

Лавазинко
1963 г. Селевск.

В книге изложены вопросы, связанные с определением сопротивления воды движению судов и составов в различных условиях эксплуатации, расчетами движительного комплекса и ходовых характеристик, особенностями управляемости и качки судов внутреннего плавания.

Изложение материала рассчитано главным образом на читателей, знакомых с основами гидромеханики и теории корабля. Книга предназначена служить учебным пособием для студентов институтов водного транспорта при изучении соответствующих разделов динамики судна, а также при выполнении курсовых и дипломных проектов. Одновременно она может быть использована широкими кругами инженерно-технических работников проектно-конструкторских и судоремонтных организаций водного транспорта как справочное пособие для расчетов в области гидродинамики судна.

Рецензенты: докт. техн. наук проф. М. Я. Алферьев
и инж. Г. В. Ефремов.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ

ГЛАВА I

СОСТАВЛЯЮЩИЕ ПОЛНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДНА И ИХ ОСОБЕННОСТИ

§ 1. Общие сведения о сопротивлении движению судна

Основные определения. Ходкостью судна принято называть способность его к перемещению с заданной скоростью под воздействием некоторой движущей силы. Величина этой силы, создаваемой обычно судовыми движителями, определяется сопротивлением, которое оказывает окружающая среда (вода и воздух) перемещениям судна.

Сравнительную оценку ходовых качеств надводных судов принято производить применительно к тому частному случаю, когда судно, находясь на поверхности спокойной воды, движется устойчиво на прямом курсе с некоторой постоянной скоростью переднего хода v . Система гидродинамических сил $q\Delta\Omega$, распределенных по всей смоченной поверхности Ω корпуса движущегося судна, может быть сведена в этом случае к результирующей силе — главному вектору Q гидродинамических сил, приложенному в центре тяжести G и лежащему в диаметральной плоскости судна, и к паре сил — главному моменту этих сил M_Q , действующему в той же плоскости (рис. 1).

Проекция R результирующей гидродинамических сил на направление скорости поступательного перемещения судна называется силой сопротивления воды движению судна (или, кратко, сопротивлением воды).

Вертикальную составляющую A_Q результирующей гидродинамических сил, вызывающую изменение средней осадки судна на ходу (погружение или всплытие), принято называть гидродинамической силой поддержания (в отличие от архимедовой силы поддержания). Главный момент гидродинамических сил M_Q по характеру своего действия на судно является дифференцирующим моментом, приво-

двигаясь к возникновению ходового дифферента судна на нос или на корму. Поэтому поступательное движение судна в общем случае может сопровождаться изменением его положения относительно спокойной поверхности воды, т. е. изменением посадки судна на ходу (в данном случае средней осадки и дифферента).

Аэродинамические силы, действующие на надводную поверхность движущегося судна, практически не оказывают влияния на

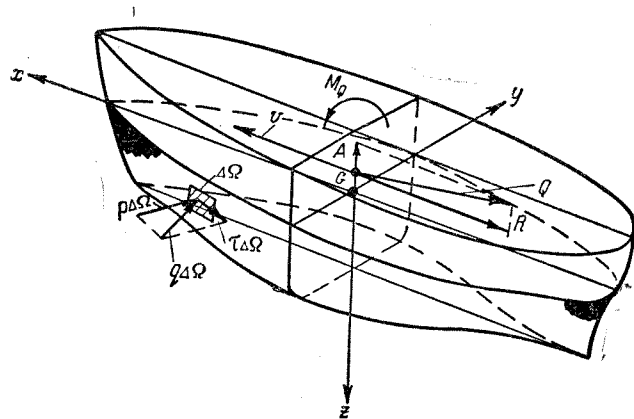


Рис. 1. Гидродинамические силы, действующие на судно при поступательном движении

изменение посадки судна на ходу, а сопротивление воздуха движению судна, являющееся проекцией результирующих этих сил на направление скорости v , составляет обычно сравнительно небольшую долю полного сопротивления среды.

Доля сопротивления воздуха в величине полного сопротивления среды может оказаться существенной только для быстроходных судов или для судов, плавающих в штормовых условиях.

Для поддержания режима установившегося поступательного движения судна со скоростью v к нему необходимо приложить некоторую движущую силу, равную по величине и противоположную по направлению силе сопротивления окружающей среды R . Такой силой может служить, например, суммарная полезная тяга $\sum P_e$, создаваемая двигателями самоходного судна, или натяжение буксирного троса Z (упор толкача) при буксировке (толкании) состава несамоходных судов, испытывающих общее сопротивление движению R_c . Условием сохранения постоянной скорости хода судна или состава судов на прямом курсе является равенство

$$\sum P_e = R \text{ или } Z = R_c. \quad (1,1)$$

Наименьшая возможная работа в единицу времени, которую необходимо затратить для буксировки судна с данной скоростью v , называется буксировочной мощностью судна N_R (л. с.) и обычно выражается в виде

$$N_R = \frac{Rv}{75}. \quad (1,2)$$

Для буксирного судна при движении с составом барж используется величина тяговой мощности, равная

$$N_Z = \frac{R_c v}{75} = \frac{Zv}{75}. \quad (1,3)$$

При неустановившемся движении судна в период разгона, торможения или реверса к числу действующих сил следует также отнести силы инерции самого судна и окружающей жидкости.

При изучении основных закономерностей сопротивления движению судов используются безразмерные критерии динамического подобия потоков жидкости — число Фруда Fr и число Рейнольдса Re , которые обычно принимаются в виде

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}; \quad (1,4)$$

$$Re = \frac{vL}{\nu}, \quad (1,5)$$

где L — длина судна по действующей ватерлинии в м;

v — его скорость хода в м/сек;

$g = 9,81$ м/сек² — ускорение силы тяжести;

ν — кинематический коэффициент вязкости в м²/сек, зависящий для данной жидкости от ее температуры.

Режимы движения судов. В зависимости от характера действия гидродинамических сил на корпус судна и соответствующего изменения его посадки на ходу, различают следующие характерные режимы движения судов по поверхности воды: 1) плавание; 2) переходный режим; 3) глиссирование.

Режим плавания судов наблюдается при относительно небольших скоростях хода и характеризуется почти точным соблюдением равенства, выражающего закон Архимеда, т. е.

$$D = A_V = \gamma V_0. \quad (1,6)$$

Здесь: D и V_0 — вес судна и его объемное водоизмещение, соответствующее статическому положению;

γ — объемный вес воды.

При движении на режиме плавания, когда гидродинамическая сила поддержания A_Q и гидродинамический дифферентующий мо-

мент M_Q малы, наблюдается лишь незначительное увеличение средней осадки судна $\Delta T_{ср}$ (погружение) из-за уменьшения давления на большей части длины корпуса по сравнению с давлениями, действующими на него при отсутствии хода, а также небольшой угол дифферента $\Delta\psi$ на нос, обусловленный тем, что носовые обводы судна обычно острее кормовых.

Переходный режим движения судов, наблюдаемый при дальнейшем повышении их скоростей хода, сопровождается заметным возрастанием гидродинамической силы поддержания и соответствующим уменьшением средней осадки судна (всплытием). Уравнение плавучести приобретает в этом случае следующий вид:

$$D = A_V + A_Q = \gamma V_1 + A_Q, \quad (1,7)$$

где $V_1 < V_0$ — объемное водоизмещение судна, соответствующее ватерлинии судна на ходу.

Одновременно возрастает гидродинамический дифференцирующий момент M_Q , вызывающий значительный дифферент судна на корму, так как при скоростях хода, которые соответствуют этому режиму движения, резко повышается волновой профиль около форштевня и увеличиваются давления, действующие на носовую оконечность судна.

Суда, движущиеся на режиме плавания или в начале переходного режима, принято называть водоизмещающими судами.

Режим глиссирования судов наступает при высоких скоростях хода и представляет собой скольжение судна по поверхности воды. Днище глиссирующего судна является несущей поверхностью, которая движется под некоторым углом атаки (углом дифферента). Режим глиссирования характеризуется тем, что при всплытии судна его вес (нагрузка) практически полностью уравновешивается только гидродинамической силой поддержания (подъемной силой), т. е.

$$D \simeq A_Q \text{ при } A_V = \gamma V_1 \simeq 0. \quad (1,8)$$

Обеспечению выхода судна на режим глиссирования также способствует и гидродинамический дифференцирующий момент, благодаря которому образуется необходимый угол атаки днища. При последующем повышении скоростей движения глиссирующего судна, когда уже обеспечена достаточная гидродинамическая сила поддержания, дифферент на корму начинает уменьшаться.

Увеличение скорости хода судов связано с значительным возрастанием сопротивления воды движению и, следовательно, с необходимостью повышения мощности и увеличения веса силовой установки и запасов топлива. Для уменьшения сопротивления воды движению судов при относительно высоких скоростях хода применяются специальные гидро- или аэродинамические устройства, позволяющие поднять корпус судна над водой. В зависимости от

типа такого устройства различают два вида движения судов, корпус которых находится над поверхностью воды: 1) движение на подводных крыльях; 2) движение на «воздушной подушке».

Режим движения на подводных крыльях может быть осуществлен в результате того, что на крыльях, размещенных под корпусом судна, возникает подъемная сила, достаточная для полного отрыва корпуса от поверхности воды. При малых скоростях хода судно с подводными крыльями движется по поверхности воды как обычное водоизмещающее судно.

Режим движения на «воздушной подушке» получается в том случае, когда под днищем судна создается повышенное давление воздуха, непрерывно подаваемого размещенными на судне вентиляторами или компрессорами, что обеспечивает достаточный подъем корпуса над поверхностью воды на высоту «воздушной подушки». Суда этого типа могут быть оборудованы специальными приспособлениями (заслонками и т. п.), которые направляют часть струи воздуха в сторону, противоположную перемещению судна, создавая тем самым реактивную движущую силу.

Сравнительная оценка относительной быстроходности судов. Для количественной оценки относительной быстроходности водоизмещающих судов, у которых длина корпуса L по действующую ватерлинию при движении остается практически такой же, как и в статическом положении, обычно используется число Фруда, представленное в виде (1,4).

Возможные пределы изменения скоростей хода при основном режиме движения колеблются для различных водоизмещающих судов в пределах, соответствующих значениям числа Фруда $Fr = 0,05 \div 0,65$. Нижний предел Fr характерен для относительно тихоходных судов (барж, буксируемых на тросе), верхний — для наиболее быстроходных водоизмещающих судов (неглиссирующих катеров). При скоростях хода, соответствующих значениям $Fr \leq (0,40 \div 0,45)$, наблюдается режим плавания судов, а при дальнейшем повышении скоростей — переходный режим.

При высоких скоростях хода длина L не может служить характерным линейным размером, в качестве которого целесообразно принять величину $\sqrt[3]{\frac{D}{\gamma}} = \sqrt[3]{V_0}$, связанную с неизменной нагрузкой судна ($D = \text{const}$). Поэтому обобщенной характеристикой относительной быстроходности судов на всех режимах движения является число Фруда в форме

$$Fr_D = \frac{v}{\sqrt{g \sqrt[3]{V_0}}} = Fr \sqrt{\bar{l}}, \quad (1,9)$$

где $\bar{l} = \frac{L}{\sqrt[3]{V_0}}$ — относительная длина судна (в статическом положении).

Экспериментальные исследования показывают, что в качестве границ различных режимов движения судов можно принять следующие значения числа Фруда (относительной скорости):

- 1) $Fr_D < 1$ или $Fr < \frac{1}{\sqrt{l}}$ — режим плавания;
- 2) $1 \leq Fr_D \leq 3$ или $\frac{1}{\sqrt{l}} \leq Fr \leq \frac{3}{\sqrt{l}}$ — переходный режим,

который при $Fr_D \leq 1,5$ мало отличается от плавания, а при $Fr_D \geq 2,5$ близок к глиссированию;

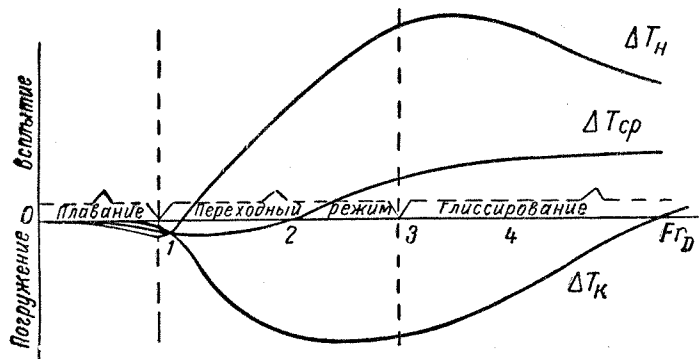


Рис. 2. Влияние относительной скорости на изменение посадки судна

- 3) $Fr_D > 3$ или $Fr > \frac{3}{\sqrt{l}}$ — глиссирование, причем архимедова сила поддержания полностью исчезает при $Fr_D \approx 5$ или $Fr \approx \frac{5}{\sqrt{l}}$.

Влияние относительной скорости судов на изменение их посадки на ходу можно иллюстрировать рис. 2, на котором приведен типовой график, характеризующий качественное изменение погружения носом, кормой и в миделе (ΔT_n , ΔT_k и $\Delta T_{ср}$) в зависимости от величины Fr_D .

Изменение режима движения также существенно влияет на величину и характер изменения силы сопротивления в зависимости от скорости хода судна. Для примера на рис. 3 изображены кривые удельного сопротивления $\frac{R}{D}$ (кг/т), построенные в зависимости от величины Fr_D для трех типов судов, которые имеют примерно одинаковые размеры корпуса, но спроектированы для движения

на различных режимах (плавание и переходный режим, глиссирование, движение на подводных крыльях).

Обычно сравнение показателей ходкости производится для судов, только что законченных постройкой и движущихся по неограниченному фарватеру, при отсутствии заметного ветра и вызванных им волн, что соответствует условиям, при которых должны проводиться сдаточные испытания судов. При таком методе оценки ходовых качеств различных судов дополнительное влияние внешних природных факторов на величину сопротивления движению рассматривается отдельно и учитывается в той мере, в какой это необходимо для предполагаемых нормальных условий эксплуатации данного судна.

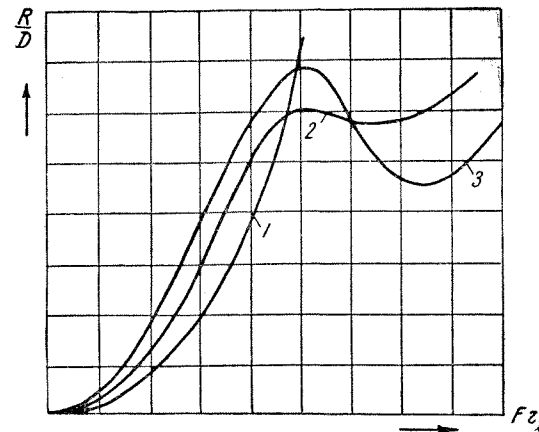


Рис. 3. Кривые удельного сопротивления при различных режимах движения судов
1, 2, 3 — водоизмещающее, глиссирующее судно и судно на подводных крыльях

§ 2. Разделение сопротивления воды на составные части

Принцип разделения сопротивления воды на составные части. Основной гипотезой, упрощающей изучение основных закономерностей сопротивления воды движению судна, может служить предположение о независимости отдельных составляющих сопротивления, каждая из которых связана только с определенным видом напряжения поверхностных гидродинамических сил (касательным или нормальным) и с одним из важнейших физических свойств жидкости (вязкостью или весомостью).

Проектируя касательные и нормальные составляющие ($\tau \Delta \Omega$ и $p \Delta \Omega$) элементарных гидродинамических сил (см. рис. 1), распределенных по всей смоченной поверхности судна Ω , на направление его поступательного перемещения, можно представить полное сопротивление воды R в виде суммы следующих двух составляющих:

$$R = \iint_{\Omega} \tau \cos(\tau, v) d\Omega + \iint_{\Omega} p \cos(p, v) d\Omega = R_f + R_d. \quad (2,1)$$

Первое слагаемое R_f в выражении (2,1) называется сопротивлением трения, второе R_d — сопротивлением давления.

В свою очередь, нормальную составляющую $p\Delta\Omega$ элементарных гидродинамических сил можно считать состоящей из двух частей — $p_k\Delta\Omega$ и $p_w\Delta\Omega$, первая из которых обусловлена влиянием вязкости и возникновением пограничного слоя, а вторая — практически не зависит от вязкости и связана с образованием судовых волн. Поэтому величину R_d можно представить в виде суммы двух составляющих

$$R_d = \iint_{\Omega} p_k \cos(p, v) d\Omega + \iint_{\Omega} p_w \cos(p, v) d\Omega = R_k + R_w. \quad (2,2)$$

Слагаемое R_k называется сопротивлением формы (менее точное название — вихревое сопротивление), а слагаемое R_w — волновым сопротивлением.

Таким образом, полное сопротивление воды движению судна можно рассматривать в виде суммы

$$R = R_f + R_k + R_w. \quad (2,3)$$

В последние годы наметилась тенденция к более уточненному изучению проблемы сопротивления воды движению судов, основанному только на одном предположении, согласно которому процесс волнообразования можно считать не связанным с проявлением свойства вязкости жидкости, а действие сил вязкостного происхождения — не зависящим от волнообразования. В соответствии с этим предположением, в рассмотрение вводится вязкостное сопротивление R_s , равное

$$R_s = R_f + R_k. \quad (2,4)$$

Тогда полное сопротивление воды движению судна определяется как сумма вязкостной и волновой составляющих

$$R = R_s + R_w. \quad (2,5)$$

Принципиально менее обоснованным, но вполне приемлемым для практики, является выделение так называемого остаточного сопротивления R_o , величина которого равна разности между полным сопротивлением воды R (для модели или натурального судна) и основной частью R'_f сопротивления трения, определяемой как сопротивление трения эквивалентной пластины (см. § 3 и 10), т. е.

$$R_o = R - R'_f = R_w + R_k + \Delta R'_f, \quad (2,6)$$

где $\Delta R'_f$ — часть сопротивления трения, обусловленная влиянием кривизны судовой поверхности на распределение касательных напряжений.

Полное сопротивление воды движению судна получается при этом в виде суммы (в дальнейшем индекс, относящийся к эквивалентной пластине, обычно опускается)

$$R = R_f + R_o. \quad (2,7)$$

Для изыскания обводов корпуса судна, наиболее рациональных с точки зрения возможности снижения сопротивления воды, и для разработки достаточно надежных практических методов его расчета необходимо иметь представление о роли основных составляющих в величине полного сопротивления.

На рис. 4 приведен график, который может служить для ориентировочной оценки соотношения между составляющими сопротив-

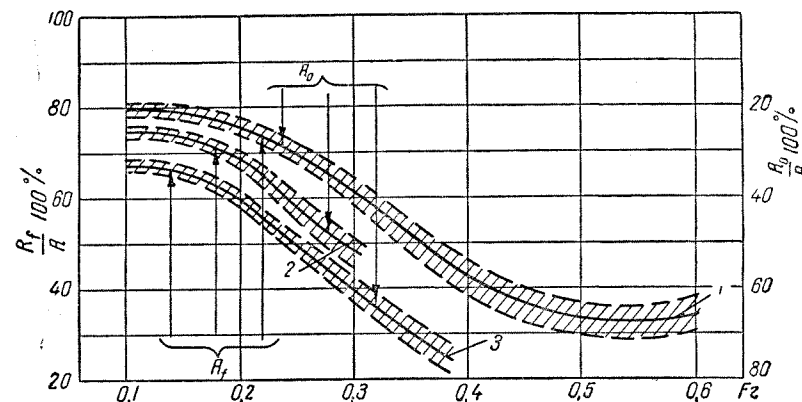


Рис. 4. Соотношение между основными составляющими сопротивления

1 — пассажирские суда ($Fz < 0,40$; $\bar{I} = 7,5 \div 9,0$), водоизмещающие катера ($Fz > 0,50$); 2 — грузовые суда ($Fz < 0,30$; $\bar{I} = 5,5 \div 7,0$); 3 — буксирные, ледокольные, рыбопромысловые суда ($Fz < 0,40$; $\bar{I} = 4,0 \div 5,5$)

ления R_f и R_o для водоизмещающих судов при движении в условиях неограниченного фарватера в зависимости от значений Fz и \bar{I} , которые соответственно характеризуют относительную быстроту судна и относительную остроту его обводов. Заштрихованные участки показывают на графике возможные пределы отклонений от среднего соотношения между значениями R_f и R_o , которое определяется приведенными здесь кривыми для различных типов судов морского и речного флота.

Безразмерные коэффициенты сопротивления. Для расчета полного сопротивления воды движению водоизмещающих судов R (кг) обычно пользуются формулами, структура которых соответствует принципам теории гидромеханического подобия. Принимая в качестве характерной площади величину Ω (m^2), можно получить следующую общую формулу для определения сопротивления:

$$R = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \Omega. \quad (2,8)$$

Здесь: ρ — плотность воды в кгсек²/м⁴;
 ζ — безразмерный коэффициент полного сопротивления воды, равный

$$\zeta = \frac{2R}{\rho v^2 \Omega} = \int_0^{\tau} \left[\frac{2\tau}{\rho v^2} \cos(\tau, v) + \frac{2p}{\rho v^2} \cos(p, v) \right] \frac{d\Omega}{\Omega}. \quad (2,9)$$

Для данного судна коэффициент ζ является сложной функцией чисел Фруда Fr и Рейнольдса Re (рис. 5), т. е.

$$\zeta = f(\text{Fr}, \text{Re}) \quad (2,10)$$

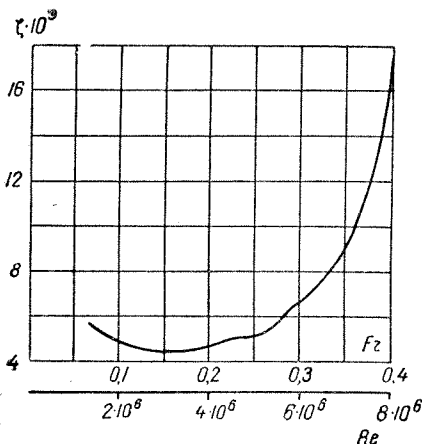


Рис. 5. Кривая коэффициента полного сопротивления (по результатам модельных испытаний)

Число Фруда для водоизмещающих судов обычно определяется по формуле (1,4), а число Рейнольдса — по формуле (1,5). Величина Re изменяется для натурных судов различного типа в достаточно широких пределах ($\text{Re} = 3 \cdot 10^7 \div 5 \cdot 10^9$).

Пользуясь гипотезой о независимости отдельных составляющих полного сопротивления воды, величину коэффициента ζ можно представить в виде суммы

$$\zeta = \zeta_f + \zeta_k + \zeta_w, \quad (2,11)$$

где ζ_f , ζ_k и ζ_w — коэффициенты сопротивления трения, сопротивления формы и волнового сопротивления, соответственно равные

$$\zeta_f = \frac{2R_f}{\rho v^2 \Omega}; \quad \zeta_k = \frac{2R_k}{\rho v^2 \Omega}; \quad \zeta_w = \frac{2R_w}{\rho v^2 \Omega}. \quad (2,12)$$

Приближенно можно считать, что каждый из этих коэффициентов для данного судна зависит только от одного критерия динамического подобия (Re или Fr), т. е.

$$\zeta_f = f_1(\text{Re}); \quad \zeta_k = f_2(\text{Re}); \quad \zeta_w = f_3(\text{Fr}). \quad (2,13)$$

Из сказанного выше следует, что основной задачей теоретического и экспериментального изучения проблемы сопротивления воды движению судов является определение зависимостей (2,13) в явном виде, а также учет влияния важнейших элементов судна и условий его движения на эти зависимости.

§ 3. Сопротивление трения гладкой судовой поверхности

Методы определения сопротивления трения судовой поверхности. Сопротивление трения представляет собой проекцию результирующей касательных к поверхности судна напряжений гидродинамических сил на направление его движения.

Величина сопротивления трения R_f , определяемая первым членом выражения (2,1), зависит в основном от размеров и степени шероховатости поверхности подводной части судна, а также от скорости его движения. Помимо того, на величину R_f влияют физические свойства жидкости и режим ее течения внутри пограничного слоя, возникающего у поверхности судна. В конечном счете эта величина определяется распределением касательных напряжений вдоль поверхности судна в пределах $3/4$ длины корпуса от форштевня.

Сопротивление трения R_f судовой поверхности можно определить следующими методами:

1) непосредственным интегрированием по смоченной поверхности судна Ω касательных напряжений, полученных теоретическим или экспериментальным путем;

2) вычислением разности полного сопротивления воды R , измеренного в процессе обычных буксировочных испытаний модели судна, и сопротивления давления R_d , полученного интегрированием гидродинамических давлений по поверхности Ω ;

3) расчетом по величине безразмерного коэффициента $\zeta_f = f(\text{Re})$, принятого для данного судна на основании ряда упрощающих допущений и входящего в формулу общего вида

$$R_f = \zeta_f \frac{\rho v^2}{2} \Omega. \quad (3,1)$$

Первые два метода являются весьма сложными и трудоемкими, вследствие чего они используются лишь при выполнении специальных научно-исследовательских работ. Для практического расчета сопротивления трения обычно применяется последний метод, который при правильном выборе коэффициента ζ_f должен давать результаты, одинаковые с двумя первыми.

Применяемая в настоящее время упрощенная схема расчета сопротивления трения R_f для судов и их моделей основана на следующих допущениях:

а) поверхность корпуса предполагается технически гладкой, а влияние шероховатости наружной обшивки судна на величину R_f учитывается отдельно посредством введения соответствующей надбавки на шероховатость (см. § 4);

б) сопротивление трения гладкой поверхности корпуса считается таким же, как и для эквивалентной пластины.

Технически (или гидродинамически) гладкой поверхностью принято считать такую поверхность, неровности которой (иначе, бугорки шероховатости) настолько глубоко погружены в ламинарный подслон, непосредственно прилегающий к этой поверхности, что практически не оказывают влияния на сопротивление движению тела (судна).

Под эквивалентной пластиной понимается плоская тонкая пластина прямоугольной формы, имеющая длину, равную длине судна L по действующей ватерлинии, смоченную поверхность, одинаковую со смоченной поверхностью Ω его корпуса, и движущаяся в той же жидкости со скоростью судна v при условии соответствия режимов обтекания в пограничном слое этой пластины и судна.

Допущение о возможности замены поверхности судна поверхностью эквивалентной пластины влечет за собой ряд погрешностей. Однако влияние кривизны обводов судна на сопротивление трения относительно невелико, и, в случае необходимости, может быть оценено введением в рассмотрение соответствующих поправок к значению R_f , вычисленному для эквивалентной пластины (см. ниже).

Значения чисел Рейнольдса Re для натуральных судов обычно настолько велики (см. § 2), что пограничный слой, образующийся вдоль судовой поверхности, оказывается турбулентным практически на всей длине корпуса. Поэтому расчет сопротивления трения для судов производится на основании данных, относящихся к случаю турбулентного режима течения жидкости внутри пограничного слоя.

Экстраполяторы трения. Для определения величины сопротивления трения гладких плоских пластин при турбулентном режиме обтекания внутри пограничного слоя применяются расчетные формулы, которые по своей структуре соответствуют принципам теории гидромеханического подобия, но содержат ряд эмпирических постоянных. Эти постоянные обычно находятся на основании материалов экспериментальных исследований турбулентного пограничного слоя в гладких цилиндрических трубах, а также по результатам буксировки пластин или понтонов при достаточно высоких числах Рейнольдса. Методы расчета сопротивления трения судовой поверхности, основанные на использовании таких данных, часто называют экстраполяторами трения.

В отечественной практике судостроения в качестве экстраполятора трения обычно используется формула Прандтля-Шлихтинга, основанная на логарифмическом законе распределения скоростей в турбулентном пограничном слое пластины по нормали к ее поверхности и имеющая вид

$$\zeta_f = \frac{0,455}{(\lg Re)^{2,58}} \quad (3,2)$$

Эта формула удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными для плоских пластин в области чисел Рейнольдса, соответствующей натурным судам и их моделям. График зависимости коэффициентов сопротивления трения ζ_f от числа Рейнольдса $Re = \frac{vL}{\nu}$, построенный на основании формулы (3,2), приведен на рис. 6. Величина кинематического коэффициента вязкости ν , входящая в значение Re , принимается по графику рис. 7 для данной температуры воды $t^\circ C$.

В американском судостроении для расчета сопротивления трения принята кривая Шенхерра (иначе, стандартная линия), которая получена в 1932 г. на основании результатов обработки материалов по измерению сопротивления трения пластин и понтонов. Эта кривая может быть выражена формулой вида

$$\frac{0,242}{\sqrt{\zeta_f}} = \lg (Re \zeta_f). \quad (3,3)$$

Коэффициенты ζ_f , полученные по формулам (3,2) и (3,3) в диапазоне чисел Рейнольдса $Re \geq 1 \cdot 10^6$, отличаются незначительно.

В последнее время для расчета сопротивления трения судовой поверхности был предложен ряд новых формул. К числу их относится формула Лэпа-Трооста, которая предложена на основании анализа теоретических формул, характеризующих турбулентный поток в гладких трубах, и распространена для поверхностей разной формы, включая судовые. Коэффициент сопротивления трения различных поверхностей определяется при этом по общей формуле

$$\frac{0,254}{\sqrt{\zeta_f}} = \lg (Re \sqrt{\zeta_f}) + 1,027 - \lg A, \quad (3,4)$$

в которой величина $\lg A$ зависит от типа поверхности и принимается равной 1,00 для труб; 1,98 для плоских пластин; 2,10—2,50 для судовых обводов.

Результаты систематических опытов Хьюза и Лэпа по исследованию влияния продольных кромок пластин на величину сопротивления трения показали, что с уменьшением относительного размаха (иначе, относительной длины) пластины коэффициент ζ_f возрастает. Это возрастание величины ζ_f связано с изменением толщины пограничного слоя и поперечного перепада скоростей по мере приближения к продольным кромкам пластины. Для определения коэффициента ζ_f пластин бесконечного размаха можно пользоваться приведенной выше формулой Лэпа-Трооста (при $\lg A = 1,98$), а также формулой Хьюза

$$\zeta_f = \frac{0,066}{(\lg Re - 2,03)^2} \quad (3,5)$$

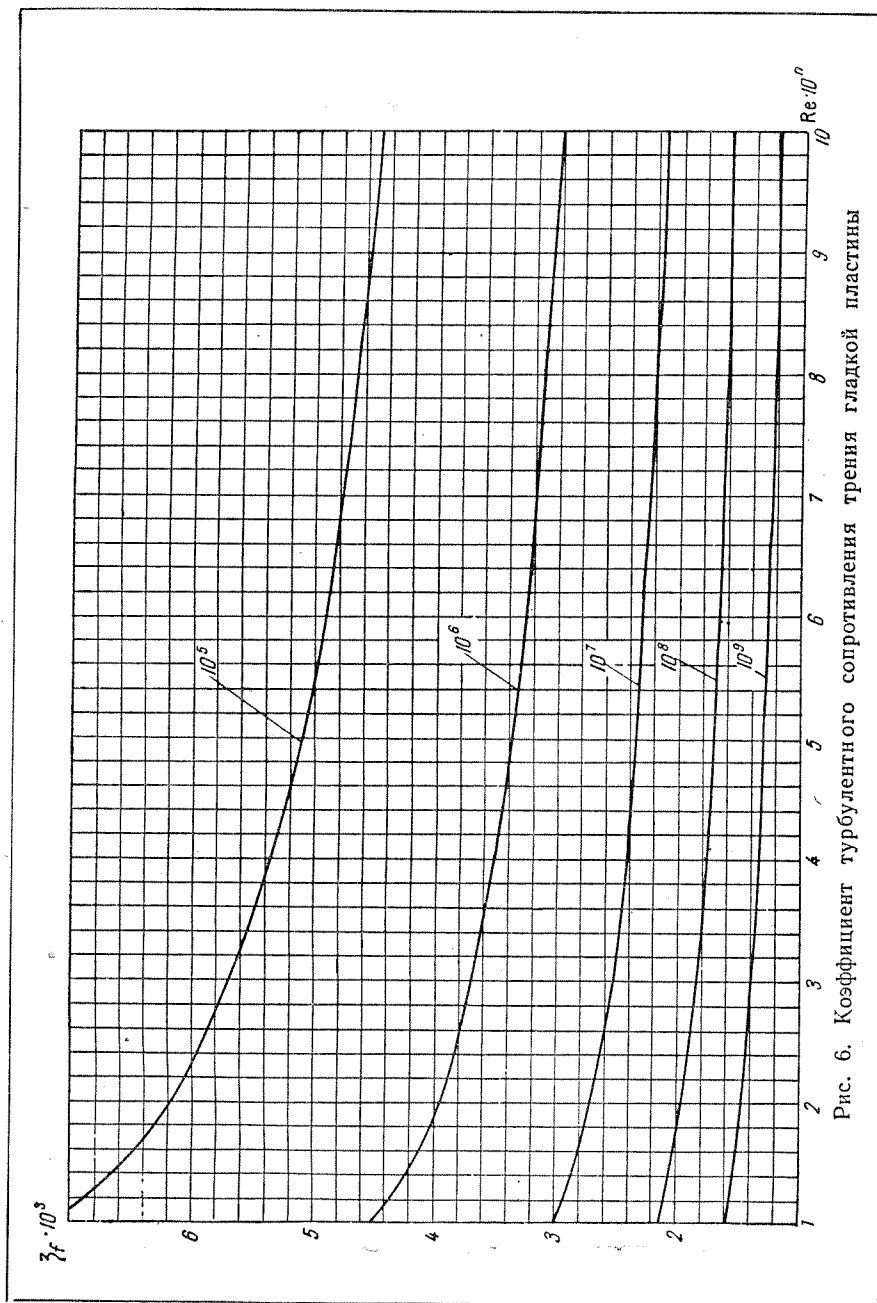


Рис. 6. Коэффициент турбулентного сопротивления трения гладкой пластины

Такие формулы, которые при расчете сопротивления трения исключают влияние продольных кромок пластин, принято называть двумерными экстраполяторами трения. Формулы, позволяющие определить величину сопротивления трения без использования данных для плоских пластин, получили название трехмерных экстраполяторов трения (точнее, вязкостного сопротивления).

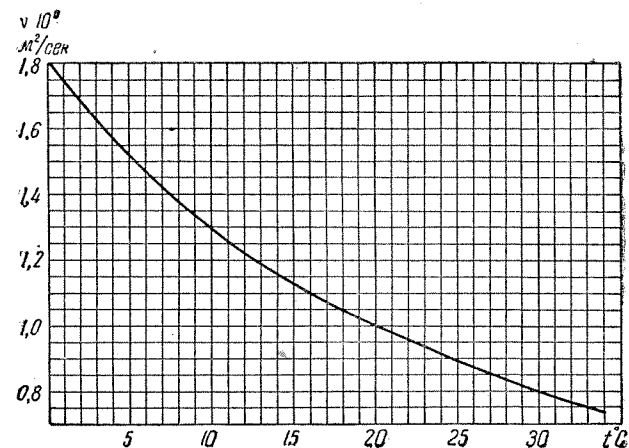


Рис. 7. Кинематический коэффициент вязкости

Подобным экстраполятором может служить уравнение (3,4), если входящая в него величина $\lg A$ принимается непосредственно для судовых обводов, а также формула (3,5), с введением в нее постоянного поправочного множителя, большего единицы и полученного для данного судна по результатам испытаний его модели (см. §§ 5 и 10).

Сопоставление данных пересчета результатов испытаний масштабных серий моделей на натуре с материалами испытаний судов также позволяет использовать кривую турбулентного трения $\zeta_f = f(Re)$, определяемую формулой

$$\zeta_f = \frac{0,075}{(\lg Re - 2)^2}. \quad (3,6)$$

Эта кривая была рекомендована VIII Международной конференцией опытовых бассейнов (Мадрид, 1957 г.) в качестве единого экстраполятора трения впредь до получения новых, более точных данных по расчету вязкостных составляющих сопротивления.

Влияние кривизны судовых обводов на сопротивление трения. Наличие продольной и поперечной кривизны судовых обводов при-

водит к тому, что частицы воды при обтекании корпуса судна должны проходить большее расстояние от носа до кормы, чем соответствующее расстояние для эквивалентной пластины. Помимо того, криволинейность судовых обводов создает продольный и поперечный перепад скоростей потока на внешней границе пограничного слоя.

Изменение закона распределения скоростей и толщины пограничного слоя, вызванное кривизной обводов судна, сопровождается некоторым изменением местных сил трения вдоль криволинейной судовой поверхности по сравнению с их значением вдоль пластины. Обусловленное этим изменение сопротивления трения можно оценить с помощью так называемого коэффициента влияния кривизны поверхности, равного

$$a_f = \frac{R_f}{R'_f} = \frac{\zeta_f}{\zeta'_f}, \quad (3,7)$$

где R_f и ζ_f — сопротивление трения и его безразмерный коэффициент для объемного тела с криволинейной поверхностью;

R'_f и ζ'_f — значения тех же величин для эквивалентной пластины.

Результаты теоретических расчетов и совпадающие с ними экспериментальные данные показывают, что величина коэффициента a_f для тел вращения возрастает при уменьшении их относительного удлинения $\frac{L}{B}$ и в среднем равна $a_f = 1,04 \div 1,08$ (при $\frac{L}{B} = 8,2 \div 5,6$). Для цилиндрических тел (т. е. при двухмерном обтекании) величина коэффициента a_f получается значительно больше, чем для тел вращения (при трехмерном обтекании). По результатам испытаний моделей судов различного типа в опытовых бассейнах значение этого коэффициента обычно составляет $a_f = 1,02 \div 1,08$, причем увеличение коэффициента продольной полноты φ при заданном отношении $\frac{L}{B}$ приводит к возрастанию значения a_f . Для приближенной оценки влияния кривизны судовой поверхности на увеличение сопротивления трения также можно использовать эмпирическую формулу Хорна, которая относится к судам с нормальными обводами и скоростью хода, соответствующей числам Фруда $Fr \leq 0,35$. Эта формула имеет следующий вид:

$$a_f = \frac{R_f}{R'_f} = 1 + 0,01 \left[\frac{11,25 - \frac{L}{B}}{5} + 2,5 \right] (0,35 + \varphi) \left(1,30 - \frac{B}{10T} \right). \quad (3,8)$$

Малое влияние кривизны судовой поверхности на сопротивление трения объясняется тем, что возрастание скоростей обтекания корпуса судна трехмерным потоком по сравнению с их значениями для плоской пластины относительно невелико. Помимо того, это возрастание скоростей в известной мере компенсируется уменьшением проекции касательных напряжений на направление движения судна по сравнению с их полной величиной, определяющей сопротивление трения для плоской пластины.

Сопротивление трения гладкой поверхности судна с учетом влияния ее кривизны можно определить по формуле

$$R_f = a_f R'_f = a_f \zeta'_f \frac{\rho v^2}{2} \Omega. \quad (3,9)$$

Однако при выполнении практических расчетов принимают $a_f = 1,0$, относя влияние кривизны судовой поверхности на сопротивление трения к величине остаточного сопротивления, определяемой по результатам модельных испытаний или по приближенным методам (см. гл. II и V).

§ 4. Влияние шероховатости судовой поверхности на сопротивление

Виды шероховатости обшивки судового корпуса. Обследование подводной части судов показывает, что даже при высоком качестве наружного покрытия обшивка корпуса законченных постройкой судов не является гидродинамически гладкой, поскольку высота бугорков шероховатости на судовой поверхности оказывается сопоставимой с толщиной ламинарного подслоя. Шероховатость судовой поверхности может оказать существенное влияние на характеристики пограничного слоя судна, а следовательно, и на величину вязкостных составляющих сопротивления.

Все виды шероховатости судовой поверхности можно подразделить на следующие категории в зависимости от ее происхождения (по Г. Сандерсу):

1) шероховатость, обусловленная природой самого материала и особенностями обработки его поверхности (от окалины, ржавчины, мелких углублений после проката на металле и т. п.);

2) технологическая шероховатость, зависящая от особенностей технологии сборки корпуса судна (от волнистости обшивки, валиков сварных швов или головок заклепок и т. п.);

3) шероховатость, вызванная неровностями покрытия (окраски) поверхности обшивки корпуса после постройки или ремонта судна;

4) шероховатость, возникающая в процессе эксплуатации судна вследствие разрушения первоначального покрытия подводной части корпуса и ее обрастания водорослями и животными организмами (подробнее см. § 15).

Первые две категории шероховатости объединяются под названием конструктивной шероховатости судовой поверхности, в отличие от двух последних, связанных с неровностью покрытия наружной обшивки корпуса.

Шероховатость, обусловленная природой материала обшивки корпуса, особенностями обработки и неровностями ее покрытия, образуется за счет бугорков, более или менее равномерно распределенных по судовой поверхности, т. е. может быть отнесена к общей шероховатости. Все основные виды технологической шероховатости относятся к местной шероховатости, так как в рассматриваемом случае выступы и углубления сосредоточиваются лишь на отдельных участках обшивки, а их высота (глубина) всегда превосходит толщину ламинарного подслоя. Исключением здесь является лишь волнистость наружной обшивки корпуса после сварки, представляющая особый вид шероховатости, более приближающийся к общей шероховатости.

Методы учета влияния шероховатости судовой поверхности на сопротивление. Все методы учета влияния шероховатости поверхности судового корпуса на сопротивление воды движению судна можно разделить на следующие две группы:

1) методы учета влияния отдельных видов общей или местной шероховатости на сопротивление;

2) методы совместной оценки дополнительного сопротивления от всех видов общей и местной шероховатости.

Методы отдельного учета влияния различных видов шероховатости на сопротивление являются весьма сложными и трудоемкими, вследствие чего они используются лишь в работах, имеющих научно-исследовательский характер.

Поэтому при выполнении расчетов сопротивления воды движению судна на практике обычно используется упрощенный метод совместной оценки влияния всех видов шероховатости судовой поверхности на сопротивление, основанный на сопоставлении результатов натурных и модельных испытаний. При использовании этого метода дополнительное вязкостное сопротивление, обусловленное шероховатостью судовой поверхности, принято рассматривать как общую надбавку ΔR_f (или $\Delta \zeta_f = \frac{2\Delta R_f}{\rho v^2 \Omega}$) к сопротивлению трения технически гладкой поверхности на влияние всех видов шероховатости. Поэтому сопротивление трения судовой поверхности, определяемое применительно к эквивалентной пластине, с учетом надбавки $\Delta \zeta_f$ на шероховатость, получается равным

$$R_f = (\zeta_f + \Delta \zeta_f) \frac{\rho v^2}{2} \Omega. \quad (4.1)$$

Дополнительное сопротивление различных видов шероховатости судовой поверхности. Шероховатость свежеекрасочной стальной

обшивки сварного корпуса судна обусловлена неровностями покрытия (окраски) поверхности листов, волнистостью их в направлении обтекания, валиками стыковых и пазовых сварных швов, а также местными вырезами в обшивке.

Покрытие поверхности обшивки. Степень шероховатости поверхности листов наружной обшивки, снабженной покрытием, зависит от вида этого покрытия, способа и условий его нанесения, а также от качества подготовки поверхности перед покрытием. Общее представление о степени шероховатости покрытия листов наружной обшивки дают профилограммы, т. е. кривые, снятые с помощью специального прибора — профилографа и изображающие в увеличенном масштабе рельеф поверхности листа обшивки в направлении обтекания его потоком воды.

Анализ таких профилограмм приводит к выводу, что обычная (техническая) шероховатость покрытия окрашенных листов наружной обшивки по своему характеру приближается к микроволнистости, причем плотность распределения ее на отдельных участках поверхности обшивки неодинакова (неоднородная, или нерегулярная шероховатость).

Для наиболее объективной оценки степени шероховатости окрашенных листов обшивки можно использовать понятие средней квадратичной высоты h_s бугорков шероховатости на поверхности листа. По принятым в настоящее время условиям и технологической схеме окраски поверхности корпуса судна значение этой высоты для свежеекрасочных листов наружной обшивки обычно не превосходит $h_s = 70 \cdot 10^{-3}$ мм (при средней длине микроволн от 0,5 до 4 мм).

Для данного вида окраски надбавка $\Delta \zeta_f$ на шероховатость судовой поверхности сохраняет практически постоянные значения во всем диапазоне изменения скоростей хода судна, но колеблется в широких пределах (от $0,1 \cdot 10^{-3}$ до $0,9 \cdot 10^{-3}$) в зависимости от вида покрытия. Наименьшие значения $\Delta \zeta_f$ получаются для судов с цельносварным корпусом, окрашенным стандартной краской, а наибольшие — для судов, корпус которых окрашен специальной необрастающей краской.

Если известно среднее квадратичное значение h_s высоты бугорков шероховатости, то величину коэффициента сопротивления трения шероховатой пластины приближенно можно определить по формуле, полученной А. Д. Альтшулем

$$\zeta_f + \Delta \zeta_f = 0,034 \left(\frac{h_s}{L} + \frac{50}{Re} \right)^{0,2}. \quad (4.2)$$

Волнистость обшивки. Степень шероховатости, обусловленная продольной волнистостью поверхности листов наружной обшивки сварного корпуса судна, характеризуется относительной крутизной волнового профиля, равной отношению высоты волн

к их длине и зависящей от принятой системы набора и особенностей технологии сборки корпуса. Допускаемая волнистость наружной обшивки определяется технологическими нормами на постройку корпуса, согласно которым относительная крутизна профиля не должна превосходить значения $\frac{1}{200} - \frac{1}{300}$ (обычно высота волн на поверхности обшивки равна 1,5—3,0 мм, а их длина — 600—800 мм).

Основную часть дополнительного вязкостного сопротивления от продольной волнистости листов наружной обшивки составляет сопротивление формы (см. § 5), которое возникает из-за перераспределения давлений в пограничном слое вдоль волнистой поверхности. Сопротивление трения волнистой поверхности при безотрывном обтекании лишь на 3—5% больше, чем для гладкой пластины. При наличии же местных отрывов пограничного слоя это сопротивление может оказаться даже меньше, чем для гладкой пластины, так как часть волнистой поверхности, расположенная в зоне отрывов, вовсе не обтекается.

При соблюдении указанных выше технологических норм дополнительное сопротивление от волнистости наружной обшивки оказывается незначительным. Влияние волнистости поверхности может получиться заметным только для носовой оконечности корпуса судна, где мала толщина пограничного слоя.

Сварные швы обшивки. Возникновение дополнительного вязкостного сопротивления от стыковых и пазовых швов наружной обшивки корпуса судна обусловлено тем, что в месте их расположения происходит резкое изменение толщины пограничного слоя и величины давлений вдоль профиля шва. Поэтому сопротивление от сварных швов включает в себя как сопротивление трения, так и сопротивление формы (вихревое), причем последнее играет основную роль. Сравнительно небольшое влияние сварных швов на сопротивление трения объясняется некоторым снижением касательных напряжений позади швов, обусловленным тем, что в месте их расположения толщина пограничного слоя становится больше, чем на гладкой поверхности.

Результаты расчетов, полученные В. Н. Михайловым, показывают, что сопротивление от стыковых сварных швов составляет от 3 до 5%, а сопротивление от пазовых швов — от 0,3 до 1,5% сопротивления трения эквивалентной технически гладкой пластины.

Местные углубления в корпусе судна. Наличие местных углублений в наружной обшивке корпуса судна, имеющих вид «глубоких» вырезов (с глубиной ячейки до 0,2 ее длины), приводит к возникновению дополнительного сопротивления, состоящего из двух основных частей. Первая часть сопротивления обусловлена турбулентным трением частиц жидкости внешнего по-

тока, обтекающего вырез, и потока, находящегося внутри ячейки выреза, а вторая часть возникает вследствие внезапного сжатия внешнего потока при обтекании кормовой стенки выреза.

Результаты расчетов, выполненных тем же автором для двух типов судов, показывают, что часть надбавки на шероховатость от местных отверстий и вырезов в корпусе может достигать значений $\Delta\zeta_f = (0,1 \div 0,5) \cdot 10^{-3}$ в зависимости от характера и расположения этих углублений, особенно если они находятся в носовой оконечности судна. Наличие решеток, закрывающих забортные отверстия и вырезы в обшивке корпуса судна, приводит к уменьшению их дополнительного сопротивления.

Приведенные выше данные свидетельствуют о том, что при нормальном количестве и относительно небольших размерах вырезов в наружной обшивке основная часть надбавки на шероховатость для судов с цельносварным корпусом обусловлена неровностями окраски листов обшивки (до 60% суммарной надбавки).

Клепаная обшивка. Основная часть дополнительного вязкостного сопротивления от шероховатости наружной обшивки у судов с клепаным корпусом возникает за счет местной шероховатости, создаваемой головками заклепок, кромками листов обшивки, накладными планками и т. п.

Согласно данным Аллана и Катлэнда, сопротивление трения для крупных клепаных судов получается на 15—20% больше, чем для сварных судов тех же размеров. Более половины дополнительного сопротивления от шероховатости поверхности клепаного корпуса обычно дают незакругленные поперечные кромки листов обшивки. Если срез этих кромок делать плавным и направлять его в корму, то дополнительное сопротивление от шероховатости может быть снижено для крупных судов на 10—13%.

На сварных судах в районе скулы часто делаются два клепаных пазовых шва, увеличивающие сопротивление трения на 0,5—1,5% по сравнению с гладкой поверхностью. Наличие клепаных шпангоутов на сварных судах приводит к увеличению сопротивления на 2—5%.

Общая надбавка на шероховатость. Анализ результатов натуральных испытаний и обобщение опыта эксплуатации судов различных типов показывают, что общая надбавка $\Delta\zeta_f$, учитывающая совместное влияние всех видов общей и местной шероховатости обшивки, сохраняет практически постоянное значение во всем диапазоне изменения скоростей хода данного судна, но существенно зависит от конструкции судового корпуса, технологии его сборки и сорта краски, а также от срока, прошедшего после очистки корпуса в доке. В качестве примера на рис. 8 приведены кривые, характеризующие значения $\Delta\zeta_f$ по натурным данным для различных судов. Здесь же нанесена кривая, соответствующая стандартной надбавке $\Delta\zeta_f =$

$= 0,4 \cdot 10^{-3}$, которая принимается в США при расчете сопротивления трения гладкой пластины по кривой Шенхерра.

В отечественной практике средние значения $\Delta\zeta_f$ для свежеокрашенного корпуса судна (в условиях сдаточных испытаний) обычно принимаются в пределах, которые указаны в табл. 1.

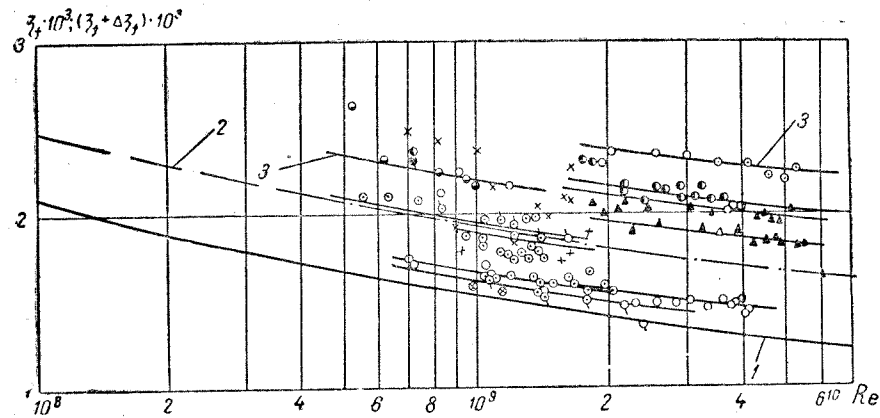


Рис. 8. Надбавка на шероховатость по данным натурных испытаний судов
1 — кривая $\zeta_f = f(Re)$ для гладкой пластины (по Шенхерру); 2 — кривая $\zeta_f + 0,4 \cdot 10^{-3} = f(Re)$; 3 — кривые $\zeta_f + \Delta\zeta_f = f(Re)$ для различных судов

Для судов с меньшими размерами корпуса рекомендуется принимать более высокие значения $\Delta\zeta_f$, так как при одном и том же качестве поверхности наружной обшивки и при одинаковом сорте краски эти суда имеют более высокую величину средней относи-

Таблица 1

Значения надбавки на шероховатость наружной обшивки судов

Тип судна и особенности обшивки корпуса	Значения $\Delta\zeta_f \cdot 10^3$
Суда со сварной обшивкой или с обшивкой, клепанной «впотаи»	
а) быстроходные	0,3—0,5
б) с умеренными относительными скоростями хода	0,4—0,7
Суда с обычной клепаной обшивкой и со сварной обшивкой при наличии значительной волнистости поверхности и больших вырезов	0,7—1,0
Суда с деревянной обшивкой	1,8—2,3
Железобетонные суда	1,3—1,9

тельной шероховатости поверхности, чем крупные суда. В последние годы в связи с совершенствованием технологии постройки судов со сварной обшивкой и улучшением качества покрытия ее поверхности наметилась тенденция к снижению величины надбавки на шероховатость для условий сдаточных испытаний до значений $\Delta\zeta_f = (0,1 \div 0,3) \cdot 10^{-3}$.

§ 5. Сопротивление формы. Совместный учет вязкостных составляющих сопротивления

Методы определения сопротивления формы для судов. Сопротивление формы представляет собой часть проекции результирующей гидродинамических давлений на направление движения судна, обусловленную их перераспределением по смоченной поверхности судна вследствие вязкости жидкости. При отсутствии волнообразования (например, для глубоко погруженных тел) сопротивление формы равно сопротивлению давления (см. § 1).

Возникновение сопротивления формы R_k , определяемого первым членом выражения (2,2), связано главным образом с уменьшением гидродинамических давлений по поверхности кормовой оконечности судна, где влияние вязкости и пограничного слоя на эти давления особенно велико. Поэтому на величину R_k особенно заметно влияет характер кормовых обводов судна.

Сопротивление формы R_k для судов можно определить следующими методами:

1) непосредственным интегрированием по смоченной поверхности судна Ω гидродинамических давлений p_k , полученных теоретическим путем или по результатам экспериментов при отсутствии волнообразования;

2) расчетом по величине безразмерного коэффициента $\zeta_k = f(Re)$, определяемого для данного судна согласно тем или иным допущениям и входящего в формулу общего вида

$$R_k = \zeta_k \frac{\rho v^2}{2} \Omega. \quad (5,1)$$

Расчет сопротивления формы по величине гидродинамических давлений является весьма сложным и трудоемким. Поэтому на практике для расчета величины R_k обычно пользуются методом, основанным на применении формулы (5,1), с введением некоторых упрощающих допущений, касающихся характера изменения коэффициента ζ_k , входящего в указанную формулу (см. ниже).

Для приближенного определения величины R_k по формуле (5,1) можно использовать данные пересчета результатов буксировочных испытаний модели на натуре (см. § 10), полученные при скоростях движения, соответствующих отсутствию волнообразования. При этих условиях можно принимать, что сопротивление формы практи-

чески не отличается от остаточного сопротивления, так как разница между трением криволинейной судовой поверхности и трением эквивалентной плоской пластины обычно мала (см. § 3).

Для случая движения судов со скоростями, на которых неизбежно возникновение волн, величину R_k по формуле (5,1) можно определить на основании результатов испытаний, проводимых в аэродинамической трубе или глубоко под поверхностью воды в опытном бассейне с моделями подводной части судов, дублированными относительно плоскости ватерлинии. Если пренебречь влиянием перетекания жидкости через плоскость симметрии дублированной модели и взаимодействием слоев жидкости вдоль этой поверхности, то полное сопротивление R' движению дублированной модели, измеренное в процессе испытаний, можно принимать равным

$$R' = 2R_s = 2(R_f + R_k), \quad (5,2)$$

где $R_s = R_f + R_k$ — вязкостное сопротивление для обычной (недублированной) модели в надводном положении.

Искомое значение R_k определяется после исключения величины сопротивления трения известными методами (см. § 3).

Результаты исследования сопротивления формы для судов. Исследование характеристик пограничного слоя моделей судов с обычными обводами и технически гладкой поверхностью показывает, что при отношении длины к ширине $\frac{L}{B} > 6$ не наблюдается отрыва пограничного слоя от поверхности корпуса в кормовой оконечности. Анализ результатов систематических буксировочных испытаний моделей судов с отношением $\frac{L}{B} < 6$ также свидетельствует об отсутствии отрыва пограничного слоя, если длина кормового заострения (от конца цилиндрической вставки) удовлетворяет условию

$$L_k > 4,1 \sqrt{F_{\text{мид}}}, \quad (5,3)$$

где $F_{\text{мид}}$ — площадь погруженной части мидель-шпангоута.

Для приближенной оценки влияния отношения $\frac{L_k}{\sqrt{F_{\text{мид}}}}$ (коэффициента кормового заострения) на величину ζ_k можно использовать эмпирическую формулу Э. Э. Папмеля

$$\zeta_k = 0,045 \frac{F_{\text{мид}}}{\Omega} \sqrt{\frac{V_{\text{мид}}}{2L_k}}. \quad (5,4)$$

Теоретические и экспериментальные данные показывают, что сопротивление формы при безотрывном обтекании тел (крыловидных профилей, тел вращения и т. п.) изменяется по законам, свойственным сопротивлению трения. Это дает возможность считать,

что для судов, корпус которых обтекается без отрыва пограничного слоя, коэффициент сопротивления формы ζ_k будет пропорционален по величине коэффициенту турбулентного трения ζ_f эквивалентной плоской пластины, т. е.

$$\zeta_k = a_k \zeta_f, \quad (5,5)$$

где $a_k = \frac{\zeta_k}{\zeta_f} = \frac{R_k}{R_f}$ — множитель пропорциональности, величина которого зависит только от формы обводов судна и остается неизменной при изменении числа Рейнольдса Re .

Величина коэффициента ζ_k , как и коэффициента ζ_f , медленно убывает с ростом скорости (числа Re) из-за уменьшения толщины пограничного слоя. Однако при существующем методе пересчета результатов буксировочных модельных испытаний, основанном на выделении остаточного сопротивления, величина ζ_k приближенно считается постоянной, как это имеет место для плохо обтекаемых тел при закритических значениях Re . Тем не менее, подобное допущение не приводит к существенным погрешностям в результатах пересчета, так как доля сопротивления формы в полной величине сопротивления воды обычно невелика.

Наиболее существенное значение сопротивление формы приобретает для несамходных судов (барж), буксируемых со скоростями, при которых волнообразование практически отсутствует ($Fr \leq 0,10$), и остаточное сопротивление определяется в основном силами вязкостной природы. Корпуса этих судов имеют сравнительно малое отношение $\frac{L}{B}$ и недостаточную длину кормового заострения L_k , что не позволяет отнести их к категориям хорошо обтекаемых тел и является причиной резкого возрастания сопротивления формы. При заданных значениях $\frac{L}{B}$ и $\frac{L_k}{\sqrt{F_{\text{мид}}}}$ (или $\frac{L_k}{L}$) величина сопротивления формы для барж зависит главным образом от характера обводов в оконечностях (см. § 20).

Резкое возрастание сопротивления формы может также наблюдаться в тех случаях, когда на корпусе имеются острые скулы и линии пересечения плоскостных секций, не расположенные по линиям тока и вызывающие срыв вихрей.

Для судов, корпус которых нельзя считать хорошо обтекаемым телом, сопротивление формы часто относят не к смоченной поверхности Ω , а к площади погруженной части миделя $F_{\text{мид}}$ или к величине $V^{2/3}$, т. е.

$$R_k = C_F \frac{\rho v^2}{2} F_{\text{мид}}; \quad (5,6)$$

$$R_k = C_V \frac{\rho v^2}{2} V^{2/3}, \quad (5,7)$$

где C_F и C_V — безразмерные коэффициенты, значения которых обычно определяются по результатам модельных испытаний.

Совместный учет вязкостных составляющих сопротивления для судов. Коэффициент вязкостного сопротивления для данного судна является функцией числа Рейнольдса Re , т. е. может быть представлен в виде

$$\zeta_s = \frac{2R_s}{\rho v^2 \Omega} = \zeta_f + \zeta_k = f(Re). \quad (5,8)$$

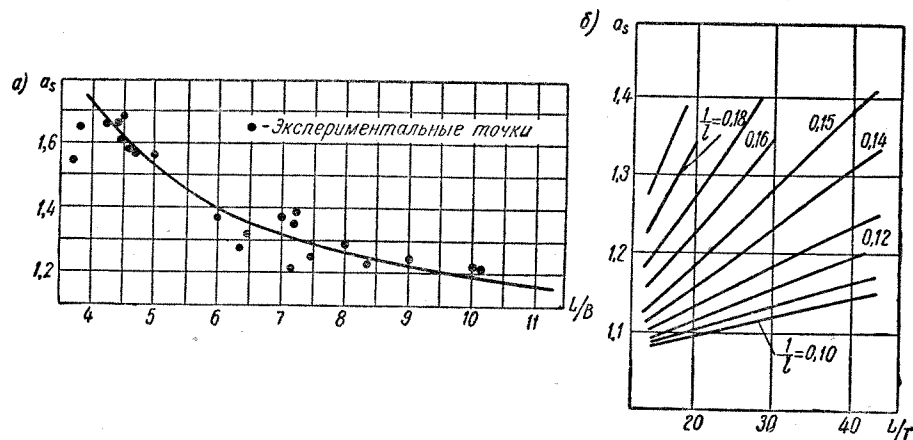


Рис. 9. Влияние кривизны судовой поверхности на вязкостное сопротивление: а) по данным ЛКИ; б) по данным Хьюза

Идентичность законов изменения сопротивления трения и сопротивления формы, наблюдаемая при безотрывном обтекании корпуса судна, позволяет представить величину коэффициента вязкостного сопротивления следующим образом:

$$\zeta_s = (1 + a_f + a_k) \zeta_f = a_s \zeta_f, \quad (5,9)$$

где $a_s = 1 + a_f + a_k$ — множитель, постоянный для данного судна и учитывающий влияние формы обводов на величину вязкостных составляющих сопротивления (R_f и R_k) в соответствии с указаниями к формулам (3,7) и (5,5).

Значение множителя a_s для судовых обводов приближенно можно определить по результатам буксировочных испытаний моделей при малых числах Фруда ($Fr \leq 0,15$). Для определения величины a_s при заданном отношении $\frac{L}{B}$ может служить график рис. 9, а, полученный по результатам испытаний моделей судов с обычной формой обводов без большой цилиндрической вставки в опытовом бассейне

Ленинградского кораблестроительного института. При использовании этого графика величина коэффициента ζ_f вычисляется по формуле (3,2). Для определения множителя a_s можно также воспользоваться данными Хьюза, представленными на рис. 9, б в виде кривых, выражающих зависимость величины a_s от отношения $\frac{L}{T}$ при

постоянных значениях $\frac{1}{l} = \frac{\sqrt[3]{V}}{L}$. В этом случае коэффициент ζ_f принимается по формуле (3,5).

Результаты исследований, полученные В. Ф. Дробленковым, показывают, что формула (5,8) остается справедливой и для тел, имеющих шероховатую поверхность, если вершины бугорков шероховатости находятся в зоне турбулентного ядра потока, вследствие чего их коэффициент сопротивления практически не зависит от числа Рейнольдса.

Применение формулы (5,8) для совместного определения вязкостных составляющих сопротивления позволяет несколько уменьшить условность расчетов сопротивления воды движению судов. Однако методы расчета сопротивления, основанные на использовании этой формулы, находятся пока в стадии разработки из-за недостаточной изученности факторов, влияющих на величину множителя a_s (характеристики теоретического чертежа, различные виды шероховатости и т. п.).

§ 6. Сопротивление выступающих частей корпуса судна

Физическая природа сопротивления выступающих частей корпуса. Выступающими частями корпуса принято называть все конструктивные детали на подводной поверхности судна, которые нарушают плавность очертаний корпуса и имеют размеры, соизмеримые с толщиной пограничного слоя, образующегося у поверхности судна.

К выступающим частям корпуса, сопротивление которых добавляется к сопротивлению так называемого голого корпуса судна (без выступающих частей), относятся гребные валы и их кронштейны или выкружки, вертикальные и боковые кили, рудерпост и т. п. В случае подводного плавания к выступающим частям должны быть отнесены также рубки, ограждения, мачты и прочие палубные сооружения. Судовые движители и относящиеся к ним направляющие выступающих частей корпуса не включаются, так как их сопротивление непосредственно учитывается при выполнении расчета движительного комплекса судна. В этом расчете учитывается также влияние судового руля, если он расположен в струе гребного винта. Руль, находящийся вне струи винта, рассматривается как выступающая часть корпуса, влияющая только на сопротивление.

Основную часть дополнительного сопротивления, создаваемого выступающими частями корпуса, дают вязкостные составляющие, так как волновое сопротивление этих частей для судов, движущихся с умеренными относительными скоростями, пренебрежимо мало. В сопротивлении выступающих частей с относительно небольшой длиной в направлении потока обычно преобладает вихревая составляющая. Напротив, для выступающих частей, имеющих значительную длину и расположенных по линиям тока у поверхности корпуса судна, основную роль играет сопротивление трения.

Дополнительное сопротивление различных выступающих частей корпуса. Судовые рули. Размеры, форма и количество рулей принимаются из условия обеспечения управляемости судна. Размещение рулей относительно корпуса судна и гребных винтов должно быть таким, чтобы добиться наиболее эффективной работы движительно-рулевого комплекса судна. Дополнительное сопротивление, создаваемое профилированными рулями, невелико и обычно не превышает 1,5—4% сопротивления голого корпуса; необтекаемые рули старой конструкции увеличивают сопротивление значительно больше (до 5—10% вместе с ахтерштевнем, имеющим прямоугольные сечения).

Выходы гребных валов. Конструктивное оформление выходов гребных валов может быть различным в зависимости от числа валов, протяженности их наружной части, полноты кормовых обводов судна и т. п. При одновальной установке гребной винт располагается в окне ахтерштевня впереди руля. На судах с многовальными установками применяются два конструктивных типа выходов гребных валов — с кронштейнами или с выкружками (валоподдерживающими рукавами).

С точки зрения сопротивления оба типа выходов гребных валов приблизительно равноценны и увеличивают сопротивление голого корпуса на 4—8%. На судах с полными кормовыми обводами, когда длина наружной части гребного вала невелика, а углы ее обтекания значительны, более выгодной оказывается установка выкружек. Для быстроходных судов с острыми обводами, а также для мелкосидящих судов, лучшие результаты получаются при установке кронштейнов.

Вертикальные и боковые кили. Сопротивление вертикального брускового киля обычно невелико и в основном обусловлено силами трения, если такой киль имеет скругленную кромку, позволяющую избежать интенсивного вихреобразования при поступательном движении судна. Это же относится и к боковым (скуловым) килем, если они расположены в средней части длины судна и установлены вдоль линий тока, образующихся у поверхности корпуса при эксплуатационных скоростях хода судна.

Установка боковых килей на судне обычно приводит к возрастанию сопротивления голого корпуса на 1—5% в зависимости от их протяженности.

Методы учета сопротивления выступающих частей. Величину сопротивления ΔR_k выступающих частей можно определить как экспериментальным, так и расчетным путем.

Для экспериментального определения величины сопротивления выступающих частей применяются два метода:

1) по результатам последовательных буксировочных испытаний моделей судов с выступающими частями и без них в опытовом бассейне;

2) по материалам продувки изолированных выступающих частей в аэродинамической трубе.

Проведение буксировочных испытаний моделей судов позволяет определить так называемую надбавку на сопротивление выступающих частей корпуса, которая в значительной мере является условной и обычно принимается в виде

$$\Delta \zeta_k = \frac{2R}{\rho v^2 \Omega} - \frac{2R'}{\rho v^2 \Omega'} = \zeta - \zeta', \quad (6,1)$$

где R , Ω и ζ — значения величин, относящихся к корпусу модели с выступающими частями;

R' , Ω' и ζ' — значения тех же величин для корпуса модели без выступающих частей (иначе, голого корпуса).

Увеличение смоченной поверхности корпуса судна $\Delta \Omega$ за счет поверхности выступающих частей в большинстве случаев невелико (см. § 10).

Значения $\Delta \zeta_k$, вычисленные по формуле (6,1), обычно убывают с ростом числа Рейнольдса для модели судна, асимптотически приближаясь при высоких числах Re к некоторой постоянной величине, принимаемой без изменения и для натурального судна. Данный метод определения надбавки $\Delta \zeta_k = \text{const}$ основан на предположении, что при турбулентном режиме обтекания вихревое сопротивление выступающих частей связано квадратичной зависимостью со скоростью движения, а сопротивление трения их учитывается путем увеличения смоченной поверхности корпуса за счет поверхности выступающих частей ($\Omega = \Omega' + \Delta \Omega$).

Условный характер полученной таким образом надбавки $\Delta \zeta_k$ в основном обусловлен тем, что она в известной мере учитывает изменение сопротивления корпуса из-за влияния выступающих частей.

Для вычисления надбавки $\Delta \zeta_k$ применяется также другая формула, имеющая более простой вид

$$\Delta \zeta_k = \frac{2(R - R')}{\rho v^2 \Omega}. \quad (6,2)$$

Если модельные испытания проводятся при достаточно высоких числах Рейнольдса, то значения $\Delta \zeta_k$, вычисленные по формуле

(6,2), принимаются одинаковыми для модели и натуре при равных числах Фруда.

Рассматриваемый метод учета сопротивления выступающих частей широко применяется на практике, так как погрешность в вычислении этого сопротивления, имеющего малую величину по сравнению с сопротивлением корпуса, не сказывается заметным образом на результатах расчета ходкости судна. Учет сопротивления выступающих частей корпуса по результатам продувки их изолированных моделей в аэродинамических трубах используется значительно реже, поскольку он не позволяет учесть обратное влияние этих частей на характер обтекания корпуса.

Расчетный метод определения величины сопротивления выступающих частей корпуса сводится к вычислению сопротивления каждой из таких частей по отдельности на основании экспериментальных данных для геометрических тел соответствующей формы.

Для расчета сопротивления таких тел используется формула вида (5,6), в которой безразмерный коэффициент C_F при критических числах Рейнольдса можно считать для данного тела постоянным. Наиболее существенным недостатком данного метода является невозможность учета взаимодействия между выступающими частями и корпусом судна.

Эмпирические данные о сопротивлении выступающих частей. Если отсутствуют материалы модельных экспериментов, то возможные пределы изменения общей величины дополнительного сопротивления ΔR_k от выступающих частей корпуса (в процентах сопротивления голого корпуса) можно определить в результате суммирования приведенных выше данных для различных видов выступающих частей.

В отечественной практике влияние выступающих частей корпуса на сопротивление движению судна принято учитывать величиной надбавки $\Delta \zeta_k$, определяемой, как указано выше. Если выступающие части спроектированы рационально, то эта надбавка обычно составляет $\Delta \zeta_k = (0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-3}$ и, как правило, не превышает $\Delta \zeta_k = (0,25 \div 0,3) \cdot 10^{-3}$. Для судов с сильно развитыми выступающими частями, включая относительно длинные боковые кили, указанная надбавка может достигать значения $\Delta \zeta_k = (0,4 \div 0,5) \cdot 10^{-3}$.

§ 7. Воздушное сопротивление

Особенности воздушного сопротивления надводной части судов. Воздушное сопротивление представляет собой проекцию на направление движения судна результирующей аэродинамических сил, действующих на надводную поверхность судна. Это сопротивление имеет вязкостную природу и состоит из сопротивления трения и сопротивления формы, причем последнее обычно играет основ-

ную роль, так как надводная часть большинства судов по своей конфигурации приближается к плохо обтекаемым телам.

Величина воздушного сопротивления R_a зависит от размеров, конфигурации и взаимного расположения надстроек и других палубных сооружений (труб, мачт, шлюпок, вентиляционных растробов), от габаритов надводной части корпуса судна, а также от скорости воздушного потока по отношению к движущемуся судну. Основную часть воздушного сопротивления (до 70%) создают надстройки. Роль надводной части корпуса судна в создании воздушного сопротивления сравнительно невелика.

Исследование основных закономерностей воздушного сопротивления производится преимущественно по данным, полученным в результате продувок дублированных моделей надводной части судов в аэродинамических трубах при различных скоростях и направлениях воздушного потока по отношению к модели.

Результаты модельных испытаний показывают, что для судов разных типов имеются некоторые общие закономерности изменения воздушного сопротивления, которые и сводятся к следующему:

1) угол между результирующей аэродинамических сил Q_a , действующих на надводную поверхность судна, и диаметральной плоскостью возрастает быстрее, чем угол α_a между направлением ветра и этой плоскостью (т. е. углом атаки), причем наибольшая разница между ними получается при действии ветра под углом $\alpha_a = 20-30^\circ$ с носа или с кормы;

2) наибольшая величина воздушного сопротивления R_a достигается в случае действия ветра под углом $\alpha_a = 30-40^\circ$ с носа или с кормы судна и превышает значение R_a при $\alpha_a = 0$ на 30—40%.

Методы учета воздушного сопротивления. Для определения воздушного сопротивления судов обычно используется формула вида (5,6), которая относится к плохо обтекаемым телам, т. е.

$$R_a = C_a \frac{\rho_a v_a^2}{2} F_a \quad (7.1)$$

Здесь: C_a — коэффициент воздушного сопротивления, принимаемый по результатам продувок дублированных моделей надводной части судов в аэродинамических трубах;

$\rho_a = 0,125 \text{ кг сек}^2/\text{м}^4$ — плотность воздуха;

F_a — площадь проекции надводной части судна на плоскость мидель-шпангоута (так называемый «воздушный мидель») в м^2 ;

v_a — относительная скорость ветра в м/сек, которая при ходе судна со скоростью v и действии ветра под некоторым углом атаки α_a (причем $\alpha_a = 0$ для встречного ветра) принимается по формуле

$$v_a = \sqrt{v^2 + w^2 + 2vw \cos \alpha_a}, \quad (7.2)$$

где w — скорость ветра, определяемая в зависимости от его балльности (см. также § 25).

Значения коэффициентов сопротивления C_a для случая обтекания моделей различных судов с носа (при $\alpha_a = 0$) приведены в табл. 2.

Таблица 2
Значения коэффициентов воздушного сопротивления судов

Тип судна	Значения $C_a = \frac{2R_a}{\rho_a v_a^2 F_a}$
Танкеры	0,82—1,30
Грузовые и грузо-пассажирские суда	0,86—1,24
Лайнеры	0,70—1,00
Быстроходные суда	0,50—0,60
Речные пассажирские суда:	
с обычными надстройками	0,80—0,90
с обтекаемыми надстройками	0,40—0,50

Верхний предел значений C_a , приведенных в табл. 2, относится к судам, надстройки которых расположены раздельно, имеют угловые очертания, навесы, проходы и прочие источники местных срывов воздушного потока. Уменьшение величины C_a может быть достигнуто в результате объединения нескольких небольших надстроек в одну, придания плавных очертаний надстройкам, расположения меньших надстроек в «аэродинамической тени» более крупных надстроек, размещения надстроек уступом и т. п.

Абсолютная величина воздушного сопротивления для судов, движущихся при отсутствии ветра ($w = 0$) или при ветре силой до двух баллов по шкале Бофорта ($w = 2 \div 3$ м/сек), незначительна и обычно составляет от 2 до 4% полного сопротивления воды движению судна.

При выполнении расчетов ходкости судов величина воздушного сопротивления часто учитывается как надбавка к сопротивлению воды, представленная в виде

$$\Delta \zeta_a = \frac{2R_a}{\rho v^2 \Omega}. \quad (7,3)$$

Между значениями $\Delta \zeta_a$ и C_a существует связь

$$\Delta \zeta_a = C_a \frac{\rho_a}{\rho} \left(\frac{v_a}{v} \right)^2 \frac{F_a}{\Omega} = \frac{C_a}{800} \left(\frac{v_a}{v} \right)^2 \frac{F_a}{\Omega}, \quad (7,4)$$

которая для случая безветренной погоды ($w = 0$), когда воздушное сопротивление возникает лишь в результате собственного хода судна, принимает вид

$$\Delta \zeta_a = \frac{C_a}{800} \cdot \frac{F_a}{\Omega}. \quad (7,5)$$

В этом случае величина $\Delta \zeta_a$ не зависит от скорости хода судна. Приближенно можно принимать, что при отсутствии ветра (а также при слабом ветре, когда $w \leq 2$ м/сек) величина $\Delta \zeta_a = (0,1 \div 0,3) \cdot 10^{-3}$ в зависимости от степени развития надстроек судна.

§ 8. Волновое сопротивление. Характер изменения остаточного сопротивления

Методы определения волнового сопротивления. Волновое сопротивление представляет собой часть проекции результирующей гидродинамических давлений на направление движения судна, возникающую вследствие их перераспределения по смоченной поверхности в результате образования судовых волн.

Возникновение волн и волнового сопротивления при движении тела (судна) вблизи свободной поверхности жидкости обусловлено в основном действием сил тяжести и сил инерции, что позволяет пренебрегать в этом случае влиянием вязкости жидкости. Величина волнового сопротивления R_w , определяемая вторым членом выражения (2,2), зависит от скорости движения, размеров корпуса судна, а также от формы его подводной поверхности, особенно в оконечностях.

На величину R_w существенно влияют также условия плавания судна (в частности, ограничение фарватера по глубине и ширине). Волновое сопротивление становится незначительным при движении надводных судов с очень низкими или очень высокими относительными скоростями и вовсе отсутствует в случае подводного плавания судов достаточно глубоко под поверхностью воды.

Для определения волнового сопротивления можно воспользоваться следующими методами:

1) непосредственным интегрированием по смоченной поверхности Ω гидродинамических давлений, вычисленных теоретическим путем для случая движения судна по свободной поверхности идеальной жидкости;

2) вычислением разности полного сопротивления воды R , измеренного в процессе обычных буксировочных испытаний модели по поверхности воды в опытовом бассейне, и вязкостного сопротивления $R_s = R_f + R_k$, полученного на основании испытаний дублированной модели глубоко под поверхностью (см. § 5);

3) расчетом по величине безразмерного коэффициента $\zeta_w = f(Fr)$, принятого для данного судна с некоторыми упрощающими допущениями и входящего в формулу общего вида

$$R_w = \zeta_w \frac{\rho v^2}{2} \Omega. \quad (8,1)$$

Первые два метода являются весьма сложными и трудоемкими, вследствие чего они используются только в исследовательских целях. В практических расчетах обычно применяется более простой третий метод. Однако в этом случае волновое сопротивление R_w , как правило, включается в состав остаточного сопротивления R_0 , которое получается на основании результатов модельных или натурных испытаний судна и содержит также сопротивление формы R_R и некоторую часть сопротивления трения ΔR_f , обусловленную

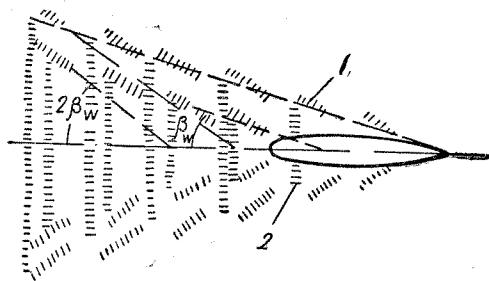


Рис. 10. Характер судовых волн на глубокой воде
1 — гребни расходящихся волн; 2 — гребни поперечных волн

кривизной судовой поверхности. Чтобы выделить величину R_w , обычно вводятся дополнительные гипотезы о свойствах вязкостных составляющих остаточного сопротивления (см. § 10).

Особенности волнового и остаточного сопротивления при движении судов на глубокой воде. Характер изменения волнового сопротивления в зависимости от скорости хода судна находится в тесной связи с картиной волнообразования при движении судна по поверхности воды. При движении судна основными волнообразующими (возмущающими) центрами являются участки корпуса в районе фор- и ахтерштевня, имеющие значительную продольную кривизну поверхности и вызывающие появление резко выраженных «пиков» гидродинамического давления. Поэтому судовые волны всегда состоят из двух основных групп — носовой и кормовой, причем первая группа обладает большей интенсивностью, чем вторая. Общий характер волнообразования за движущимся судном является результатом взаимодействия этих групп волн.

Картина волнообразования при движении судна в условиях неограниченного фарватера показана схематически на рис. 10. В каждой группе (носовой и кормовой) можно выделить систему расходящихся и систему поперечных волн. Расходящиеся волны располагаются со стороны каждого борта судна уступом (т. е. в эшелонном порядке) и имеют короткий фронт, образующий с диаметральной плоскостью судна почти постоянный угол $2\beta_w = 36 \div 40^\circ$. Поперечные волны, фронт которых перпендикулярен диаметральной плоскости судна, располагаются внутри угла раствора расходящихся волн, образованного линиями, про-

ходящими через середины гребней этих волн по обе стороны судна ($\beta_w + \beta_w$).

По мере удаления от места зарождения высота волн убывает, так как увеличивается протяженность их по фронту, поскольку общий запас энергии волн при установившемся движении судна должен оставаться неизменным. При малых относительных скоростях движения судна (т. е. при малых числах Фруда $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$)

наблюдаются почти исключительно расходящиеся волны. С увеличением скорости все более отчетливо выступают поперечные волны, а расходящиеся волны становятся при этом менее заметными.

Скорость распространения судовых волн c , сохраняющих по отношению к судну неизменное положение, равна скорости движения судна v . При движении судна в условиях неограниченного фарватера, когда частицы взволнованной жидкости движутся по почти замкнутым круговым орбитам, длина волн связана со скоростью судна следующей зависимостью:

$$\lambda = \frac{2\pi}{g} v^2. \quad (8,2)$$

При различных относительных скоростях движения судна вдоль его корпуса укладывается различное число волн, которое определяется соотношением

$$\frac{L}{\lambda} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{gL}{v^2} = \frac{1}{2\pi (Fr)^2}. \quad (8,3)$$

Изменение скорости движения судна незначительно сказывается на структуре расходящихся волн, так как между носовой и кормовой группами этих волн практически не происходит взаимодействия. В противоположность этому, характер интерференции (наложения) поперечных волн носовой и кормовой группы существенно зависит от скорости судна. Скорости судна, при которых интерференция поперечных волн носовой и кормовой групп приводит к уменьшению суммарной амплитуды этих волн за кормой, называются благоприятными; в противном случае скорости судна являются неблагоприятными.

В зависимости от характера интерференции поперечных волн величина волнового сопротивления с ростом скорости судна возрастает быстрее или медленнее, так как эта величина определяется затратой энергии, которая сообщается взволнованной жидкости со стороны движущегося судна и пропорциональна квадрату амплитуды волнового профиля. Результаты теоретических исследований показывают, что при наличии интерференции поперечных волн величину волнового сопротивления можно представить в виде

$$R_w = R_{w_0} \pm R_{w_i}, \quad (8,4)$$

где R_{w_0} — составляющая волнового сопротивления, соответствующая отсутствию интерференции волн;
 R_{w_i} — интерферирующая его составляющая.

Наличие интерферирующей составляющей в величине R_w приводит к тому, что на кривой, выражающей зависимость коэффициента волнового сопротивления ζ_w от числа Фруда Fr , появляются

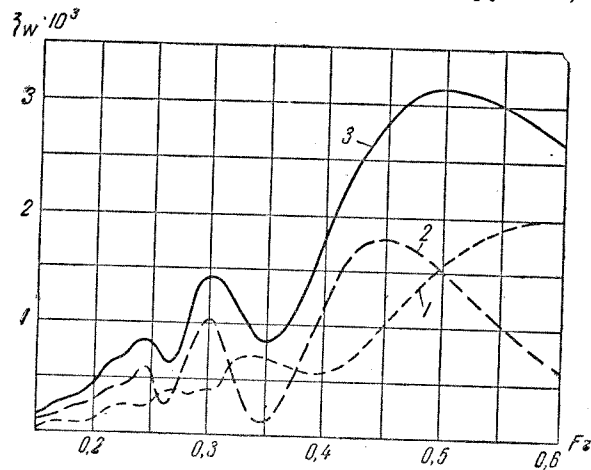


Рис. 11. Влияние интерференции судовых волн на волновое сопротивление

1 — от расходящихся волн; 2 — от поперечных волн; 3 — суммарное

местные бугры и впадины, обусловленные интерференцией поперечных волн. В качестве примера на рис. 11 изображена зависимость $\zeta_w = f(Fr)$ для судна, имеющего схематизированные обводы. Здесь же показана роль поперечных и расходящихся волн в создании волнового сопротивления при различных относительных скоростях движения (по теоретическим данным Лунде).

Влияние интерференции волн на полное сопротивление воды движению судна обычно невелико и проявляется лишь в том, что на кривой $R = f(v)$ иногда заметны выпуклые и вогнутые участки.

Для экспериментального исследования основных закономерностей волнового сопротивления обычно используются данные, относящиеся к остаточному сопротивлению R_o , которое определяется выражением (2,6). Возможность подобного подхода к изучению особенностей волнового сопротивления обусловлена тем, что коэффициенты вязкостных составляющих остаточного сопротивления с ростом скорости изменяются незначительно ($\zeta_k = \text{const}$; $\Delta\zeta_f' = \text{const}$). Это обстоятельство позволяет считать, что основные особенности кривой $\zeta_w = f(Fr)$ распространяются и на соответствующую кри-

вую коэффициент остаточного сопротивления

$$\zeta_o = \frac{2R_o}{\rho v^2 \Omega} = \zeta_w + \zeta_k + \Delta\zeta_f' = f(Fr). \quad (8,5)$$

По своему характеру кривые $\zeta_o = f(Fr)$ могут быть нескольких типов (рис. 12).

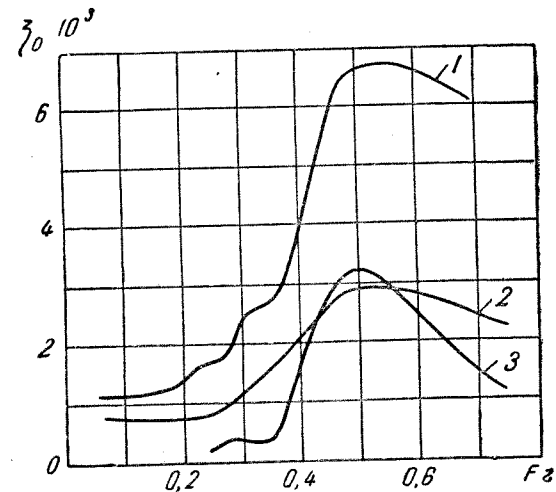


Рис. 12. Характерные кривые коэффициентов остаточного сопротивления

1 — суда с полными обводами; 2 — суда с острыми обводами; 3 — суда, движущиеся под водой

Для судов с полными обводами корпуса кривые $\zeta_o = f(Fr)$ имеют более или менее заметные бугры (максимумы) при числах Фруда $Fr = 0,22 \div 0,24$; $0,30$ и $0,50$, которые обусловлены неблагоприятной интерференцией поперечных волн (кривая 1 на рис. 12). Абсолютный максимум величины ζ_o получается при $Fr = 0,50$, в то время как при меньших значениях Fr бугры выражены слабо и являются относительными максимумами кривой $\zeta_o = f(Fr)$, высота которых изменяется в зависимости от формы судовых обводов, а положение остается при этом почти неизменным.

У судов с острыми обводами корпуса местные бугры и впадины на кривой $\zeta_o = f(Fr)$ настолько сглажены, что заметно выделяется лишь один максимум при числе Фруда $Fr = 0,50$ (кривая 2 на рис. 12). Отсутствие бугров на кривой $\zeta_o = f(Fr)$ при меньших числах Фруда объясняется тем, что высота поперечных волн в случае движения судов с острыми обводами оказывается незначительной, особенно по мере приближения к корме.

Кривые 1 и 2, приведенные на рис. 12, свидетельствуют о том, что абсолютная величина коэффициентов ζ_w в значительной степени

зависит от общей полноты и формы обводов корпуса судна. Волновое сопротивление практически отсутствует при числах $Fr \leq 0,20$ для быстроходных судов с острыми обводами, при $Fr \leq 0,15$ — для транспортных судов с умеренными скоростями хода и при $Fr = 0,10$ — для тихоходных судов с полными обводами. Вследствие

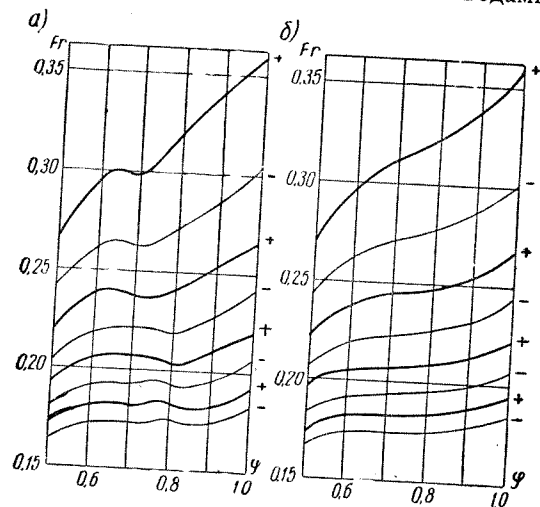


Рис. 13. Зоны благоприятных и неблагоприятных скоростей: а) суда без цилиндрической вставки; б) суда с цилиндрической вставкой
(+) — неблагоприятные скорости; (—) — благоприятные

интенсивного возрастания волнового сопротивления эксплуатационные скорости транспортных судов, как правило, не превышают значений, соответствующих числам $Fr = 0,35$.

Для судов, корпус которых приближается по форме к эллипсоиду и движется под водой на глубине, исключая возможность возникновения заметных волн на ее поверхности, т. е. приблизительно равной наибольшему поперечному размеру корпуса, остаточное сопротивление при числах Фруда $Fr = 0,25 \div 35$ и $Fr > 0,60$ значительно снижается за счет его волновой составляющей (кривая 3 на рис. 12).

Зоны благоприятных и неблагоприятных скоростей судна. Скорости судна, благоприятные или неблагоприятные с точки зрения интерференции поперечных волн, приближенно можно установить по кривым, полученным Г. Е. Павленко и представленным на рис. 13, а, б в зависимости от коэффициента продольной полноты φ для судов с цилиндрической вставкой и без нее.

ГЛАВА II

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ БУКСИРОВОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ МОДЕЛЕЙ

§ 9. Буксировочные испытания моделей судов в опытовых бассейнах

Типы опытовых бассейнов. Сравнительно простым и в то же время достаточно надежным методом исследования ходкости, управляемости и мореходности судов является постановка модельных испытаний в специально оборудованных гидродинамических лабораториях.

Основную часть такой лаборатории составляет опытовый (иначе, испытательный) бассейн, который представляет собой заполненный водой канал или чашу с открытой свободной поверхностью и оборудуется специальными устройствами для осуществления движения моделей, а также соответствующей измерительной аппаратурой.

Наибольшее распространение получили опытовые бассейны для проведения буксировочных испытаний моделей. Основными величинами, измеряемыми в процессе таких испытаний, являются буксировочное сопротивление R и соответствующая ему скорость движения модели v . Результаты этих испытаний дают возможность построить кривые сопротивления $R = f(v)$ для судна, модель которого испытывалась в бассейне при заданных условиях плавания, а также изыскать наивыгоднейшую по величине сопротивления форму обводов корпуса судна.

Существующие опытовые бассейны, в зависимости от принятой в них схемы буксировки моделей, обычно подразделяют на два основных типа:

а) бассейны с самоходной буксировочной тележкой, которая, перемещаясь по рельсам вдоль бортов канала, тянет испытываемую модель и имеет достаточные габариты для размещения всей измерительной аппаратуры и экспериментаторов (такие бассейны называют иначе бассейнами динамометрического типа, так как определение силы сопротивления осуществляется в них при помощи динамометра);

б) бассейны гравитационного типа, в которых модель приводится в движение буксировочным тросом под действием веса свободно опускающегося груза, а измерительная аппаратура и экспериментаторы находятся возле бассейна.

Иногда бассейны гравитационного типа оборудуются монорельсом с подвижной тележкой, несущей только измерительную аппаратуру. Имеются также бассейны, в которых для движения модели используется лебедка, тянущая буксировочный трос.

Для решения специальных задач ходкости и управляемости судов применяются гидрлотки и аэродинамические трубы, в которых используется принцип обращенного движения тел в жидкости (воде, воздухе).

Методы представления результатов буксировочных испытаний. Для представления результатов модельных испытаний в опытовых бассейнах и последующего расчета ходкости судов обычно используется система безразмерных гидродинамических коэффициентов и параметров, характеризующих значения сопротивления, скорости хода и буксировочной мощности судов. Такая система, соответствующая требованиям теории подобия, принята в СССР, большинстве европейских стран и США. Все физические величины, входящие в эту систему, принято выражать в метрических мерах (м, кг, сек, метрическая л. с.).

Преимущественное распространение в этой системе получили коэффициенты сопротивления ζ , которые определяются по формулам вида (2,12) и представляются в зависимости от числа Фруда Fg (или Fg_D) и числа Рейнольдса Re . Такая система коэффициентов применима как для оценки величины полного сопротивления R , так и для его отдельных составляющих (R_f , R_o). Она широко используется в процессе обработки материалов буксировочных модельных испытаний и особенно удобна при пересчете их результатов на натуру.

В этом случае для определения коэффициента сопротивления трения можно применять различные формулы — экстраполяторы трения (Прандтля-Шлихтинга, Шенхерра и др.) с введением соответствующих надбавок на шероховатость наружной поверхности судна (см. § 4).

Для оценки качества судовых обводов в процессе проектирования судов используется понятие удельного сопротивления (на тонну водоизмещения). Эта величина применяется при сопоставлении как полного, так и остаточного сопротивления ($\frac{R}{D}$ или $\frac{R_o}{D}$) для судов с различной формой обводов и представляется в зависимости от числа Фруда Fg или Fg_D . Для сравнения величины буксировочной мощности различных судов в этой системе обычно используется величина адмиралтейского коэффициента (см. § 22).

В Англии и некоторых других европейских странах для оценки ходкости судна используется так называемая «система констант» (иначе, английская система), основанная на применении размерного значения коэффициента буксировочной мощности

$$c = \frac{N_R}{v^3 D^{2/3}} \quad (9,1)$$

Величина этого коэффициента обычно представляется в зависимости от размерной относительной скорости $\frac{v_s}{\sqrt{L}}$ (где v_s в узлах) или от безразмерных параметров, выраженных по аналогии с числом Фруда в виде

$$p = \frac{v}{\sqrt{\frac{g}{2\pi} \varphi L}}; \quad k = \frac{v}{\sqrt{\frac{g}{2\pi} \cdot \frac{V^{2/3}}{L}}} \quad (9,2)$$

Эти параметры отличаются от числа Фруда в обычной форме только тем, что в знаменателе они содержат величину, пропорциональную скорости распространения волн при движении судна с данной скоростью хода v (см. § 8). В большинстве случаев физические величины, входящие в формулы (9,1) и (9,2), выражаются в английских мерах.

Условия обеспечения достоверности результатов буксировочных испытаний модели. При проведении буксировочных испытаний модели судна должны быть соблюдены два основных требования. Первое требование предусматривает выполнение условий геометрического подобия границ водоемов, в которых происходит движение судна и его модели. Второе требование сводится к необходимости турбулизации пограничного слоя модели для обеспечения одинаковых режимов обтекания поверхности модели и судна.

Невыполнение первого требования сопровождается искажением результатов модельных испытаний вследствие влияния стенок и дна опытового бассейна на величину сопротивления воды движению модели. Несоблюдение второго требования, при существующей в настоящее время методике пересчета результатов буксировочных испытаний в бассейне на натуру, приводит к возникновению так называемого масштабного эффекта, который заключается в несоответствии величины вязкостных составляющих сопротивления для модели и натурального судна или для моделей, выполненных в разных масштабах.

Для устранения масштабного эффекта имеются два пути:

- увеличение масштаба испытываемых моделей;
- применение специальных мер искусственной турбулизации пограничного слоя у поверхности модели, позволяющих устранить зоны с ламинарным режимом обтекания или, по крайней мере,

локализовать их на возможно меньшем участке поверхности носовой оконечности модели.

В практике работы опытовых бассейнов преимущественное распространение получили проволочные турбулизаторы, установка которых на моделях, имеющих самые разнообразные обводы и размеры, является наиболее удобным и достаточно надежным способом турбулизации пограничного слоя испытуемой модели.

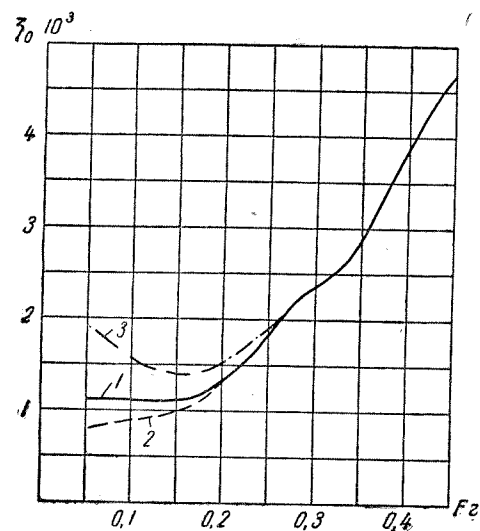


Рис. 14. Анализ достоверности результатов буксировочных модельных испытаний

1 — модель в масштабе $1:k = 1:20$, с турбулизатором; 2 — та же модель без турбулизатора; 3 — модель в масштабе $1:k = 1:35$

новки турбулизатора может быть почти полностью отнесено за счет турбулизирующего эффекта проволоки.

Для проверки турбулизирующего действия проволоки применяются специальные способы, позволяющие обнаружить ламинарные участки пограничного слоя на поверхности испытуемой модели (покрытие поверхности модели слоем химического реактива — индикатора, измерение пульсаций скоростей обтекания и т. п.).

Анализ достоверности результатов испытаний. Анализ достоверности результатов буксировочных модельных испытаний заключается в проверке соответствия полученных данных принятым при пересчете на натуру допущениям.

Достоверность материалов модельных испытаний обычно устанавливается по характеру начального участка кривой, выражающей зависимость коэффициента остаточного сопротивления ζ_0 модели от числа Фруда Fr (рис. 14). Характер кривой $\zeta_0 = f(Fr)$

обычно наблюдается при установке турбулизаторов на моделях, изготовленных в достаточно крупном масштабе. Непрерывное понижение кривой $\zeta_0 = f(Fr)$ в области низких значений Fr (кривая 2 на рис. 14) свидетельствует о проявлении масштабного эффекта при малых скоростях, обусловленного несоответствием режимов обтекания в пограничном слое модели и судна. Такой характер начального участка кривой $\zeta_0 = f(Fr)$ типичен для моделей, испытанных без применения мер искусственной турбулизации пограничного слоя, имеющего в этом случае значительную протяженность зоны ламинарного обтекания носовой части поверхности модели.

Повышение кривой $\zeta_0 = f(Fr)$ при низких значениях Fr (кривая 3 на рис. 14) обычно получается для моделей, выполненных в малом масштабе. Наиболее вероятной причиной несоответствия режимов обтекания модели и судна в данном случае является наличие местных отрывов пограничного слоя от поверхности модели.

При обычных условиях проведения испытаний моделей в опытовых бассейнах собственное сопротивление проволочного турбулизатора, как правило, не превосходит 1—1,5% от величины буксировочного сопротивления модели. Это обстоятельство позволяет считать, что при надлежащем выборе диаметра проволоки и расположения ее по длине модели заметное повышение буксировочного сопротивления от уста-

в области низких значений числа Фруда, при которых практически еще отсутствует волнообразование, должен соответствовать гипотезе о постоянстве коэффициента остаточного сопротивления (точнее, его вязкостной составляющей). При выполнении этого условия (кривая 1 на рис. 14) можно считать, что при малых скоростях, когда наиболее вероятно проявление масштабного эффекта, обеспечивается соответствие режимов обтекания в пограничном слое модели и судна, а кривая $\zeta_0 = f(Fr)$ может быть принята за основу для дальнейшего пересчета результатов модельных испытаний на натуру (см. § 10). Указанный характер начального участка кривой $\zeta_0 = f(Fr)$ обычно наблюдается при установке турбулизаторов на моделях, изготовленных в достаточно крупном масштабе.

Повышение кривой $\zeta_0 = f(Fr)$ при низких значениях Fr (кривая 3 на рис. 14) обычно получается для моделей, выполненных в малом масштабе. Наиболее вероятной причиной несоответствия режимов обтекания модели и судна в данном случае является наличие местных отрывов пограничного слоя от поверхности модели.

Повышение кривой $\zeta_0 = f(Fr)$ при низких значениях Fr (кривая 3 на рис. 14) обычно получается для моделей, выполненных в малом масштабе. Наиболее вероятной причиной несоответствия режимов обтекания модели и судна в данном случае является наличие местных отрывов пограничного слоя от поверхности модели.

§ 10. Пересчет результатов буксировочных испытаний модели на натуру

Принцип пересчета. Надежность определения величины сопротивления воды движению судна по результатам буксировочных испытаний его модели в опытовом бассейне зависит от выполнения следующих двух требований:

- 1) соблюдение необходимых условий моделирования и обеспечение требуемой точности измерения буксировочного сопротивления и скорости движения модели;
- 2) правильность выбора метода пересчета результатов модельных испытаний на натуру.

Зависимость точности пересчета результатов буксировочных испытаний модели на натуру от выбора его методики обусловлена тем, что в возникновении сопротивления при движении судна по поверхности воды существенную роль играют силы гравитационного и вязкостного происхождения, подчиняющиеся различным законам динамического подобия (Фруда и Рейнольдса), одновременное соблюдение которых при моделировании практически невозможно

из-за противоположности требований к соотношению скоростей модели и натуре.

Вследствие этого моделирование условий движения надводных судов в опытовых бассейнах не обеспечивает однозначную зависимость коэффициента полного сопротивления $\zeta = f(Fr; Re)$ для модели и натурального судна и заставляет вводить в рассмотрение гипотезу о независимости физических процессов, вызванных действием сил тяжести и сил вязкости. На основании этой гипотезы величину ζ приближенно можно представить в виде

$$\zeta = \frac{2R}{\rho v^2 \Omega} = f(Fr; Re) \simeq f_1(Fr) + f_2(Re). \quad (10,1)$$

Гипотеза о независимости отдельных составляющих полного сопротивления является в настоящее время основой не только экспериментального исследования сопротивления движению надводных судов, но и последующего пересчета результатов буксировочных модельных испытаний на натуре. Использование этой гипотезы при проведении модельных испытаний в опытовом бассейне дает возможность ограничиться осуществлением динамического подобия потоков жидкости для модели и натуре только для определенных составляющих полного сопротивления в соответствии с техническими возможностями организации эксперимента.

Методика пересчета. Моделирование условий движения надводных судов принято производить по равенству чисел Фруда для модели и натуре ($Fr_m = Fr_n$), которое при выбранном масштабе модели $\frac{1}{k} = \frac{L_m}{L_n}$ приводит к следующему соотношению между скоростью ее буксировки v_m и скоростью хода натурального судна v_n

$$\frac{v_m}{v_n} = \sqrt{\frac{L_m}{L_n}} = \sqrt{\frac{1}{k}}. \quad (10,2)$$

Метод пересчета результатов модельных испытаний на натуре, основанный на соблюдении закона подобия Фруда, позволяет обеспечить равенство коэффициентов волнового сопротивления ζ_w (см. § 8) для модели и натуре при одинаковых значениях чисел Фруда Fr , т. е.

$$\zeta_{w_m} = \zeta_{w_n} = \zeta_w \text{ при } Fr_m = Fr_n. \quad (10,3)$$

Условие (10,3) можно также заменить эквивалентным ему условием для величины удельного волнового сопротивления

$$\frac{R_{w_m}}{D_m} = \frac{R_{w_n}}{D_n} \text{ при } Fr_m = Fr_n \quad (10,4)$$

или

$$R_{w_n} = \frac{D_n}{D_m} R_{w_m} = k^3 R_{w_m} \text{ при } v_n = \sqrt{\frac{L_n}{L_m}} v_m = \sqrt{k} v_m. \quad (10,5)$$

Практическая невозможность удовлетворения закону подобия Рейнольдса ($Re_m = Re_n$) при моделировании в опытовых бассейнах приводит к тому, что вязкостное сопротивление R_s , равное сумме двух составляющих — сопротивления трения R_f и сопротивления формы R_k

$$R_s = R_f + R_k = (\zeta_f + \zeta_k) \frac{\rho v^2}{2} \Omega = \zeta_s \frac{\rho v^2}{2} \Omega \quad (10,6)$$

должно быть при этих условиях определено с помощью приближенных экспериментально-теоретических методов. Для определения вязкостного сопротивления при пересчете результатов модельных испытаний на натуре могут быть использованы следующие методы, принципиальная схема которых иллюстрируется рис. 15, а, б (см. также § 5):

I. Метод отдельного определения вязкостных составляющих сопротивления (иначе, видоизмененный метод Фруда).

II. Метод суммарного определения этих составляющих.

Пересчет результатов модельных испытаний на натуре с использованием метода отдельного определения вязкостных составляющих сопротивления основан на введении в рассмотрение указанных ниже допущений (см. схему на рис. 15, а).

1. Основная часть вязкостного сопротивления рассчитывается для натурального судна и его модели как сопротивление трения эквивалентной плоской пластины R'_f при соответствующих числах Рейнольдса, причем поверхность этой пластины для модели предполагается технически гладкой, а для натуре — обладает такой же шероховатостью, как и судовая поверхность.

2. Остальная часть вязкостного сопротивления, включающая сопротивление формы R_k и разницу $\Delta R'_f = R_f - R'_f$ в сопротивлении трения криволинейной и плоской поверхностями, изменяется пропорционально квадрату скорости движения, т. е. коэффициент сопротивления этих составляющих ($\zeta_k + \Delta \zeta'_f$) не зависит от значений Fr и Re и может быть принят постоянным для модели и натуре.

Таким образом, коэффициент вязкостного сопротивления при пересчете результатов модельных испытаний на натуре в данном случае принимается в виде

$$\zeta_s = \zeta_f + \zeta_k = \zeta'_f + (\Delta \zeta'_f + \zeta_k) = f(Re) + c. \quad (10,7)$$

Здесь:

$$\zeta'_f = \frac{2R'_f}{\rho v^2 \Omega} = f(Re) \text{ — часть сопротивления трения, которая экстраполируется с модели на натуре;}$$

$$c = \zeta_k + \Delta \zeta'_f = \frac{2(R_k + \Delta R'_f)}{\rho v^2 \Omega} \text{ — величина, которая при правильном выборе экстраполятора не должна зависеть от значений } Re.$$

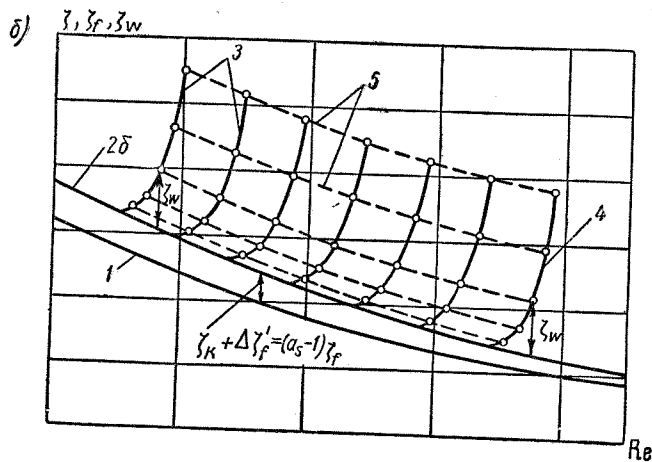
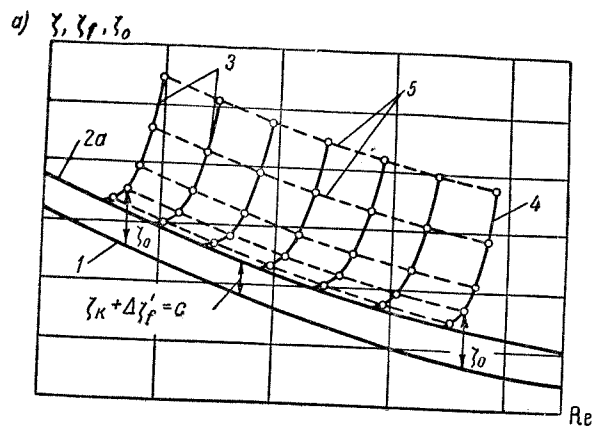


Рис. 15. Принцип пересчета результатов модельных испытаний на натуру: а) метод раздельного определения вязкостных составляющих сопротивления; б) метод суммарного определения составляющих сопротивления

1 — $\zeta'_f = f(Re)$; 2а — $\zeta'_f + \Delta\zeta'_f + \zeta_k = \zeta_s = f(Re)$ при $\zeta_k + \Delta\zeta'_f = \text{const}$; 2б — $\zeta'_s = f(Re)$ при $\zeta_k + \Delta\zeta'_f = (a_s - 1)\zeta'_f$; 3 — $\zeta_m = f(Re)$ при $\frac{1}{k_1}, \frac{1}{k_2}, \dots$

$\left(\frac{1}{k_i} \text{ масштаб модели}\right)$; 4 — $\zeta_n = f(Re)$; 5 — $Fr = \text{const}$

Введение первого из приведенных выше допущений позволяет использовать для определения основной части сопротивления трения достаточно разработанные в настоящее время полуэмпирические теории пограничного слоя при турбулентном обтекании гладких плоских пластин, а также упрощает введение надбавки на шероховатость судовой поверхности по материалам натуральных и модельных испытаний. Второе допущение дает возможность объединить остальную часть вязкостного сопротивления при пересчете результатов модельных испытаний на натуру вместе с волновым сопротивлением под общим термином «остаточное сопротивление», которое получается равным

$$R_o = \zeta_o \frac{\rho v^2}{2} \Omega = R - R'_f = R_w + R_k + \Delta R'_f \quad (10,8)$$

Принятое допущение позволяет использовать для пересчета остаточного сопротивления следующие соотношения:

$$\zeta_{o_m} = \zeta_{o_n} \text{ при } Fr_m = Fr_n; \quad (10,9)$$

$$\frac{R_{o_m}}{D_m} = \frac{R_{o_n}}{D_n} \text{ при } Fr_m = Fr_n \quad (10,10)$$

или

$$R_{o_n} = k^3 R_{o_m} = k^3 (R_m - R'_f) \text{ при } v_n = \sqrt{k} v_m. \quad (10,11)$$

Пересчет результатов буксировочных модельных испытаний на натуру в отечественных опытовых бассейнах обычно производится по безразмерным коэффициентам сопротивления, при соблюдении перечисленных ниже условий.

1. При пересчете результатов модельных испытаний на натуру предполагается, что модель имеет технически гладкую поверхность, движется на тихой воде (при соблюдении геометрического подобия внешних границ потока) и не испытывает воздушного сопротивления.

2. За счет применения турбулизаторов обеспечивается достаточно эффективная турбулизация пограничного слоя модели, что позволяет считать режим обтекания модели и натуре идентичным. Благодаря этому в обоих случаях для расчета коэффициента сопротивления трения технически гладкой эквивалентной пластины ζ_f можно использовать формулу Прандтля-Шлихтинга (3,2), причем для судна расчет значений ζ_f обычно принято производить при температуре воды $t^\circ = 4^\circ \text{C}$ (для речных судов иногда при $t^\circ = 10^\circ \text{C}$).

3. Учет влияния шероховатости наружной поверхности корпуса натурального судна производится путем введения соответствующей надбавки $\Delta\zeta_f$ (см. § 4).

4. Надбавка на сопротивление выступающих частей корпуса судна $\Delta\zeta_k$ наиболее точно определяется по результатам сравнительных испытаний модели с выступающими частями и без них (для голого корпуса), с последующим пересчетом на натуру по методике, изложенной в § 6. При отсутствии материалов таких испытаний величина $\Delta\zeta_k$ принимается по эмпирическим данным (см. § 6).

5. Величина воздушного сопротивления R_a для относительно быстроходных судов определяется особо (см. § 7). Для судов с низкими и средними скоростями величина R_a отдельно не вычисляется и приближенно учитывается постоянной надбавкой $\Delta\zeta_a$ к коэффициенту полного сопротивления воды в соответствии с рекомендациями § 7.

6. Смоченная поверхность голого корпуса Ω' с достаточной для практики точностью вычисляется путем интегрирования смоченных полупериметров шпангоутов l_i , определяемых по теоретическому чертежу судна или его модели. Расчет величины Ω' обычно выполняется по правилу трапеций, согласно которому

$$\Omega' = 2\Delta L \left[\sum_{i=0}^n l_i - \frac{l_0 + l_n}{2} \right], \quad (10,12)$$

где $\Delta L = \frac{L}{n}$ — теоретическая шпация (в большинстве случаев принимается $n = 20$).

К вычисленной таким образом величине Ω' вводится надбавка (приблизительно в размере 1%) для учета продольной кривизны судовых обводов. Смоченная поверхность выступающих частей $\Delta\Omega$, которую необходимо прибавить к величине Ω' для голого корпуса, определяется по теоретическому чертежу этих частей. Для кронштейнов и выходов гребных валов отношение $\frac{\Delta\Omega}{\Omega'}$ обычно не превосходит 1—2%, а для выкружек — возрастает до 2—4%. Величина $\frac{\Delta\Omega}{\Omega'}$ для боковых килей колеблется в пределах от 1 до 3%.

В соответствии с перечисленными здесь условиями пересчета, величину коэффициента полного сопротивления воды для натурного судна можно определить в следующем виде (см. также рис. 15):

$$\zeta_n = \zeta_o + \zeta_{fn} + \Delta\zeta_f + \Delta\zeta_k \quad \text{при} \quad v_n = \sqrt{k} v_m, \quad (10,13)$$

где

$$\zeta_o = \zeta_{o_m} = \zeta_m - \zeta_{f_m} = \zeta_{o_n}. \quad (10,14)$$

Величина полного сопротивления движению судна, включая воздушное сопротивление, может быть вычислена по формуле

$$R_n = \zeta_n \frac{\rho v_n^2}{2} \Omega_n + R_a. \quad (10,15)$$

Если значение $\Delta\zeta_k$, входящее в выражение (10,13), определяется по формуле (6,1), то смоченная поверхность судна Ω_n принимается с учетом выступающих частей корпуса ($\Omega_n = \Omega'_n + \Delta\Omega_n$); если же значение $\Delta\zeta_k$ вычисляется по формуле (6,2), то влияние этих частей на величину Ω_n не учитывается, и она находится для голого корпуса судна ($\Omega_n = \Omega'_n$).

Для судов с низкими и средними относительными скоростями хода, при которых значение воздушного сопротивления R_a отдельно можно не учитывать, формула (10,15) принимает следующий вид:

$$R_n = \zeta_n \frac{\rho v_n^2}{2} \Omega_n, \quad (10,16)$$

где

$$\zeta_n = \zeta_o + \zeta_f + \Delta\zeta_f + \Delta\zeta_k + \Delta\zeta_a. \quad (10,17)$$

Изложенная схема пересчета результатов модельных испытаний на натуру может быть использована для всех водоизмещающих судов, плавающих на тихой воде как в условиях неограниченного фарватера, так и на мелководье или в каналах. Для случая движения судна в условиях ограниченного фарватера должны быть соблюдены дополнительные требования, касающиеся выполнения геометрического подобия внешних границ потоков жидкости для модели и натуре.

Обобщение экспериментальных данных на VIII международной конференции опытовых бассейнов (Мадрид, 1957 г.) свидетельствует о том, что погрешности, связанные с гипотезой о возможности раздельного определения вязкостных составляющих сопротивления, находятся в пределах точности современного эксперимента.

Анализ материалов модельных испытаний масштабных серий показывает, что величина s в выражении (10,7) не остается постоянной, а несколько уменьшается с ростом числа Re (см. § 5). Это обстоятельство учитывается при пересчете результатов модельных испытаний на натуру, основанном на использовании метода суммарного определения вязкостных составляющих сопротивления. В данном случае масштабный пересчет производится только для волнового сопротивления и выполняется по формуле (10,3) или (10,4), а коэффициент вязкостного сопротивления $\zeta_s = \zeta_f + \zeta_k$ вычисляется суммарно на основании экспериментально-теоретических исследований.

Основная расчетная формула, которая применяется в рассматриваемой схеме пересчета для вычисления коэффициента полного сопротивления воды движению судна, имеет следующий вид (см. схему на рис. 15, б):

$$\zeta_n = \zeta_m - (\zeta_{s_m} - \zeta_{s_n}) = \zeta_m - a_s (\zeta_{f_m} - \zeta_{f_n}) \quad \text{при} \quad Fr_m = Fr_n. \quad (10,18)$$

Величина множителя $a_s = \frac{\zeta_{sM}}{\zeta_{fM}}$, учитывающего влияние формы обводов, определяется в данном случае по результатам модельных испытаний при числах Фруда, соответствующих отсутствию волнообразования ($Fr \leq 0,15$) и предполагается одинаковой как для модели, так и для натуре. Полное сопротивление движению судна, как и в предыдущем случае, может быть вычислено по формуле (10,15).

Применение такого метода пересчета требует строгого соблюдения соответствия режимов обтекания в пограничном слое модели и натуре, поскольку только при этом условии величину a_s можно считать не зависящей от скорости. Поэтому модельные испытания должны проводиться с применением достаточных мер искусственной турбулизации пограничного слоя.

Основные трудности, связанные с применением данного метода пересчета, заключаются в недостаточности данных для определения множителя a_s и выбора экстраполятора трения (см. §§ 3 и 5). В последнее время продолжается также разработка практических методов расчета коэффициента вязкостного сопротивления ζ_s непосредственно для судовых форм (т. е. пространственных экстраполяторов трения).

Численный пример пересчета. Задание. Определить сопротивление воды и буксировочную мощность для озерного пассажирского судна по результатам испытаний его модели, выполненной в масштабе $\frac{1}{k} = \frac{1}{15}$ без выступающих частей, если известны данные, приведенные в табл. 3.

Пересчет. Весь пересчет результатов буксировочных испытаний модели на натуре рекомендуется выполнять в табличном виде (табл. 3), руководствуясь приведенными ранее указаниями, которые относятся к методу, основанному на раздельном определении вязкостных составляющих сопротивления. В заголовке таблицы, помимо заданных величин ($\frac{1}{k}$; L_M ; D_M ; Ω_M ; ν_M и т. д.), выписываются принятые значения надбавок $\Delta\zeta_f$, $\Delta\zeta_k$ и $\Delta\zeta_a$ к сопротивлению (см. §§ 4, 6 и 7), а также все вспомогательные величины ($n = \frac{2}{\rho\Omega_M}$; $\frac{1}{\sqrt{gL_M}}$; $m = \frac{1}{2}\rho\Omega_H$).

Результаты пересчета могут быть представлены графически в виде кривых $R = f(v)$ и $N_R = f(v)$ (индекс «н» опускается).

Пересчет сопротивления для кильватерных составов судов. Для пересчета результатов буксировочных модельных испытаний кильватерных составов судов можно воспользоваться методикой, предложенной И. О. Веледицким и принятой в Ленинградском институте водного транспорта.

Таблица 3

Пересчет результатов буксировочных испытаний модели на натуре

$\frac{1}{k} = \frac{1}{15}$; $L_M = 4,14$ м; $D_M = 188$ кг; $\Omega'_M = 2,46$ м ² ; $\nu_M = 1,22 \cdot 10^{-6}$ м ² /сек (по рис. 7 при $t_M^\circ = 12,5^\circ$ C); $n = \frac{2}{\rho\Omega'_M} = 7,95 \cdot 10^{-3}$; $Re_M = \frac{v_M L_M}{\nu_M} =$ $= 3,39 \cdot 10^6 \nu_M$; $\frac{1}{\sqrt{gL_M}} = 0,157$; $\nu_H = 1,57 \cdot 10^{-6}$ м ² /сек (по рис. 7 при $t_H^\circ = 4^\circ$ C); $\Omega'_H = \Omega'_H + \Delta\Omega'_H = 1,03\Omega'_M k^2 = 570$ м ² ; $m = \frac{1}{2}\rho\Omega_H = 29,0 \cdot 10^3$; $\sqrt{k} = 3,87$; $Re_H = \frac{v_H L_H}{\nu_H} = \frac{v_H L_M k}{\nu_H} = 39,5 \cdot 10^6 \nu_H$; $\Delta\zeta = \Delta\zeta_f + \Delta\zeta_k + \Delta\zeta_a = (0,60 + 0,15 + 0,15) \cdot 10^{-3} = 0,90 \cdot 10^{-3}$									
Модель	v_M } По кривой	м/сек	0,72	0,89	1,11	1,34	1,56	1,72	1,84
	R_M } $R_M = f(v_M)$	кг	0,350	0,500	0,750	1,090	1,500	2,030	2,500
	v_M^2	(м/сек) ²	0,52	0,79	1,23	1,80	2,44	2,96	3,39
	$\zeta_M \cdot 10^3 = \frac{2R_M}{\rho v_M^2 \Omega'_M} \cdot 10^3 =$ $= n \frac{R_M}{v_M^2} \cdot 10^3$	—	5,35	5,05	4,85	4,81	4,90	5,45	5,90
	$Re_M \cdot 10^{-3} = 3,39 \nu_M$	—	2,44	3,02	3,76	4,55	5,30	5,83	6,25
	$\zeta_{fM} \cdot 10^3 = f(Re_M)$ По рис. 6	—	3,78	3,62	3,48	3,41	3,34	3,30	3,27
	$\zeta_0 \cdot 10^3 = (\zeta_M - \zeta_{fM}) \cdot 10^3$	—	1,57	1,43	1,37	1,40	1,56	2,15	2,63
	$Fr = \frac{v_M}{\sqrt{gL_M}} = 0,157 \nu_M$	—	0,113	0,140	0,174	0,210	0,245	0,270	0,289

Продолжение

$v_H = \sqrt{k} v_M = 3,87v_M$	м/сек	2,79	3,45	4,30	5,19	6,05	6,67	7,13
v_H^2	(м/сек) ²	7,8	11,9	18,5	26,9	36,6	44,5	50,9
$Re_H \cdot 10^{-8} = 0,395v_H$	—	1,10	1,36	1,74	2,05	2,39	2,63	2,82
$\zeta_{f_H} \cdot 10^3 = f(Re_H)$ По рис. 6	—	2,11	2,05	1,98	1,95	1,90	1,87	1,85
$\zeta_H \cdot 10^3 = (\zeta_0 + \zeta_{f_H} + \Delta\zeta) \cdot 10^3$	—	4,58	4,48	4,25	4,25	4,36	4,93	5,48
$R_H = \zeta_H \frac{\rho v_H^2}{2} \Omega_H = m \zeta_H v_H^2$	кГ	1040	1420	2280	3320	4630	6350	8100
$N_R = \frac{R_H v_H}{75}$	л. с.	39	65	131	229	374	565	770
$v_k = 3,6v_H$ ($v_s = 1,945v_H$)	км/час (узл.)	10,0	12,4	15,5	18,6	21,8	24,0	25,7

Эта методика пересчета основана на раздельном определении вязкостных составляющих сопротивления и отличается от методики, обычно применяемой для одиночного судна, только приближенным учетом гидромеханического взаимодействия между судами, счаленными в кильватер (см. § 26).

Буксировочные модельные испытания состава судов производятся обычным способом и позволяют определить величину сопротивления воды R_{cM} для состава в целом при различных скоростях движения v_M . Пересчет результатов испытаний выполняется следующим образом.

Коэффициент полного сопротивления для состава судов, определяемый по результатам модельных испытаний, принимается в виде

$$\zeta_{cM} = \frac{2R_{cM}}{\rho v_M^2 \sum_{i=1}^n \Omega_{M_i}}, \quad (10,19)$$

где Ω_{M_i} — смоченная поверхность i -й модели состава из n судов (включая толкач), имеющей водоизмещение V_{M_i} .

Величина коэффициента трения для состава вычисляется по формуле

$$\bar{\zeta}_{fM} = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{\zeta}_{f_i} V_{M_i}^{2/3}}{\sum_{i=1}^n V_{M_i}^{2/3}}. \quad (10,20)$$

Здесь обозначено:

$$\bar{\zeta}_{f_i} = k_{\psi_i} \zeta_{f_i}, \quad (10,21)$$

где $\zeta_{f_i} = f(Re_{M_i})$ — коэффициент турбулентного трения технически гладкой эквивалентной пластины, вычисляемый обычным способом в зависимости от числа Рейнольдса одиночной модели $Re_{M_i} = \frac{v_M L_{M_i}}{\nu_M}$;

k_{ψ_i} — множитель, учитывающий влияние попутного потока впереди расположенных судов на величину сопротивления трения i го судна.

Значения этого множителя принимаются равными $k_{\psi_i} = 1,0$; 0,91; 0,92; 0,90 соответственно для первого, второго, третьего и четвертого судов кильватерного состава (при $i = 1; 2; 3; 4$).

Коэффициент полного сопротивления для состава судов в натуральных условиях определяется следующим образом:

$$\zeta_{cH} = \zeta_{cH} + \bar{\zeta}_{fH} + \Delta\zeta_k, \quad (10,22)$$

где ζ_{cH} — коэффициент остаточного сопротивления состава, равный

$$\zeta_{cH} = \zeta_{cM} = \zeta_{cM} - \bar{\zeta}_{fM}; \quad (10,23)$$

$\bar{\zeta}_{fH}$ — коэффициент турбулентного трения для натуре, вычисляемый по формуле (10,21) с введением в правую часть надбавки $\Delta\zeta_f$ на шероховатость.

При этом скорость состава, входящая в величину числа Рейнольдса $Re_H = \frac{v_H L_H}{\nu_H}$, принимается согласно закону подобия Фруда ($v_H = \sqrt{k} v_M$).

Надбавку $\Delta\zeta_k$ на выступающие части корпуса можно принимать усредненной для всего состава, а надбавку $\Delta\zeta_a$ на влияние воздушного сопротивления не учитывать вовсе.

Величина полного сопротивления движению кильватерного состава судов вычисляется по формуле

$$R_{cH} = \zeta_{cH} \frac{\rho v_H^2}{2} \sum_{i=1}^n \Omega_{H_i}; \quad (10,24)$$

ГЛАВА III

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДНА
НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ

§ 11. Сопротивление движению судов на мелководье

Характерные явления при движении судов на мелководье. Влияние мелководья на сопротивление. Степень влияния мелководья на сопротивление движению судна в этих условиях зависит от соотношения между размерами его корпуса и глубиной воды, а также от относительной скорости движения и в некоторой мере от формы обводов судна. Для количественной оценки степени влияния мелководья обычно используются следующие безразмерные параметры:

- а) отношение глубины воды к осадке судна $\frac{H}{T}$, характеризующее степень стеснения потока по глубине;
б) число мелководья Fr_n , или относительная скорость движения судна в условиях ограниченной глубины

$$Fr_n = \frac{v}{\sqrt{gH}} = \sqrt{\frac{L}{H}} Fr. \quad (11,1)$$

Вместо отношения $\frac{H}{T}$ иногда применяется значение $\frac{H}{L}$ (или $\frac{H}{\sqrt{F_{мвд}}}$), а вместо числа Fr_n — величина Fr_T , равная

$$Fr_T = \frac{v}{\sqrt{gT}} = \sqrt{\frac{H}{T}} Fr_n. \quad (11,2)$$

Ограниченная глубина фарватера влияет на все составляющие сопротивления воды движению судна, однако степень их изменения в условиях мелководья по сравнению со случаем движения судна на глубокой воде оказывается различной.

Изменение вязкостных составляющих сопротивления воды (сопротивления трения R_f и сопротивления формы R_k) при движении судна в условиях ограниченной глубины фарватера связано с возра-

станием местных скоростей обтекания корпуса из-за влияния дна водоема, т. е. с появлением встречного потока (иначе, «потока вытеснения»). При относительных глубинах $\frac{H}{T} > 3$ это изменение незначительно.

При дальнейшем уменьшении глубины воды до значений $\frac{H}{T} = 1,5 \div 2,5$ вязкостное сопротивление $R_s = R_f + R_k$ может возрасти на 10—15% по сравнению с его величиной для случая движения судна с теми же скоростями на глубокой воде. Поскольку вязкостное сопротивление как на глубокой, так и на мелкой воде приблизительно пропорционально квадрату скорости, то относительное возрастание этого сопротивления на мелководье практически не зависит от скорости.

Наиболее сильно влияние мелководья сказывается на величине и характере изменения волнового сопротивления R_w . Резкое изменение волнового сопротивления связано в данном случае с различием свойств, которыми обладают волны, образующиеся на глубокой и мелкой воде.

Между длиной поперечных волн, образующихся при движении судна на мелкой и глубокой воде (λ_n и λ_∞), а также между скоростью распространения волнового профиля в этих условиях (v_n и v_∞), существуют соотношения

$$\frac{\lambda_n}{\lambda_\infty} = \operatorname{cth} \frac{2\pi H}{\lambda_n} > 1 \quad \text{при} \quad v_n = v_\infty, \quad (11,3)$$

$$\frac{v_n}{v_\infty} = \sqrt{\operatorname{th} \frac{2\pi H}{\lambda_n}} < 1 \quad \text{при} \quad \lambda_n = \lambda_\infty. \quad (11,4)$$

Предельная скорость распространения поперечных волн на мелководье теоретически достигает значения $v_{кр} = \sqrt{gH}$ и равна скорости перемещения одиночной волны, имеющей вид бугра с возвратно-поступательным движением частиц жидкости.

Пока скорость движения судна на мелководье такова, что длина образующихся при этом волн незначительно отличается от длины волн на глубокой воде, картина волнообразования в обоих случаях практически остается одинаковой (см. рис. 10). Наблюдения показывают, что это условие соблюдается при скорости $v \leq 0,4 \sqrt{gH}$ (т. е. при $Fr_n \leq 0,4$). Вместе с увеличением длины волн при дальнейшем возрастании скорости движения судна на мелководье начинается трансформация картины волнообразования (рис. 16, а). В результате этого увеличивается угол раствора расходящихся волн, искривляется их фронт, который оказывается обращенным выпуклой стороной к судну, и одновременно возрастает высота волнового профиля.

По мере приближения скорости к значению $v_{кр} = \sqrt{gH}$ фронт расходящихся волн носовой группы разворачивается настолько, что они сливаются с поперечными волнами, образуя общую поперечную волну, движущуюся вместе с судном и расположенную около форштевня (рис. 16, б). По своим свойствам такая волна приближается к одиночной волне, а ее высота при малых отношениях

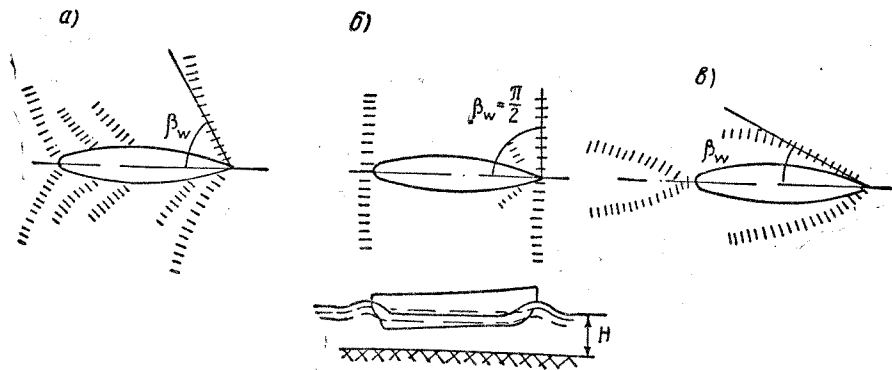


Рис. 16. Изменение характера судовых волн на мелководье в зависимости от относительной скорости: а) начало трансформации волн; б) волны при критической скорости; в) волны при закритических скоростях

$\frac{H}{T}$ и для судов с полными обводами может оказаться весьма значительной.

При скоростях, превышающих значение $v_{кр} = \sqrt{gH}$, поперечная волна исчезает, и около судна остается лишь система расходящихся волн с фронтом, обращенным вогнутой стороной к судну (рис. 16, в). Угол раствора таких расходящихся волн уменьшается с ростом скорости, приближаясь при больших скоростях к значению этого угла на глубокой воде.

Скорость движения $v_{кр}$, при которой волновая система судна сливается в одну поперечную волну, принято называть критической скоростью на мелководье. Эта скорость в действительности несколько отличается от ее теоретического значения $v_{кр} = \sqrt{gH}$ и зависит главным образом от отношения $\frac{H}{T}$, а также от формы обводов судна. Образование поперечной волны, приближающейся по типу к одиночной волне, происходит при теоретическом значении критической скорости лишь в тех случаях, когда глубина воды $H < \frac{L}{2}$. Если же глубина воды достаточно велика, то такая волна

при скорости $v_{кр} = \sqrt{gH}$ не наблюдается, хотя влияние мелководья на величину сопротивления заметно и в этом случае.

Скорости судна $v < v_{кр}$ называются докритическими, а скорости $v > v_{кр}$ — закритическими.

Изменение посадки судна при докритических скоростях движения и достаточной глубине фарватера мало отличается от изменения посадки того же судна на глубокой воде (см. рис. 2). Более значительное изменение посадки судна наблюдается по мере при-

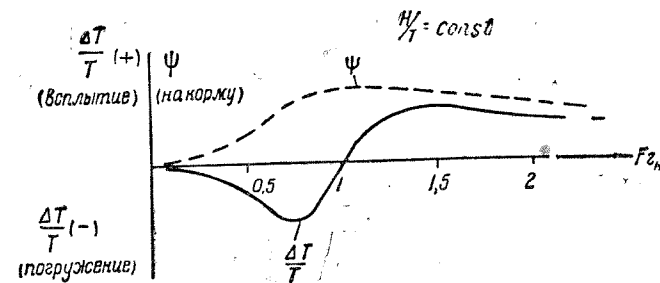


Рис. 17. Изменение посадки судна на ходу в условиях мелководья

ближения к критической скорости движения на мелководье и происходит таким образом, что в этих условиях увеличивается средняя осадка и образуется дифферент судна на корму (рис. 17).

Если глубина воды мала, то образование поперечной волны при критической скорости движения приводит к понижению уровня свободной поверхности у бортов судна, вызывающему дополнительное опускание судна по отношению к его статическому положению. Вследствие этого уменьшается зазор между днищем судна и ложем фарватера, увеличиваются местные скорости обтекания поверхности судна и дополнительно снижаются давления, действующие на его корпус.

Понижение давления может привести к тому, что судно коснется днищем ложа фарватера, а если размеры судна малы, то возможно временное присасывание его к дну водоема. Особенно резко эти явления наблюдаются при отношении $\frac{H}{T} < 1,5$ для судов с полными обводами и плоским днищем. В зоне закритических скоростей движения судна на мелководье сохраняется дифферент на корму, но вместо погружения наблюдается всплытие судна, уменьшающееся при дальнейшем увеличении скорости (рис. 17).

Образование поперечной волны, имеющей значительную высоту, и резкое изменение посадки судна при скорости движения, близкой

к критической, приводят к интенсивному росту волнового сопротивления. Напротив, при закритических скоростях, когда у бортов судна наблюдаются только небольшие расходящиеся волны, величина волнового сопротивления может уменьшиться по сравнению с ее значением на глубокой воде.

При выполнении практических расчетов сопротивления движению судов на мелководье влияние ограниченной глубины фарватера принято относить только к величине остаточного сопротивления R_o , пренебрегая изменением сопротивления трения R_f в этих условиях.

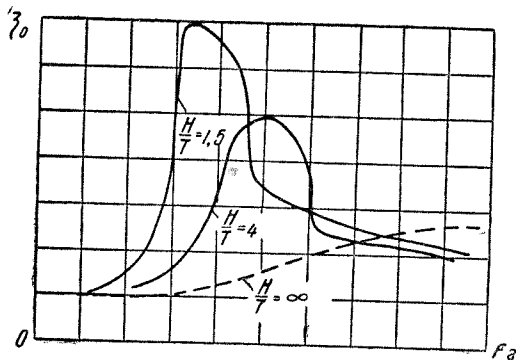


Рис. 18. Влияние мелководья на изменение коэффициента остаточного сопротивления

вody на кривые остаточного сопротивления $\zeta_o = f(Fr)$ для модели речного судна.

Резкое изменение волнового (или остаточного) сопротивления сказывается и на кривой полного сопротивления в условиях мелководья, которая существенно отличается по характеру от аналогичной кривой на глубокой воде (рис. 19). Результаты модельных испытаний показывают, что значения критической скорости, при которых наиболее интенсивно возрастает величина сопротивления на мелководье по сравнению с ее значением на глубокой воде, колеблются в пределах

$$v_{кр} = (0,8 \div 1,05) \sqrt{gH}, \quad (11,5)$$

в зависимости от отношения $\frac{H}{T}$ и формы обводов судна. Меньшие значения $v_{кр}$ относятся к малым глубинам и к судам с более полными обводами.

Глубину фарватера, при которой практически не сказывается влияние мелководья на величину сопротивления движению судна, можно приближенно определить по следующей эмпирической формуле:

$$\frac{H}{T} \geq 4 + 3Fr_T^2. \quad (11,6)$$

Влияние мелководья на величину сопротивления движению судна наиболее надежно можно учесть по результатам модельных испытаний в мелководных опытовых бассейнах, имеющих достаточную ширину. При отсутствии таких результатов пользуются приближенными методами учета влияния мелководья на сопротивление (см. § 25).

Безопасная скорость движения судна на мелководье. Для обеспечения безопасности эксплуатации речных судов, плавающих в усло-

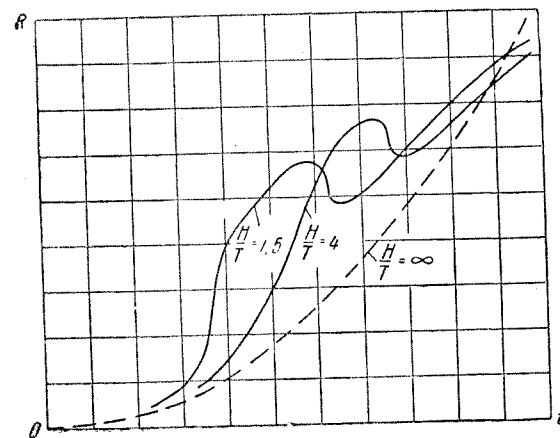


Рис. 19. Влияние мелководья на изменение полного сопротивления движению судна

виях мелководья, необходимо, чтобы скорость их движения при заданной глубине фарватера не превышала некоторого предельного значения, при котором возможно соприкосновение днища судна с ложем фарватера из-за уменьшения запаса воды под днищем.

Результаты модельных испытаний показывают, что предельная скорость движения судна несколько меньше ее критического значения на мелководье, причем при малых отношениях $\frac{H}{T}$ разница между ними достигает 20—25%.

Для приближенной оценки предельной скорости движения $v_{пред}$ (м/сек) речных судов при относительных глубинах $1 < \frac{H}{T} \leq 2$ Е. И. Степанюком предложена следующая эмпирическая формула:

$$v_{пред} = 1,09 \sqrt{gT} \sqrt{\frac{H}{T} - 1}, \quad (11,7)$$

где T — осадка судна в м в статическом положении;
 n — показатель, величину которого можно принимать равной

$$n = 5,9 - \frac{B}{4T}.$$

Выражение (11,7) получено для речных судов, у которых соотношения главных размерений находятся в пределах $\frac{L}{B} = 5,0 \div 7,0$; $\frac{B}{T} = 3,6 \div 7,0$, а удельная мощность главной силовой установки (на тонну водоизмещения) не превышает значения $\frac{\Sigma N_e}{D} = 4,2$ л. с./т.

§ 12. Сопротивление движению судов в каналах

Особенности движения судов в мелководных каналах. Явления, сопровождающие движение судов в мелководных каналах, напоминают явления, которые происходят при движении судов в условиях мелководного фарватера неограниченной ширины. Однако все особенности влияния мелководья при дополнительном стеснении ширины фарватера стенками канала выражаются более резко.

Отличительной особенностью движения судов в канале является то, что в его сечениях, стесненных корпусом судна, возникает встречный поток, появление которого сопровождается понижением уровня свободной поверхности воды и приводит к увеличению скоростей обтекания корпуса. Вследствие этого происходит возрастание вязкостных составляющих сопротивления воды, обусловленное также и потерями энергии на трение встречного потока о ложе канала.

С необходимостью преодоления указанных выше потерь энергии при движении судна в канале связано возникновение уклона свободной поверхности воды в месте расположения судна в сторону, противоположную его перемещению. В результате этого появляется так называемое «дифферентное сопротивление», величина которого пропорциональна углу дифферента судна при движении в канале (см. также §§ 13 и 25).

При движении судна в канале наблюдаются более высокие одиночные волны, чем на мелководье. Поэтому волновое сопротивление при критических скоростях движения судна в канале возрастает более интенсивно, чем на мелкой воде.

В качестве наиболее характерного параметра, учитывающего степень стеснения фарватера при движении судна в мелководном канале, имеющем определенную форму поперечных сечений (чаще трапециoidalную), принимается отношение площади живого сечения канала далеко перед судном к площади миделя судна,

$$\text{т. е. величина } \frac{F_k}{F_{\text{мид}}} \left(\text{или } \frac{F_{\text{мид}}}{F_k} = n_k \right).$$

Для той же цели могут быть использованы отношения $\frac{B_k}{B}$ и $\frac{H'}{T}$, в которых величины B_k и H' означают соответственно ширину зеркала воды и приведенную глубину канала данной формы, равную $H' = \frac{F_k}{B_k}$. Относительная скорость движения судна в канале с заданными значениями F_k , B_k и H' может быть принята в виде $F_r = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ или $F_{rH} = \frac{v}{\sqrt{gH'}}$.

Результаты исследования движения судна в канале. При движении судна в канале происходит изменение скоростного поля, формы свободной поверхности воды и расположения судна по отношению к первоначальному ее уровню. Особенно резко эти изменения проявляются на участке канала, стесненном корпусом судна.

Результаты приближенного теоретического исследования, основанного на гидравлическом подходе к изучению особенностей движения судна в канале (без учета волнообразования), позволяют получить приведенные ниже выводы.

1. При движении судна в канале существует не одна критическая скорость $v_{кр}$, как это имеет место в случае мелководья, а целая область таких скоростей (от $v_{кр1}$ до $v_{кр2}$).

Результаты расчета граничных значений относительных критических скоростей ($F_{rH}' = \frac{v_{кр1}}{\sqrt{gH}}$ и $F_{rH}'' = \frac{v_{кр2}}{\sqrt{gH}}$) приведены на рис. 20

в зависимости от степени стесненности фарватера $n_k = \frac{F_{\text{мид}}}{F_k}$ для канала с прямоугольной формой поперечных сечений ($F_k = B_k H$ при $H = H'$). Нижняя и верхняя кривые, соответствующие значениям F_{rH}' и F_{rH}'' , ограничивают здесь области докритических и закритических (или сверхкритических) скоростей. Здесь же даны значения относительной критической глубины потока $\frac{H_{кр}}{H}$ в стесненном судном сечении канала, соответствующие указанным границам области критических скоростей ($H_{кр1}$ и $H_{кр2}$).

2. Величина изменения уровня свободной поверхности ΔH в стесненном судном сечении канала существенно зависит от степени стеснения фарватера n_k и относительной скорости движения F_{rH} судна в канале.

Кривые, характеризующие влияние скорости хода судна на глубину потока ($H + \Delta H$) в стесненных сечениях канала, представлены на рис. 21. При докритических скоростях глубина потока уменьшается, причем наибольшее понижение уровня наблюдается

при нижней границе критических скоростей (при $v_{кр1}$). По мере дальнейшего увеличения скорости судна глубина в стесненных сечениях возрастает и становится больше первоначальной глубины. Наибольшее повышение уровня наблюдается при верхней

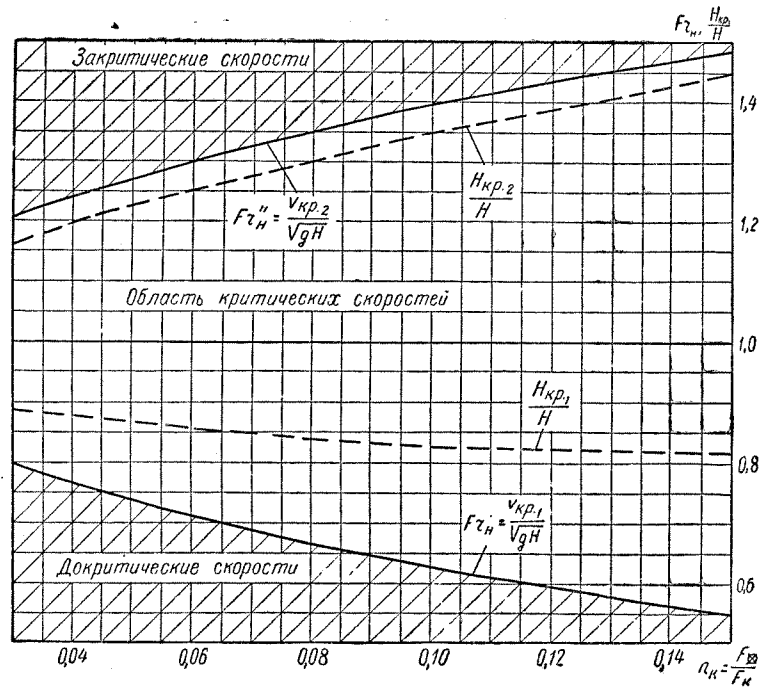


Рис. 20. Области критических скоростей и глубин при движении судов в канале

границе критических скоростей (при $v_{кр2}$). При закритических скоростях происходит уменьшение глубины, возрастающее с увеличением скорости.

Уровень свободной поверхности впереди судна и за ним при докритических и закритических скоростях хода остается невозмущенным (если при этом не учитывается влияние судовых волн). В области критических скоростей наблюдается следующий характер изменения уровня свободной поверхности воды.

а) Впереди судна появляется подъем воды, который растет с увеличением скорости. Наибольшая величина этого подъема наблюдается при верхней границе критической скорости. Непосредственно за ней подъем воды прекращается. Повышение уровня впе-

реди судна фактически является одиночной волной, перемещающейся в направлении движения судна с критической скоростью.

б) При нижней границе критических скоростей глубина воды за судном резко уменьшается, достигая наименьшего значения.

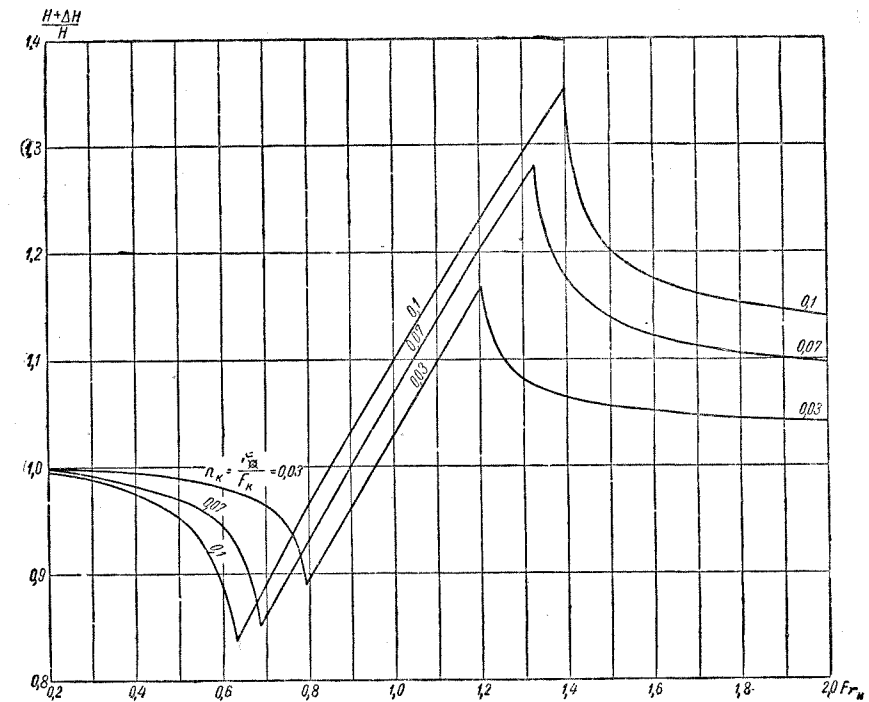


Рис. 21. Влияние скорости судна на глубину потока в стесненных сечениях канала

По мере дальнейшего роста скорости понижение уровня уменьшается, и при верхней границе критических скоростей глубина потока за судном приходит к нормальному уровню.

в) При критических скоростях хода судна в стесненных сечениях канала устанавливается критическая глубина. Уровень свободной поверхности в районе кормовой оконечности судна понижается, и поток становится бурным. Переход от бурного течения к спокойному за кормой судна совершается в виде гидравлического прыжка.

Влияние стеснения фарватера в канале на сопротивление воды движению судна. Характер влияния отношения $\frac{B_k}{B}$ на кривую

полного сопротивления движению судна в канале при заданном отношении $\frac{H}{T}$ показан на рис. 22 для модели речного грузо-пассажирского судна. Приведенные кривые показывают, что интенсивное возрастание сопротивления в случае движения судна в канале начинается при меньших скоростях движения судна, чем на мелководье, и существенно зависит от степени стеснения фарватера (отношения $\frac{B_k}{B}$ или $\frac{F_k}{F_{\text{мид}}}$).

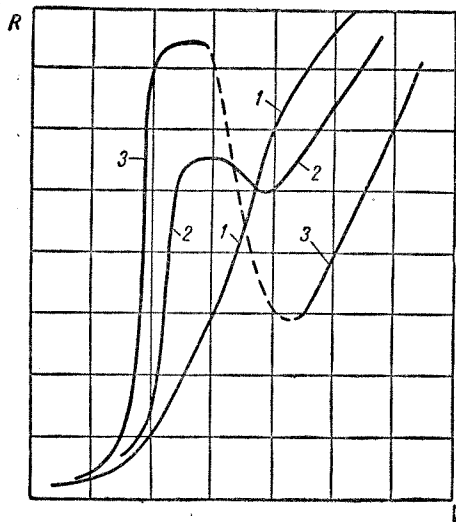


Рис. 22. Кривые сопротивления движению модели судна на глубокой воде и в мелководном канале ($\frac{H}{T} = 4$)
1 — глубокая вода; 2, 3 — широкий и узкий канал

При докритических скоростях сопротивление воды движению судна в канале возрастает с уменьшением отношения $\frac{B_k}{B}$. При закритических скоростях влияние этого отношения изменяется на противоположное, вследствие чего сопротивление воды движению судна в канале при этих скоростях оказывается меньше, чем на мелководье. Это снижение величины сопротивления объясняется всплытием судна и уменьшением его дифферента.

В случае движения судна вблизи одной из стенок канала возрастает волновое сопротивление и появляется поперечная сила, действующая на судно. Отмеченные явления обусловлены несимметричностью волнообразования и обтекания корпуса судна. При скоростях $v < \sqrt{gH}$ поперечная сила притягивает судно к ближайшей от него стенке, а при скоростях $v > \sqrt{gH}$ — отталкивает судно от этой стенки.

При движении судов в каналах с прямоугольными поперечными сечениями сопротивление воды оказывается меньше, чем в канале с трапециoidalными сечениями той же площади и глубины (наибольшей). Например, при буксировке несамоходных судов со скоростями $v < 2$ м/сек это возрастание сопротивления в случае движения в каналах с трапециoidalными сечениями достигает 20—25% при

$\frac{F_k}{F_{\text{мид}}} = 6$ и 30—40% при $\frac{F_k}{F_{\text{мид}}} = 4$ по сравнению с каналами, имеющими прямоугольные сечения и являющимися менее выгодными по затратам на их сооружение.

Если судно движется в канале большой глубины, то все упомянутые ранее явления выражаются в слабой степени. В этом случае пологие одиночные волны начинают появляться лишь при глубинах $H < \frac{L}{2}$.

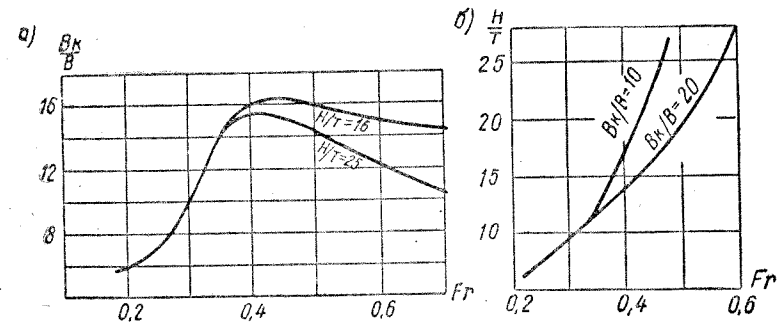


Рис. 23. Графики для выбора допустимых размеров канала: а) ширина; б) глубина

Для приближенной оценки отсутствия влияния дна и стенок канала с прямоугольной формой сечений на величину сопротивления воды движению судна (или его модели в опытовом бассейне) можно воспользоваться графиками рис. 23, а, б, полученными Я. И. Войткунским.

Эксплуатационные скорости движения судов в каналах обычно приходится ограничивать из-за опасности повреждения ложа канала под воздействием волн, отходящих от корпуса движущегося судна и от работающих движителей. Допустимую скорость движения судов в каналах, не вызывающую опасности повреждения ложа канала, приближенно можно принимать равной

$$v < 0,6 \sqrt{gH'} = 0,6 \sqrt{g \frac{F_k}{B_k}} \quad (12,1)$$

Величину сопротивления движению судна в канале можно определить при этих скоростях по приближенному методу, изложенному в § 25. При скоростях движения судна, приближающихся к их критическому значению ($v_{\text{кр}} = \sqrt{gH'}$), когда нельзя пренебречь влиянием волнообразования, расчет сопротивления следует производить только на основании результатов испытаний модели данного судна в канале, установленном в чаше опытового бассейна.

§ 13. Сопротивление движению судов при наличии течения и уклона русла реки

Осредненные характеристики течения и уклона речного русла. При определении сопротивления воды движению судна в условиях речного фарватера, имеющего на данном участке неизменные габариты и форму русла, необходимо учитывать изменение величины

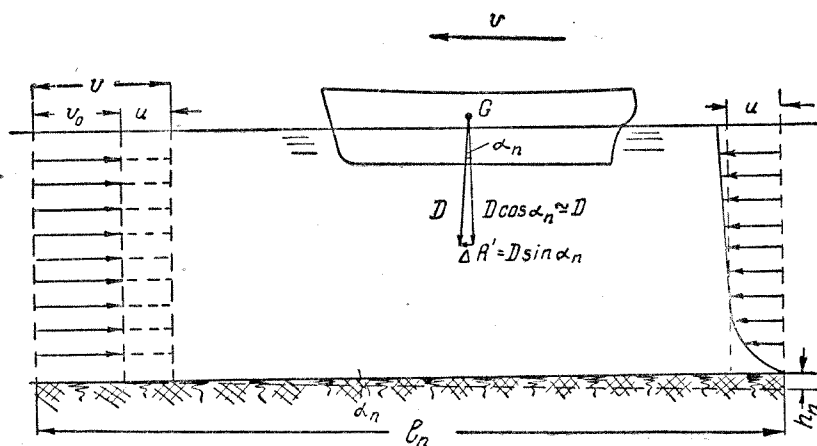


Рис. 24. Движение судна в условиях речного фарватера (при наличии течения и уклона русла)

сопротивления из-за влияния течения реки и продольного уклона ее русла (рис. 24).

Неравномерность распределения скоростей течения в реке приводит к тому, что при определении сопротивления воды в качестве расчетной скорости течения u приходится вводить ее значение, осредненное для данного участка речного фарватера. Уклон водного пути i_n на том же участке принимается как отношение абсолютного подъема h_n этого участка к его длине l_n , т. е.

$$i_n = \frac{h_n}{l_n} = \operatorname{tg} \alpha_n, \quad (13,1)$$

где $\alpha_n \approx \operatorname{tg} \alpha_n$ — угол наклона поверхности воды к горизонту, имеющий обычно весьма незначительную величину.

Учет влияния течения и уклона русла реки на сопротивление. Для ориентировочной оценки влияния течения и уклона русла реки на величину сопротивления воды движению судна в условиях речного фарватера можно воспользоваться приведенным ниже упрощенным методом, основанным на допущении, что действие этих факторов на судно проявляется по отдельности.

Влияние течения на сопротивление воды приближенно можно учесть, если ввести в рассмотрение относительную скорость движения судна v_0 , т. е. скорость натекания потока в обратном движении, которая определяется из соотношения (см. рис. 24)

$$v_0 = v \pm u. \quad (13,2)$$

Здесь:

- v — скорость движения судна относительно берега (или так называемая «техническая скорость»);
- u — расчетная скорость течения (осредненная), которая принимается со знаком плюс при движении против течения и со знаком минус — по течению.

Величина сопротивления воды движению судна с учетом изменения скоростей обтекания корпуса из-за наличия течения получается равной

$$R' = \zeta \frac{\rho v_0^2}{2} \Omega = \zeta \frac{\rho (v \pm u)^2}{2} \Omega, \quad (13,3)$$

где ζ — коэффициент сопротивления, величину которого можно принимать по данным, полученным для случая движения судна на спокойной воде, но при числах Фруда и Рейнольдса, вычисленных по скорости v_0 (т. е. $\operatorname{Fr} = \frac{v_0}{\sqrt{gL}}$; $\operatorname{Re} = \frac{v_0 L}{\nu}$).

Наличие уклона водного пути приводит к возникновению некоторой дополнительной силы $\Delta R'$, всегда направленной вниз по течению (см. рис. 24). Эту силу обычно называют «силой соскальзывания» и рассматривают как составляющую веса судна D , действующую параллельно поверхности воды и равную

$$\Delta R' = D \sin \alpha_n \approx D i_n. \quad (13,4)$$

Действительной физической причиной возникновения дополнительной силы $\Delta R'$ является уменьшение результирующей турбулентных касательных напряжений вдоль смоченной поверхности судна по сравнению с их величиной в окружающем объеме воды из-за образования ламинарного подслоя непосредственно у поверхности судна. Вследствие этого объем воды в наклонном русле реки движется медленнее, чем свободно плывущее вниз по течению твердое тело такого же объема. В частности, скорость движения несамоходного судна, свободно плывущего вниз по течению (при отсутствии тяги), получается равной

$$v = u \pm \Delta u, \quad (13,5)$$

где Δu — дополнительная скорость, или «скорость соскальзывания».

Для определения скорости Δu можно воспользоваться имеющейся кривой сопротивления $R = f(v)$, относящейся к случаю движения судна на спокойной воде. Искомая величина Δu определяется точкой пересечения кривой $R = f(v)$ с горизонтальной прямой, проведенной на расстоянии $\Delta R' = Di_{\text{п}}$ от оси абсцисс графика.

При сделанных выше допущениях сопротивление воды движению судна с учетом влияния течения реки и уклона ее русла можно вычислять по формуле

$$R = R' \pm \Delta R' = \zeta \frac{\rho v_0^2}{2} \Omega \pm Di_{\text{п}}, \quad (13,6)$$

в которой знак плюс перед вторым членом принимается для случая движения судна вверх по реке (против течения), а знак минус — вниз (по течению). Практическая схема расчета сопротивления воды движению в условиях речного фарватера приведена в § 25.

§ 14. Влияние ветрового волнения на снижение скорости хода судна

Причины, вызывающие снижение скорости хода судна на волнении. Снижение скорости хода судна в условиях ветрового волнения по сравнению с ее значением на спокойной воде вызывают следующие гидродинамические причины:

1) возрастание сопротивления воды вследствие качки судна и непосредственного действия волн на его корпус, как препятствие их распространению;

2) воздействие ветра на надводную поверхность судна;

3) нарушение установившегося режима работы судовых двигателей и главной силовой установки;

4) наличие поверхностного ветрового течения и перемещения частиц воды, участвующих в волновом движении;

5) рыскание судна на курсе.

В некоторых случаях снижение скорости хода судна на волнении может быть вызвано и эксплуатационными причинами, связанными с необходимостью балластирования судна или с преднамеренным ограничением мощности его двигателей во избежание опасности приема больших масс воды на палубу и повреждения судовых конструкций.

Наибольшее снижение скорости хода судна наблюдается при движении его навстречу волнам или на острых курсовых углах (от 0 до $\pm 30^\circ$) по отношению к волнам, когда судно испытывает интенсивную килевую качку и дополнительное воздушное сопротивление, подвергается ударам волн и заливанию носовой оконечности. С увеличением курсового угла снижение скорости уменьшается, что особенно заметно при движении судна на попутной

волне, когда одни гидродинамические факторы воздействуют на судно неблагоприятно (например, рыскание или качка), а другие даже способствуют повышению скорости (в частности, ветер или поверхностное течение).

Увеличение сопротивления движению судна на волнении. Основную роль в снижении скорости хода судна на волнении играет

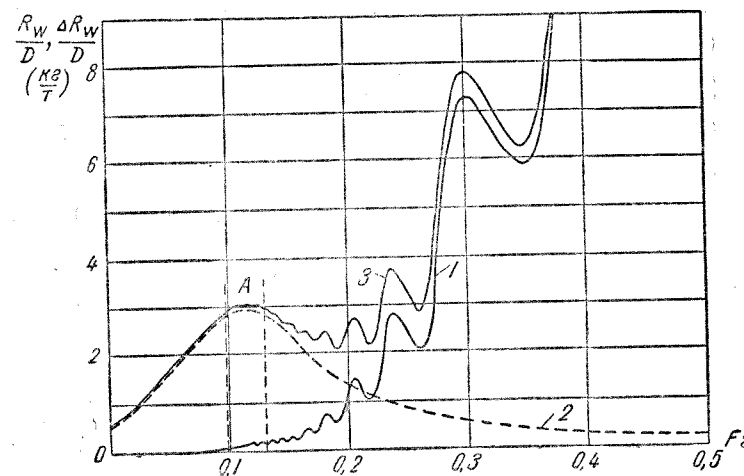


Рис. 25. Возрастание волнового сопротивления модели судна на волнении

1, 2, 3 — сопротивление на тихой воде $\frac{R_w}{D}$, дополнительное $\frac{\Delta R_w}{D}$, суммарное

$$\left(\text{на волнении} \right) \frac{R_w + \Delta R_w}{D};$$

A — область резонансной килевой качки

дополнительное сопротивление воды, имеющее преимущественно волновую природу, так как оно возникает в результате взаимодействия волн с корпусом судна. Изменение вязкостных составляющих сопротивления, обусловленное периодическим изменением величины смоченной поверхности судна, является менее значительным. Дополнительное сопротивление воды при движении судна на волнении увеличивается с возрастанием амплитуд продольной (килевой и вертикальной) качки судна, достигая наибольшего значения в зоне резонансных амплитуд качки и постепенно убывая в зарезонансной зоне.

Для иллюстрации этого положения на рис. 25 приведены результаты теоретического исследования волнового сопротивления для

схематизированной модели с острыми обводами при движении на спокойной воде и на регулярных волнах длиной $\lambda = L$ и высотой $h = \frac{\lambda}{24}$. Полученные данные представлены в виде кривых, выра-

жающих зависимость удельного волнового сопротивления $\frac{R_w}{D}$ (на тонну водоизмещения) от числа Фруда $F_r = \frac{v}{\sqrt{gL}}$. Здесь же по-

казана кривая удельного дополнительного сопротивления $\frac{\Delta R_w}{D} = f(F_r)$, достигающая максимума при относительных скоростях F_r , соответствующих резонансным условиям продольной качки.

Материалы испытаний моделей на регулярном волнении свидетельствуют о том, что сопротивление воды для некачающейся модели в условиях волнения при скоростях хода, соответствующих резонансной качке, составляет до 40—50% сопротивления для свободно качающейся модели и до 80% и выше — при скоростях, примерно вдвое превышающих резонансное значение.

Величина дополнительного сопротивления при движении моделей на волнении определяется, главным образом, соотношением между размерами волн и корпуса, а также скоростью движения, поскольку эти факторы наиболее сильно влияют на интенсивность продольной качки, резонансные амплитуды которой обычно наблюдаются на волнах длиной $\lambda = (0,9 \div 1,2) L$.

Из геометрических элементов корпуса судна наиболее заметное влияние на величину дополнительного сопротивления в условиях волнения оказывают общая полнота обводов, отношение ширины к осадке, а также форма носовых ватерлиний и шпангоутов. Чрезмерное увеличение значений коэффициента общей полноты δ и отношения $\frac{B}{T}$ приводит к возрастанию той части дополнительного сопротивления, которая обусловлена диффракцией (отражением) волн от корпуса судна. Снижение скорости хода на волнении особенно ощутимо для судов, у которых величина $\delta \geq (0,72 \div 0,75)$.

Количественный учет влияния ветрового волнения на снижение скорости хода судна возможен лишь в форме ориентировочных суждений, что объясняется чрезвычайным разнообразием гидрометеорологических условий, в которых может оказаться судно, и сложностью исследования его поведения в штормовую погоду. В большинстве случаев для этого учета приходится пользоваться лишь некоторыми обобщениями, полученными в результате сопоставления ряда наблюдений за поведением судов в условиях реального волнения. Такого рода данные, позволяющие получить ориентировочную оценку возможного снижения скорости хода судна на волнении, приведены в § 25.

§ 15. Влияние коррозии и обрастания подводной части корпуса судна на сопротивление

Коррозионная шероховатость корпуса судна. В процессе эксплуатации судов происходит возрастание вязкостных составляющих сопротивления воды, обусловленное увеличением общей шероховатости судовой поверхности из-за разрушения окраски, а также вследствие коррозии и обрастания подводной поверхности корпуса судна.

Общими причинами, вызывающими разрушение окраски и коррозию подводной части корпуса судна, являются наличие окислы на поверхности стальных листов обшивки, действие электрического тока, проходящего через корпус в воду, недостаточно высокое качество окрасочных работ и т. п.

Для речных судов, плавающих по ограниченному фарватеру, повышенная коррозия происходит на листах наружной обшивки, теряющих защитные покрытия из-за трения о грунт и абразивного воздействия взвешенных в воде частиц.

Развитие процесса коррозии наружной обшивки речных судов происходит в основном за счет углубления образовавшихся язв и раковин, принимающих вид резко очерченных впадин и острых выступов, а также за счет постепенного увеличения покрытой ими площади. После нескольких лет эксплуатации этих судов коррозия листов их обшивки достигает таких размеров, что коррозионные язвы покрывают почти всю подводную часть корпуса и достигают по глубине 1—1,5 мм (иногда до 2—3 мм). Распределение коррозионных язв на отдельных участках судовой поверхности в большинстве случаев носит неоднородный (нерегулярный) характер.

Влияние коррозии корпуса судна. На основании результатов обработки профилограмм, снятых с корродированных листов наружной обшивки речных судов, И. М. Гуревич установил, что среднее квадратичное отклонение (высота, глубина) неровностей поверхности таких листов может достигать $h_s = 0,5 \div 0,6$ мм, в то время как для свежеекрасочной их поверхности эта величина не превосходит $h_s = 70 \cdot 10^{-3}$ мм (см. § 4). Повышенная относительная шероховатость $\left(\frac{L}{h_s} = 2 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5\right)$ приводит к тому, что коэффициент сопротивления трения корродированной судовой поверхности практически не зависит от числа Рейнольдса Re .

Сопоставление расчетных данных и результатов натурных буксировочных испытаний нескольких речных судов с корродированным корпусом, выполненное тем же автором, приводит к выводу, что при определении сопротивления трения шероховатой судовой поверхности наилучшее совпадение с экспериментом дает формула (4,2). Для речных судов, находящихся продолжительное время

в эксплуатации и имеющих повышенную коррозионную шероховатость корпуса, эта формула может быть принята в виде

$$\zeta_f + \Delta\zeta_f = 0,034 \left(\frac{h_s}{L} \right)^{0,2}. \quad (15,1)$$

Для снижения степени коррозии судовых корпусов применяются различные мероприятия: специальные лакокрасочные материалы и покрытия, обладающие высокими антикоррозийными свойствами (например, этинолевые краски, эпоксидные смолы), усовершенствованные методы очистки поверхности корпуса при доковании и т. п. Данные, полученные И. М. Гуревичем, показывают, что применение таких мероприятий позволяет снизить сопротивление воды на 10—20% по сравнению с его величиной для судна, имеющего коррозионную шероховатость, причем около $\frac{3}{4}$ этого снижения может быть достигнуто за счет уменьшения шероховатости в носовой оконечности корпуса.

Влияние обрастания корпуса судна. Интенсивность обрастания подводной поверхности корпуса судна различного рода морскими организмами и водорослями зависит от многих факторов: времени года, температуры и солёности воды, района плавания и скорости хода судна, состава краски и т. п. Для ориентировочной оценки влияния обрастания корпуса на ходовые качества судна можно считать, что за каждый день после докования величина сопротивления трения возрастает на 0,2—0,5% в зависимости от сочетания указанных факторов.

Одним из наиболее эффективных средств борьбы с обрастанием судовых корпусов является применение специальных «необрастающих» красок, содержащих ядохимикаты (например, закись меди).

ГЛАВА IV

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЧЕРТЕЖА СУДНА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ

§ 16. Методы оценки качества судовых обводов

Исходные положения. При разработке практических рекомендаций по выбору наиболее выгодной формы судовых обводов, обеспечивающей возможность снижения величины сопротивления, обычно возникают следующие затруднения:

1) на величину сопротивления воды влияют многочисленные характеристики теоретического чертежа судна, определяющие геометрическую форму его корпуса;

2) выбор оптимальной формы обводов корпуса зависит от скоростного режима движения судна, особенностей его эксплуатации и условий работы судовых движителей;

3) обводы корпуса, оптимальные в отношении ходовых качеств судна, не всегда являются приемлемыми с точки зрения обеспечения других его навигационных качеств или необходимых эксплуатационно-технических и экономических показателей.

Поэтому изложенные ниже данные о влиянии геометрических элементов судна на величину сопротивления воды следует рассматривать как общие указания, надлежащее выполнение которых позволяет принять за основу определенный тип обводов корпуса, оптимальный с точки зрения ходовых качеств судна. Выбранные таким образом обводы корпуса проектируемого судна путем сравнительно небольших изменений можно привести в соответствие с другими требованиями, предъявляемыми к судну.

При оценке относительной быстроходности водоизмещающих судов, движущихся на режиме плавания, их принято разделять на следующие три группы:

а) сравнительно тихоходные суда, плавающие при относительной скорости $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \leq 0,20$;

б) суда средней быстроходности, для которых относительная скорость находится в пределах $0,20 < Fr < 0,35$;

в) сравнительно быстроходные суда, плавающие при относительной скорости $Fr > 0,35$.

По известной величине относительной скорости судна (числу Фруда) можно судить о соотношении отдельных составляющих в величине полного сопротивления воды и наметить наиболее рациональные мероприятия по снижению той составляющей, которая при данных условиях играет основную роль (см. рис. 4). Однако в большинстве случаев при разработке проекта судна, когда его размеры L , B , T и водоизмещение D приходится выбирать из условий удовлетворения различным требованиям, наиболее эффективным способом снижения полного сопротивления воды является такое изменение формы обводов корпуса, которое обеспечивает минимум остаточного сопротивления.

Сравнительная оценка качества судовых обводов. Для наиболее обоснованной сравнительной оценки качества судовых обводов с точки зрения величины сопротивления воды следует применять те методы, которые позволяют выбрать обводы проектируемого судна таким образом, чтобы обеспечить наименьшее сопротивление на тонну водоизмещения $r = \frac{R}{D}$ (т. е. наименьшее удельное сопротивление) при заданной относительной скорости движения. Судно, обводы которого удовлетворяют требованию минимума удельного сопротивления, обычно является и наиболее экономичным в эксплуатации по сравнению с однотипными судами при прочих равных условиях.

Форма представления числа Фруда (Fr или Fr_D) при сравнении качества судовых обводов должна выбираться таким образом, чтобы равным скоростям хода различных судов по возможности соответствовали бы одинаковые числа Фруда.

Формы представления коэффициентов сопротивления и буксировочной мощности, рекомендуемые для сравнительной оценки качества судовых обводов, приведены в табл. 4, где также даны соответствующие значения относительной скорости (Fr или Fr_D).

Из табл. 4 также следует, что для сравнительной оценки качества судовых обводов в общем случае нельзя применять коэффициенты сопротивления $\zeta = \frac{2R}{\rho v^2 \Omega}$. Они могут быть использованы для этой цели лишь при условии, что различные суда имеют не только одинаковую относительную скорость $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$, но и соответственно равные значения относительной длины $\bar{l} = \frac{L}{\sqrt[3]{V}}$ и относительной смоченной поверхности $\bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}}$. Указанное усло-

вие строго выполняется только при соблюдении полного геометрического подобия, как это получается в случае сравнения натурального судна и его модели.

Таблица 4

Рекомендуемые методы оценки качества судовых обводов

Коэффициент сопротивления	Коэффициент буксировочной мощности	Относительная скорость	Сопоставление с величиной $\zeta = \frac{2R}{\rho v^2 \Omega}$
$r = \frac{R}{D} = \frac{R}{\rho g V}$	$C_N = \frac{75 N_R}{v V}$	$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}};$ $Fr_D = \frac{v}{\sqrt[3]{g V}}$	$r = \frac{1}{2} \bar{\omega} \bar{l} Fr^2 \zeta;$ $r = \frac{1}{2} \bar{\omega} Fr_D^2 \zeta$
$C'_R = \frac{2RL}{\rho v^2 V}$	$C'_N = \frac{2 \cdot 75 N_R L}{\rho v^3 V}$	$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$	$C'_R = \bar{\omega} \bar{l} \zeta$
$C''_R = \frac{2R}{\rho v^2 V^{2/3}}$	$C''_N = \frac{2 \cdot 75 N_R}{\rho v^3 V^{2/3}}$	$Fr_D = \frac{v}{\sqrt[3]{g V}}$	$C''_R = \bar{\omega} \zeta$

Приведенные в настоящей главе данные о влиянии основных характеристик теоретического чертежа относятся, главным образом, к судам транспортного флота, при выборе обводов которых первостепенное значение имеют требования возможного снижения величины сопротивления воды. Эти данные не всегда полностью приемлемы для судов, геометрические элементы корпуса которых либо определяются требованиями, не связанными непосредственно с необходимостью снижения сопротивления воды, либо ограничиваются условиями задания, обусловленными особенностями эксплуатации.

§ 17. Влияние общей полноты обводов и главных размерений судна на сопротивление воды

Относительная длина судна. Увеличение относительной длины судна $\bar{l} = \frac{L}{\sqrt[3]{V}}$ при заданном водоизмещении ($D = \text{const}$) приводит к тому, что при прочих равных условиях корпус судна приобретает более удлиненную, заостренную форму. Благодаря этому с увеличением значения \bar{l} уменьшается удельное остаточное сопротивление $r_0 = \frac{R_0}{D}$. При малых относительных скоростях остаточное сопротив-

ление убывает с увеличением \bar{l} сравнительно медленно, в то время как при больших скоростях это убывание происходит более интенсивно. Однако увеличение значения \bar{l} при $D = \text{const}$ сопровождается возрастанием сопротивления трения R_f , из-за увеличения смоченной поверхности судна.

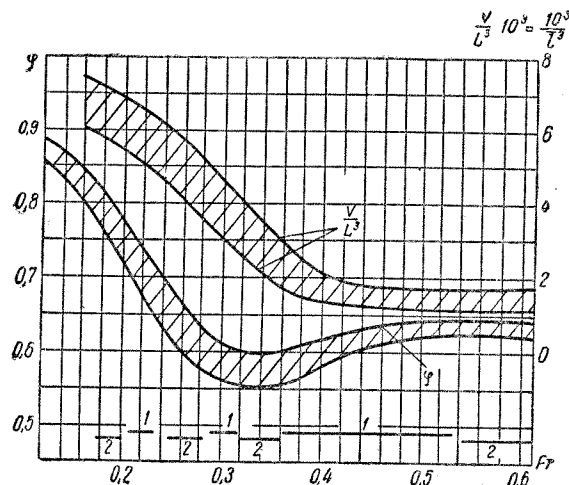


Рис. 26. Рекомендуемые значения относительной длины и коэффициента продольной полноты 1 — зоны неблагоприятных скоростей; 2 — зоны благоприятных скоростей

Противоположное влияние изменения величины \bar{l} на основные составляющие сопротивления воды R_0 и R_f , позволяет наметить в общем случае некоторое оптимальное значение относительной длины, при котором полное сопротивление R будет минимальным. Однако определение оптимальной длины судна из этого условия обычно на практике неосуществимо, так как суда получаются чрезмерно длинными и острыми, вследствие чего ухудшается их поворотливость, возрастает вес, увеличивается стоимость постройки и т. д. Исключением являются сравнительно тихоходные суда, для которых минимум полного сопротивления получается при значениях \bar{l} , приемлемых с точки зрения обеспечения необходимых эксплуатационных и экономических показателей.

Изменение относительной длины сравнительно тихоходных транспортных судов в обычных для них пределах не приводит к заметному возрастанию сопротивления воды. Однако чрезмерное снижение величины \bar{l} может повлечь за собой резкое возрастание сопротив-

ления воды, вызванное усилением вихре- и волнообразования при той же скорости хода судна.

Значения относительной длины корпуса, рекомендуемые для судов различной быстроходности, можно приблизительно установить по графику, приведенному на рис. 26. Заштрихованная область характеризует возможные пределы отклонения значения \bar{l} , не вызывающие заметного возрастания сопротивления.

Коэффициент общей полноты. Если соотношения главных размеров корпуса находятся в обычных для судов данного типа пределах, то увеличение коэффициента общей полноты δ незначительно влияет на сопротивление трения R_f , но приводит, как правило, к возрастанию остаточного сопротивления R_0 . Это возрастание особенно заметно при скоростях хода, соответствующих значениям $Fr = 0,25 \div 0,30$ и выше.

Поэтому для относительно быстроходных судов (при $Fr = 0,30 \div 0,60$) желательно уменьшать коэффициент δ до некоторого минимального значения, при котором возрастание габаритных размеров и веса корпуса не вызывает еще необходимости последующего увеличения первоначально принятого водоизмещения судна. Указанные значения δ могут быть определены по кривой, нанесенной на рис. 27, согласно данным, рекомендуемым Эйром на основании опыта эксплуатации быстроходных судов.

Для судов транспортного флота с умеренными скоростями хода ($Fr \leq 0,30$) можно установить экономически выгодные значения коэффициента общей полноты, которые позволяют обеспечить наибольшую вместимость корпуса без заметного увеличения сопротивления воды при заданной скорости хода. Этому условию для морских одновинтовых судов удовлетворяют значения δ , вычисленные по формуле, предложенной Александром (см. также рис. 27)

$$\delta = k - 1,68Fr, \quad (17,1)$$

где k — эмпирический коэффициент, величина которого принимается равной от 1,04 до 1,08.

Для двухвинтовых транспортных судов предельные значения δ , полученные по формуле (17,1), рекомендуется увеличивать на 0,01. Если относительная скорость судна соответствует буграм на кри-

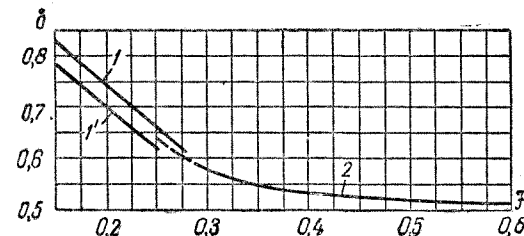


Рис. 27. Рекомендуемые значения коэффициента общей полноты 1 — по формуле $\delta = 1,08 + 1,68 Fr$; 1' — по формуле $\delta = 1,04 + 1,68 Fr$; 2 — по данным Эйра

вой волнового сопротивления, то коэффициент δ выгодно снижать приблизительно на 0,02 по сравнению с указанными выше значениями, чтобы уменьшить неблагоприятное влияние интерференции поперечных волн (см. § 8). Некоторое снижение значений δ целесообразно также для судов, совершающих рейсы в штормовых условиях, так как потеря скорости на волнении особенно резко возрастает при большой полноте обводов корпуса ($\delta \geq 0,72$). Для судов прибрежного или внутреннего плавания, имеющих ограничения главных размерений (например, длины или осадки), значения δ , полученные по формуле (17,1), можно увеличивать приблизительно на 0,03—0,04.

На выбор экономически выгодного значения коэффициента δ также влияет расположение центра величины (ЦВ) по длине судна. Для судов, у которых ЦВ смещен в корму от миделя, предельные значения δ при прочих равных условиях получаются больше, чем для судов с ЦВ, расположенным в нос от миделя.

Главные размерения и их соотношения. Оптимальная длина корпуса L транспортных судов при заданных значениях скорости хода и водоизмещения может быть определена по величине \bar{l} , выбранной в соответствии с приведенными выше рекомендациями.

Ширина B и осадка T судна не оказывают такого влияния на величину сопротивления воды R , какое имеет длина корпуса L , и обычно выбираются в соответствии с требованиями, не связанными непосредственно с обеспечением ходкости (необходимая вместимость или остойчивость судна, возможность плавания по мелководному фарватеру и т. п.). Влияние изменения ширины или осадки судна на величину R можно оценить только в результате сравнения их значений с выбранной длиной корпуса. Связь между соотношениями главных размерений судна $\frac{L}{B}$, $\frac{L}{T}$ (или $\frac{B}{T}$ при заданном $\frac{L}{B}$) и рассмотренными ранее значениями \bar{l} и δ можно представить в виде

$$\bar{l}^3 = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{L}{T} = \frac{1}{\delta} \left(\frac{L}{B} \right)^2 \frac{B}{T}. \quad (17,2)$$

Отношение длины судна к ширине является менее общей характеристикой продольной остроты обводов корпуса, чем относительная длина \bar{l} , и дает достаточно правильное представление о заостренности обводов только для судов без цилиндрической вставки. С качественной стороны отношение $\frac{L}{B}$ влияет на величину основных составляющих сопротивления воды так же, как и относительная длина \bar{l} судна при заданном водоизмещении.

Влияние отношения длины или ширины корпуса к осадке на величину сопротивления воды становится в достаточной мере स्पелделенным только при известных предположениях, касающихся харак-

тера изменения таких важнейших элементов корпуса как относительная длина \bar{l} или коэффициент общей полноты δ , значения которых непосредственно связаны с представлением о заостренности обводов судна.

При выполнении расчетов сопротивления воды обычно используется отношение $\frac{B}{T}$, которое для судов данного типа колеблется в сравнительно узких пределах. Если с увеличением отношения $\frac{B}{T}$ прочие геометрические элементы корпуса изменяются таким образом, что относительная длина судна \bar{l} сохраняется неизменной, то остаточное сопротивление R_0 в этом случае возрастает из-за неблагоприятного изменения значений δ или $\frac{L}{T}$, определяемого зависимостью (17,2).

Одновременно возрастает и сопротивление трения R_f , поскольку при этих условиях увеличивается смоченная поверхность судна. Увеличение отношения $\frac{B}{T}$ при неизменных значениях δ и $\frac{L}{B}$ приводит к уменьшению остаточного сопротивления, вызванному возрастанием относительной длины.

При изменении отношения $\frac{B}{T}$ в пределах, принятых для судов данного типа, полное сопротивление воды R и его основные составляющие (R_0 и R_f) изменяются сравнительно мало.

Влияние отношения $\frac{L}{T}$ на сопротивление воды целесообразно учитывать для речных судов, у которых значения L или T часто ограничиваются условиями эксплуатации флота на внутренних водных путях (наличие шлюзованных или мелководных участков фарватера), вследствие чего отношение $\frac{L}{T}$ для этих судов может изменяться в сравнительно широких пределах. С качественной стороны отношение $\frac{L}{T}$ влияет на величину основных составляющих сопротивления воды так же, как и отношение $\frac{B}{T}$.

§ 18. Влияние основных характеристик строевой по шпангоутам на сопротивление воды

Коэффициент продольной полноты. Величина коэффициента продольной полноты φ (иначе, призматического коэффициента) связывает следующие важнейшие характеристики теоретического чертежа судна:

$$\varphi = \frac{\delta}{\beta} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{1}{\bar{l}^2} \left(\frac{L}{B} \right)^2 \frac{B}{T}, \quad (18,1)$$

где β — коэффициент полноты погруженной части площади мидель-шпангоута.

Изменение коэффициента продольной полноты φ сопровождается перераспределением заданного объема подводной части корпуса вдоль судна и оказывает существенное влияние на величину волнового сопротивления R_w . Для судов различной быстроходности можно установить оптимальное значение коэффициента φ , при котором будут находиться в соответствии распределение заданного объема подводной части и волновых давлений по длине корпуса судна, обеспечивая тем самым минимум волнового сопротивления (см. также § 19).

Выбор оптимального значения φ особенно важен для быстроходных судов, у которых волновая составляющая сопротивления относительно велика. При сравнительно малых относительных скоростях хода ($F_r \leq 0,30$) значения коэффициента $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$ выбираются из условия обеспечения надлежащей вместимости корпуса судна и превышают их оптимальную величину.

Связь между относительной скоростью движения судов F_r и рекомендуемыми значениями коэффициента φ можно установить по кривым, которые приведены на рис. 26 и получены в результате обобщения материалов серийных модельных испытаний и анализа ходовых качеств судов, находящихся в эксплуатации. Заштрихованная область дает представление о возможных пределах изменения значений φ без заметного возрастания сопротивления.

Положение центра величины по длине судна. Смещение центра величины (ЦВ) по длине судна относительно миделевого сечения позволяет изменять относительную заостренность носовой и кормовой оконечности судна при заданном коэффициенте продольной полноты φ . Поэтому изменение абсциссы ЦВ, которую обычно выражают в долях длины судна ($\frac{x_c}{L} \cdot 100\%$), оказывает заметное влияние на остаточное сопротивление, несмотря на то, что коэффициент φ может сохранять при этом неизменное значение.

При сравнительно острых обводах корпуса, характерных для быстроходных судов, ЦВ целесообразно смещать ближе к корме, что позволяет заострить носовую оконечность и благодаря этому снизить волновое сопротивление, которое в данном случае велико по сравнению с сопротивлением формы. Для относительно тихоходных судов с полными обводами корпуса желательно смещать ЦВ в нос, чтобы в результате заострения кормовой оконечности уменьшить сопротивление формы.

Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что смещение ЦВ в некоторых пределах от его оптимального положения не приводит к существенному возрастанию сопротивления воды,

если полнота обводов корпуса соответствует выбранному значению относительной скорости движения судна.

Для ориентировочного выбора положения ЦВ по длине судна рекомендуется пользоваться графиком, полученным Фолькером на основании многочисленных модельных испытаний и приведенным на рис. 28. Данный график характеризует оптимальное отношение $\frac{x_c}{L}$ (в процентах) при различных коэффициентах φ , которые должны

выбираться согласно приведенным ранее рекомендациям. Заштрихованная на графике область позволяет установить возможные пределы отклонения абсциссы ЦВ от оптимального значения, не вызывая при этом возрастания сопротивления более чем на 1% по сравнению с его минимальным значением.

Положение по длине и полнота наибольшего поперечного сечения.

Характер влияния положения по длине судна наиболее полного поперечного сечения на сопротивление воды с качественной стороны не отличается от влияния абсциссы ЦВ. Для судов с умеренными относительными скоростями хода ($F_r \leq 0,30$)

наиболее полное сечение обычно располагается посередине длины корпуса (на миделе). Наибольшее поперечное сечение корпуса сравнительно быстроходных судов целесообразно смещать в корму от миделя и располагать вблизи 11-го или даже 12-го теоретического шпангоута в зависимости от относительной скорости судна.

Изменение коэффициента полноты мидель-шпангоута (точнее, наибольшего поперечного сечения) β в пределах от 0,70 до 1,10 ($\beta > 1,0$ для судов с бульбовыми наделками) практически не сказывается на величине остаточного сопротивления, если переход от миделя к оконечностям происходит достаточно плавно и не вызывает существенного перераспределения водоизмещения по длине судна.

В первом приближении величину коэффициента β можно выбирать в зависимости от относительной скорости судна F_r по графику, изображенному на рис. 29. Величину β можно также определить по значениям δ и φ , принятым согласно приведенным ранее рекомендациям ($\beta = \frac{\delta}{\varphi}$).

Цилиндрическая вставка корпуса. Введение цилиндрической вставки позволяет упростить технологический процесс корпусных

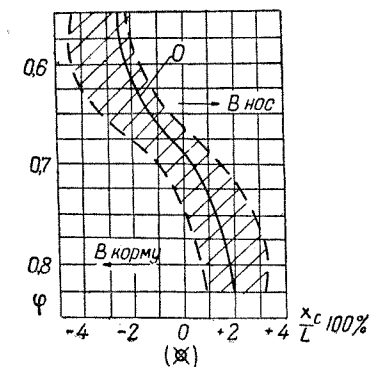


Рис. 28. Допустимые пределы отклонения абсциссы ЦВ от оптимального значения (O)

работ, снизить стоимость постройки судна и придать более удобную конфигурацию грузовым трюмам, а также несколько заострить оконечности судна при неизменном значении коэффициента продольной полноты. Последнее обстоятельство может привести к более благоприятной интерференции поперечных волн носовой и кормовой групп (см. § 8) и к снижению волнового сопротивления тихоходных судов с полными обводами корпуса.

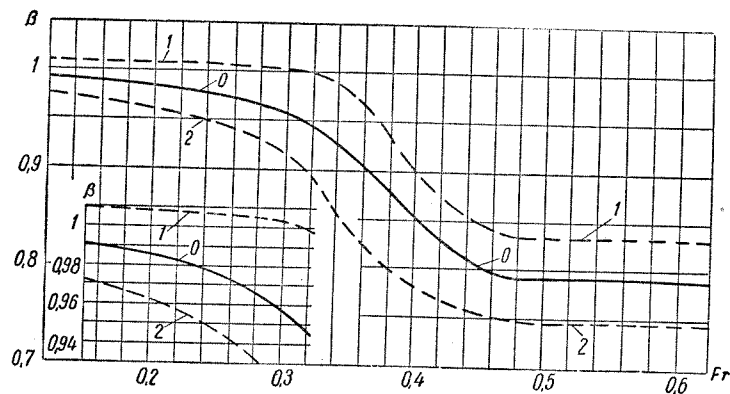


Рис. 29. Рекомендуемые значения коэффициента полноты площади мидель-шпангоута
1 — верхний предел; 0 — оптимальные значения; 2 — нижний предел

Поэтому цилиндрическая вставка корпуса целесообразна для судов, которые имеют скорость хода, соответствующую числам Фруда $F_r \leq 0,24$ и коэффициент продольной полноты $\varphi \geq 0,65$. Однако чрезмерное увеличение протяженности цилиндрической вставки $L_{ц}$ даже для этих судов может привести к значительному возрастанию остаточного сопротивления R_o .

Допустимая длина цилиндрической вставки в носовой части судна ($L_{цн}$) выбирается из условия обеспечения благоприятной интерференции основной системы поперечных волн носовой группы с волнами, образующимися у начала вставки. Соответствующая длина вставки в кормовой части ($L_{цк}$) определяется таким образом, чтобы избежать интенсивного вихреобразования и обеспечить благоприятные условия работы движительного комплекса.

Если относительная скорость и полнота обводов транспортных судов не выходят за указанные выше пределы ($F_r \leq 0,24$; $\varphi \geq 0,65$), то допустимые значения $\frac{L_{цн}}{L}$ и $\frac{L_{цк}}{L}$ (в процентах) для таких судов можно определить по графику рис. 30 в зависимости от принятой величины коэффициента δ .

Форма носовой и кормовой ветвей строевой. На величину сопротивления воды влияет форма носовой и кормовой ветвей строевой по шпангоутам, определяющая в известной мере характер обводов корпуса судна в оконечностях.

Для сравнительно тихоходных судов с полными обводами корпуса (при $F_r \leq 0,22$ и $\varphi \geq 0,66$) рекомендуется применять строевые по шпангоутам, имеющие выпуклую или прямую носовую ветвь. При меньшей полноте обводов корпуса ($\varphi < 0,60$), строевая должна иметь вогнутую носовую ветвь, что позволяет снизить остаточное сопротивление при скоростях, соответствующих значениям $F_r = 0,22 \div 0,35$. Для более быстроходных судов* носовую ветвь строевой следует выполнять в виде прямой линии или слегка выпуклой кривой.

Выпуклую кормовую ветвь строевой по шпангоутам выгодно принимать для быстроходных судов, а также для мелководных судов. Эта форма кормовой ветви строевой, в сочетании с достаточным заострением носовой оконечности корпуса (при $\varphi > 0,60$), позволяет уменьшить ходовой дифферент на корму и одновременно снизить волновое сопротивление. Во всех прочих случаях применяются строевые, кормовая ветвь которых имеет вид прямой линии или вогнутой кривой.

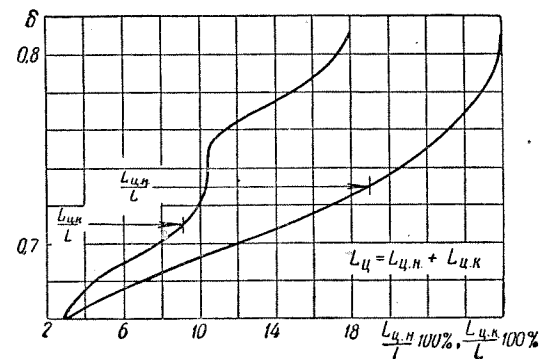


Рис. 30. Допустимая длина цилиндрической вставки корпуса и ее расположение

§ 19. Влияние формы сечений теоретического чертежа судна на сопротивление

Общие положения. Результаты систематических испытаний различных серий моделей показывают, что характер обтекания судовой поверхности потоком жидкости, а следовательно, и распределение гидродинамических давлений, определяющих величину остаточного сопротивления R_o , зависит главным образом от формы продольных сечений теоретического чертежа (ватерлиний, батоксов, рыбин) в носовой и кормовой оконечности судна. Для носовой оконечности в этом отношении особенно важна форма ватерлиний, расположенных вблизи свободной поверхности воды. Для кормовой оконечности большую роль играет форма батоксов и рыбин.

Различие в форме поперечных сечений теоретического чертежа (шпангоутов) приводит лишь к некоторому изменению направления линий тока на поверхности судна. Поэтому форма шпангоутов, оказывающая существенное влияние на мореходность и пропульсивные показатели судна, имеет второстепенное значение с точки зрения величины сопротивления воды.

Форма носовых обводов судна. Выбор формы носовой ветви грузовой ватерлинии должен производиться в зависимости от относительной скорости судна, определяющей характер распределения наибольших гидродинамических давлений в районе расположения первого гребня носовой группы волн, а следовательно, и величину волнового сопротивления.

Результаты экспериментальных исследований показывают, что при сравнительно малых относительных скоростях движения ($F_r \leq 0,22$) граница зоны наибольших гидродинамических давлений, обусловленных действием судовых волн, находится от форштевня на расстоянии, не превышающем 10—15% длины судна. Для относительно быстроходных судов (при $F_r = 0,32 \div 0,40$ и выше) это расстояние возрастает до 25—40% длины корпуса. Поэтому для судов с умеренными скоростями целесообразно применять такую форму носовых ватерлиний, которая позволяет заострить обводы корпуса непосредственно у форштевня и тем самым уменьшить составляющие волновых давлений в направлении движения судна. Для быстроходных судов проекцию волновых давлений можно уменьшить в результате заострения ватерлиний на большей части длины носовой оконечности.

Если к носовым обводам проектируемого судна не предъявляются какие-либо особые требования, связанные с условиями его эксплуатации, то форму носовой ветви грузовой ватерлинии целесообразно выбирать в зависимости от относительной скорости судна, руководствуясь следующими рекомендациями:

1) для сравнительно тихоходных судов допускается применять ватерлинии с выпуклой носовой ветвью, если значение $F_r \leq 0,16$, и с прямой или слегка выпуклой ветвью при $0,16 < F_r < 0,22$;

2) суда средней быстроходности (при $0,22 < F_r < 0,32$) должны иметь вогнутые (S-образные) или слегка вогнутые носовые ватерлинии в зависимости от расположения центра зоны наибольших гидродинамических давлений;

3) для относительно быстроходных судов ($F_r > 0,32$) следует выбирать прямые носовые ветви ватерлиний, однако при $F_r = 0,32 \div 0,40$ и $F_r > 0,65$ можно применять слегка выпуклые носовые ватерлинии.

Форма носовой грузовой ватерлинии в известной мере определяется величиной угла ψ_n , который эта ветвь составляет с диаметральной плоскостью судна. Влияние этого угла, который часто называют углом входа грузовой ватерлинии (иногда углом ее при-

тыкания или заострения), на величину сопротивления воды зависит в основном от относительной скорости движения судов. Возможные пределы изменения угла ψ_n для судов различной быстроходности показаны на рис. 31.

Величина угла входа грузовой ватерлинии при заданной строевой по ватерлиниям определяет также форму шпангоутов судна в носовой оконечности. Как правило, большие углы ψ_n , соответ-

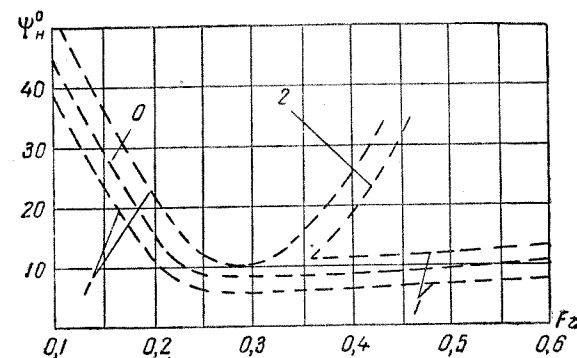


Рис. 31. Рекомендуемые значения угла входа носовых ватерлиний

1 — при $\frac{L}{B} > 6,0$; 2 — при $\frac{L}{B} < 6,0$; O — оптимальные значения

ствующие выпуклой форме носовой ветви грузовой ватерлинии, сочетаются с V-образными носовыми шпангоутами. Напротив, малые углы ψ_n , характерные для впалых ватерлиний, обычно приводят к U-образным шпангоутам в носовой оконечности.

Для судов со скоростью хода, соответствующей значениям $F_r = 0,25 \div 0,35$, иногда применяются так называемые бульбовые образования носовой оконечности. Обводы этого типа получаются в результате сочетания S-образных ватерлиний с «каплеобразными» шпангоутами, расположенными непосредственно за форштевнем и имеющими в прикильной части значительное утолщение — «бульб» (иначе, «каплю»).

Каплеобразная форма носовых шпангоутов способствует созданию «фальшивой» носовой волны, в подошве которой должен частично локализоваться первый гребень носовой группы волн (см. § 8).

Для уменьшения амплитуд килевой качки судна, особенно при большой полноте обводов корпуса, целесообразно применять в носовой оконечности шпангоуты умеренной V-образной формы в сочетании с прямолинейными или несколько выпуклыми ватерлиния-

ми. Для уменьшения заливаемости судна на волнении носовые шпангоуты должны иметь достаточный развал бортов в надводной части, начинающийся не очень близко от грузовой ватерлинии. Повышению мореходных качеств судна также способствует наклон носовой ветви батоксов в сочетании с наклонным форштевнем.

Форма кормовых обводов судна. Качество кормовых обводов всякого самоходного судна определяется в гидродинамическом отношении тем, насколько выбранная форма этих обводов обеспечивает плавный, безотрывный сход струй с кормовой оконечности судна и равномерное подтекание воды к его движителям. Для обеспечения этих условий прежде всего необходимо, чтобы кормовые ветви батоксов были достаточно пологими, а углы притыкания рыбин в кормовой оконечности судна (в плане) составляли не более 12° .

Чтобы устранить нежелательный срыв потока и улучшить условия работы движителей, угол притыкания ϕ_k кормовой ветви ватерлиний к диаметральной плоскости (иначе, угол заострения) на высоте выхода гребного вала не должен превышать 20° даже для тихоходных одновинтовых судов с полными обводами корпуса (при $\phi \geq 0,78$). Достаточно острые образования должны иметь также и ватерлинии, расположенные выше оси гребного вала, хотя это не всегда выполнимо для тихоходных судов, у которых углы заострения грузовой ватерлинии иногда достигают более 30° . В случае применения весьма пологих батоксов допустимы углы притыкания кормовой ветви ватерлиний, достигающие $35-45^\circ$.

Для тихоходных одновинтовых судов, корпус которых оказывает особенно заметное влияние на условия работы гребного винта, целесообразно применять шпангоуты U-образной формы, которые обеспечивают более равномерное распределение попутного потока за корпусом по сравнению с V-образными шпангоутами, хотя и менее выгодны с точки зрения свободного подтекания воды к винту и величины сопротивления движению судна. По мере повышения скорости хода судов и числа оборотов гребного вала отмеченное преимущество U-образных шпангоутов становится менее ощутимым, а выгода от применения V-образных шпангоутов увеличивается.

В кормовой оконечности двухвинтовых судов обычно применяются шпангоуты с резко выраженной V-образной формой, позволяющие снизить величину сопротивления воды и в то же время не ухудшающие заметно пропульсивных качеств судна, так как при двухвальной установке корпус сравнительно мало влияет на условия работы винтов.

Для транспортных судов с достаточно большой осадкой, независимо от числа гребных валов, обычно применяется крейсерская корма, которая создает более благоприятные условия работы гребных винтов, так как она позволяет обеспечить равномерное подтекание воды к винтам и надежное их прикрытие. В то же время такая форма кормы приводит к удлинению корпуса судна по ватер-

линии и к снижению остаточного сопротивления в широком диапазоне изменения относительной скорости движения судов (до $F_r = 0,40$).

Для судов с высокими относительными скоростями ($F_r > 0,40$), при которых линии тока в кормовой оконечности должны приближаться к прямым и составлять незначительные углы с уровнем свободной поверхности воды, целесообразно применять транцевую корму, позволяющую получить наиболее пологие кормовые ветви батоксов. Для улучшения условий обтекания корпуса на заднем ходу кормовой транец рекомендуется делать с наклоном по отношению к диаметральной плоскости судна и к горизонту. Для повышения мореходности судов с транцевой кормой шпангоутам кормовой оконечности и транцу необходимо придавать килеватую форму.

§ 20. Особенности формы обводов речных судов

Самоходные суда, плавающие по ограниченному фарватеру. Наиболее характерной особенностью корпуса судов внутреннего плавания является ограниченная осадка, которая назначается в зависимости от гарантийной глубины речного фарватера. Ограничение осадки приводит к тому, что эти суда обычно имеют значительно большие отношения длины и ширины к осадке ($\frac{L}{T} = 25 \div 75$; $\frac{B}{T} = 3 \div 8$ и выше) по сравнению с морскими судами.

Мелкосидящие суда имеют также специфическую форму обводов в оконечностях, обусловленную стремлением обеспечить достаточно благоприятные характеристики ходкости при плавании в условиях ограниченного фарватера. Представление о характере обводов носовой и кормовой оконечностей речных судов может дать рис. 32, на котором схематически изображены корпус теоретических чертежей, типичные для мелкосидящих судов.

Проектирование носовых обводов мелкосидящих речных судов должно быть подчинено требованию всемерного снижения носовой «подпорной» волны, которая в условиях ограниченного фарватера имеет значительную крутизну и смещает зону наибольших гидродинамических давлений непосредственно к форштевню.

Для удовлетворения указанному требованию в носовой оконечности судна следует применять достаточно пологие батоксы, а носовой ветви грузовой ватерлинии целесообразно придавать резко выраженную S-образную форму. Большая заостренность ближайших к форштевню шпангоутов может быть компенсирована увеличением полноты последующих шпангоутов, расположенных за точкой перегиба носовой ветви грузовой ватерлинии.

Перечисленным условиям в достаточной степени отвечает ложкообразная форма носовых обводов, применение которой позволяет

не только снизить величину сопротивления при движении на глубокой и мелкой воде, но и обеспечить необходимые мореходные качества в случае выхода судна в озера или водохранилища, если придать достаточный развал бортам в надводной части корпуса.

Особые трудности возникают при выборе рациональной формы кормовых обводов самоходных мелкосидящих судов, так как эти обводы одновременно должны удовлетворять следующим требованиям:

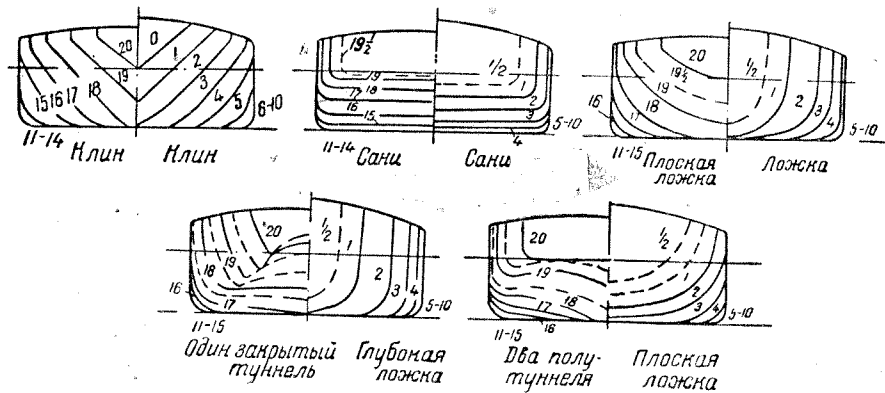


Рис. 32. Форма обводов оконечностей корпуса речных судов

- 1) обеспечивать уменьшение значительного ходового дифферента на корму при плавании судна по ограниченному фарватеру;
- 2) предотвращать интенсивный срыв вихрей с кормы, происходящий при стеснении фарватера;
- 3) надежно прикрывать движители во избежание подсоса воздуха к ним со свободной поверхности (особенно при заднем ходе судна);
- 4) давать возможность установки движителей с относительно большим гидравлическим сечением и обеспечивать равномерное подтекание воды к ним при ограниченной осадке судна.

Первым двум требованиям в достаточной степени удовлетворяют обводы типа «плоская ложка» или «сани», которые позволяют придать необходимую плавучесть кормовой оконечности и обеспечить плавный сход струй с корпуса. Однако ложко- или санеобразные кормовые обводы не отвечают в полной мере двум другим требованиям, связанным с обеспечением нормальных условий работы движительного комплекса мелкосидящих судов. Ограничение диаметра гребных винтов и возможный подсос атмосферного воздуха к ним приводят к резкому снижению пропульсивных показателей судов с такими обводами. Поэтому днищевой ветви шпангоутов в районе

расположения гребных винтов рекомендуется придавать вогнутую форму, позволяющую достаточно надежно прикрыть винты скулой.

Необходимость обеспечения нормальных условий работы гребных винтов при недостаточном погружении их под ватерлинию заставляет переходить в кормовой оконечности мелкосидящих судов к туннельным образованиям (см. рис. 32) с одним или несколькими туннелями для размещения винтов, диаметр которых может превышать осадку судна кормой.

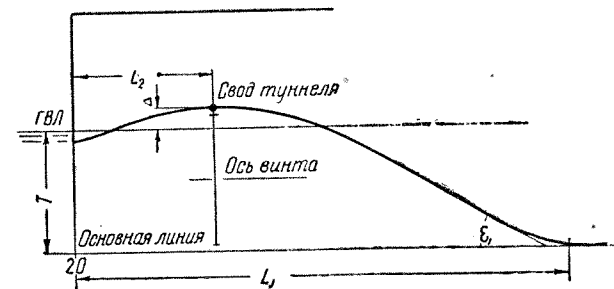


Рис. 33. Туннельные образования кормовой оконечности речного буксира-толкача

При выборе формы туннельных обводов кормы необходимо стремиться не только к возможности размещения гребных винтов, имеющих предельно допустимый диаметр, но и к созданию благоприятных условий для плавного схода струй с кормовой оконечности, равномерного подтекания воды к винтам и исключения подсоса воздуха к ним как при переднем, так и при заднем ходе судна. Для создания нормальных условий работы гребных винтов при переднем ходе судна туннелю целесообразно придавать такую форму, чтобы его свод был достаточно пологим в продольном направлении (рис. 33), а входная часть туннеля частично обеспечивала подтекание воды к винтам от бортов, особенно необходимое при недостаточном западе ее под днищем судна. Задний ход судов с туннельными обводами кормы обеспечивается только в том случае, когда свод туннеля заканчивается свесом, погруженным на некоторую глубину под действующую ватерлинию судна.

Для ориентировочного выбора основных геометрических элементов туннеля, обеспечивающих наиболее благоприятные условия движительно-рулевого комплекса речных буксиров-толкачей, можно рекомендовать следующие данные (см. рис. 33): $\frac{L_1}{L} = 0,33 \div 0,40$; $\frac{L_2}{L} = 0,10 \div 0,12$; $\epsilon_1 = 15 \div 18^\circ$; $\frac{\Delta}{T} = 0,10 \div 0,20$ (величина Δ возрастает с увеличением мощности двигателей).

Для повышения ходовых качеств мелководящих судов также целесообразно применять в кормовой оконечности полутуннельные образования с одним или несколькими полутуннелями (см. рис. 32).

Для судов речного флота, выходящих в крупные озера и водохранилища, рекомендуется выбирать ложкообразную форму кормовой оконечности с достаточной килеватостью для смягчения ударов волн о корпус.

Несамоходные речные суда. Выбор элементов теоретического чертежа несамоходных судов—барж, плавающих по ограниченному фарватеру, прежде всего должен быть подчинен требованию обеспечения наибольшей вместимости корпуса без заметного увеличения сопротивления воды при заданных условиях эксплуатации. Характерными особенностями теоретического чертежа этих судов являются сравнительно большое отношение ширины к осадке ($\frac{B}{T} = 3,5 \div 11,0$ и выше), значительная полнота корпуса ($\delta = 0,83 \div 0,90$; $\beta = 0,99 \div 1,00$; $\frac{L_n}{L} = 0,60 \div 0,65$), а также специфическая форма обводов носовой и кормовой оконечности (обводы типа «ложка», «сани» и «клин» в различном сочетании друг с другом).

Обеспечение наибольшей грузовместимости речных несамоходных судов может быть достигнуто путем увеличения общей полноты корпуса за счет удлинения цилиндрической вставки до указанных выше пределов, которые приемлемы с точки зрения величины сопротивления воды при относительных скоростях движения, не превышающих значения $F_r = \frac{v}{\sqrt{gL}} = 0,15$ для случая плавания судна на глубокой воде и $F_r = 0,12$ — на мелководье.

Однако чрезмерное увеличение длины цилиндрической вставки (до $\frac{L_n}{L} > 0,65$) приводит к резкому возрастанию остаточного сопротивления R_0 вследствие уменьшения длины носового и кормового заострения корпуса и вызванного этим нарушения плавности сопряжения их с цилиндрической вставкой.

При обычных скоростях движения, соответствующих режиму буксировки, цилиндрическая вставка располагается симметрично относительно миделя. В случае перехода к большим скоростям движения (например, при вождении барж методом толкания) целесообразно несколько увеличивать длину носового заострения корпуса, с тем чтобы избежать интенсивного волнообразования, особенно в условиях предельного мелководья (при $\frac{H}{T} \leq 1,5$).

Коэффициент полноты площади мидель-шпангоута речных несамоходных судов выбирается обычно возможно наибольшим, что при

плоском горизонтальном днище эквивалентно уменьшению радиуса закругления скулы до минимально допустимого предела, обусловленного технологическими особенностями постройки корпуса (иногда делается острая скула).

Наименьшая величина сопротивления воды движению несамоходных судов при различных условиях плавания получается в случае применения носовых обводов ложкообразной формы и кормовых обводов типа «послезая ложка». Наибольшее сопротивление возникает при использовании клинообразных обводов в оконечностях. Сانهобразная форма оконечностей занимает промежуточное положение, имея преимущество перед клинообразными обводами до сравнительно малой относительной глубины фарватера (до $\frac{H}{T} = 2,0$) и уступая им лишь на предельном мелководье.

На величину сопротивления воды движению несамоходных судов выбранной форме носовых и кормовых обводов также влияет полнота диаметральной плоскости и грузовой ватерлинии в оконечностях.

Результаты модельных испытаний показывают, что при заданной остроте носовой ветви грузовой ватерлинии удельное сопротивление $\frac{R}{D}$ незначительно возрастает при увеличении коэффициента полноты диаметральной плоскости носовой оконечности ϵ_n от 0,65 до 0,76, если относительная глубина фарватера $\frac{H}{T} \geq 3,0$. Дальнейшее увеличение коэффициента ϵ_n приводит к резкому возрастанию сопротивления воды.

При малых относительных глубинах воды ($\frac{H}{T} \leq 2,0$) более заметное влияние на удельное сопротивление оказывает изменение коэффициента ϵ_n в пределах от 0,63 до 0,85, чем дальнейшее его увеличение до 1,00. Оптимальное значение коэффициента полноты диаметральной плоскости кормовой оконечности равно $\epsilon_k \simeq 0,73$ при $\frac{H}{T} \geq 3,0$ и уменьшается до значения $\epsilon_k \simeq 0,65$ при $\frac{H}{T} = 2,0$.

Оптимальное значение коэффициента полноты носовой или кормовой ветви грузовой ватерлинии α_n (или α_k) несамоходных судов может быть определено по приближенной формуле, полученной Е. С. Овчаренко на основании результатов модельных испытаний:

$$\alpha_{n, k} = 0,9 \left[1 - 2(1 - \epsilon) \frac{T}{B} \right], \quad (20,1)$$

где ϵ — коэффициент полноты диаметральной плоскости судна.

На сопротивление воды движению несамоходных судов заметно влияет рыскливость их при буксировке на тросе (см. § 26).

Г Л А В А V

ПРИБЛИЖЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ

§ 21. Основные указания по применению приближенных методов расчета сопротивления

Исходные положения. Классификация методов. Все приближенные методы расчета сопротивления движению судна основаны на использовании либо кривой сопротивления для подходящего судна-прототипа, либо иных эмпирических данных (в виде формул, графиков и т. п.), полученных путем анализа и обобщения результатов буксировки нескольких серий моделей или материалов натуральных испытаний судов подобного типа. Как правило, соответствие геометрических элементов корпуса судна, для которого определяется величина сопротивления, и судов или моделей, результаты испытаний которых использованы при разработке данного метода расчета, устанавливается на практике путем сравнения нескольких параметров (обычно не более трех), характеризующих лишь основные особенности формы корпуса. Это обстоятельство и определяет приближенный характер рассматриваемых методов.

Наиболее часто применяемые в настоящее время методы приближенного расчета сопротивления движению судов можно разделить на следующие группы:

- 1) методы непосредственного расчета полного сопротивления R или буксировочной мощности судна $N_R = \frac{Rv}{75}$;
 - 2) методы расчета остаточного сопротивления R_0 по результатам буксировочных испытаний систематических серий моделей судов в опытовом бассейне;
 - 3) методы пересчета остаточного сопротивления по данному прототипу (модели или натурному судну).
- В принципиальном отношении наименее точными являются методы первой группы, так как при их применении, помимо погрешностей, обусловленных неполным соблюдением геометрического подобия, возникают дополнительные ошибки, связанные с неточ-

ным определением сопротивления трения R_f , составляющего обычно значительную часть полного сопротивления.

Приближенные формулы для вычисления смоченной поверхности судна. Смоченную поверхность данного судна наиболее достоверно можно вычислить по его теоретическому чертежу путем интегрирования смоченных полупериметров шпангоутов (см. § 10). При выполнении приближенных расчетов сопротивления, когда еще отсутствует теоретический чертеж, смоченную поверхность судна рекомендуется определять по следующим, наиболее простым, но достаточно проверенным формулам:

а) формула С. П. Мурагина

$$\Omega = LT \left(1,36 + 1,13\delta \frac{B}{T} \right) \quad (21,1)$$

— для судов всех типов, имеющих обычные (нетуннельные) кормовые обводы;

б) формула В. А. Семеки

$$\Omega = LT \left[2 + 1,37 (\delta - 0,274) \frac{B}{T} \right] \quad (21,2)$$

— для морских транспортных судов;

в) формула А. Б. Карпова

$$\Omega = V^{2/3} \left(5,1 + 0,074 \frac{L}{T} - 0,4\delta \right) \quad (21,3)$$

— для речных судов (самоходных и несамоходных).

Все приведенные здесь формулы относятся к корпусу судна без выступающих частей (иначе, к голому корпусу).

Надбавка $\Delta\Omega$, учитывающая смоченную поверхность выступающих частей корпуса, может быть принята согласно указаниям, приведенным в § 10.

Для мелкосидящих речных судов, с туннельными обводами кормовой оконечности увеличение смоченной поверхности по сравнению с ее величиной для судов с обычными кормовыми обводами составляет приблизительно 1—2% из расчета на каждый полутуннель и 2—3% — на каждый закрытый туннель (с кормовым свесом).

Рекомендации по практическому применению приближенных методов. При выполнении расчетов сопротивления движению судна по приближенным методам следует принимать во внимание перечисленные ниже рекомендации.

1. При выборе приближенного метода определения сопротивления движению судна следует исходить из условия, что наибольшую точность может обеспечить тот метод, который разработан на основании данных о сопротивлении, полученных для судов или

моделей, наиболее близких по форме обводов к рассматриваемому судну.

2. Для получения наиболее достоверных результатов рекомендуется пользоваться приближенными методами, с помощью которых определяется только величина остаточного сопротивления R_o , а сопротивление трения R_f рассчитывается по методике, принятой при пересчете результатов буксировочных испытаний модели на натуру (см. § 10).

3. Форма представления результатов расчета сопротивления по приближенным методам должна соответствовать принципам теории гидромеханического подобия (см. § 2). С этой точки зрения наиболее обоснованными могут считаться расчетные формулы вида

$$R = \zeta \frac{\rho v^2}{2} S,$$

в которых роль характерной площади S обычно играет либо смоченная поверхность судна, либо его объемное водоизмещение в степени $2/3$ (т. е. Ω или $V^{2/3}$).

В тех случаях, когда конечной целью расчета по приближенным методам является сравнительная оценка качества судовых обводов, результаты расчета более удобно представлять в виде удельного сопротивления

$$r = \frac{R}{D},$$

т. е. сопротивления, приходящегося на тонну водоизмещения. Расчетные формулы, которые можно рекомендовать в этих случаях для определения сопротивления или буксировочной мощности судна, приведены в табл. 4.

§ 22. Приближенные методы расчета буксировочной мощности судов

Общие положения. Приближенные методы расчета, позволяющие непосредственно определить величину полного сопротивления воды R или буксировочной мощности судна

$$N_R = \frac{Rv}{75},$$

основаны на предположении, что коэффициент пропорциональности ζ в общей формуле (2,1) для сопротивления сохраняет постоянное значение для всех геометрически подобных судов при соответствующих относительных скоростях (или числах Фруда).

Принимая одинаковый закон изменения для всех составляющих сопротивления воды движению судна, представляется возможным

получить одночленную расчетную формулу, применение которой приводит к значительному упрощению расчета, но одновременно снижает и его точность (см. § 21).

Формулы адмиралтейских коэффициентов. При наличии подходящего прототипа в процессе проектирования судов часто пользуются так называемыми адмиралтейскими коэффициентами, связывающими водоизмещение V (m^3 или т), скорость хода судна v_s (узлы) и буксировочную мощность N_R (л. с.) или общую мощность на гребных валах судна ΣN_p (л. с.). Выражения, или формулы адмиралтейских коэффициентов имеют вид

$$C_e = \frac{V^{2/3} v_s^3}{N_R}, \quad (22,1)$$

$$C_w = \frac{V^{2/3} v_s^3}{\Sigma N_p}, \quad (22,2)$$

где величина $V^{2/3}$ (или $D^{2/3}$) играет роль характерной площади, а значение $v_s = 1,945 v$.

Величина C_e , входящая в формулу (22,1), связана с безразмерным коэффициентом полного сопротивления ζ (см. § 2) зависимостью

$$C_e = \frac{10,8}{\bar{\omega}} \cdot \frac{1}{\zeta} = \frac{10,8 V^{2/3}}{\Omega} \cdot \frac{1}{\zeta}. \quad (22,3)$$

Коэффициент C_w связан, помимо того, с пропульсивным к. п. д. η , характеризующим эффективность работы движительной установки судна, причем эта связь определяется соотношением между общей мощностью на гребных валах и буксировочной мощностью

$\Sigma N_p = \frac{N_R}{\eta}$, откуда следует, что

$$C_w = C_e \eta = \frac{10,8}{\bar{\omega}} \cdot \frac{\eta}{\zeta}. \quad (22,4)$$

Поскольку для данного судна относительная смоченная поверхность $\bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}}$ является величиной постоянной, то коэффициент C_e

оказывается обратно пропорциональным значению ζ , зависящему для данного судна от скорости хода (см. рис. 5). Сказанное в известной мере относится и к коэффициенту C_w , так как пропульсивный к. п. д. η в сравнительно широком диапазоне скоростей хода, близких к расчетному значению, практически мало изменяется.

Адмиралтейские коэффициенты C_e (или C_w), полученные для различных судов, могут существенно отличаться друг от друга как по величине, так и по характеру изменения в зависимости от числа Фруда F_r . Резкие изменения величины C_e , которые особенно заметны при скоростях хода, соответствующих $F_r = 0,22 + 0,33$,

обусловлены в основном характерными особенностями изменения волнового сопротивления R_w в рассматриваемом диапазоне относительных скоростей (см. § 8).

Использование адмиралтейских коэффициентов позволяет решать в первом приближении следующие практические задачи:

а) определить мощность проектируемого судна по заданной величине адмиралтейского коэффициента для судна-прототипа, достаточно близкого по форме обводов и относительной скорости (т. е. в предположении равенства чисел Фруда);

б) найти изменение мощности (скорости хода) для данного судна при изменении его скорости (мощности) или водоизмещения, принимая величину адмиралтейского коэффициента постоянной.

Полное сопротивление воды R (кг), соответствующее полученной буксировочной мощности, может быть вычислено по формуле

$$R = \frac{75 N_R}{v} = \frac{145,6 N_R}{v_s}. \quad (22,5)$$

Метод Э. Э. Папмеля. Метод приближенного определения буксировочной мощности судна, предложенный Э. Э. Папмелем, разработан на основании анализа и обобщения результатов многочисленных модельных экспериментов и некоторого количества натуральных испытаний, относящихся к винтовым судам различного типа. Буксировочная мощность судна N_R (л. с.), имеющего корпус с обычными обводами и выступающими частями (рули, кронштейны гребных валов или выкружки), определяется в рассматриваемом случае по видоизмененной формуле адмиралтейского типа

$$N_R = \frac{V}{L} \cdot \frac{v_s^3}{C_\psi}. \quad (22,6)$$

Значения V , L и v_s в этой формуле принимаются соответственно в м³ (или в т), м и узлах, отношение $\frac{V}{L}$ выражает среднюю площадь шпангоута по длине судна, а величина C_ψ связана с обычным адмиралтейским коэффициентом C_e соотношением

$$C_\psi = C_e \bar{l}, \quad (22,7)$$

где

$$\bar{l} = \frac{L}{\sqrt[3]{V}}.$$

Расчетный коэффициент C_ψ принимается Э. Э. Папмелем в следующем виде:

$$C_\psi = \frac{\lambda_0}{k_a \sqrt{\psi_0}} C. \quad (22,8)$$

Здесь обозначено:

$\lambda_0 = 0,7 + 0,3 \sqrt{\frac{L}{100}}$ — поправочный множитель для судов дли-

ной $L < 100$ м (при $L > 100$ м принимается $\lambda_0 = 1,0$);
 $k_a = 1,05; 1,075$ и $1,1$ — надбавка, относящаяся к судам с двух-, трех- и четырехвальными выступающими частями корпуса в зависимости от возрастающего сопротивления вступаемых частей корпуса по сравнению с одновинтовыми судами, для которых $k_a = 1,0$;

$\psi_0 = \frac{10\delta}{\frac{L}{B}}$ — характеристика остроты корпуса судна, вычисляемая по заданным значениям коэффициента общей полноты δ и отношения $\frac{L}{B}$;

C — эмпирический коэффициент, определяемый в зависимости от относительной скорости, равной

$$Fr' = \frac{v_s \sqrt{\psi_0}}{\sqrt{L}} = 6,08 Fr \sqrt{\psi_0} \quad (22,9)$$

по кривым, представленным на рис. 34 при постоянных значениях характеристики ψ_0 (пунктиром здесь показаны зоны скоростей, соответствующие благоприятной интерференции поперечных волн).

График, изображенный на рис. 34, является универсальным в том смысле, что им можно пользоваться при выполнении ориентировочных расчетов буксировочной мощности винтовых судов различного типа, основные характеристики которых находятся в следующих пределах: $\frac{L}{B} = 4 \div 11$; $\frac{B}{T} \leq 3,5$; $\delta \leq 0,80$; $\psi_0 = 0,35 \div 1,20$. Полная величина сопротивления воды R вычисляется при этом по формуле (22,5), а процентная надбавка на влияние воздушного сопротивления вводится в соответствии с указаниями § 7.

Расчет буксировочной мощности N_R (или полного сопротивления R) по методу Э. Э. Папмеля не всегда обеспечивает достаточную для практики точность результатов, так как в данном случае погрешности, обусловленные непосредственным определением значений N_R и R (см. § 21), усугубляются отсутствием данных об исходной форме обводов корпуса.

Формула Дайсона. Для приближенной оценки буксировочной мощности относительно тихоходных судов морского транспортного флота, имеющих сравнительно полные обводы корпуса, можно использовать метод Дайсона. Этот метод разработан на основании результатов серийных испытаний, которые проводились различными

исследователями (Тейлор, Беккер, Аккерсон) на моделях без выступающих частей (т. е. применительно к голому корпусу). Для определения буксировочной мощности указанных судов по методу Дайсона применяется видоизмененная адмиралтейская формула

$$N_R = 0,31 \frac{V}{L} \left(\frac{v_s}{C_\varphi} \right)^3. \quad (22,10)$$

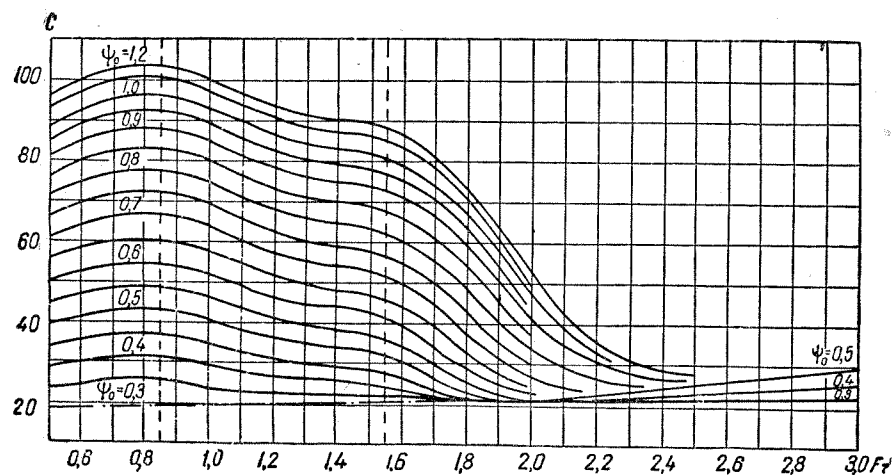


Рис. 34. График для определения буксировочной мощности судов по методу Э. Э. Папмеля

Значения V , L и v_s , входящие в выражение (22,10), имеют ту же размерность, что и в аналогичной формуле Э. Э. Папмеля (22,6), а величина расчетного коэффициента C_φ принимается равной

$$C_\varphi = C_v C_{B/T}, \quad (22,11)$$

где C_v — множитель, определяемый в зависимости от числа Фруда Fr по кривым, представленным на рис. 35 при постоянных значениях коэффициента продольной полноты $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$;

$C_{B/T}$ — поправка на влияние отношения $\frac{B}{T}$ (в пределах от 2,0 до 3,5), которая вычисляется по формуле

$$C_{B/T} = 1,0 - \frac{1}{15} \left(\frac{B}{T} - 2,2 \right). \quad (22,12)$$

Учет влияния выступающих частей корпуса, а также воздушного сопротивления производится путем введения соответствующих

процентных надбавок к величине буксировочной мощности N_R , вычисленной по формуле (22,10). Численные значения этих надбавок могут быть приняты в соответствии с указаниями § 6 и 7. Полная величина сопротивления движению судна R вычисляется по формуле (22,5).

Расчет буксировочной мощности (или полного сопротивления) указанных судов по методу Дайсона дает приемлемую для прак-

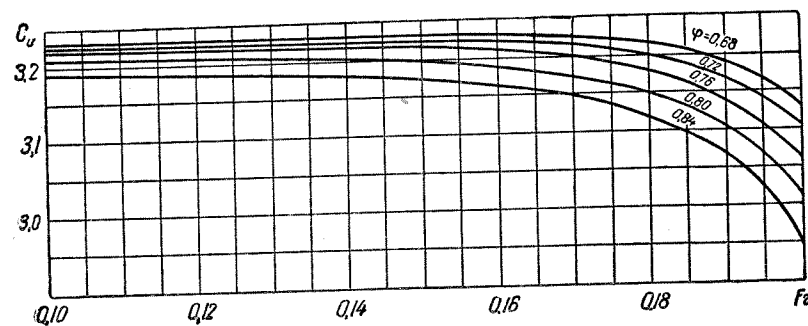


Рис. 35. График для определения буксировочной мощности судов по методу Дайсона

тики точность результатов при условии, что основные характеристики этих судов находятся в следующих пределах: $Fr \leq 0,20$; $\varphi = 0,68 \div 0,84$; $\frac{B}{T} \leq 3,5$.

§ 23. Методы расчета остаточного сопротивления по графикам испытаний систематических серий моделей судов

Постановка задачи. В начальных стадиях проектирования судов различного типа широкое применение находят методы приближенного определения остаточного сопротивления R_0 по материалам, полученным на основании результатов испытаний серий моделей судов с систематически изменяемыми элементами.

Такие материалы дают возможность определить сопротивление воды не только для судов, полностью геометрически подобных испытанным моделям, но и для всех тех судов, элементы которых при выбранной форме обводов находятся в пределах, предусмотренных программой экспериментов. Интерполяция результатов этих модельных испытаний обычно производится при помощи расчетных графиков, которые устанавливают зависимость остаточного сопротивления от систематически изменяющихся геометрических характеристик судового корпуса и приобретают благодаря этому значение приближенных методов расчета сопротивления.

Графики для морских транспортных судов. Приведенный ниже метод определения остаточного сопротивления для морских одновинтовых судов транспортного флота разработан В. М. Штумпфом на основании полученных в отечественных бассейнах материалов испытаний систематической серии моделей, исходная форма обводов которой была выбрана в результате сравнительного анализа ходовых качеств судов данного типа, построенных в последние годы.

Систематическая серия моделей указанных судов подразделяется на три группы (одна основная и две дополнительные), отличающиеся друг от друга формой обводов носовой оконечности, что значительно расширяет область практического применения рассматриваемого метода расчета. Для моделей основной группы приняты U-образные носовые шпангоуты в сочетании с форштевнем, почти вертикальным в подводной части и наклонным выше грузовой ватерлинии. Модели двух других групп имеют V-образную и промежуточную форму шпангоутов. Для моделей всех трех групп принята крейсерская корма в сочетании с V-образными шпангоутами, обеспечивающими наиболее благоприятные условия работы гребного винта при одновальной установке (см. § 19).

На основании результатов испытаний построены приведенные ниже расчетные графики (такие графики здесь даны только для моделей основной группы).

Расчетные графики, полученные в результате обработки материалов систематических модельных испытаний, дают возможность определить величину коэффициента остаточного сопротивления $\zeta_0 = \frac{2R_0}{\rho v^2 \Omega}$ в зависимости от числа Фруда $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ и основных характеристик теоретического чертежа судна.

В качестве таких характеристик при заданной форме носовой оконечности (например, с U-образными шпангоутами) выбраны коэффициенты общей полноты δ , относительная длина $\bar{l} = \frac{L}{3\sqrt{V}}$, а также отношение $\frac{B}{T}$ (с учетом влияния изменения относительной смоченной поверхности $\bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}}$) и отстояние x_c центра величины от миделя, выраженное в долях длины судна (в процентах).

Исходный расчетный график, представленный на рис. 36, содержит семейство кривых $\zeta_0 = f(\delta)$ при $Fr = \text{const}$, построенных для моделей основной группы в предположении, что относительная длина \bar{l} и абсцисса x_c соответствуют их значениям \bar{l}' и x'_c , которые определяются по тому же графику в зависимости от заданной величины δ . При этом отношения длины к ширине и ширины к осадке, а также коэффициент полноты площади мидель-шпангоута приняты постоянными ($\frac{L}{B} = 7,3$; $\frac{B}{T} = 2,5$; $\beta = 0,98$).

Остальные графики являются вспомогательными и служат для определения поправок на несоответствие действительного и расчетного значений относительной длины (рис. 37), отношения $\frac{B}{T}$ и свя-

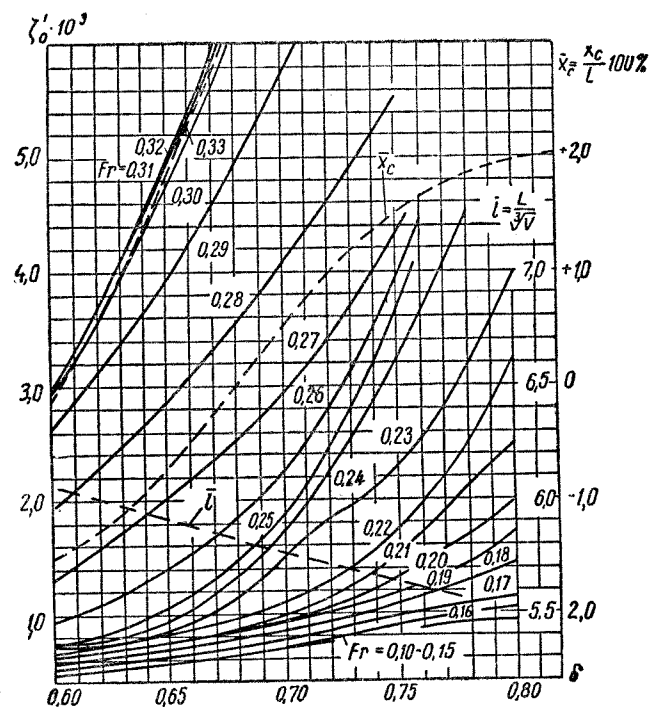


Рис. 36. График для определения коэффициентов остаточного сопротивления $\zeta_0 = f(\delta)$ морских транспортных судов при стандартном значении $\bar{l} = f(\delta)$

занной с ним величины $\bar{\omega}$ (рис. 38). Графики для определения поправки на несоответствие действительного и расчетного значений $\frac{x_c}{L}$ здесь не приводятся, поскольку для проектируемого судна абсцисса x_c центра величины может быть выбрана достаточно близкой к ее значению, указанному на рис. 36 (см. также § 18).

Коэффициент остаточного сопротивления для судна с заданными значениями φ , \bar{l} , $\frac{B}{T}$ и U-образными носовыми шпангоутами, получается равным

$$\zeta_0 = \zeta'_0 k_l k_{B/T} k_{\omega} \quad (23,1)$$

Здесь обозначено:

ζ'_0 — коэффициент остаточного сопротивления, определяемый по графику рис. 36 в зависимости от заданных значений δ и F_r для судна при $\bar{l} = \bar{l}'$, $x_c = x'_c$ и $\frac{B}{T} = \left(\frac{B}{T}\right)' = 2,5$;

k_l , $k_{B/T}$ и k_ω — поправочные множители, которые учитывают несоответствие элементов теоретического чертежа данного судна их значениям, принятым при определении величины ζ'_0 .

Поправочный множитель $k_l = \frac{x_l}{x'_l}$, учитывающий несоответ-

ствие заданной относительной длины \bar{l} ее значению \bar{l}' , принятому при данном коэффициенте φ (см. рис. 36), определяется с помощью графика рис. 37, по которому находят величины x_l и x'_l для значений \bar{l} и \bar{l}' (при $F_r = \text{const}$). Значение поправочного множителя

$k_{B/T} = \frac{x_{B/T}}{x'_{B/T}}$ принимается непосредственно по рис. 38 в зависи-

мости от заданного отношения $\frac{B}{T}$ (при $F_r = \text{const}$) и учитывает влияние несоответствия этого отношения и $\left(\frac{B}{T}\right)' = 2,5$ (когда $x'_{B/T=2,5} =$

$= 1,0$). Поправочный множитель $k_\omega = \frac{x_\omega}{x'_\omega}$ вводится для учета

влияния изменения относительной смоченной поверхности $\bar{\omega}$ при заданном отношении $\frac{B}{T}$ по сравнению с ее величиной $\bar{\omega}'$ при $\frac{B}{T} = \left(\frac{B}{T}\right)' = 2,5$ (когда $x'_{B/T} = 1,0$) и определяется по тому же графику, что и значение $k_{B/T}$.

Рассматриваемые графики охватывают следующий диапазон изменения основных характеристик теоретического чертежа судов данного типа: δ от 0,60 до 0,80; \bar{l} от 5,0 до 7,5; $\frac{B}{T}$ от 2,0 до 5,0. Соответствующие значения относительной длины цилиндрической вставки и отстояния центра величины от миделя изменяются в следующих пределах: $\frac{L_u}{L} \cdot 100\%$ от 0 до 30%; $\frac{x_c}{L} \cdot 100\%$ от +2,0 (в нос) до -1,5% (в корму). Возможный диапазон изменения скоростей хода судов рассматриваемого типа определяется крайними значениями числа Фруда, при которых проводились испытания моделей ($F_r = 0,15$ и $F_r = 0,33$).

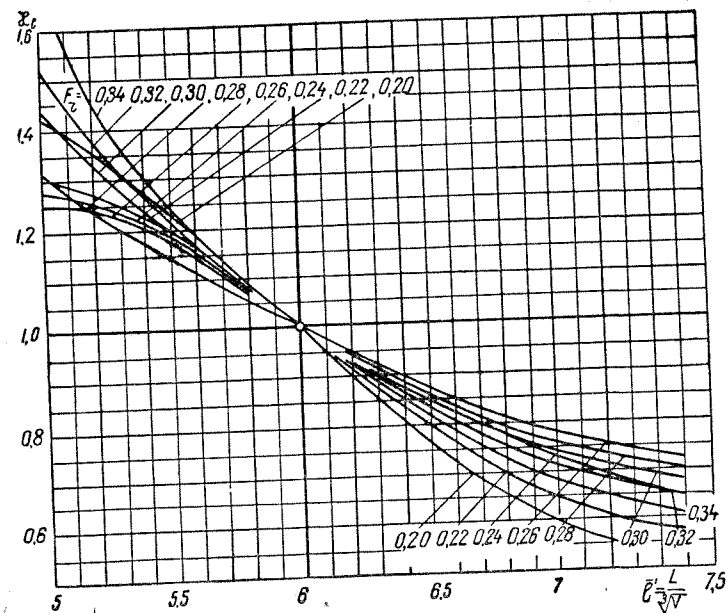


Рис. 37. Поправки к величине ζ_0 на влияние \bar{l}

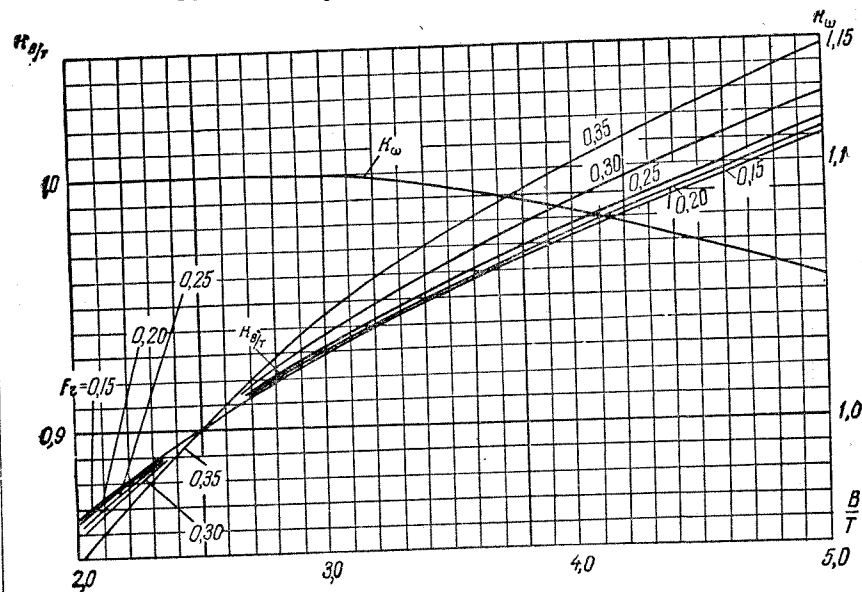


Рис. 38. Поправки к величине ζ_0 на влияние $\frac{B}{T}$

Таблица 5

Расчет сопротивления движению морского транспортного судна

$L = \dots \text{ м}; V = \dots \text{ м}^3; \delta = \dots; \bar{l} = \frac{L}{\sqrt[3]{V}} = \dots; \frac{B}{T} = \dots;$ $\Omega = \dots \text{ м}^2; \bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}} = \dots; \Delta\zeta = \Delta\zeta_f + \Delta\zeta_k + \Delta\zeta_a = \dots \cdot 10^{-3};$ $\sqrt{gL} = \dots; \frac{\rho\Omega}{2} = \dots; v = \dots \frac{\text{м}^2}{\text{сек}} \text{ (по рис. 7 при } t^\circ = \dots);$ $\frac{L}{v} = \dots; \bar{v} = f(\delta) = \dots \text{ (по рис. 36).}$			
1	F_r задается	—	
2	$v = F_r \sqrt{gL}$	м/сек	
3	v^2	(м/сек) ²	
4	$\zeta'_0 \cdot 10^3 = f(\delta; F_r)$ По рис. 36	—	
5	$\alpha_l = f(\bar{l}; F_r)$ По рис. 37 при $\bar{l} = \dots$	—	
6	$\alpha'_l = f(\bar{l}; F_r)$ По рис. 37 при $\bar{l} = \dots$	—	
7	$k_l = \frac{\alpha_l}{\alpha'_l}$	—	
8	$k_{B/T} = \frac{\alpha_{B/T}}{\alpha'_{B/T}} = f\left(\frac{B}{T}; F_r\right)$ По рис. 38 при $\frac{B}{T} = \dots$	—	
9	$k_\omega = \frac{\alpha_\omega}{\alpha'_\omega} = f\left(\frac{B}{T}; F_r\right)$ По рис. 38 при $\frac{B}{T} = \dots$	—	
10	$\zeta_0 \cdot 10^3 = \zeta'_0 k_l k_{B/T} k_\omega \cdot 10^3$	—	

Продолжение

11	$Re = \frac{vL}{\nu}$	—	
12	$\zeta_f \cdot 10^3 = f(Re)$ По рис. 6	—	
13	$\zeta \cdot 10^3 = (\zeta_0 + \zeta_f + \Delta\zeta) \cdot 10^3$	—	
14	$R = \zeta \frac{\rho v^3}{2} \Omega$	кг	
15	$N_R = \frac{Rv}{75}$	л. с.	
16	$v_s = 1,945v$	узл.	

Расчет сопротивления движению судна R (или буксировочной мощности N_R) по данному методу рекомендуется производить для нескольких чисел Фруда (желательно 4—5 значений F_r), охватывающих предполагаемые пределы изменения скоростей хода судна в условиях эксплуатации. Определение сопротивления трения, а также учет шероховатости, выступающих частей корпуса и воздушного сопротивления производятся так же, как это принято делать в случае пересчета результатов модельных испытаний на натуру (см. § 10).

Расчетная схема приближенного определения значений R (или N_R) по рассматриваемому методу поясняется в табл. 5. В верхней части таблицы приведены все исходные и принятые постоянные величины, которые необходимы для последующего расчета.

Результаты расчета по табл. 5 представляются графически в виде кривой $R = f(v_s)$ или $N_R = f(v_s)$.

Обобщенные данные для судов со специфической формой обводов. 1. Графики для неглиссирующих быстроходных катеров. Рассматриваемые графики получены Н. С. Волбдиным на основании серийных испытаний моделей катеров, форма корпуса которых позволяет обеспечить достаточную мореходность в сочетании с относительно высокими гидродинамическими качествами при движении в условиях переходного режима (см. § 1). Для выбранной формы корпуса характерны шпангоуты с закруг-

ленной скулой, транцевые образования кормы выше исходной ватерлинии, значительный подрез диаметральной плоскости, простирающийся от кормы до миделя, и форштевень с небольшим закруглением в подводной части.

Удельное остаточное сопротивление $r_o = \frac{R_o}{D}$ (на тонну водоизмещения) определяется для таких судов по графику, который пред-

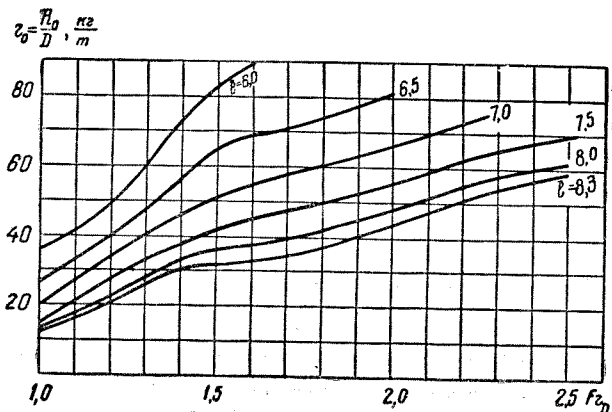


Рис. 39. График для определения удельного остаточного сопротивления быстроходных неглиссирующих судов

ставлен на рис. 39 и содержит семейство кривых, характеризующих изменение величины $r_o = \frac{R_o}{D}$ в зависимости от числа Фруда

$$Fr_D = \frac{v}{\sqrt{g \sqrt[3]{V}}} \text{ при постоянных значениях } \bar{l}.$$

2. Графики для буксирных, ледокольных и рыбопромысловых судов. Характерной особенностью корпуса этих судов является сравнительно малая относительная длина в сочетании с незначительной общей полнотой обводов. Значения основных безразмерных характеристик теоретического чертежа этих судов обычно изменяются в таких пределах, что представляется возможным получить осредненные значения удельного остаточного сопротивления $r_o = \frac{R_o}{D}$ только в зависимости от относительной скорости (числа Фруда), выраженной в виде

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \text{ или } Fr_D = \frac{v}{\sqrt{g \sqrt[3]{V}}}.$$

Осредненные значения $\frac{R_o}{D}$ для указанных судов можно приближенно определить по графику рис. 40 в зависимости от числа Фруда Fr . Основные безразмерные характеристики теоретического

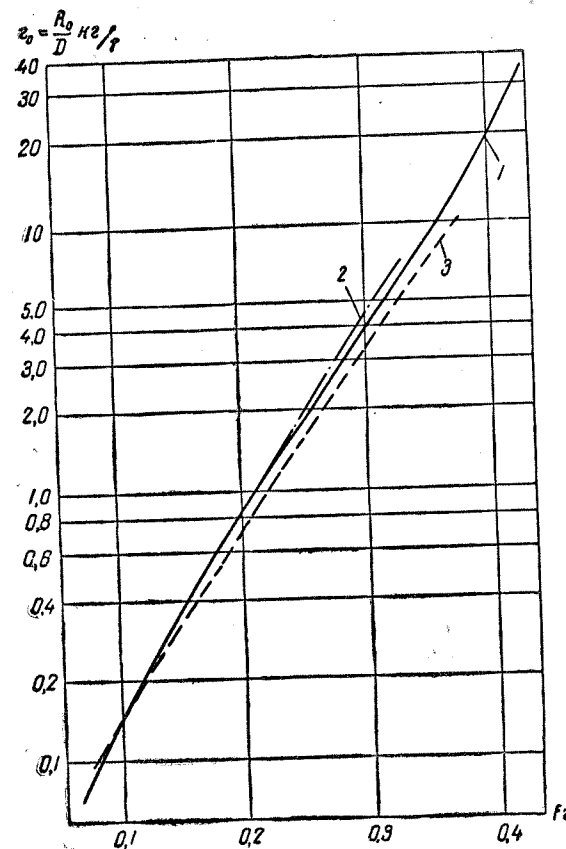


Рис. 40. График для определения удельного остаточного сопротивления судов с малой относительной длиной

1, 2, 3 — буксирные, ледокольные, рыбопромысловые суда

чертежа моделей судов, по результатам испытаний которых построен данный график, колеблются в следующих пределах:

$$\text{а) для морских и портовых буксиров } \bar{l} = \frac{L}{\sqrt[3]{V}} = 3,9 + 5,2;$$

$$\frac{B}{T} = 2,4 + 3,2; \quad \varphi = \frac{\delta}{\beta} = 0,58 + 0,68;$$

б) для ледокольных судов — $\bar{l}=4,2 \div 5,0$; $\frac{B}{T} = 2,7 \div 3,2$;
 $\varphi = 0,57 \div 0,62$.

в) для рыбопромысловых судов — $\bar{l}=4,7 \div 5,1$; $\frac{B}{T} = 2,0 \div 2,4$;
 $\varphi = 0,56 \div 0,66$.

3. Коэффициенты остаточного сопротивления для несамоходных судов. При обычных скоростях буксировки речных несамоходных судов (до $Fg \leq 0,10$) в условиях неограниченного фарватера остаточное сопротивление можно считать приблизительно пропорциональным квадрату скорости, так как в этом случае волновая составляющая сопротивления пренебрежимо мала. При этих условиях безразмерный коэффициент остаточного сопротивления, представленный в той или иной форме ($\zeta_0 = \frac{2R_0}{\rho v^2 \Omega}$; $C_0 = \frac{2R_0}{\rho v^2 V^{2/3}}$), зависит, главным образом, от типа носовых и кормовых обводов корпуса, и для данного судна остается практически постоянным.

Для определения остаточного сопротивления R_0 в рассматриваемом случае можно воспользоваться численными величинами коэффициента C_0 (табл. 6), полученными З. В. Богдановой на основании результатов испытаний серии моделей, имеющих характерные для речных барж значения параметров теоретического чертежа ($\frac{L}{B} = 4,6$; $\frac{B}{T} = 6,0$; $\delta = 0,835$) и форму обводов в оконечностях (см. § 20).

Таблица 6

Значения коэффициентов C_0 для несамоходных судов при движении по неограниченному фарватеру

Тип обводов		Коэффициент $C_0 \cdot 10^3 = \frac{2R_0 \cdot 10^3}{\rho v^2 V^{2/3}}$
носовых	кормовых	
Ложка	Плоская ложка	8,5
Сани	Сани	9,2
Ложка	"	9,5
"	Плоская ложка с узким транцем	11,0
Глубокая ложка	Глубокая ложка	14,0
Клин	Сани	16,0
"	Клин	35,0

Для перехода от приведенных выше значений C_0 к обычным коэффициентам остаточного сопротивления ζ_0 используется соотношение

$$\zeta_0 = \frac{1}{\omega} C_0. \quad (23,2)$$

В том случае, когда выбранные для данного судна основные параметры теоретического чертежа ($\frac{L}{B}$, $\frac{B}{T}$, δ) существенно отличаются от их значений для рассматриваемой серии моделей, в расчетную величину коэффициента ζ_0 (или C_0) рекомендуется вводить поправки, указанные в § 24 применительно к речным судам.

§ 24. Пересчет кривой сопротивления по прототипу

Исходные положения. Пересчет сопротивления по прототипу основан на использовании кривой безразмерного коэффициента остаточного сопротивления, построенной в зависимости от относительной скорости по материалам модельных или натуральных буксировочных испытаний судна, выбранного в качестве прототипа. Вычисление сопротивления трения, учет влияния шероховатости наружной поверхности корпуса, сопротивления выступающих частей и воздуха при использовании прототипа производятся точно так же, как это делается при пересчете результатов модельных испытаний на натуру (см. § 10).

Несоответствие основных характеристик теоретического чертежа проектируемого судна и его прототипа (например, значений $\frac{L}{B}$, φ) учитывается путем введения тех или иных поправок в известную величину остаточного сопротивления для судна-прототипа.

Введение таких поправок обычно производится методом наложения, основанным на допущении, согласно которому влияние каждой из выбранных характеристик теоретического чертежа судна на величину остаточного сопротивления можно рассматривать независимо от влияния прочих характеристик, считающихся при этом постоянными. Указанное допущение не приводит к существенным погрешностям лишь в том случае, когда у проектируемого судна и его прототипа сравнительно мало отличаются как соотношения главных размерений, так и форма обводов корпуса, особенно в оконечностях.

Учет несоответствия параметров теоретического чертежа. Для сравнения корпусов проектируемого судна и выбранного прототипа с точки зрения величины остаточного сопротивления (главным образом, его волновой составляющей) находят применение две системы безразмерных характеристик теоретического чертежа, одна из которых содержит в качестве параметров значения $\frac{L}{B}$, $\frac{B}{T}$ и δ ,

а другая — $\bar{l} = \frac{L}{\sqrt[3]{V}}$, $\frac{B}{T}$ и $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$. Влияние изменения отношения $\frac{B}{T}$ в обоих случаях получается различным, так как в первой системе при изменении $\frac{B}{T}$ одновременно изменяется и относительная длина судна \bar{l} , которая во второй системе сохраняется при этом постоянной.

Для практического пересчета величины остаточного сопротивления R_0 по прототипу, отличающемуся от проектируемого судна значениями тех или иных характеристик теоретического чертежа, необходимо иметь следующие материалы:

1) характерный теоретический чертеж судна-прототипа, форма обводов которого принимается в качестве исходной для проектируемого судна и изменяется лишь в сравнительно небольших пределах, обусловленных изменением значений $\frac{L}{B}$, $\frac{B}{T}$ и δ или \bar{l} , $\frac{B}{T}$ и φ ;

2) результаты буксировочных испытаний, которые получены для модели судна, выполненной по заданному теоретическому чертежу, и представлены в виде зависимости коэффициента остаточного сопротивления $\zeta_0 = \frac{2R_0}{\rho v^2 \Omega}$ от относительной скорости $F_r = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ (см. приложение I);

3) вспомогательные данные (графики, таблицы и т. п.), позволяющие учесть изменение величины ζ_0 , обусловленное отклонениями в значениях $\frac{L}{B}$, $\frac{B}{T}$ и δ (или \bar{l} , $\frac{B}{T}$ и φ) для проектируемого судна по сравнению с прототипом.

В качестве таких вспомогательных материалов можно воспользоваться, например, расчетными графиками, полученными на основании результатов испытаний систематической серии моделей судов (см. § 23).

При наличии таких графиков можно найти сумму поправок к величине коэффициента остаточного сопротивления для прототипа, каждая из которых ($\Delta\zeta_{0i}$) будет учитывать влияние изменения того или иного параметра теоретического чертежа проектируемого судна по сравнению с прототипом при фиксированных значениях остальных. Искомая величина коэффициента остаточного сопротивления ζ_0 для данного судна принимается в виде

$$\zeta_0 = \zeta'_0 + \sum_{i=1}^n \Delta\zeta_{0i} = \zeta'_0 + \sum_{i=1}^n (A_i - A'_i) \frac{\zeta_{0i} - \zeta_{01}}{A_{i2} - A_{i1}}. \quad (24,1)$$

Здесь обозначено:

ζ'_0 — величина коэффициента остаточного сопротивления для выбранного прототипа при заданном числе Фруда ($F_r = \text{const}$);

A_i и A'_i — соответствующие значения безразмерных параметров теоретического чертежа данного судна и прототипа (например, δ и δ' , \bar{l} и \bar{l}');

ζ_{0i} и ζ_{01} — коэффициенты остаточного сопротивления, снятые с расчетных графиков для заданного числа Фруда F_r и приведенных на графиках значений A_i и A_{i2} , которые должны выбираться, из условия, что

$$A_{i1} < A_i < A_{i2} \text{ и } A_{i1} < A'_i < A_{i2}.$$

Значения параметров теоретического чертежа A_{i1} и A_{i2} необходимо выбирать на расчетных графиках таким образом, чтобы можно было пользоваться линейной интерполяцией в величине ζ_0 без особой погрешности.

При пересчете остаточного сопротивления по прототипу, отличающемуся от проектируемого судна значениями основных характеристик теоретического чертежа, более удобно пользоваться так называемыми «коэффициентами влияния», полученными в результате анализа материалов испытаний систематических серий судов.

Коэффициенты влияния k_i учитывают изменение остаточного сопротивления, обусловленное изменением того или иного параметра теоретического чертежа проектируемого судна по сравнению с прототипом при неизменных значениях прочих параметров и заданном числе Фруда ($F_r = \text{const}$). Величина этих коэффициентов для каждой из выбранных характеристик теоретического чертежа принимается в следующем виде:

$$k_i = \frac{\zeta_0 \text{ при } A_i}{\zeta_0 \text{ при } A'_i} = \frac{x_i}{x'_i}, \quad (24,2)$$

где x_i и x'_i — поправочные множители для проектируемого судна и его прототипа, имеющих различные значения рассматриваемого параметра теоретического чертежа (соответственно A_i и A'_i).

Для определения численных значений поправочных множителей x_i и x'_i обычно используются приведенные ниже специальные графики, предложенные различными авторами. Эти графики содержат семейство кривых, характеризующих относительное изменение коэффициента остаточного сопротивления ζ_0 при заданном числе Фруда F_r в случае изменения принятого параметра теоретического чертежа данного судна или его прототипа по сравнению с некоторым «стандартным» значением того же параметра (A_{i2}),

при котором величина ζ_0 условно принята за единицу. При использовании таких графиков пересчет величины ζ_0 по прототипу производится при всех выбранных числах Фруда по формуле

$$\zeta_0 = \zeta'_0 k_0. \quad (24,3)$$

Здесь ζ'_0 — величина коэффициента остаточного сопротивления для прототипа при заданном числе Фруда ($Fr = \text{const}$); k_0 — общий коэффициент влияния выбранных параметров теоретического чертежа на величину ζ_0 .

Коэффициент k_0 может быть представлен в виде произведения ряда частных коэффициентов k_i , каждый из которых учитывает влияние изменения одного какого-либо параметра теоретического чертежа данного судна по сравнению с прототипом на величину ζ_0 при фиксированных значениях остальных параметров. В зависимости от принятой системы безразмерных характеристик теоретического чертежа, значение k_0 можно принимать равным

$$k_0 = k_{L/B} k_{B/T} k_\delta \quad (24,4)$$

или

$$k_0 = k_l k_{B/T} k_\varphi, \quad (24,5)$$

где

$$\left. \begin{aligned} k_{L/B} &= \frac{x_{L/B}}{x'_{L/B}}; \quad k_{B/T} = \frac{x_{B/T}}{x'_{B/T}}; \quad k_\delta = \frac{x_\delta}{x'_\delta}; \\ k_l &= \frac{x_l}{x'_l}; \quad k_\varphi = \frac{x_\varphi}{x'_\varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (24,6)$$

Вместо значений $\zeta_0 = \frac{2R_0}{\rho v^2 \Omega}$ при пересчете остаточного сопротивления по прототипу можно принимать значения $r_0 = \frac{R_0}{D}$ или $C_0 = \frac{2R_0}{\rho v^2 V^{2/3}}$ (по типу C''_R) (см. табл. 4).

При использовании значений r_0 или C_0 пересчет остаточного сопротивления по прототипу удобнее производить из условия равенства чисел Фруда, представленных в виде

$$Fr_D = \frac{v}{\sqrt[3]{gV}} \quad \left(\text{вместо } Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \right).$$

Графики для определения коэффициентов влияния. 1. Графики для судов с нормальной относительной длиной. Рассматриваемые графики предложены И. В. Гирсом на основании обработки материалов испытаний стан-

дартной серии моделей Тейлора. Для распространения полученных результатов на суда с большим отношением ширины к осадке ($\frac{B}{T} \geq 3,75$) при построении графиков дополнительно использованы материалы испытаний, проведенных С. П. Мурагиным на серии моделей с отношением $\frac{B}{T}$, изменяющимся в широких пределах (от 2,25 до 18,0).

Расчетная формула для определения коэффициента остаточного сопротивления (C_0 или ζ_0) по прототипу имеет в данном случае следующий вид:

$$C_0 = C'_0 k_0 \quad (24,7)$$

или

$$\zeta_0 = \zeta'_0 k_0 \frac{\bar{\omega}'}{\bar{\omega}}, \quad (24,8)$$

где k_0 — общий коэффициент влияния параметров теоретического чертежа на величину C_0 , вычисляемый по формуле (24,5),

$\bar{\omega}$ и $\bar{\omega}'$ — относительная смоченная поверхность проектируемого судна и его прототипа, соответственно равная

$$\bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}}; \quad \bar{\omega}' = \frac{\Omega'}{(V')^{2/3}}. \quad (24,9)$$

В развернутом виде формула (24,8) может быть представлена следующим образом:

$$\zeta_0 = \zeta'_0 \frac{x_l}{x'_l} \cdot \frac{x_{B/T}}{x'_{B/T}} \cdot \frac{x_\varphi}{x'_\varphi} \cdot \frac{\bar{\omega}'}{\bar{\omega}}. \quad (24,10)$$

Для определения поправочных множителей x_i и x'_i , входящих в данную формулу, используются графики, приведенные на рис. 41—43. В качестве «стандартных» (единичных) значений основных параметров теоретического чертежа судна (A_i) при построении этих графиков приняты $\bar{l}_c = 8,0; \left(\frac{B}{T}\right)_c = 3,0; \varphi_c = 0,65$. Численные значения множителей x_i при заданном числе Фруда ($Fr = \text{const}$) определяются по соответствующим кривым в зависимости от величины рассматриваемого параметра теоретического чертежа проектируемого судна A_i (например, \bar{l}). Зная величину A'_i , аналогично можно найти значения множителей x'_i для прототипа.

Графики И. В. Гирса могут применяться для судов различного типа. Однако наиболее надежные результаты эти графики дают для судов, корпус которых не имеет значительной цилиндрической вставки.

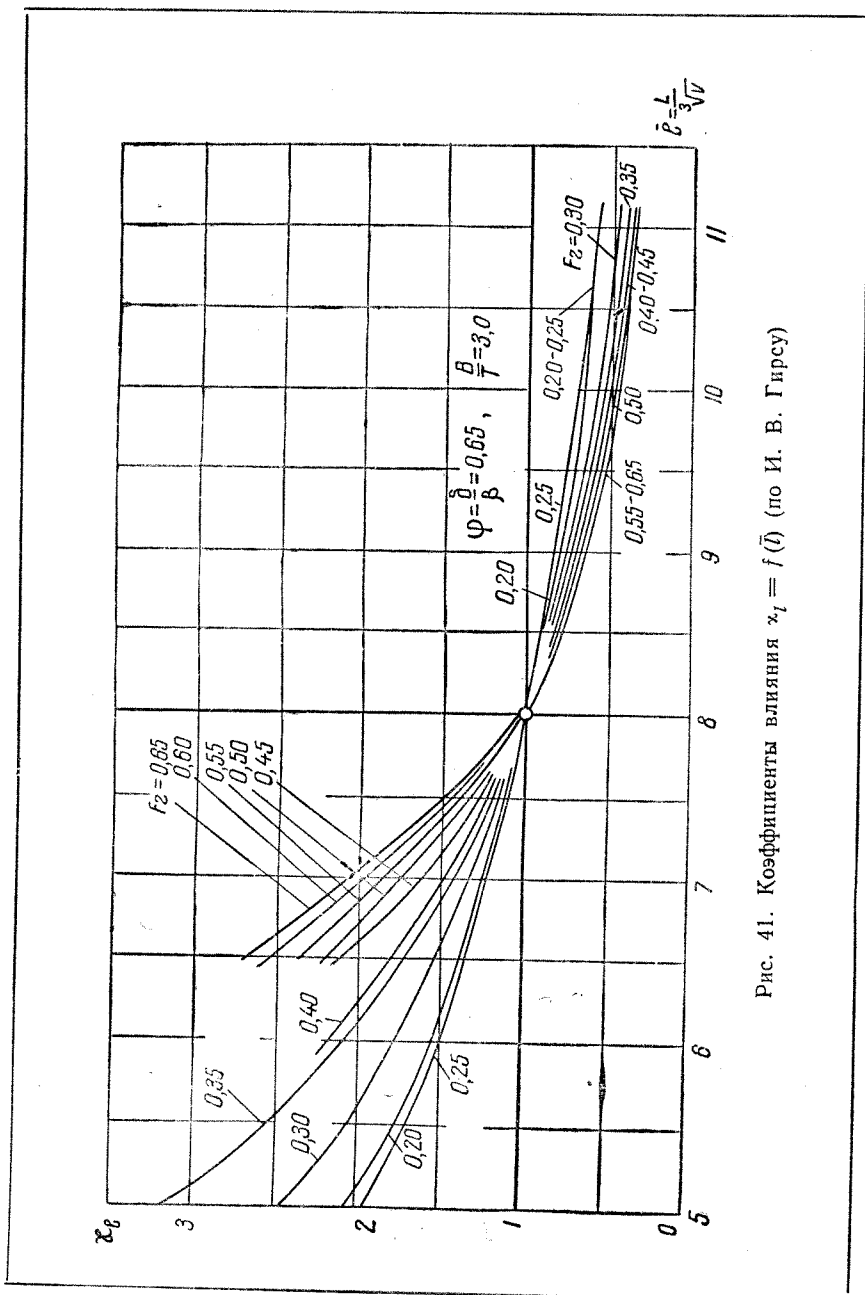
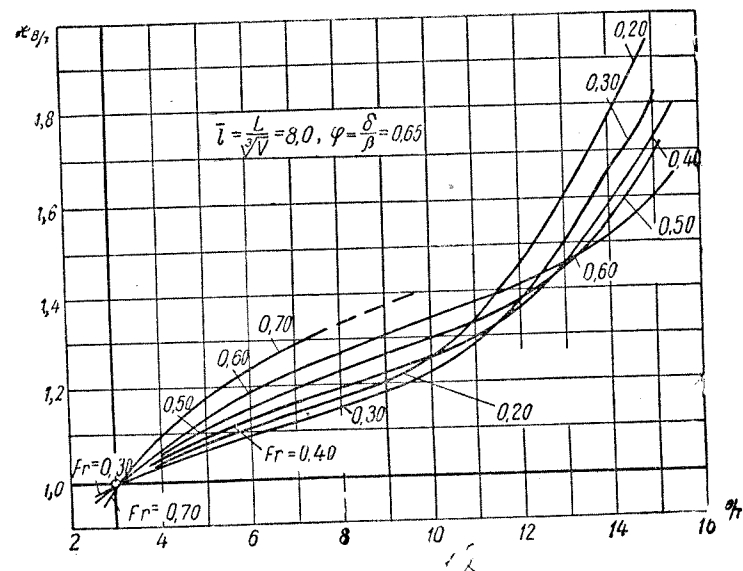
Рис. 41. Коэффициенты влияния $\alpha_1 = f(\bar{L})$ (по И. В. Гирсу)

Схема пересчета кривой сопротивления по прототипу с использованием графиков И. В. Гирса поясняется ниже на численном примере.

Задание. Определить величину сопротивления движению для двухвинтового озерного пассажирского судна по заданному прототипу, если известны следующие исходные данные:

Рис. 42. Коэффициенты влияния $\alpha_{B/T} = f\left(\frac{B}{T}\right)$

- 1) основные характеристики теоретического чертежа проектируемого судна — $L \times B \times T = 62,0 \times 9,4 \times 1,90$ м; $V = 635$ м³ ($\delta = 0,573$); $\beta = 0,881$; $\Omega = 553$ м²;
 - 2) предполагаемый диапазон изменения скоростей хода $v_k = 17 \div 25$ км/час;
 - 3) соответствующие характеристики теоретического чертежа прототипа — $L' \times B' \times T' = 40,6 \times 6,0 \times 1,50$ м; $V' = 185$ м³ ($\delta' = 0,500$); $\beta' = 0,830$; $\Omega' = 223$ м²;
 - 4) кривая коэффициента остаточного сопротивления $\zeta'_0 = f(Fr)$, полученная для прототипа по испытаниям его модели (голый корпус) и заданная ординатами (см. ниже).
- Расчет.** Весь пересчет кривой сопротивления по прототипу производится в табл. 7 для чисел Фруда $Fr = 0,20 \div 0,275$, охватывающих заданные пределы изменения скоростей хода. В верхней

Таблица 7

Пересчет кривой сопротивления движению судна по прототипу
(с использованием графиков И. В. Гирса)

$L = 62,0 \text{ м}; V = 635 \text{ м}^3; \bar{l} = \frac{L}{\sqrt[3]{V}} = 7,71; \varphi = \frac{\delta}{\beta} = 0,650; \frac{B}{T} = 4,95;$
 $\Omega = 553 \text{ м}^2; \bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}} = 7,48; \Delta\zeta = \Delta\zeta_f + \Delta\zeta_k + \Delta\zeta_a = (0,60 + 0,15 +$
 $+ 0,15) \cdot 10^{-3} = 0,90 \cdot 10^{-3}; \sqrt{gL} = 24,6; \nu = 1,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек (по рис. 7}$
 $\text{при } t^\circ = 4^\circ \text{ C); } \frac{L}{\nu} = 39,5 \cdot 10^6; \frac{1}{2} \rho \Omega = 28,4 \cdot 10^3; \bar{l}' = \frac{L'}{\sqrt[3]{V'}} = 7,10;$
 $\varphi' = \frac{\delta'}{\beta'} = 0,603; \left(\frac{B}{T}\right)' = 4,00; \bar{\omega}' = \frac{\Omega'}{(V')^{2/3}} = 6,87$

1	F_r (задается)	—	0,20	0,225	0,25	0,275
2	$v = F_r \sqrt{gL}$	м/сек	4,93	5,54	6,15	6,77
3	v^2	(м/сек) ²	24,3	30,7	37,8	45,8
4	$\zeta'_0 \cdot 10^3 = f(F_r)$ По прототипу	—	1,22	1,48	1,82	2,24
5	$\alpha_l = f(\bar{l}; F_r)$ По рис. 41 при $\bar{l} = 7,71$	—	1,10	1,09	1,08	1,10
6	$\alpha'_l = f(\bar{l}'; F_r)$ По рис. 41 при $\bar{l}' = 7,10$	—	1,22	1,21	1,20	1,23
7	$k_l = \frac{\alpha_l}{\alpha'_l}$	—	0,90	0,90	0,90	0,89
8	$\alpha_{B/T} = f\left(\frac{B}{T}; F_r\right)$ По рис. 42 при $\frac{B}{T} = 4,95$	—	1,09	1,09	1,08	1,08
9	$\alpha'_{B/T} = f\left[\left(\frac{B}{T}\right)'; F_r\right]$ По рис. 42 при $\left(\frac{B}{T}\right)' = 4,00$	—	1,06	1,06	1,05	1,05

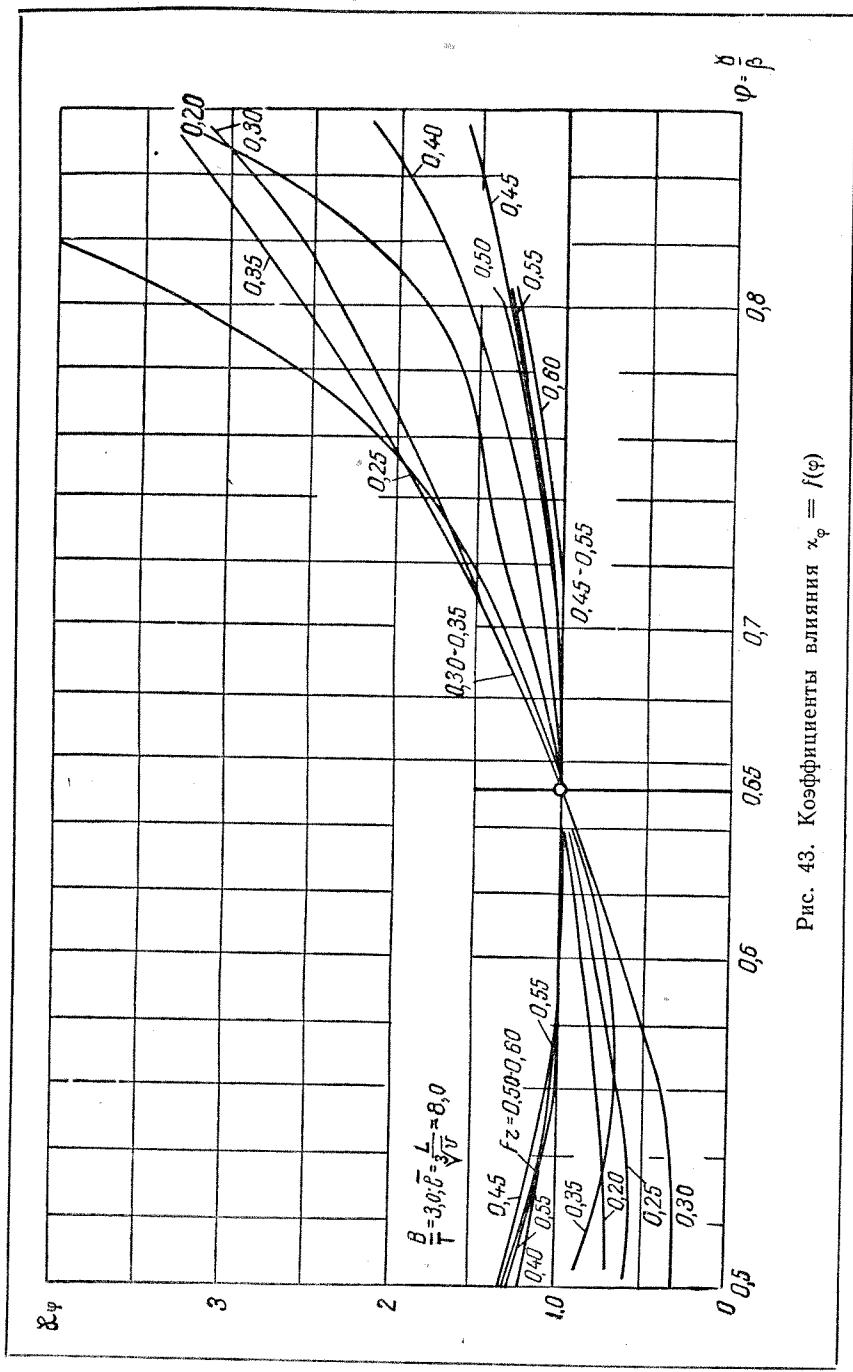


Рис. 43. Коэффициенты влияния $\alpha_\varphi = f(\varphi)$

Продолжение

10	$k_{B/T} = \frac{\alpha_{B/T}}{\alpha_{B/T}}$	—	1,03	1,03	1,03	1,03
11	$\alpha_{\varphi} = f(\varphi; Fr)$ По рис. 43 при $\varphi = 0,650$	—	1,00	1,00	1,00	1,00
12	$\alpha'_{\varphi} = f(\varphi'; Fr)$ По рис. 43 при $\varphi' = 0,603$	—	0,86	0,82	0,78	0,72
13	$k_{\varphi} = \frac{\alpha_{\varphi}}{\alpha'_{\varphi}}$	—	1,16	1,22	1,28	1,39
14	$\zeta_0 \cdot 10^3 = \zeta'_0 k'_i k_{B/T} k_{\varphi} \frac{\bar{\omega}'}{\omega} \cdot 10^3$	—	1,21	1,54	1,98	2,62
15	$Re \cdot 10^{-8} = \frac{vL}{\nu} \cdot 10^{-8} = 0,395 \cdot 10^8 \cdot v$	—	1,95	2,19	2,43	2,67
16	$\zeta_f \cdot 10^3 = f(Re)$ По рис. 6	—	1,96	1,92	1,89	1,86
17	$\zeta \cdot 10^3 = (\zeta_0 + \zeta_f + \Delta\zeta) \cdot 10^3$	—	4,07	4,36	4,77	5,38
18	$R = \zeta \frac{\rho v^3}{2} \Omega = 28,2 \zeta v^2 \cdot 10^3$	кг	2780	3780	5090	6950
19	$N_R = \frac{Rv}{75}$	л. с.	183	279	418	627
20	$v_k = 3,6v$ (или $v_s = 1,945v$)	км/час (узл.)	17,7	19,9	22,1	24,4

части таблицы приведены все постоянные величины, необходимые для последующего расчета.

Результаты расчета по табл. 7 представляются графически в виде кривой $R = f(v_k)$ или $N_R = f(v_k)$.

2. Графики для судов с малым относительным удлинением. Приведенные ниже графики разработаны О. В. Дубровиным на основании результатов испытаний, которые проводились в опытовом бассейне Ленинградского кораблестроительного института с моделями судов буксирного, ледокольного и рыбопромыслового флота. Характерной особенностью корпуса всех этих судов является сравнительно малое удлинение ($\frac{L}{B} \leq 5,0$) и незначительная общая полнота обводов ($\delta = 0,45 \div 0,55$) при обычном отношении $\frac{B}{T} = 2,00 \div 3,50$.

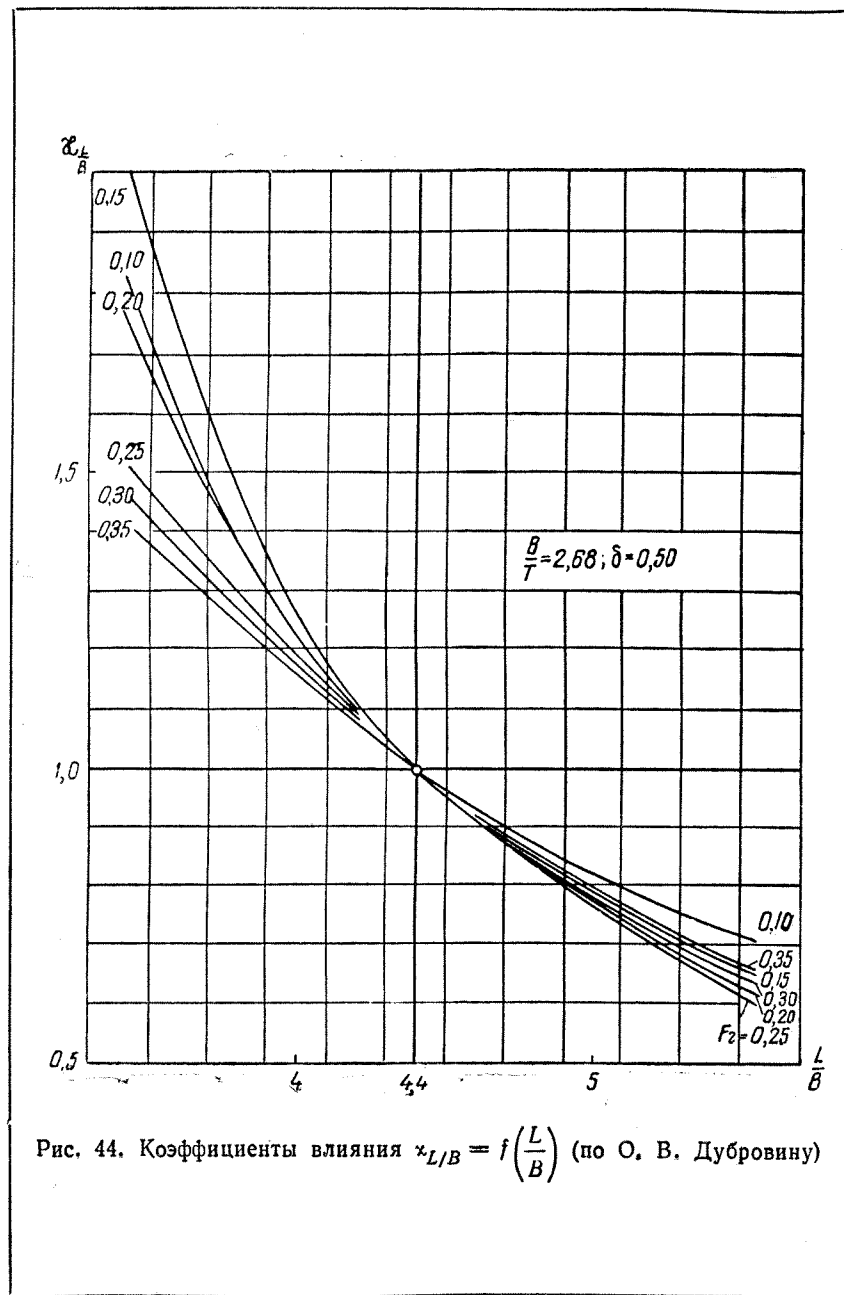
Для определения коэффициента остаточного сопротивления ζ_0 используется расчетная формула (24,3), которая в рассматриваемом случае может быть представлена в следующем виде:

$$\zeta_0 = \zeta'_0 k'_o = \zeta'_0 \frac{\alpha_{L/B}}{\alpha'_{L/B}} \cdot \frac{\alpha_{B/T}}{\alpha'_{B/T}} \cdot \frac{\alpha_{\delta}}{\alpha'_{\delta}}. \quad (24,11)$$

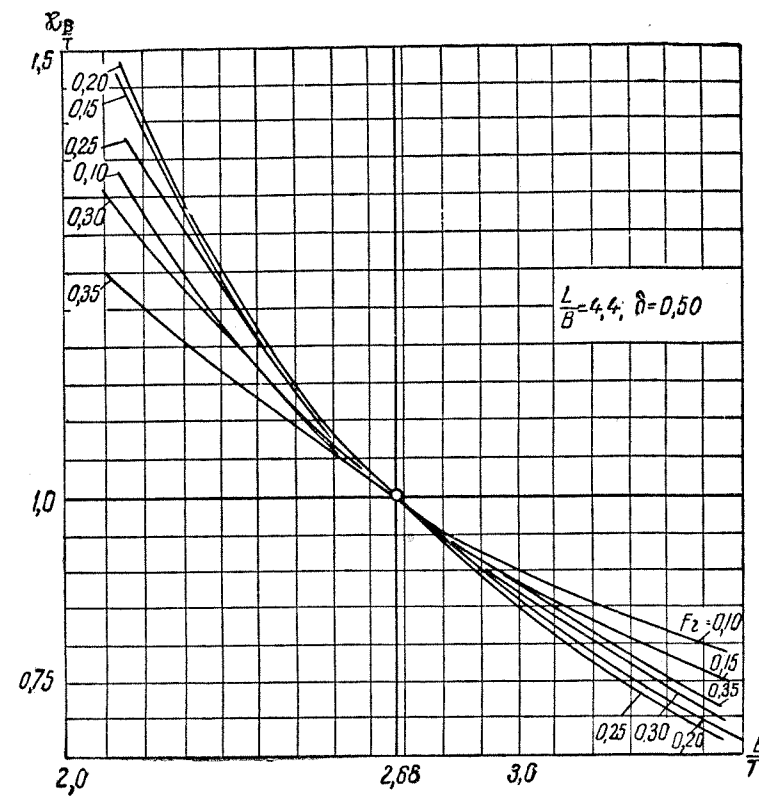
Численные значения поправочных множителей α_i и α'_i , входящих в эту формулу, определяются по приведенным на рис. 44—46 графикам в зависимости от величины принятых параметров теоретического чертежа ($\frac{L}{B}$, $\frac{B}{T}$ и δ) для проектируемого судна и его прототипа при заданном числе Фруда Fr . В качестве «стандартных» единичных значений указанных параметров при построении графиков выбраны $\left(\frac{L}{B}\right)_c = 4,4$; $\left(\frac{B}{T}\right)_c = 2,68$ и $\delta_c = 0,50$.

Область применения графиков О. В. Дубровина ограничивается судами, близкими по соотношениям главных размерений и форме корпуса к моделям, результаты испытаний которых были использованы при составлении этих графиков (морские буксиры, ледоколы и т. д.).

3. Графики для грузовых судов внутреннего плавания. Ниже приводятся графики, которые получены Г. К. Авдеевым на основании результатов испытаний систематической серии моделей грузовых судов внутреннего плавания в опытовом бассейне Ленинградского института водного транспорта. Отличительными особенностями судов этого типа являются ограниченная осадка, значительная протяженность цилиндрической вставки и характерные для речных судов обводы оконечностей (нос — глубокая ложка, корма — мелкая ложка или килеватые сани).



Основные параметры теоретического чертежа моделей данной серии изменяются в пределах, которые характерны для судов рассматриваемого типа $\left(\frac{L}{B} = 6,0 \div 9,0; \frac{B}{T} = 4,0 \div 7,0; \delta = 0,73 \div 0,91\right)$.



При определении коэффициента остаточного сопротивления по имеющимся данным для прототипа используется расчетная формула (24.8), которая в развернутом виде может быть представлена следующим образом:

$$\zeta_0 = \zeta'_0 \cdot \frac{x_{L/B}}{x'_{L/B}} \cdot \frac{x_{B/T}}{x'_{B/T}} \cdot \frac{x_\delta}{x'_\delta} \cdot \frac{\bar{\omega}'}{\bar{\omega}} \quad (24,12)$$

Поправочные множители κ_i и κ'_i , входящие в формулу (24,12), определяются для проектируемого судна и его прототипа по графикам рис. 47—49 в зависимости от числа Фруда, принятого в форме

$$Fr_D = \frac{v}{\sqrt{g \sqrt[3]{V}}},$$

и параметров теоретического чертежа $\left(\frac{L}{B}, \frac{B}{T}, \delta\right)$.

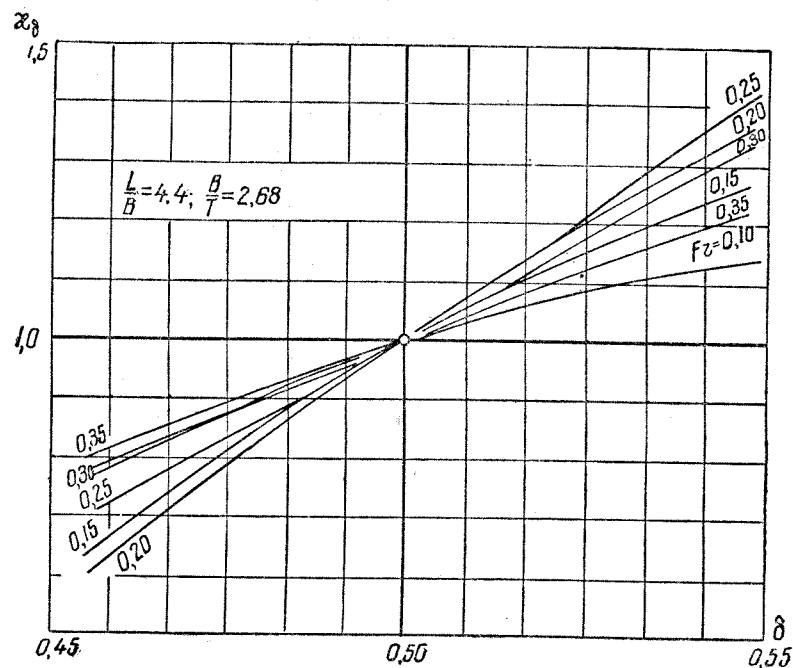


Рис. 46. Коэффициенты влияния $\kappa_\delta = f(\delta)$

В качестве «стандартных» (единичных) значений упомянутых параметров при построении графиков выбраны $\left(\frac{L}{B}\right)_c = 7,0$; $\left(\frac{B}{T}\right)_c = 5,0$; $\delta_c = 0,85$.

Рассматриваемые графики рекомендуется применять для самоходных и несамоходных грузовых судов внутреннего плавания, которые по характеру обводов корпуса приближаются к моделям данной серии.

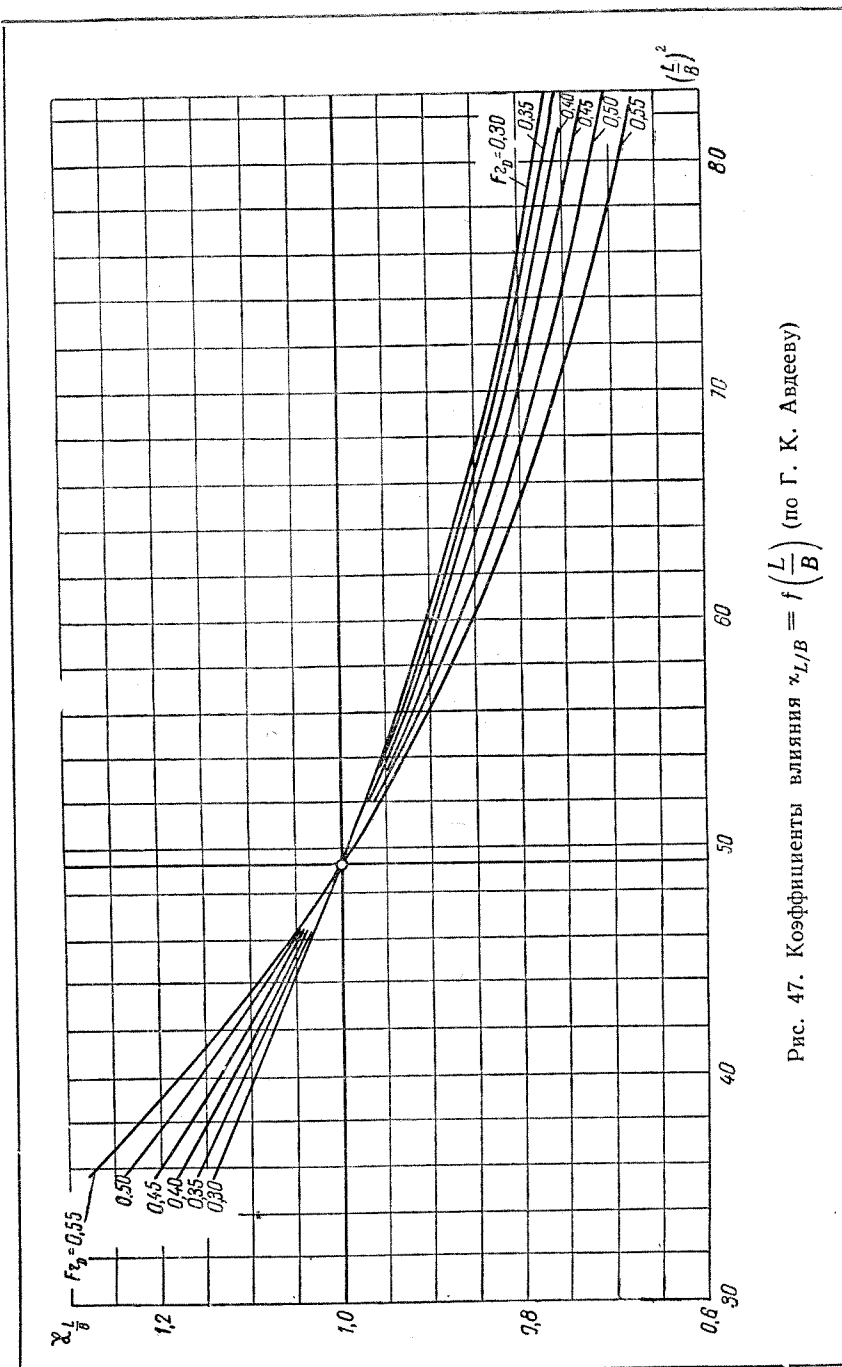


Рис. 47. Коэффициенты влияния $\kappa_{L/B} = f\left(\frac{L}{B}\right)$ (по Г. К. Авдееву)

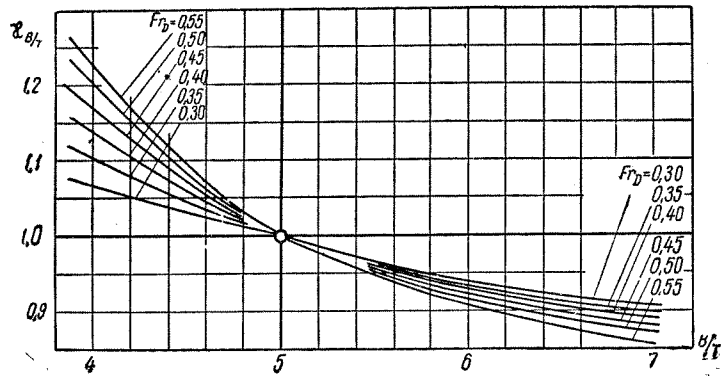


Рис. 48. Коэффициенты влияния $\alpha_{B/T} = f\left(\frac{H}{T}\right)$

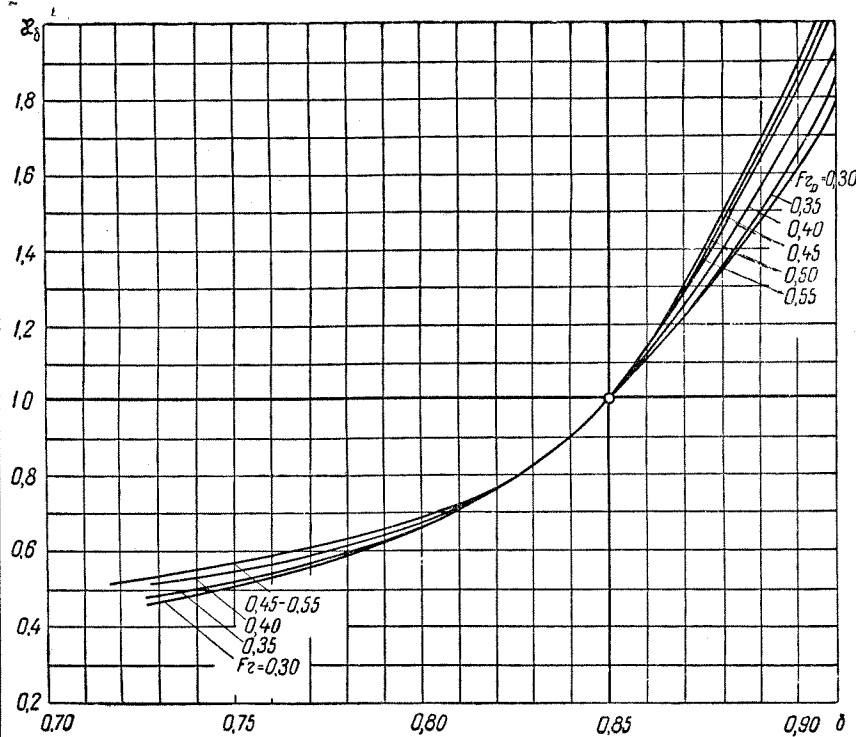


Рис. 49. Коэффициенты влияния $\alpha_\delta = f(\delta)$

§ 25. Приближенный учет влияния условий плавания судна на сопротивление

Учет влияния мелководья. 1. Экспериментальные данные для учета влияния мелководья. Приближенный учет влияния мелководья на величину сопротивления движению некоторых типов судов может быть выполнен по приведенным ниже методам, основанным на результатах модельных и натурных испытаний.

а) График для определения потери скорости судна на мелководье. Этот график предложен П. А. Апухтиным в результате обобщения материалов испытаний, которые проводились в условиях глубокой и мелкой воды на моделях быстроходных судов (с острыми обводами корпуса).

Рассматриваемый метод учета влияния мелководья позволяет построить кривую сопротивления движению судна $R = f(v)$ при заданной относительной глубине $\frac{H}{T}$, если известна кривая сопротивления $R_\infty = f(v_\infty)$, полученная для данного судна в условиях глубокой воды (при $\frac{H}{T} \rightarrow \infty$). Учет влияния мелководья по этому методу сводится к определению потери (или приращения) скорости хода судна в условиях мелководья по сравнению с ее значением на глубокой воде при заданной величине сопротивления, т. е. к отысканию разности $v_\infty - v = \mp \Delta v$ при $R = R_\infty$.

Для определения величины Δv служит график, который приведен на рис. 50, а и содержит семейство кривых, характеризующих относительное изменение скорости хода судна $\frac{\Delta v}{v_\infty}$ (в процен-

тах) в зависимости от параметра $\frac{v_\infty}{\sqrt{gH}}$ при постоянных значениях $\frac{H}{T}$ (от 3 до 14). Значения $\frac{\Delta v}{v_\infty} < 0$ отложены вверх от оси абсцисс и соответствуют ожидаемой потере скорости хода при докритических режимах движения судна на мелководье. Вниз от этой оси отложены значения $\frac{\Delta v}{v_\infty} > 0$, характеризующие приращение скорости судна при закритических режимах.

Построение кривой $R = f(v)$ производится по нескольким значениям поправки $\pm \Delta v$, которые откладываются по горизонтали от заданной кривой $R_\infty = f(v_\infty)$ при выбранных скоростях хода v_∞ , как это показано на рис. 50, б.

б) Эмпирические формулы для учета дополнительного сопротивления движению судна на мелководье. Для приближенного учета влия-

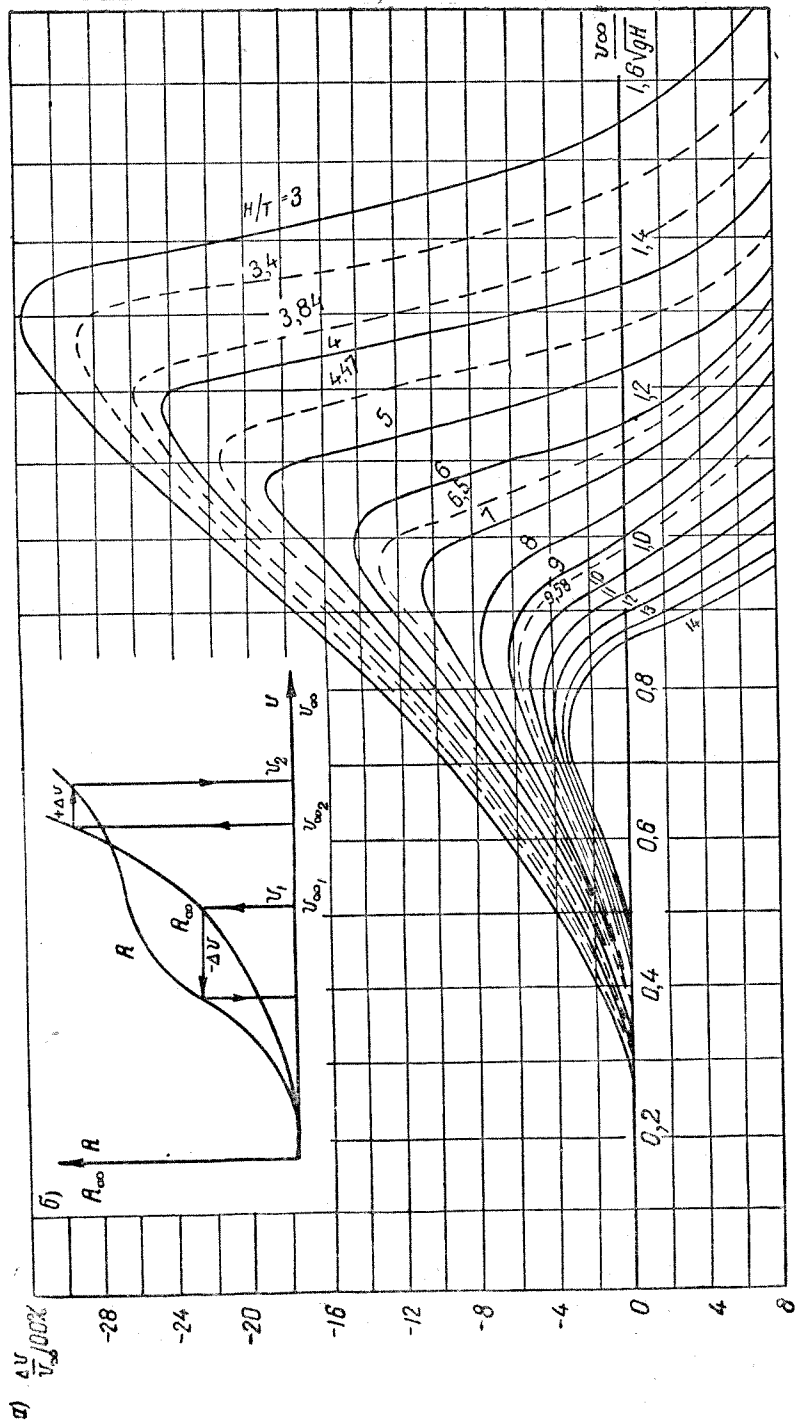


Рис. 50. График П. А. Алухтина для учета влияния мелководья (а); графические построения (б)

ния мелководья на величину полного сопротивления воды движению судна R при скоростях хода, не вызывающих существенного изменения характера волнообразования в этих условиях по сравнению с его характером на глубокой воде, можно пользоваться расчетной формулой следующего вида:

$$R = R_{\infty} + \Delta R = R_{\infty} \left(1 + \frac{\Delta R}{R_{\infty}} \right). \quad (25,1)$$

Здесь:

R_{∞} — сопротивление движению судна на глубокой воде, рассчитанное одним из известных методов (см., например, §§ 23 и 24);

$\frac{\Delta R}{R_{\infty}}$ — поправочный коэффициент, который характеризует относительную величину дополнительного сопротивления воды ΔR , возникающего главным образом из-за ограничения фарватера по глубине при заданном отношении $\frac{H}{T}$.

Величину $\frac{\Delta R}{R_{\infty}}$ для речных судов, движущихся на мелководье с относительными скоростями $Fr_n = \frac{v}{\sqrt{gH}} \ll 0,6$ (т. е. при $v \ll 0,6\sqrt{gH}$), можно определить по приближенной формуле, предложенной К. Н. Шимко в результате обобщения материалов модельных и натурных испытаний и имеющей вид

$$\frac{\Delta R}{R_{\infty}} = 5,5 \left(\frac{T}{H} \right)^2 Fr_n^2. \quad (25,2)$$

При обычных скоростях буксировки несамоходных речных судов и сравнительно небольшой степени стеснения фарватера по глубине, когда значения $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \ll 0,12$ и $\frac{H}{T} \gg 3,0$, влиянием изменения характера волнообразования на сопротивление воды в первом приближении можно пренебречь. Величину $\frac{\Delta R}{R_{\infty}}$ в этом случае можно определить по следующей приближенной формуле, которая получена В. А. Лесюковым на основании обработки результатов испытаний моделей несамоходных судов и проверена в натурных условиях:

$$\frac{\Delta R}{R_{\infty}} = 1,5 \left(\frac{T}{H} \right)^{2,2}. \quad (25,3)$$

в) Пересчет сопротивления на мелководье по прототипу. Наиболее достоверную оценку влияния мелководья на величину сопротивления движению судна можно получить по результатам модельных или натурных испытаний судна-прототипа в условиях ограниченной глубины фарватера.

В соответствии с принятой в настоящее время методикой пересчета сопротивления по прототипу, учет влияния мелководья распространяется только на величину остаточного сопротивления R_o , а сопротивление трения R_f принимается при этом таким же, как и на глубокой воде. При таком методе учета влияния мелководья коэффициент остаточного сопротивления ζ_o (или C_o) определяется по прототипу из условия равенства относительной скорости движения проектируемого судна и его прототипа при одной и той же степени стеснения фарватера по глубине, т. е. из условия $Fg_n = \text{const}$ и $\frac{H}{T} = \text{const}$ для обоих судов.

2. Полуэмпирические методы учета влияния мелководья. При отсутствии экспериментальных данных величину сопротивления движению судна приходится определять, пользуясь полуэмпирическими методами, предложенными различными авторами (например, методами Шлихтинга, И. В. Гирса и Ю. В. Афанасьева, А. Б. Карпова и др.).

Все эти методы основаны на предположении, что одной и той же длине поперечных волн, возникающих при движении судна на глубокой и мелкой воде, должна соответствовать неизменная картина волнообразования, а следовательно, и одинаковая величина волнового сопротивления R_w . Указанное предположение обычно распространяется и на остаточное сопротивление R_o , изменение которого на мелководье принимается в соответствии с известным из теории волновых движений жидкости соотношением между длиной и скоростью распространения волн на глубокой и мелкой воде (см. § 11). Изменение сопротивления трения R_f на мелководье предполагается зависящим от средней скорости встречного потока (иначе, «потока вытеснения»), образующегося около корпуса судна в его средней части, и определяется на основании результатов буксировочных испытаний моделей при различной степени стеснения фарватера по глубине (отношения $\frac{H}{T}$).

Для приближенной оценки влияния мелководья на величину сопротивления движению судна наиболее удобно пользоваться методом, предложенным А. Б. Карповым.

Задача определения искомой величины сопротивления движению судна R при заданной расчетной скорости хода v в условиях мелководья сводится по методу А. Б. Карпова к пересчету составляющих сопротивления для некоторых «приведенных» скоростей v_1 и v_2 по известным значениям этих составляющих на глубокой воде

при скорости $v_\infty = v$. Расчетная формула для вычисления сопротивления R имеет в рассматриваемом случае следующий вид:

$$R = R_f + R_o = R_{f_\infty} \left(\frac{v_1}{v_\infty} \right)^2 + R_{o_\infty} \left(\frac{v_2}{v_\infty} \right)^2, \quad (25,4)$$

где R_f и R_o — соответственно расчетные значения сопротивления трения и остаточного сопротивления при движении судна на мелководье со скоростью v ; R_{f_∞} и R_{o_∞} — значения тех же составляющих сопротивления, вычисленные предварительно для случая движения на глубокой воде, исходя из условия, что $v_\infty = v$.

Относительные значения «приведенных» скоростей, для которых производится пересчет основных составляющих сопротивления воды движению судна, принимаются в виде

$$\frac{v_1}{v_\infty} = \frac{v_1}{v} = \frac{1}{\alpha_1}; \quad \frac{v_2}{v_\infty} = \frac{v_2}{v} = \frac{1}{\alpha_2}. \quad (25,5)$$

Здесь обозначено:

α_1 и α_2 — безразмерные параметры, первый из которых учитывает возрастание интенсивности потока вытеснения при движении судна на мелководье, а второй — разницу в скорости распространения волн одинаковой длины на мелкой и глубокой воде.

Для определения значений параметров α_1 и α_2 служат графики, которые изображены на рис. 51 и содержат кривые, характеризующие изменение этих параметров в зависимости от отношения $\frac{H}{T}$

и относительной скорости судна на мелководье $Fg_n = \frac{v_n}{\sqrt{gH}}$.

Метод А. Б. Карпова можно рекомендовать для приближенной оценки влияния мелководья на величину сопротивления движению судна при докритических скоростях, когда ограничение глубины фарватера еще не приводит к существенному изменению характера судовых волн.

Практический расчет ординат кривой сопротивления для случая движения судна при заданном отношении $\frac{H}{T}$ производится в табличном виде. Расчет удобно выполнять для тех же скоростей хода судна, которые используются при определении сопротивления трения R_f (с учетом влияния шероховатости поверхности) и остаточного сопротивления R_o (для корпуса с выступающими частями)

на глубокой воде. Величина воздушного сопротивления R_a на мелкой и на глубокой воде принимается одинаковой.

Учет влияния стеснения фарватера при движении судов в канале. При скоростях движения судна в канале, не превышающих

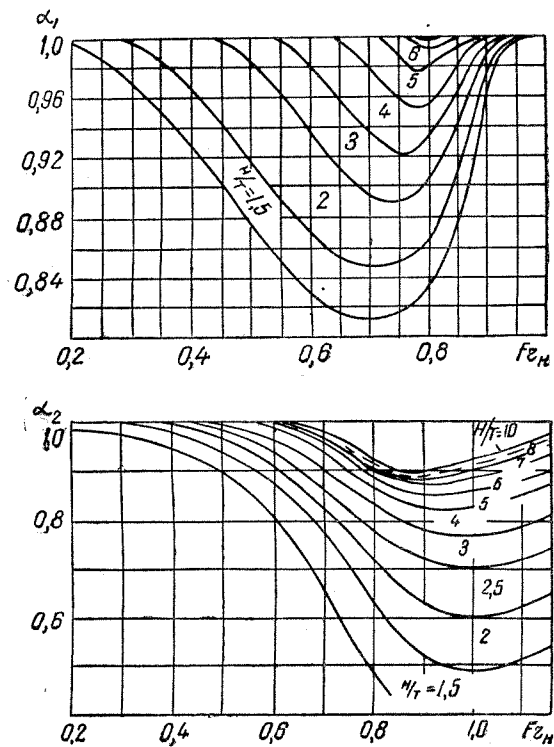


Рис. 51. Графики А. Б. Карпова для учета влияния мелководья на сопротивление движению судна

предельного значения, определяемого соотношением (12,1), волнообразование не играет существенной роли, и влияние стеснения фарватера на величину сопротивления воды движению судна в этих условиях можно учесть приближенным путем.

В данном случае для учета влияния стеснения фарватера на сопротивление движению судна в канале необходимо ввести в рассмотрение среднюю скорость встречного потока Δv в месте расположения судна и дополнительную составляющую сопротивления ΔR_ψ , обусловленную возникновением дифферента судна и называемую «дифферентным сопротивлением» (см. § 12).

Средняя скорость обтекания корпуса судна при наличии встречного потока в канале получается равной

$$v_x = v + \Delta v \quad (25,6)$$

и находится в результате решения кубического уравнения вида

$$v_x^3 + av_x + b = 0. \quad (25,7)$$

Здесь обозначено:

$$a = - \left(v^2 + 2g \frac{F_k - F_{\text{мид}}}{B_k - B} \right); \quad b = 2g \frac{F_k}{B_k - B} v,$$

где B и $F_{\text{мид}}$ — ширина по ватерлинии и площадь миделя судна;
 B_k и F_k — ширина зеркала воды и площадь живого сечения канала далеко перед судном.

Для решения полученного уравнения удобно пользоваться номограммой (рис. 52). Способ пользования такой номограммой состоит в следующем:

а) при помощи линейки соединяем точки на крайних шкалах, соответствующие заданным значениям коэффициентов a и b (при увеличении или уменьшении значения a в 10 раз значение b увеличивается или уменьшается в 1000 раз);

б) по средней шкале определяем искомую величину скорости как точку пересечения линейки с размеченной кривой, отвечающую условию $v_x > v$ (если значения a и b изменяются как указано выше, то результат, полученный на соответствующей шкале, уменьшается или увеличивается в 10 раз).

Величину дифферентного сопротивления можно приближенно определить, если принять угол дифферента судна ψ при движении в канале равным гидравлическому уклону поверхности воды i_k , вызванному наличием потерь на преодоление сил трения встречного потока о ложе канала, т. е.

$$\Delta R_\psi = D\psi = Di_k, \quad (25,8)$$

где D — весовое водоизмещение судна.

Для вычисления величины уклона поверхности воды, образующегося при движении судна в канале, можно использовать следующее соотношение:

$$i_k = \frac{1}{r_n} \left(\frac{\Delta v}{c_r} \right)^2, \quad (25,9)$$

где r_n — гидравлический радиус живого сечения канала в месте расположения судна;

c_r — эмпирический коэффициент Шези, зависящий от радиуса r_n и материала, из которого выложено ложе канала.

Величина гидравлического радиуса в рассматриваемом случае принимается равной

$$r_H = \frac{F_k - F_{\text{мид}} - B_k \Delta H}{\omega_k} \quad (25,10)$$

Здесь:

ω_k — смоченный периметр сечения канала (включая периметр мидельшпангоута судна);

ΔH — опускание уровня воды в месте расположения судна, связанное с значениями скоростей v_x и v зависимостью

$$\Delta H = \frac{1}{2g} (v_x^2 - v^2) \quad (25,11)$$

Для определения коэффициента Шези обычно пользуются формулой Манинга

$$c_r = \frac{1}{n} r_H^{1/6}, \quad (25,12)$$

принимая коэффициент шероховатости поверхности канала n в пределах от 0,025 до 0,033.

Значение скорости встречного потока Δv , входящее в формулу (25,9), определяется из

соотношения (25,5). Для учета неравномерного распределения скоростей по сечению канала рекомендуется полученную таким образом величину Δv вводить в формулу (25,9) с поправочным множителем 1,1.

Расчетная формула для определения полного сопротивления воды движению судна в канале окончательно может быть представлена в виде

$$R = \zeta \frac{\rho v_x^2}{2} \Omega + \Delta R_\psi = (\zeta_f + \zeta_f + \zeta_o + \zeta_k) \frac{\rho v_x^2}{2} \Omega + D i_k. \quad (25,13)$$

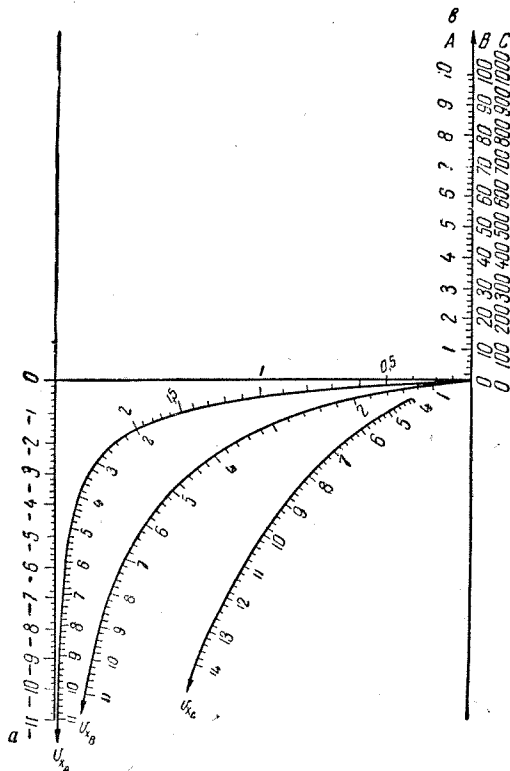


Рис. 52. Номограмма для учета влияния стеснения фарватера на скорость обтекания корпуса при движении судна в канале

Коэффициенты сопротивления, входящие в данную формулу, могут быть определены в соответствии с обычной методикой, принятой для их расчета в условиях неограниченного фарватера, с той лишь разницей, что значения чисел Фруда и Рейнольдса вычисляются в рассматриваемом случае по средней скорости обтекания корпуса судна в канале (т. е. $Fr = \frac{v_x}{\sqrt{gL}}$; $Re = \frac{v_x L}{\nu}$).

Практический расчет кривой сопротивления $R = f(v)$ по изложенному выше методу для случая движения судна в канале рекомендуется выполнять в табличном виде. Расчет производится для нескольких значений скорости хода, охватывающих возможный диапазон ее изменения при движении данного судна в канале. Результаты расчета представляются графически в виде кривой $R = f(v)$.

Учет влияния течения и уклона русла реки. Относительная скорость движения судна v_0 при наличии течения определяется из соотношения (13,2). Дополнительная сила соскальзывания ΔR принимается по приближенной формуле (13,4).

Для определения полного сопротивления воды движению судна R при наличии течения и уклона русла реки может быть использована расчетная формула (13,6).

Для уточнения полученных результатов рекомендуется принимать расчетную скорость течения u как среднее квадратичное скоростей течения u_m по вертикали в пределах осадки судна. При отсутствии более точных данных величину u_m можно приближенно определить по известным значениям T , H и i_n . Для этой цели может быть использовано следующее выражение, полученное В. Г. Павленко на основании эмпирической формулы Шези-Манинга и экспериментальных данных А. В. Караушева:

$$u_m = 1,14 \frac{\sqrt{i_n}}{n} H^{2/3} \left[1 - 0,11 \left(\frac{T}{H} \right)^2 \right], \quad (25,14)$$

где $n = 0,025 \div 0,033$ — коэффициент шероховатости дна реки.

Учет влияния ветрового волнения. 1. Оценка возможной потери скорости хода судна на волнении и. Обобщение результатов натурных наблюдений за поведением судов в условиях встречного ветрового волнения позволяет получить представление о возможном наибольшем снижении скорости хода Δv по сравнению с ее значением v на ходовых испытаниях (т. е. в тихую погоду) в зависимости от тех или иных характеристик данного судна и ожидаемого ветро-волнового режима. В качестве таких характеристик могут быть приняты: ширина корпуса B , коэффициент общности δ (или продольной полноты φ), удельная мощность главной силовой установки судна $\frac{\Sigma N_e}{D}$ (на тонну во-

доизмещения), скорость ветра w , высота h или длина λ ветровых волн и т. д.

Для приближенной оценки возможной относительной потери скорости судна $\frac{\Delta v}{v}$ при ходе на волнении могут быть использованы следующие данные, полученные на основании анализа результатов натуральных наблюдений:

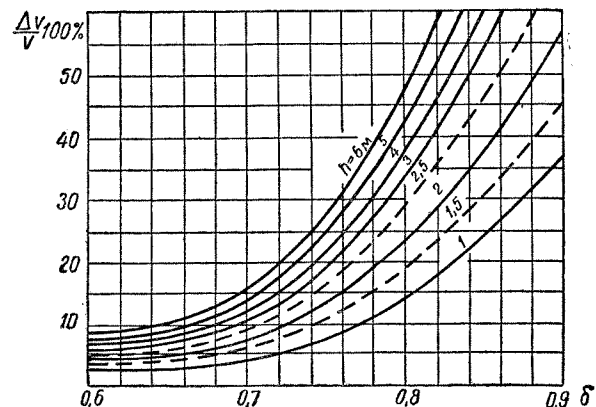


Рис. 53. Влияние высоты волн на снижение скорости хода судов с различной полнотой обводов

а) кривые зависимости величины $\frac{\Delta v}{v}$ (в процентах) от коэффициента общей полноты судна δ при различной высоте волн h (м) в условиях открытых морей (рис. 53);

б) график, который связывает величину $\frac{\Delta v}{v}$ с отношением длины волн к длине судна $\frac{\lambda}{L}$ (рис. 54) и относится к морским судам различной быстроходности (с различными значениями удельной мощности силовой установки $\frac{\Sigma N_e}{D}$ и коэффициента продольной полноты φ);

в) кривая зависимости величины $\left(1 - \frac{\Delta v}{v}\right)$ (в процентах) от отношения $\frac{L}{\lambda}$ (рис. 55) для судов речного флота, плавающих по крупным водохранилищам и озерам.

2. Приближенные формулы для определения дополнительного сопротивления от дей-

ствия волн. В тех случаях, когда амплитуды килевой качки судна невелики, непосредственно можно определять не потерю скорости, а дополнительное сопротивление от действия встречных волн и ветра на судно. Полное сопротивление движению судна при данной скорости хода в условиях ветрового волнения принимается в виде суммы

$$R = R' + \Delta R_w + \Delta R_a. \quad (25,15)$$

Здесь:

R' — сопротивление движению судна в тихую погоду;

ΔR_w — дополнительное сопротивление воды, вызванное непосредственным действием встречных волн на корпус судна;

ΔR_a — дополнительное сопротивление от действия встречного ветра на надводную поверхность судна.

Для приближенной оценки величины ΔR_w (кг) при умеренных амплитудах килевой качки морских судов, когда встречные волны еще не заливают носовой части палубы (т. е. при сравнительно малых отношениях $\frac{\lambda}{L}$), можно пользоваться следующей формулой, рекомендуемой Давидсоном:

$$\Delta R_w = \frac{\rho(v+c)^2}{2} \cdot \frac{Bh}{\pi} (1 - \cos \varphi_n), \quad (25,16)$$

где $c = \sqrt{\frac{g}{2\pi} \lambda} \approx 1,25 \sqrt{\lambda}$ — скорость распространения волнового профиля в м/сек;

φ_n — угол входа носовой ветви ватерлинии (см. § 19).

Для крупных грузовых судов внутреннего плавания, которые практически не испытывают качки при ходе на встречном волнении

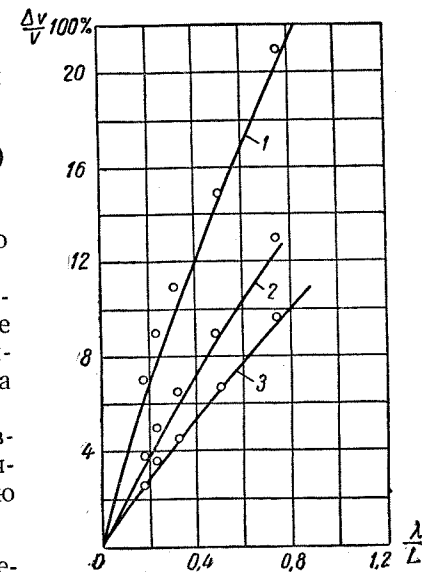


Рис. 54. Влияние относительной длины волн на снижение скорости хода морских судов

1 — $\frac{\Sigma N_e}{D} = 0,16; \pm 0,24$ при $\varphi > 0,76$;

2 — $\frac{\Sigma N_e}{D} = 0,30 \pm 0,36$ при $\varphi =$

$0,72 \pm 0,74$; 3 — $\frac{\Sigma N_e}{D} > 0,36$ при $\varphi =$
 $= 0,65 \pm 0,72$

в водохранилищах, величину ΔR_w (кг) можно вычислить по следующей приближенной формуле:

$$\Delta R_w = 0,036 \rho g B h^2 \sin^2 \psi_n. \quad (25,17)$$

Формула (25,17) предложена Е. Р. Ратнером на основании результатов теоретического исследования Хавелока для некачающегося судна с полными носовыми обводами и анализа материалов натур-

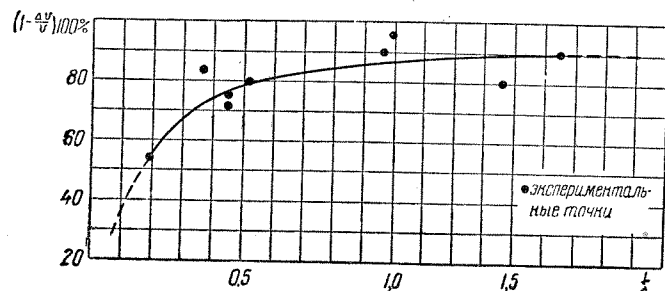


Рис. 55. Влияние относительной длины волн на снижение скорости хода судов внутреннего плавания

ных испытаний речных грузовых судов на волнении в водохранилищах.

Дополнительное сопротивление от действия встречного ветра ΔR_a на надводную поверхность судна вычисляется в рассматриваемом случае согласно указаниям § 7 для воздушного сопротивления.

Таблица 8

Соотношение между скоростью ветра и элементами волн

w , м/сек		6,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0
Открытые моря и океаны	λ , м	38	57	77	98	122	145
	h , м	2,8	3,7	4,5	5,4	6,4	7,2
Глубоководные озера	λ , м	11	15	19	25	32	42
	h , м	1,1	1,5	1,9	2,2	2,7	3,1
Водохранилища (с мелководными участками)	λ , м	8	11	13	16	19	21
	h , м	0,8	1,1	1,3	1,6	1,9	2,1

Величина ΔR_a определяется в зависимости от скорости ветра w , при которой на поверхности того или иного водоема образуются волны заданных размеров. Примерное соотношение между осредненными значениями установившейся скорости ветра w , длины λ и высоты h волн, образующихся на поверхности открытых морей и внутренних водоемов (озера, водохранилища), дано в табл. 8.

Значения скорости ветра w , приведенные в табл. 8, относятся к стандартной высоте $z_1 = 6,0$ м над поверхностью водоема. Расчетная скорость ветра, которая соответствует отстоянию точки приложения результирующей аэродинамических сил, действующих на судно, и определяет величину ΔR_a , должна быть уменьшена приблизительно на 10—15% по сравнению со значением w , указанным в табл. 8.

ГЛАВА VI

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА
СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ§ 26. Особенности расчета сопротивления воды
движению составов судов

Оценка влияния взаимодействия судов состава на сопротивление. При движении буксируемых или толкаемых составов судов происходит гидромеханическое взаимодействие между корпусами судов состава. В результате этого взаимодействия общее сопротивление воды движению состава, как правило, отличается от суммы сил сопротивления для отдельных судов при одной и той же скорости движения. На величину сопротивления воды движению буксируемого состава несамоходных судов (барж) влияет также рыскание их на тресе и действие струи воды, отбрасываемой движителями буксировщика.

Для интегральной оценки изменения сопротивления воды движению состава судов по сравнению с суммой сил сопротивления для одиночных судов, на практике обычно используется так называемый коэффициент счала, который предложен В. В. Звонковым в виде

$$k_c = \frac{R_c}{\sum_{i=1}^n R_i}, \quad (26,1)$$

где R_c — сопротивление воды движению состава из n судов при данной скорости v и заданных условиях плавания (степень ограниченности фарватера и т. п.);

R_i — значение сопротивления воды для одиночного судна (i -го) при той же скорости и одинаковых условиях плавания.

Наряду с коэффициентом счала, для оценки гидромеханической эффективности состава судов применяется величина удельного сопротивления состава $r_c = \frac{R_c}{D_c}$ на тонну водоизмещения (или $\frac{R_c}{Q_c}$

на тонну грузоподъемности). Между значениями k_c и r_c существует следующая связь:

$$r_c = \frac{R_c}{D_c} = k_c \frac{\sum_{i=1}^n R_i}{D_c}. \quad (26,2)$$

При прочих равных условиях коэффициент счала k_c получается минимальным для состава, в который входят суда с наибольшим удельным сопротивлением $\frac{R_i}{D_i}$, т. е. суда, имеющие наименее благоприятную форму обводов корпуса с точки зрения величины сопротивления воды. Поэтому оценка ходовых качеств буксируемого или толкаемого состава судов должна производиться не по минимуму величины k_c , а по минимуму удельного сопротивления r_c .

Эксперименты показывают, что сопротивление изолированного состава барж (без буксировщика или толкача) на прямом курсе определяется главным образом величиной сопротивления судов, входящих в состав, его удобообтекаемостью и степенью использования энергии попутного потока, образующегося за кормой судов, расположенных впереди.

В табл. 9 даны средние значения коэффициента счала k_c , полученные в бассейне Ленинградского института водного транспорта на основании буксировочных испытаний моделей барж с различной формой обводов в оконечностях для случая движения состава в условиях глубокой воды.

Численные значения коэффициентов счала, представленные в табл. 9, являются минимальными, так как они получены на моделях для жестко счаленных изолированных составов, движущихся без рыскания на прямом курсе и сформированных из барж, одинаковых по типу обводов и размерам корпуса.

Из рассмотренных данных, приведенных в табл. 9, можно сделать заключение, что наиболее выгодным способом формирования состава, обеспечивающим наименьшую величину коэффициента счала для данного числа барж изолированного состава, является расположение судов в кильватер (например, «1+1» или «1+1+1»).

При движении судов в кильватерном составе между ними действует сила расталкивания, которая проявляется для состава в основном как внутренняя сила, обусловленная перераспределением гидродинамических давлений по поверхности судов. Величина силы расталкивания зависит от расстояния между судами и от формы их обводов.

Наличием силы расталкивания объясняется неравномерность распределения остаточного сопротивления между одинаковыми судами состава. Наименьшее остаточное сопротивление имеет головное судно состава, а наибольшее — последнее судно состава.

Таблица 9

Коэффициенты счала для составов барж

Схема и формула состава	Значения k_c для барж с обводами типа		Схема и формула состава	Значения k_c для барж с обводами типа	
	клин	сани		клин	сани
(1 + 1)	0,80	0,81	(2 + 1)	0,84	0,80
(1 + 1 + 1)	0,70	0,76	(1 + 2)	0,70	0,77
(1 + 1 + 1 + 1)	0,62	0,75	(1 + 2 + 1)	0,60	0,76
(2)	1,13	0,85	(3)	1,18	0,81
(2 + 2)	0,79	0,74	(3 + 3)	0,81	0,63

Для судов, имеющих сравнительно острые обводы корпуса, внутренняя сила расталкивания пренебрежимо мала.

Основными причинами уменьшения сопротивления воды движению кильватерного состава барж, по сравнению с суммой сопротивлений одиночных судов, является уменьшение остаточного сопротивления головной баржи, обусловленное улучшением условий обтекания ее кормовой оконечности при движении в составе, и уменьшение сопротивления трения судов, расположенных в попутном потоке трения, который возникает за баржами, движущимися впереди. При движении состава, счаленного из плохо обтекаемых барж, имеющих значительное сопротивление формы из-за отрыва пограничного слоя, область зарождения вихрей смещается в кормовую часть состава, что приводит к уменьшению сопротивления формы (вихревого) передних барж и состава в целом.

Результаты буксировочных испытаний моделей составов на прямом курсе позволяют сделать приведенные ниже выводы.

1) Коэффициент счала k_c при обычных скоростях буксировки практически мало зависит от скорости хода. При дальнейшем увеличении скорости движения величина k_c несколько возрастает.

2) С увеличением числа барж в составе коэффициент счала уменьшается.

3) На величину коэффициента счала большое влияние оказывает удобообтекаемость состава. Составы, имеющие в своей головной части суда, счаленные лагом (иначе, «пыжом» — «2», «2 + 2» и т. д.) обладают наименьшей неустойчивостью на курсе. Поэтому в тех случаях, когда вопросы рыскливости имеют первенствующее значение, возможна буксировка пыжом.

4) Значения коэффициентов счала для составов из барж с ложкообразными обводами имеют промежуточную величину между значениями k_c для составов из клинообразных и санообразных барж.

Выбор формы обводов барж следует производить с учетом работы судна в условиях состава.

5) Увеличение зазора между баржами кильватерного состава приводит к возрастанию величины k_c . При расстоянии между баржами, равном 0,6 их длины, коэффициент счала приближается к единице.

6) При заданной грузоподъемности состава минимальное сопротивление воды при буксировке будет иметь состав из одной баржи. Если кильватерный состав формируется из барж, отличающихся друг от друга по размерам и типу обводов, то задние из них должны иметь уменьшающиеся водоизмещения.

7) Величина k_c для кильватерных составов практически мало зависит от ограниченности фарватера.

Влияние рыскания на сопротивление состава барж. Результаты исследования статической устойчивости движения составов барж, выполненного в Ленинградском институте водного транспорта на основании испытаний моделей в аэродинамической трубе, показывают, что наиболее рыскливыми на курсе являются кильватерные составы, наименее рыскливыми — составы, в головной части которых баржи счалены лагом (пыжи). В табл. 10 приведены данные,

Таблица 10

Относительное возрастание сопротивления воды при движении составов барж с углом дрейфа

Угол дрейфа β , град.	Значения $\frac{R'_c}{R_c}$ для состава					
	(1)	(1+1)	(2)	(1+2)	(2+1)	(2+2)
5	1,06	1,14	1,04	1,08	1,04	1,06
10	1,32	1,45	1,15	1,23	1,16	1,30
15	1,71	2,00	1,38	1,54	1,41	1,68

характеризующие возрастание сопротивления воды движению составов R'_c в условиях неограниченного фарватера при различных углах дрейфа β (рыскания) по сравнению с величиной сопротивления R_c при отсутствии дрейфа ($\beta = 0$).

Из сказанного следует, что требования в отношении уменьшения рыскливости и в отношении минимума сопротивления воды при движении состава на прямом курсе являются противоречивыми. Для уменьшения рыскания барж применяются специальные меры: создание дифферента на корму, увеличение площади рулей, установка стабилизаторов в виде вертикальных пластин, уменьшающих срез кормового дейдвуда, и т. п.

Наивыгоднейшая длина буксирного троса. Практика эксплуатации несамоходного флота показывает, что на сопротивление воды движению буксируемых составов барж существенное влияние оказывает длина буксирного троса, причем в этом случае сопротивление отличается от его величины для изолированного состава барж (без буксира). Это изменение сопротивления происходит как из-за влияния струи движителей буксира, увеличивающей скорость обтекания барж, так и вследствие рыскания их при движении на тросе.

Влияние длины буксирного троса L_6 на сопротивление воды движению состава барж за винтовым буксиром показано графически на рис. 56 в виде кривых $R_c = f(L_6)$ при различных скоростях хода. Приведенные кривые получены на основании результатов натурных испытаний и показывают, что при заданной скорости хода кривая $R_c = f(L_6)$ имеет минимум, соответствующий наивыгоднейшей длине буксирного троса.

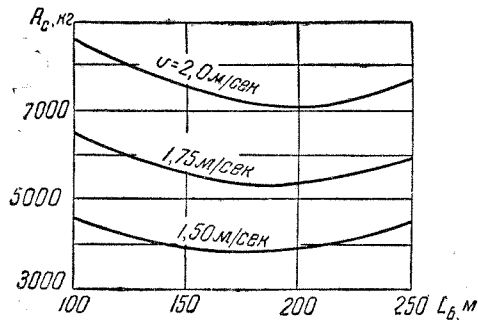


Рис. 56. Влияние длины буксирного троса на сопротивление движению состава барж

Возможность выбора наивыгоднейшей длины буксирного троса обусловлена тем, что неблагоприятное влияние струи движителей буксира уменьшается при увеличении длины троса, в то время как рыскание барж при этом возрастает.

Для случая движения буксируемого состава барж на прямых участках фарватера наивыгоднейшая длина буксирного троса, соответствующая минимуму сопротивления состава, определяется по приближенной формуле

$$L_6 = A_N A_0 L_1^{2/3} \quad (26,3)$$

Здесь:

L_1 — длина (м) головной баржи состава;
 A_N и A_0 — эмпирические коэффициенты.

Значения коэффициента A_N определяются по табл. 11 в зависимости от мощности буксира и типа его движителей. Коэффициент A_0 характеризует влияние формы обводов головной буксируемой баржи на величину L_6 и также принимается по табл. 11. Меньшие значения коэффициента A_0 в табл. 11 соответствуют буксируемым составам, а большие значения — буксируемым одиночным судам.

Таблица 11

Коэффициенты A_N и A_0 для определения наивыгоднейшей длины троса

Мощность буксира, л. с.	Значения A_N для буксиров		Значения A_0 для барж с обводами типа		
	колесных и двухвинтовых	одновинтовых	ложка	сани	клин
200	1,06	1,27	8,0—8,5	7,2—7,7	8,8—9,4
400	1,21	1,47	7,5—8,0	6,7—7,2	8,3—8,8
600	1,30	—	—	—	—
800	1,35	—	—	—	—
1000	1,40	—	—	—	—
1200	1,44	—	—	—	—

Наивыгоднейшая длина буксирного троса при движении состава по извилистому фарватеру имеет меньшие значения, чем на прямых его участках. Значение наивыгоднейшей длины троса L'_6 для рассматриваемого случая можно определить в зависимости от среднего радиуса r_x кривизны судового хода и наивыгоднейшей длины троса L_6 на прямых участках фарватера, используя следующие соотношения:

$\frac{r_x}{L_6}$	1,0	3,0	5,0	7,0	9,0
$\frac{L'_6}{L_6}$	0,30	0,44	0,54	0,61	0,66

Коэффициент счала k_{c_6} при буксировке состава барж на тросе определяется с учетом неблагоприятного влияния струи движителей буксира и рыскания барж на величину сопротивления их движению. Поэтому величина k_{c_6} получается несколько больше, чем коэффициент счала k_c для изолированного состава барж, и возрастает по мере отклонения длины троса от наивыгоднейшего значения.

Особенности сопротивления воды движению толкаемых составов: Результаты натуральных и модельных испытаний показывают, что скорость движения толкаемого состава относительно воды (см. § 16) на 5—15% больше его скорости буксировки. Увеличение скорости толкания по сравнению с буксировкой получается в основном за счет снижения сопротивления воды движению толкаемого состава по сравнению с буксируемым, что объясняется следующими причинами:

1) отсутствием неблагоприятного влияния струи движителей толкача на сопротивление воды движению толкаемых барж;

2) повышением устойчивости движения толкаемого состава на курсе по сравнению с буксируемым составом;

3) улучшением условий обтекания толкаемого состава и снижением сопротивления формы для барж, расположенных в конце состава, из-за размещения за ними толкача.

Максимальное увеличение скорости толкания по сравнению с буксировкой получается для толкаемых кильватерных составов, жестко счаленных из одиночных судов с минимальным удельным сопротивлением, а также для случая движения по фарватеру с извилистыми участками. Наиболее высокими ходовыми качествами при всех условиях плавания обладают составы из одной баржи и толкача, а также кильватерные составы.

Под коэффициентом счала для толкаемых составов обычно понимают отношение сопротивления толкаемого состава к сумме сопротивлений барж и толкача, включенных в состав, т. е.

$$k_{cT} = \frac{R_{cT}}{\left(\sum_{i=1}^{n-1} R_i\right) + R_T} = \frac{R'_1 + R'_2 + \dots + R'_{n-1} + R'_T}{R_1 + R_2 + \dots + R_{n-1} + R_T} \quad (26,4)$$

Здесь:

R_{cT} — сопротивление толкаемого состава, определяемое при буксировке состава из жестко счаленных барж и толкача;

R_i и R_T — сопротивление отдельной (i -й) баржи, входящей в состав из $(n - 1)$ барж, и сопротивление изолированного толкача ($R_T = R_n$);




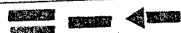




R'_i и R'_T — сопротивление тех же барж и толкача при движении в составе.

Значения коэффициентов счала толкаемых составов, полученные по результатам модельных и натуральных испытаний на глубокой воде, приведены в табл. 12 для различных составов, счаленных из толкача и барж, обводы которых близки к ложкообразным и санеобразным.

Приближенные методы расчета сопротивления воды движению составов судов. Для приближенного определения величины сопро-

Таблица 12

Коэффициенты счала толкаемых составов судов

Схема и формула состава	Значения k_{cT}	Схема и формула состава	Значения k_{cT}
 $1 + T$	0,85—0,89	 $(1 + 2 + T)$	0,80—0,83
 $(1 + 1 + T)$	0,75—0,79	 $(2 + 1 + T)$	0,83
 $(1 + 1 + 1 + T)$	0,67—0,76	 $(1 + 1 + 2 + T)$	0,74
 $(2 + T)$	0,84—0,92	 $(1 + 2 + 1 + T)$	0,74—0,76

тивления воды движению составов судов можно использовать следующие методы:

1) расчет сопротивления воды в виде суммы основных составляющих (сопротивления трения и остаточного сопротивления) с учетом особенностей обтекания корпуса каждого судна, входящего в состав;

2) расчет полного сопротивления воды движению состава с использованием коэффициентов счала.

Первый метод принципиально не отличается от принятого в настоящее время метода пересчета результатов модельных испытаний на натуре и обеспечивает приблизительно одинаковую с ним точность определения сопротивления воды движению судна (см. § 10). Второй метод является более простым, но обладает всеми недостатками, которые присущи методам, основанным на использовании одночленных расчетных формул (см. § 22).

Расчет составляющих полного сопротивления воды движению толкаемого состава судов. Ниже приводится приближенный метод расчета сопротивления воды движению кильватерных толкаемых составов по имеющимся данным, характеризующим величину остаточного сопротивления для отдельных судов состава. Метод разработан И. О. Веледницким на основании результатов модельных испытаний в опытовом бассейне Ленинградского института водного транспорта и может быть использован для расчета сопротивления движению состава на глубокой и мелкой воде.

Расчетная формула для определения полного сопротивления воды движению кильватерного состава из n судов, включая толкача, для которого порядковый номер $i = n$, принимается в виде

$$R_c = \zeta_c \frac{\rho v^2}{2} \sum_{i=1}^n \Omega_i, \quad (26,5)$$

где ζ_c — коэффициент полного сопротивления состава, равный

$$\zeta_c = \zeta_{oc} + \zeta_{fc} + \Delta\zeta_f + \Delta\zeta_k. \quad (26,6)$$

Для последующего определения коэффициента остаточного сопротивления состава ζ_{oc} должны быть известны значения коэффициентов ζ_{oi} для одиночных судов на глубокой или мелкой воде. По известным значениям ζ_{oi} можно вычислить для каждого i -го судна приведенную величину коэффициента остаточного сопротивления, принятую в виде

$$\bar{\zeta}_{oi} = \zeta_{oi} \frac{V_i^{2/3}}{\sum_{i=1}^n V_i^{2/3}}, \quad (26,7)$$

где V_i — объемное водоизмещение i -го судна состава.

Полученные таким образом значения $\bar{\zeta}_{oi}$ позволяют определить искомую величину ζ_{oc} по графику, приведенному на рис. 57 для кильватерных составов из двух или трех судов ($n = 2$ или $n = 3$). Этот график содержит семейство кривых $\zeta_{oc} = \text{const}$ и построен таким образом, что по оси абсцисс отложены приведенные значения коэффициента $\bar{\zeta}_{o1}$ для первого, головного судна состава, а по оси ординат — для второго (соответственно $\bar{\zeta}_{o1}$ и $\bar{\zeta}_{o2}$).

Искомая величина ζ_{oc} для состава из двух судов непосредственно снимается по рис. 51 в точке с координатами $\bar{\zeta}_{o1}$ и $\bar{\zeta}_{o2}$ (с применением графической интерполяции между ближайшими кривыми $\zeta_{oc} = \text{const}$). Для состава из трех судов коэффициент ζ_{oc} находится следующим образом: сначала по рис. 57 определяется величина $\zeta'_{oc} = \zeta'_{oc}$ для состава из толкача и расположенной перед ним баржи, а затем аналогично находится искомая величина ζ_{oc} по известным значениям $\bar{\zeta}_{o1}$ и $\bar{\zeta}_{o2} = \zeta'_{oc}$ (соответственно для головной баржи и состава из толкача и второй баржи, рассматриваемых как одно судно).

Коэффициенты вязкостных составляющих сопротивления ζ_{fc} , $\Delta\zeta_f$ и $\Delta\zeta_k$, входящие в формулу (26,6), определяются согласно указаниям, которые относятся к случаю пересчета сопротивления воды движению толкаемого состава судов по результатам модельных испытаний (см. § 10).

Рекомендуемая схема расчета сопротивления воды движению кильватерного толкаемого состава по имеющимся значениям коэффициентов остаточного сопротивления для отдельных судов поясняется на приведенном ниже численном примере.

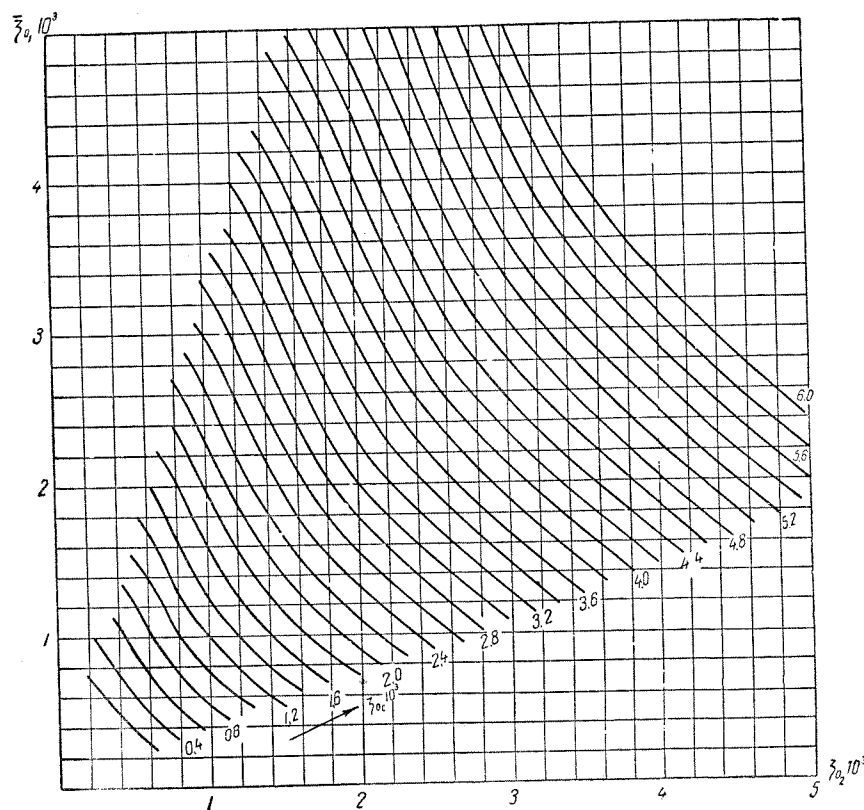


Рис. 57. График для определения коэффициента остаточного сопротивления кильватерных составов судов

Задание. Определить величину сопротивления воды для состава баржа—толкач при движении по неограниченному фарватеру, если известны следующие данные:

1) основные элементы корпуса баржи — $L_1 \times B_1 \times T_1 = 84,5 \times 14,0 \times 3,20$ м; $V_1 = 3300$ м³; $\Omega_1 = 1575$ м² и значения $\zeta_{oi} = f(\text{Fr}_i)$, приведенные ниже, а также $\Delta\zeta_{f1} = 1,0 \cdot 10^{-3}$ и $\Delta\zeta_{k1} = 0$ (баржа без рулей);

2) основные элементы корпуса толкача — $L_2 \times B_2 \times T_2 = 41,0 \times 8,0 \times 2,20$ м; $V_2 = 368$ м³; $\Omega_2 = 342$ м², а также значение $\zeta_{\Omega_2} = f(\text{Fr}_2)$ (см. ниже); $\Delta\zeta_{f_2} = 0,8 \cdot 10^{-3}$; $\Delta\zeta_{k_2} = 0,15 \cdot 10^{-3}$.

Расчет. Величина сопротивления движению состава определяется в табличной форме (табл. 13) для нескольких значений скорости ($v_k = 6-14$ км/час).

Результаты расчета, полученные в табл. 13, представляются графически в виде кривой $R_c = f(v_k)$.

Учет влияния ограниченности фарватера по ширине или течению и уклона русла реки на величину сопротивления воды движению кильватерного состава можно производить в первом приближении согласно данным, приведенным для одиночных судов, плавающих в тех же условиях (см. § 25).

Особенности расчета сопротивления с использованием коэффициентов счала и диспетчерских справочников. Для ориентировочной оценки сопротивления воды движению толкаемых и буксируемых составов судов могут быть использованы приведенные выше данные о коэффициентах счала.

Величину сопротивления воды движению толкаемого состава, состоящего из однотипных барж, можно вычислить непосредственно по величине коэффициента счала, определяемой при толкании по формуле (26,4) применительно к заданным условиям (число барж в составе, характер их обводов, форма состава). Для расчета сопротивления воды движению буксируемого состава можно использовать значения коэффициента счала, относящиеся к изолированному составу барж, если дополнительно учесть возрастание сопротивления, обусловленное рысканием барж при буксировке на тресе и действием струи воды, отходящей от движителей буксировщика.

Сопротивление воды движению буксируемого (толкаемого) состава также можно определить, если имеются коэффициенты счала, полученные по результатам модельных или натурных испытаний толкаемого (буксируемого) состава из тех же барж, а также данные, характеризующие изменение коэффициента счала при переходе от одного способа вождения барж к другому.

В этом случае наиболее удобно использовать так называемое приведенное сопротивление несамходных судов, которое представляет собой полное сопротивление воды, отнесенное к квадрату скорости, т. е. $\bar{R} = \frac{R}{v^2}$ (кг сек²/м²), и содержится в диспетчерских справочниках по несамходному флоту (с учетом влияния местных условий).

При обычных скоростях движения барж, когда зависимость сопротивления от скорости близка к квадратичной, величина \bar{R} практически пропорциональна средней осадке судна.

Таблица 13

Расчет сопротивления воды движению кильватерного толкаемого состава судов

$L_1 = 84,5$ м; $V_1 = 3300$ м ³ ; $\Omega_1 = 1575$ м ² ; $L_2 = 41,0$ м; $V_2 = 368$ м ³ ; $\Omega_2 = 342$ м ² ; $\Omega_1 + \Omega_2 = 1917$ м ² ; $V_1^{2/3} + V_2^{2/3} = 221 + 51,4 = 272,4$ м ² ; $v = 1,31 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$ (по рис. 7 при $t^\circ = 10^\circ \text{C}$); $\text{Re}_1 = \frac{vL_1}{v} = 64,5 \cdot 10^6 v$; $\text{Re}_2 = \frac{vL_2}{v} = 31,3 \cdot 10^6 v$; $\text{Fr}_1 = \frac{v}{\sqrt{gL_1}} = 0,0348v$; $\text{Fr}_2 = \frac{v}{\sqrt{gL_2}} = 0,0499v$; $\frac{\rho}{2} (\Omega_1 + \Omega_2) = 97,7 \cdot 10^3$; $\Delta\zeta_{f_1} = 1,0 \cdot 10^{-3}$; $\Delta\zeta_{f_2} = 0,8 \cdot 10^{-3}$; $\Delta\zeta_{k_1} = 0$; $\Delta\zeta_{k_2} = 0,15 \cdot 10^{-3}$; $k_{\psi_1} = 1,00$; $k_{\psi_2} = 0,94$.						
1	v (задается)	м/сек	1,67	2,50	3,06	3,89
2	v^2	(м/сек) ²	2,77	6,25	9,34	15,10
3	$\text{Fr}_1 = \frac{v}{\sqrt{gL_1}}$	—	0,058	0,087	0,107	0,135
4	$\zeta_{\Omega_1} \cdot 10^3$ По кривой $\zeta_{\Omega_1} = f(\text{Fr}_1)$	—	1,40	1,42	1,45	1,50
5	$\text{Fr}_2 = \frac{v}{\sqrt{gL_2}}$	—	0,083	0,125	0,153	0,194
6	$\zeta_{\Omega_2} \cdot 10^3$ По кривой $\zeta_{\Omega_2} = f(\text{Fr}_2)$	—	1,75	1,75	1,75	1,82
7	$\bar{\zeta}_{\Omega_1} \cdot 10^3 = \zeta_{\Omega_1} \frac{V_1^{2/3}}{V_1^{2/3} + V_2^{2/3}} \cdot 10^3$	—	1,14	1,15	1,18	1,22
8	$\bar{\zeta}_{\Omega_2} \cdot 10^3 = \zeta_{\Omega_2} \frac{V_2^{2/3}}{V_1^{2/3} + V_2^{2/3}} \cdot 10^3$	—	0,33	0,33	0,33	0,34
9	$\zeta_{\Omega_c} \cdot 10^3 = f(\bar{\zeta}_{\Omega_1}; \bar{\zeta}_{\Omega_2})$ По рис. 57	—	0,70	0,71	0,73	0,77
10	$\text{Re}_1 \cdot 10^8 = \frac{vL_1}{v} \cdot 10^8$	—	1,08	1,61	1,97	2,51
11	$\zeta_{f_1} \cdot 10^3 = f(\text{Re}_1)$ По рис. 6	—	2,12	2,00	1,94	1,87
12	$\text{Re}_2 \cdot 10^8 = \frac{vL_2}{v} \cdot 10^8$	—	0,52	0,78	0,96	1,22
13	$\zeta_{f_2} \cdot 10^3 = f(\text{Re}_2)$ По рис. 6	—	2,33	2,22	2,14	2,08

Продолжение

14	$\zeta_{fc} \cdot 10^3 = \frac{k_{\psi_1}(\zeta_{f_1} + \Delta\zeta_{f_1})V_1^{2/3} + k_{\psi_2}(\zeta_{f_2} + \Delta\zeta_{f_2})V_2^{2/3}}{V_1^{2/3} + V_2^{2/3}} \cdot 10^3$	—	3,09	2,97	2,91	2,84
15	$\zeta_c \cdot 10^3 = (\zeta_{oc} + \zeta_{fc} + \Delta\zeta_{k_2}) \cdot 10^3$	—	3,94	3,83	3,79	3,76
16	$R_c = \zeta_c \frac{\rho v^2}{2} (\Omega_1 + \Omega_2)$	кг	1070	2340	3460	5550
17	$v_k = 3,6v$	км/час	6,0	9,0	11,0	14,0

Приведенное сопротивление буксируемого и толкаемого состава можно представить в виде

$$\bar{R}_{c_6} = \frac{R_{c_6} + R_6}{v_6^2} = k_{c_6} \sum_{i=1}^n \bar{R}_i + \bar{R}_6; \quad (26,8)$$

$$\bar{R}_{c_T} = \frac{R_{c_T}}{v_T^2} = k_{c_T} \left(\sum_{i=1}^n \bar{R}_i + \bar{R}_T \right). \quad (26,9)$$

Здесь:

R_{c_6} и R_6 — соответственно сопротивление буксируемого состава барж и сопротивление буксировщика при данной скорости движения v_6 ;

R_{c_T} — сопротивление толкаемого состава судов, включая толкач, при скорости v_T ;

k_{c_6} и k_{c_T} — коэффициенты счала при буксировке и при толкании с учетом влияния различных гидромеханических факторов, сопровождающих движение составов в обоих случаях.

Изменение величины приведенного сопротивления состава при переходе от буксировки к толканию, или наоборот, определяется соотношением

$$\xi = \frac{\bar{R}_{c_T}}{\bar{R}_{c_6}} = \frac{R_{c_T}}{v_T^2} \cdot \frac{v_6^2}{R_6}. \quad (26,10)$$

Осредненные значения коэффициента ξ , полученные на основании обобщения материалов модельных и натурных испытаний, приведены в табл. 14 для некоторых типов буксируемых и толкаемых составов судов из однотипных барж и буксира-толкача.

Изменение скорости движения состава при переходе от одного способа вождения к другому наиболее точно можно найти с помощью универсальной тяговой характеристики буксира-толкача (см. § 69).

Таблица 14

Сопоставление значений приведенного сопротивления буксируемых и толкаемых составов судов

Форма состава	при буксировке	← ... —	← ... —	← ... —	← ... —	← ... —
	при толкании	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —
Значения ξ		0,80—0,84	0,73—0,79	0,74—0,80	0,79—0,83	0,83—0,88

Если предполагать, что главные двигатели буксира-толкача работают в обоих случаях при одном и том же тепловом режиме (т. е. по одной и той же внешней характеристике), то изменение скорости движения состава в первом приближении находится из соотношения

$$v_T = v_6 \sqrt{\frac{1}{\xi}}; \quad v_6 = v_T \sqrt{\xi}. \quad (26,11)$$

Искомая величина полного сопротивления воды движению состава судов при переходе от буксировки к толканию, или наоборот, получается равной

$$R_{c_T} = \xi R_{c_6} \left(\frac{v_T}{v_6} \right)^2; \quad R_{c_6} = \frac{1}{\xi} R_{c_T} \left(\frac{v_6}{v_T} \right)^2. \quad (26,12)$$

При выполнении расчетов скорости движения буксируемого состава судов по диспетчерским справочникам приведенное сопротивление относится обычно только к составу барж (без учета сопротивления буксировщика), т. е. $\bar{R}_{c_6} = k_{c_6} \sum_{i=1}^n \bar{R}_i$. Искомая скорость

буксировки определяется при этом по кривой приведенной силы тяги на буксирном гаке $\bar{Z} = \frac{Z}{v^2} = f(v)$, исходя из равенства $\bar{Z} = \bar{R}_{c_6}$.

§ 27. Особенности расчета сопротивления движению быстроходных судов

Общие положения. Основные понятия о возможных характерных режимах движения быстроходных судов (глиссирующих, на подводных крыльях и на «воздушной подушке») даны в § 1. Переход на режим глиссирования и движения на подводных крыльях или на «воздушной подушке» позволяет существенно снизить силу сопротивления R , действующую на судно при заданных значениях

скорости хода v и весового водоизмещения D (нагрузки), по сравнению с величиной сопротивления для обычных водоизмещающих судов (см. рис. 3).

Для сравнительной оценки различных судов по величине сопротивления при одинаковых значениях относительной скорости $F_{rD} = \frac{v}{\sqrt[3]{g \sqrt[3]{V}}}$ может служить удельное сопротивление $\frac{R}{D}$, которое для быстроходных судов принято называть обратным качеством

$$\varepsilon = \frac{R}{D}. \quad (27,1)$$

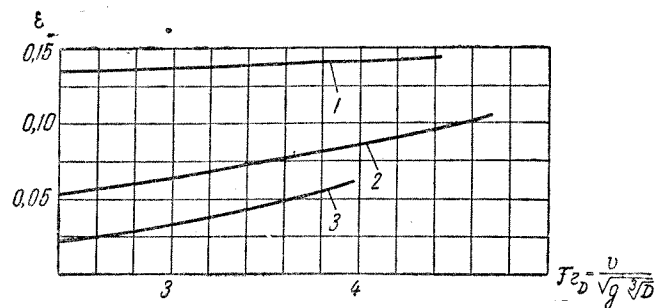


Рис. 58. Обратное качество быстроходных судов
1, 2, 3 — глиссирующие суда, суда на подводных крыльях и суда на «воздушной подушке»

Примерные значения величины ε для типовых быстроходных судов (глиссеров, судов на подводных крыльях и на «воздушной подушке») приведены на графике рис. 58 при различных относительных скоростях движения F_{rD} .

При выполнении расчетов сопротивления движению быстроходных судов необходимо учитывать следующие особенности:

1) величина и характер изменения силы сопротивления в зависимости от скорости движения в значительной мере определяются изменением посадки судна на ходу;

2) значительную долю полного сопротивления среды (воды и воздуха) составляет воздушное сопротивление.

Достаточно надежные данные о величине сопротивления движению быстроходных судов можно получить на основании пересчета результатов модельных испытаний на натуре, принцип которого не отличается от пересчета таких результатов для водоизмещающих судов (см. § 10). При отсутствии указанных данных расчет сопротивления движению быстроходных судов выполняется по приближенным методам.

Глиссирующие суда. Силы, действующие на судно при движении на режиме глиссирования (при $F_{rD} \geq 3,0$), когда смоченная часть днища судна представляет плоскую или слегка искривленную несущую поверхность (крыло), показаны схематически на рис. 59.

Со стороны жидкости на глиссирующую поверхность, участки которой составляют малые углы атаки α по отношению к горизонту спокойной воды, действует гидродинамическая сила Q , являющаяся результирующей сил давления и сил трения (Q_n и Q_f).

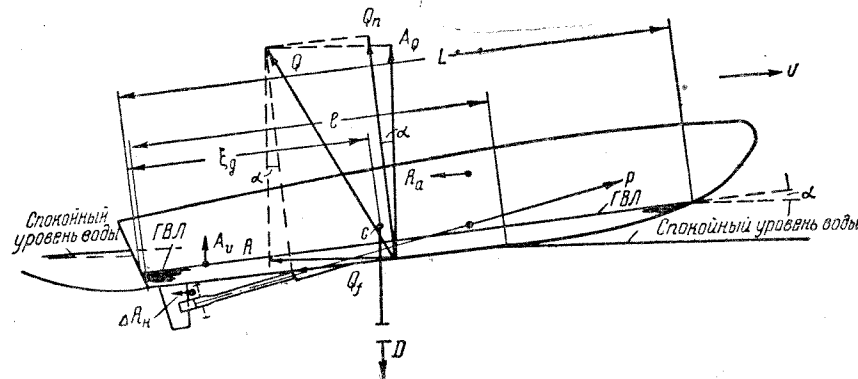


Рис. 59. Силы, действующие на глиссирующее судно (P — упор гребного винта)

Гидродинамический момент M_Q относительно центра тяжести G судна, возникающий от действия силы Q , представляет собой дифференцирующий момент, способствующий созданию необходимого угла дифферента судна $\psi \simeq \alpha$ на корму. Силу Q можно также разложить на вертикальную A_Q и горизонтальную R составляющие, первая из которых является гидродинамической силой плавучести (иначе, подъемной силой), вызывающей всплытие корпуса глиссирующего судна, а вторая — силой сопротивления его движению.

Так как при движении глиссирующего судна архимедова сила плавучести A_v мала, то нагрузка D судна почти полностью уравновешивается подъемной силой A_Q , что позволяет считать выполняющимся условие (1,8). Для определения полного сопротивления воды движению глиссирующей поверхности, равно сумме сопротивления давления R_d и сопротивления трения R_f , можно использовать соотношение (см. рис. 59)

$$Q_f = R \cos \alpha - (A_Q + A_v) \sin \alpha, \quad (27,2)$$

из которого следует, что

$$R = D \operatorname{tg} \alpha + \frac{Q_f}{\cos \alpha} = R_d + R_f. \quad (27,3)$$

Основные составляющие сопротивления воды движению глиссирующих судов имеют следующие характерные особенности по сравнению с теми же составляющими для водоизмещающих судов:

1) величина сопротивления трения R_f зависит от смоченной поверхности судна Ω , резко изменяющейся при изменении скорости его хода;

2) возникновение сопротивления давления R_d при заданной нагрузке D при глиссировании в основном определяется углом ходового дифферента $\psi \simeq \alpha$ и связано не только с образованием волн, но и с появлением брызговой струи, обусловленной действием значительных градиентов давления на участках глиссирующей поверхности, соприкасающейся с возмущенным уровнем воды.

Проекция реакции брызговой струи, направленная в сторону, противоположную движению глиссирующего судна, представляет собой брызговое сопротивление R_b . Роль брызговой составляющей сопротивления давления R_d с повышением относительной скорости F_{rD} возрастает, в то время как роль его волновой и вязкостной составляющих (R_w и R_k) при этом соответственно уменьшается.

Для облегчения перехода на режим глиссирования корпусу глиссирующего судна целесообразно придавать специальную форму обводов. Эта форма обводов должна обеспечивать минимальные значения обратного качества $\epsilon = \frac{R}{D}$ (иначе, коэффициента глиссирования) и достаточную мореходность в условиях волнения.

Указанным требованиям удовлетворяют обводы глиссирующего судна, для которых характерна плоско-килеватая форма днища в сочетании с остроскулыми шпангоутами и транцевой кормой. Носовая оконечность корпуса такого судна имеет значительную килеватость обводов, с резким изломом скуловой линии. По мере приближения к средней части корпуса килеватость уменьшается таким образом, что за миделем днище переходит в плоскую или слегка искривленную поверхность.

Гидродинамические качества глиссирующего судна при заданной нагрузке D и высоких относительных скоростях движения ($F_{rD} > 3,0$) существенно зависят от наличия или отсутствия реданов — продольных уступов днища. Использование одного или нескольких реданов позволяет оптимальным образом распределить гидродинамическую нагрузку по длине корпуса, а также уменьшить общую смоченную поверхность днища. Вследствие этого можно снизить сопротивление движению глиссирующего судна в условиях тихой воды. Однако в некоторых случаях от применения реданов приходится отказываться, так как в районе их расположения получается малая килеватость днища, вследствие чего оно испытывает значительные динамические перегрузки при движении на волнении.

При выполнении практических расчетов полную величину сопротивления движению глиссирующих судов R можно представить в виде

$$R = R_f + \Delta R_f + R_o + \Delta R_k + R_a. \quad (27,4)$$

Здесь приняты те же обозначения составляющих сопротивления, которые применяются для водоизмещающих судов, причем остаточное сопротивление R_o в рассматриваемом случае равно сумме

$$R_o = R_w + R_b + R_k + \Delta R_f' \simeq R_d. \quad (27,5)$$

Приведенный ниже приближенный метод расчета сопротивления воды движению безреданных глиссирующих судов основан на использовании результатов систематических испытаний плоских и килеватых глиссирующих пластин в опытовом бассейне.

Исходные данные. Для приближенного расчета кривой сопротивления воды движению глиссирующего судна должны быть известны следующие данные:

1) основные элементы корпуса — средние значения ширины глиссирующей части днища $B = \frac{B_{\text{мид}} + B_{\text{т}}}{2}$ (м) и угла его поперечной килеватости $\beta_k = \frac{\beta_{\text{мид}} + \beta_{\text{т}}}{2}$ (град), причем $B_{\text{мид}}$ и $\beta_{\text{мид}}$ измеряются на миделе, а $B_{\text{т}}$ и $\beta_{\text{т}}$ — на транце;

2) весовое водоизмещение (нагрузка) судна D и отстояние ЦТ от транца (продольная центровка) по ватерлинии ξ_g (м);

3) предполагаемый диапазон изменения скоростей судна v (м/сек).

Расчет. Приближенный расчет сопротивления воды движению глиссирующего судна без выступающих частей (голого корпуса) рекомендуется выполнять в табличной форме, соблюдая указанную ниже последовательность вычислений.

1. Задаемся несколькими значениями скоростей судна в предполагаемом диапазоне их изменения и вычисляем безразмерные характеристики — число Фруда F_{rB} , коэффициент динамической нагрузки C_B и коэффициент гидродинамического момента m_D соответственно равные

$$F_{rB} = \frac{v}{\sqrt{gB}}; \quad C_B = \frac{2D}{\rho v^2 B^2}; \quad m_D = \frac{M_Q}{BD} = \frac{\xi_g}{B}. \quad (27,6)$$

2. По графику рис. 60, а в зависимости от значений m_D и F_{rB} находим смоченное удлинение $\lambda_0 = \frac{l}{B}$ для плоской пластины ($\beta_k = 0$), для которой смоченная длина днища $l = \lambda_0 B$.

3. По тому же графику рис. 60, б находим отношение $\frac{C_B}{\psi_0}$ в зависимости от полученных ранее значений λ_0 и F_{rB} (при $\beta_k = 0$).

4. Для принятых значений C_B определяем углы ходового дифферента ψ_0 (в радианах), соответствующие заданной центровке судна с плоским днищем.

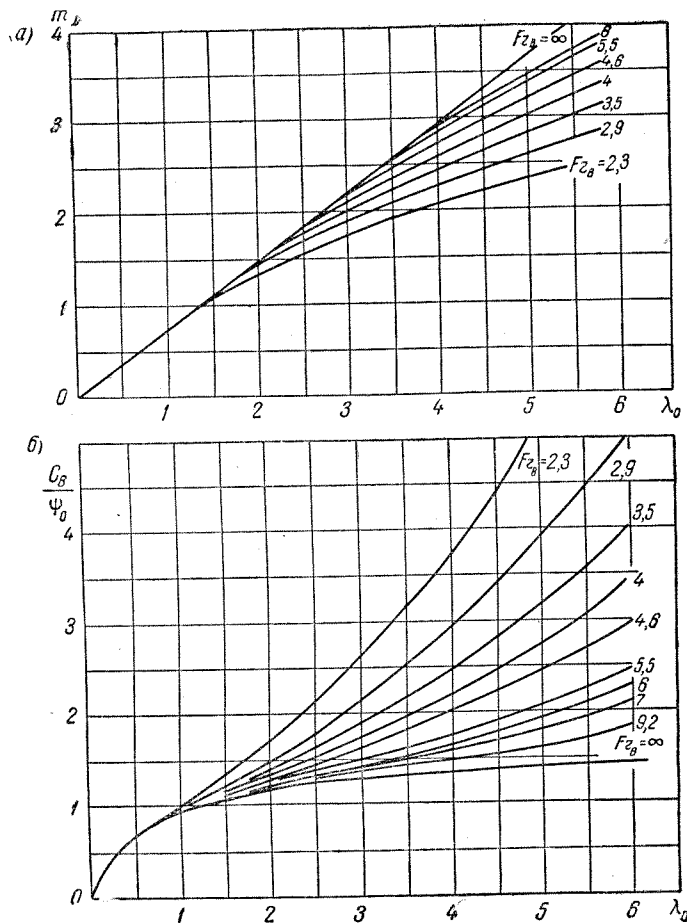


Рис. 60. Графики для определения гидродинамических характеристик глиссирующих пластин: а) $m_D = f(\lambda_0)$;

$$б) \frac{C_B}{\psi_0} = f(\lambda_0)$$

5. Находим значения относительного удлинения λ и угла ходового дифферента ψ с учетом поправок $\Delta\lambda$ и $\Delta\psi$ на влияние килеватости днища судна

$$\lambda = \lambda_0 - \Delta\lambda; \quad \psi = \psi_0 + \Delta\psi, \quad (27,7)$$

где

$$\Delta\lambda = \lambda_0 \left\{ 1 - \frac{1}{\lambda_0^{0,2} \cos \beta_k} [1 - 0,29 (\sin \beta_k)^{0,28}] \times \right. \\ \left. \times \left[1 + 1,35 (\sin \beta_k)^{0,44} \frac{mD}{\sqrt{Fr_B}} \right] \right\}; \quad (27,8)$$

$$\Delta\psi = \frac{0,15 (\sin \beta_k)^{0,8}}{Fr_B^{0,3}} \cdot \frac{1 - 0,17 \sqrt{\lambda_0 \cos \beta_k}}{\sqrt{\lambda_0 \cos \beta_k}}. \quad (27,9)$$

6. Вычисляем смоченную поверхность и среднюю смоченную длину судна по формулам

$$\Omega = \lambda B^2; \quad l = \lambda B. \quad (27,10)$$

7. Определяем сопротивление воды для голого корпуса судна по формуле (27,3), которая может быть представлена в виде (при $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \psi \simeq \psi$)

$$R = R_a + R_f = D\psi + (\zeta_f + \Delta\zeta_f) \frac{\rho v^2}{2} \Omega. \quad (27,11)$$

Значение коэффициента сопротивления трения гладкой поверхности ζ_f находится по приведенному ранее графику рис. 6, а надбавка $\Delta\zeta_f$ на шероховатость принимается равной $(0,2 \div 0,3) \cdot 10^{-3}$. Дополнительное сопротивление ΔR_k от выступающих частей корпуса для быстроходных судов обычно составляет от 10 до 15% сопротивления голого корпуса. Воздушное сопротивление R_a для глиссирующего судна можно определить по формуле (7,1), в которой коэффициент C_a принимается равным $0,5 \div 0,7$, в зависимости от плавности очертаний верхней части корпуса.

Сопротивление воды R' для глиссирующего однореданного судна можно определить по известной величине сопротивления R для безреданного судна, используя следующие данные:

Fr_B	0,4	0,7	1,0	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5
$\frac{R'}{R}$	1,24	1,02	0,86	0,79	0,77	0,79	0,83	0,87

Суда на подводных крыльях. В качестве гидродинамического устройства для повышения скорости движения судов могут служить несущие подводные крылья, которые обеспечивают поддерживающую силу, достаточную для полного отрыва корпуса судна от воды, и в то же время имеют меньшее сопротивление по сравнению с сопротивлением корпуса водоизмещающих или глиссирующих

судов (см. рис. 3 и 58). Другим преимуществом судов на подводных крыльях является возможность движения в условиях взволнованного фарватера при незначительных колебаниях величины сопротивления воды движению и без заметных ударов волн о корпус судна.

Силы, действующие на судно при движении на подводных крыльях, схематически показаны на рис. 61. Нагрузка судна D

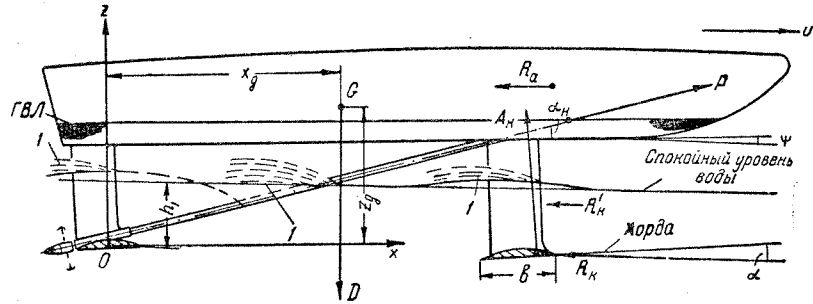


Рис. 61. Силы, действующие на судно при движении на подводных крыльях (P — упор гребного винта)
1 — брызговые струи

уравновешивается подъемными силами A_k , возникающими на крыльях. Корпус судна испытывает лишь воздушное сопротивление R_a , а основную часть сопротивления воды $R_k + R'_k$ создает крыльевое устройство (крылья, их стойки и т. п.).

Суда данного типа имеют несколько крыльев, причем носовые и кормовые крылья могут отличаться друг от друга размерами, формой в плане, профилем сечений, а также углами атаки, глубиной погружения и величиной воспринимаемой нагрузки. Основное различие этих судов друг от друга заключается в способе обеспечения достаточной продольной и поперечной остойчивости и постоянной высоты выхода корпуса из воды при движении на крыльях. По этому признаку все существующие суда на подводных крыльях можно разделить на следующие основные группы (см. рис. 62):

1) суда с крыльями, пересекающими свободную поверхность воды и позволяющими изменять площадь погруженной части в результате выхода концов крыльев или отдельных крыльев из воды (V-образные крылья или крылья в виде «лестницы» на рис. 62, а и б);

2) суда с глубоко погруженными крыльями, угол атаки которых может искусственно изменяться за счет их поворота (рис. 62, в), устройства элеронов или закрылков и т. п.;

3) суда с мало погруженными крыльями, подъемная сила которых может изменяться по мере приближения их к свободной поверхности воды (рис. 62, г).

В большинстве случаев современные суда на подводных крыльях практически сочетают в себе все перечисленные группы, имея одну из них в качестве основы. На внутренних водных путях используются пассажирские суда с мало погруженными подводными крыльями.

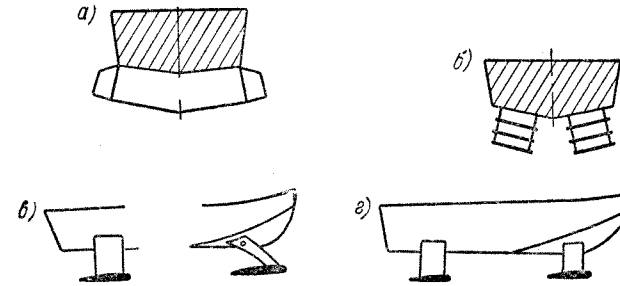


Рис. 62. Системы подводных крыльев: а) V-образные крылья; б) крылья в виде «лестницы»; в) поворачивающееся крыло; г) мало погруженные крылья

Если полностью погруженные крылья находятся глубоко под поверхностью воды, то судно не обладает способностью сохранять в достаточной мере поперечную и продольную остойчивость, которая обеспечивалась бы конструкцией самих крыльев. В этом случае восстановление равновесия достигается принудительным изменением угла атаки крыльев или устройством управляемых закрылков. При малом погружении остойчивость обеспечивается благодаря способности крыла изменять подъемную силу в зависимости от погружения и за счет естественного изменения углов атаки крыльев в зависимости от скорости хода судна.

Подводные крылья могут иметь различную форму в плане (например, прямоугольную или стреловидную). Для подводных крыльев используются различные профили с относительной толщиной $\delta = \frac{e}{b} = 0,04 \div 0,18$ (где e — наибольшая толщина; b — хорда крыла), причем более тонкие профили применяются при более высоких скоростях. Толщина профиля выбирается из условия прочности (обычно $e = 0,05 b$).

При проектировании судов на крыльях особую сложность представляет вопрос о расположении движителей и линии валов, поскольку мощность главных двигателей, расположенных в корпусе

судна, должна передаваться гребным винтам, находящимся примерно на уровне крыльев. Обычно применяется один из трех типов линии валов: а) наклонная прямая линия; б) V-образная линия (из двух участков — горизонтального и наклонного); в) линия с вертикальной колонкой.

Сопротивление движению судна при ходе на подводных крыльях, когда корпус судна находится над водой, можно представить в виде суммы следующих составляющих:

$$R = R_k + R'_k + \Delta R_k + R_a, \quad (27,12)$$

где R_k и R'_k — соответственно сопротивление крыльев и сопротивление стоек и кронштейнов;

ΔR_k — сопротивление судовых рулей.

Ниже излагается приближенный метод расчета ординат кривой сопротивления $R = f(v)$ при ходе судна на подводных крыльях, основанный на применении предложенной М. И. Френкелем интерполяционной диаграммы для определения посадки судна в зависимости от скорости его движения.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Для построения интерполяционной посадочной диаграммы судна и последующего расчета сопротивления его движению должны быть известны следующие данные:

1) вес D (т) и координаты ЦТ x_g, z_g (м) судна (относительно начала координат O);

2) геометрические характеристики основных конструктивных элементов крыльевого устройства судна — хорда b_i и размах l_i крыльев и стоек, характерные площади S_i (см. также § 38);

3) координаты x_i и z_i этих элементов (точнее, координаты точек приложения действующих сил) относительно осей, проходящих через выбранное начало координат O (см. рис. 61);

4) угол наклона $\alpha_n = 57,3 \alpha_n$ (град) и отстояние z_b (м) линии гребного вала от начала координат;

5) предполагаемый диапазон изменения скоростей судна v (м/сек) при ходе на крыльях.

Значения S_i, x_i и z_i определяются по чертежам крыльевого устройства судна и выступающих частей корпуса. В качестве характерного значения S_i для крыла обычно принимается его площадь в плане, для частично погруженных стоек — их смоченная поверхность и т. д.

П о с а д о ч н а я д и а г р а м м а. Предлагаемый метод построения интерполяционной посадочной диаграммы основан на допущении о малости углов дифферента при ходе судна на крыльях, причем в первом приближении можно не учитывать гидромеханическое взаимодействие между отдельными конструктивными элементами судна. Метод построения этой диаграммы сводится к графическому решению системы уравнений динамического равновесия судна, представленной в виде

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n C_{y_i} \frac{S_i}{S_1} + \sum_{i=1}^n C_{x_i} \frac{S_i}{S_1} \operatorname{tg}(\alpha_n - \psi) &= \frac{2D}{\rho v^2 S_1}; \\ \sum_{i=1}^n C_{y_i} \frac{S_i}{S_1} (x_i + z_i \psi) + \sum_{i=1}^n C_{x_i} \frac{S_i}{S_1} \left[z_i - x_i \psi - \right. \\ &\left. - \frac{z_b}{\cos(\alpha_n - \psi)} \right] = \frac{2D}{\rho v^2 S_1} (x_g + z_g \psi). \end{aligned} \right\} (27,13)$$

Здесь обозначено:

S_1 — характерная площадь конструктивного элемента судна, принятого в качестве основного (например, кормового крыла, для которого $i = 1$);

C_{y_i} и C_{x_i} — соответственно коэффициент подъемной силы и коэффициент сопротивления данного конструктивного элемента, вычисленные по его характерной площади, т. е.

$$C_{y_i} = \frac{2A_i}{\rho v^2 S_i}; \quad C_{x_i} = \frac{2R_i}{\rho v^2 S_i}, \quad (27,14)$$

где A_i и R_i — подъемная сила и сила сопротивления, действующие на этот элемент.

Графическое решение системы уравнений (27,13) позволяет построить посадочную диаграмму судна, вид которой показан на рис. 63.

На нижней части диаграммы строятся кривые, которые характеризуют изменение величины суммы Σ_1 слагаемых левой части первого уравнения (27,13) в зависимости от принятых углов дифферента ψ и при постоянных значениях погружения $h_1 = \text{const}$ выбранного конструктивного элемента судна под поверхность воды.

Здесь же наносятся прямые $\frac{2D}{\rho v^2 S_1} = \text{const}$, параллельные оси абсцисс, вдоль которой отложены значения ψ (причем $\psi > 0$ считается в случае дифферента на нос).

Верхняя часть диаграммы содержит кривые, соответствующие изменению величины суммы Σ_2 слагаемых левой части второго уравнения (27,13) в зависимости от угла дифферента ψ при $h_1 = \text{const}$. Проектируя точки пересечения кривых нижней части диаграммы с нанесенными здесь же прямыми $\frac{2D}{\rho v^2 S_1} = \text{const}$ на соответствующие кривые $h_1 = \text{const}$ верхней части диаграммы, получим кривые $\frac{2D}{\rho v^2 S_1} = \text{const}$ на этой части диаграммы.

Расчет ординат диаграммы. Расчет величин, необходимых для графического решения системы уравнений (27,13), рекомендуется производить в табличной форме для нескольких возможных вариантов посадки судна, которые определяются выбран-

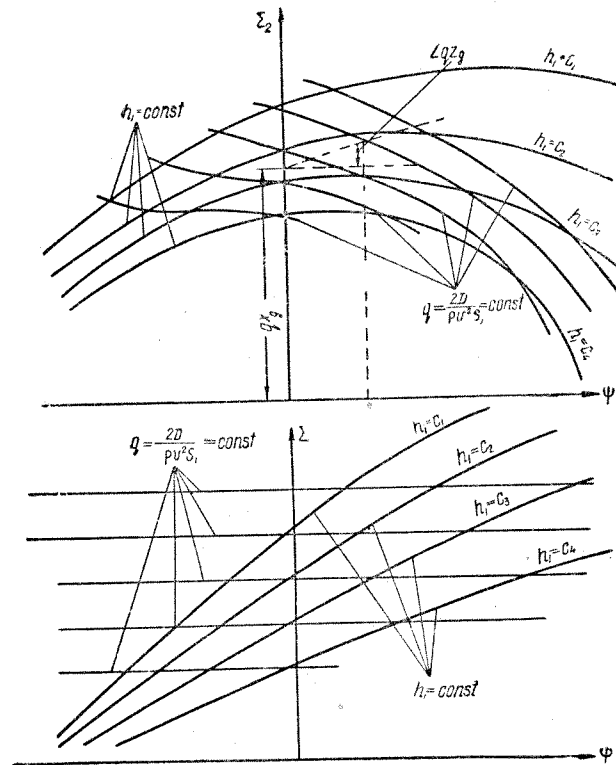


Рис. 63. Интерполяционная диаграмма для определения посадки судна на подводных крыльях

ными значениями $h_1 = \text{const}$ при различных углах дифферента $\psi = \text{const}$ для каждого из значений h_1 . Принятые таким образом значения h_1 и ψ позволяют найти погружение h_1 всех конструктивных элементов судна под поверхность воды.

Значения коэффициентов C_{y1} и C_{x1} для крыльевого устройства судна при отсутствии кавитации (см. §§ 38 и 40) можно определить по приведенным ниже данным.

Коэффициент подъемной силы плоского подводного крыла вычисляется по формуле

$$C_y = \mu (\alpha + \alpha_0 - \Delta\alpha_0), \quad (27,15)$$

где μ — множитель, учитывающий особенности формы и условия работы подводного крыла (его относительный размах $\lambda = \frac{l}{b}$, относительная глубина погружения $\bar{h} = \frac{h}{b}$);

α — геометрический угол атаки (в радианах), составленный хордой крыла и направлением вектора скорости набегающего потока далеко перед крылом (см. рис. 61);

α_0 и $\Delta\alpha_0$ — угол нулевой подъемной силы профиля крыла в безграничной жидкости, приближенно равный значению δ (для сегментного профиля), и поправка к этому углу на влияние близости свободной поверхности.

Множитель μ принимается равным

$$\mu = \frac{1}{\frac{1}{k_h \mu_{h=\infty}} + \frac{k_\lambda}{\pi \lambda}}. \quad (27,16)$$

Здесь: $\mu_{h=\infty}$ — градиент подъемной силы профиля в безграничной жидкости, равный

$$\mu_{h=\infty} = \left(\frac{\partial C_y}{\partial \alpha} \right)_{h=\infty} = 2\pi \eta_s \quad (27,17)$$

где $\eta_s = 0,88$ — коэффициент, учитывающий влияние вязкости жидкости на величину $\mu_{h=\infty}$;

k_h — коэффициент, который учитывает влияние относительной глубины погружения профиля $\bar{h} = \frac{h}{b}$ на его подъемную силу и вычисляется по формуле

$$k_h = 1 - 0,56 e^{-2(\bar{h})^{0,6}}; \quad (27,18)$$

k_λ — коэффициент, учитывающий влияние относительного размаха крыла $\lambda = \frac{l}{b}$ и определяемый в зависимости от величины $\frac{\bar{h}}{\lambda}$ согласно следующим данным:

$\frac{\bar{h}}{\lambda}$	0	0,02	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,60
k_λ	2,00	1,75	1,57	1,41	1,26	1,17	1,13	1,07

Поправка $\Delta\alpha_0$ принимается равной

$$\Delta\alpha_0 = 0,5\delta \left(\frac{1}{k_h} - 1 \right). \quad (27,19)$$

Практика проектирования судов на подводных крыльях показывает, что предельное значение коэффициента C_y , определяемое из условия отсутствия кавитации (см. § 40), можно принимать равным 0,30. Для стоек и кронштейнов величина $C_y \approx 0$.

Коэффициент полного сопротивления для подводного крыла конечного размаха можно представить в виде

$$C_x = C_s + C_u + C_w, \quad (27,20)$$

где C_s , C_u и C_w — соответственно значения коэффициентов профильного, индуктивного и волнового сопротивления крыла.

Величина коэффициента профильного сопротивления C_s (т. е. сопротивления трения и сопротивления формы) определяется для крыла бесконечного размаха ($\lambda = \infty$) и принимается равной

$$C_s = 2\zeta_s = 2a_s\zeta_f. \quad (27,21)$$

Здесь:

ζ_f — коэффициент сопротивления трения эквивалентной гладкой пластины, определяемый по формуле (3,2) или по графику рис. 6,

a_s — множитель, который учитывает превышение профильного сопротивления крыла над сопротивлением трения пластины (см. для сравнения § 5) и при различных значениях δ получается следующим:

$$\delta = \frac{e}{b} \quad 0,04 \quad 0,08 \quad 0,12 \quad 0,16 \quad 0,20$$

$$a_s = \frac{\zeta_s}{\zeta_f} \quad 1,10 \quad 1,22 \quad 1,36 \quad 1,53 \quad 1,73$$

Коэффициент индуктивного сопротивления C_u , обусловленного конечностью размаха крыла, вычисляется по формуле

$$C_u = \frac{C_{y_{\lambda=\infty}}^2}{\pi\lambda}, \quad (27,22)$$

где $C_{y_{\lambda=\infty}}$ — коэффициент подъемной силы, определяемый согласно приведенным выше данным для случая работы крыла бесконечного размаха под свободной поверхностью жидкости.

Значение коэффициента волнового сопротивления C_w определяется по формуле

$$C_w = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - \frac{2\pi}{Fr_b^2} e^{-2v_w}}{Fr_b^2 e^{-2v_w}} C_{y_{h=\infty}}^2. \quad (27,23)$$

Здесь: $C_{y_{h=\infty}}$ — коэффициент подъемной силы, величина которого находится по приведенным ранее данным для случая работы крыла конечного размаха в безграничной жидкости ($h = \infty$; $\mu = \mu_{h=\infty}$; $k_h = 1,0$; $\Delta\alpha_0 = 0$);

$$Fr_b = \frac{v}{\sqrt{gb}}; \quad v_w = \frac{\bar{h}}{Fr_b^2}.$$

Для стоек, кронштейнов и рулей можно учитывать только коэффициент $C_s \approx C_x$, определяемый по формуле (27,21).

Расчет сопротивления. Для последующего расчета ординат кривой сопротивления воды движению судна на подводных крыльях необходимо определить значения h_1 и ψ , которые находятся с помощью посадочной диаграммы (по типу рис. 63), построенной на основании расчета коэффициентов C_y и C_x . Сначала по оси ординат верхней части диаграммы откладывается величина

$qx_g = \frac{2D}{\rho v^2 S_1} x_g$, соответствующая данной скорости судна. Затем из полученной точки под углом qz_g к оси абсцисс проводится прямая до пересечения с заданной кривой $q = \text{const}$. В этой точке снимаются искомые значения h_1 и ψ , характеризующие посадку судна.

Полученные таким образом значения h_1 и ψ позволяют определить глубину погружения h_i основных конструктивных элементов крыльцевого устройства и выступающих частей корпуса и найти их сопротивление при различных скоростях хода на основании приведенных выше данных.

В частности, полное сопротивление подводного крыла определяется по формуле вида

$$R_k = C_k \frac{\rho v^2}{2} S = (C_s + C_u + C_w) \frac{\rho v^2}{2} S. \quad (27,24)$$

Аналогично вычисляется сопротивление стоек и кронштейнов R'_k (при $C_x \approx C_s$), а сопротивление рулей принимается согласно данным, приведенным в § 6. Для определения воздушного сопротивления судна можно использовать формулу (7,1), в которой коэффициент C_a принимается равным 0,5—0,6.

Расчет сопротивления для скорости полного хода судна на крыльях можно производить без применения посадочной диаграммы, предполагая, что в этом случае относительная глубина погружения равна $\bar{h} = \frac{h}{b} = 0,2 \div 0,3$.

Суда на «воздушной подушке». Суда на «воздушной подушке» относятся к группе аппаратов, использующих влияние близости поверхности земли или воды на величину подъемной силы, необходимой для отрыва аппарата от этой поверхности. По принципу

поддержания над поверхностью воды судна на «воздушной подушке» можно разделить на два основных типа:

1) суда с воздушной камерой в виде полости под корпусом (рис. 64, а), в которую при работе вентилятора подается воздух и создается область повышенного давления;

2) суда с кольцевым соплом (рис. 64, б), у которых область повышенного давления ограничивается воздушной струей, вытекающей

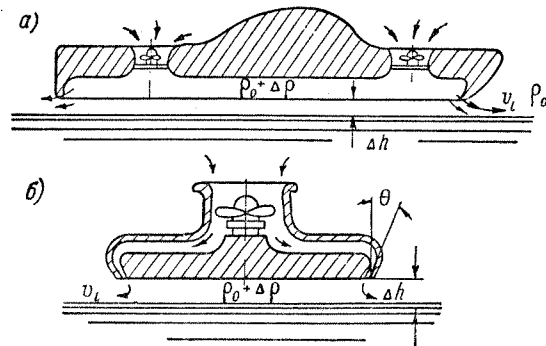


Рис. 64. Схемы движения судов на «воздушной подушке»: а) судно с воздушной камерой; б) судно с кольцевым соплом

шей с большой скоростью из узкой щели шириной t_a , идущей по всему периметру корпуса ω_a .

Простейшей схемой судна на «воздушной подушке» является камерный вариант (с воздушной камерой). Однако этот вариант оказывается достаточно эффективным только при малой высоте «воздушной подушки» под корпусом судна. С увеличением высоты подъема над поверхностью воды более эффективным оказывается вариант судна, выполненный по ресиверно-сопловой схеме (с кольцевым соплом), хотя он и является более сложным по конструктивному исполнению.

При увеличении размеров корпуса снижается удельная мощность силовой установки $\frac{N_e}{D}$, необходимая для создания «воздушной подушки» и осуществления поступательного перемещения судна.

Основные гидроаэромеханические характеристики судов на «воздушной подушке» приближенно оцениваются приведенными ниже зависимостями.

Величина среднего избыточного давления Δp в «воздушной подушке» (по сравнению с давлением p_0 окружающей среды) не зависит от высоты подъема корпуса Δh над поверхностью воды.

При заданных значениях веса (нагрузки) судна D и площади «воздушной подушки» S_a величина Δp получается равной

$$\Delta p = \frac{D}{S_a}. \quad (27,25)$$

Мощность вентиляторов N_a , необходимая для создания «воздушной подушки» для камерного варианта судна определяется по формуле

$$N_a = \frac{\rho_a g Q_a H_a}{75 \eta_c}. \quad (27,26)$$

Здесь:

ρ_a — плотность воздуха;
 H_a — статический напор, создаваемый вентилятором и связанный с величиной Δp соотношением

$$H_a \approx \frac{\Delta p}{\rho_a g}; \quad (27,27)$$

$\eta_c = 0,50 \div 0,55$ — к. п. д. вентиляторной установки по статическому напору;

Q_a — объемный расход воздуха, равный

$$Q_a = \alpha_c v_i \Delta h \omega_a, \quad (27,28)$$

где $\alpha_c \approx 0,6$ — коэффициент поджатия струи воздуха при истечении со скоростью v_i из-под купола через щель высотой Δh .

Из выражения (27,28) следует, что расход воздуха Q_a пропорционален высоте подъема судна Δh над поверхностью воды.

Полное сопротивление движению R рассматриваемого варианта судна можно представить в виде суммы

$$R = R_h + R_a + R_d + R_Q. \quad (27,29)$$

Здесь обозначено:

R_h — гидродинамическая составляющая сопротивления, обусловленная непосредственным воздействием воды на судно (замывание корпуса водой, брызговое сопротивление и т. п.).

R_a — аэродинамическая составляющая сопротивления, возникающая при обтекании корпуса судна внешним воздушным потоком;

R_d — проекция равнодействующей сил избыточного давления воздуха в подушке под корпусом на направление скорости движения судна v ;

$R_Q = \rho_a Q_a v$ — сила, которая является результатом того, что движущееся судно сообщает горизонтальную скорость v массе воздуха Q_a , всасываемого вентилятором в секунду.

Составляющие R_n , R_d и R_Q наиболее надежно определяются на основании пересчета результатов модельных испытаний на натуре, а величина R_a — по формуле (7,1), в которой коэффициент C_a для судов с обтекаемой верхней частью корпуса можно принимать равным 0,6—0,7.

Высоту подъема Δh для судна, выполненного по ресиверно-сопловой схеме, приближенно можно найти из выражения

$$\Delta p \Delta h = \rho_a v_i^2 t_a (1 - \sin \theta), \quad (27,30)$$

где t_a — ширина кольцевого сопла;

θ — угол наклона оси сопла к вертикали; $\theta > 0$ — при направлении потока воздуха наружу (см. рис. 64, б).

Мощность, потребляемая на создание «воздушной подушки» для этого варианта судна, определяется по формуле

$$N_a = \frac{\rho_a v_i^3}{2} t_a \omega_a \left(1 + \frac{\Delta p}{\rho_a v_i^2} \right). \quad (27,31)$$

Поступательное перемещение судов на «воздушной подушке» осуществляется либо за счет отвода части струи воздуха в направлении, противоположном перемещению судна, либо за счет работы специальных движителей (например, воздушных винтов).

СУДОВЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

ГЛАВА VII

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СУДОВЫХ ДВИЖИТЕЛЯХ

§ 28. Назначение и принцип действия судовых движителей

Назначение судовых движителей. Судовым движителем принято называть специальное устройство, назначением которого является создание движущей силы, или полезной тяги P_e , необходимой для преодоления силы сопротивления движению судна R и осуществления его поступательного перемещения.

При равномерном поступательном перемещении небуксирного судна, имеющего x движителей, между их общей полезной тягой xP_e и силой сопротивления движению судна R при данной скорости $v = \text{const}$ существует следующее равенство:

$$xP_e = R. \quad (28,1)$$

В случае буксировки или толкания состава несамоходных судов движители буксира (толкача) должны преодолевать не только сопротивление R_c , которое испытывает это судно, но и создавать необходимое тяговое усилие на гаке Z (упор толкача), равное сопротивлению R_c , которое воспринимают несамоходные баржи, т. е.

$$xP_e = R_c + Z = R_c + R_c. \quad (28,2)$$

Полезная мощность N'_R (в л. с.), которую развивает движитель, установленный на судне, равна по величине буксировочной мощности корпуса N_R , отнесенной к одному движителю

$$N'_R = \frac{N_R}{x} = \frac{P_e v}{75}. \quad (28,3)$$

В общем случае величина полезной тяги P_e движителя отличается от развиваемого им упора P , передаваемого на упорный подшипник гребного вала, а скорость движения судна v не одинакова со скоростью v_p поступательного перемещения движителя относительно воды, что объясняется наличием гидромеханического взаимодействия между корпусом судна и его движителями (см., например, § 32).

Мощность, затраченная на работу судового движителя, равна мощности N_p , подведенной к нему от главных двигателей судна, и меньше их мощности за счет потерь, возникающих в валопроводе, передачах и т. п. Мощность N_p связана с индикаторной (внутренней) мощностью N_i паровых машин или эффективной (тормозной) мощностью N_e двигателей внутреннего сгорания и паровых турбин следующими зависимостями:

$$N_p = \eta_b \eta_r \eta_m N_i = \eta_b \eta_r N_e, \quad (28,4)$$

где η_b — к. п. д. валопровода;

η_r — к. п. д. передачи, выполненной в виде механического или гидравлического редуктора или же электрического привода (в последнем случае в величину η_r включается и к. п. д. валопровода);

η_m — механический к. п. д. двигателя.

Эффективность работы движителя, расположенного вблизи корпуса судна (иначе, комплекса движитель—корпус), оценивается величиной пропульсивного коэффициента полезного действия (или движительного к. п. д.), равного отношению полезной мощности N_R , развиваемой движителем, к мощности N_p , затраченной на его работу, т. е.

$$\eta = \frac{N_R}{N_p} = \frac{P_{cв}}{75N_p}. \quad (28,5)$$

Величина пропульсивного к. п. д. учитывает как потери в самом движителе, работающем в жидкой среде, так и потери, возникающие в результате гидромеханического взаимодействия движителя и корпуса судна. Значения пропульсивного к. п. д. колеблются в достаточно широких пределах (от 0,35 до 0,75) и зависят главным образом от режима и условий работы движителей вблизи корпуса судна, а также от их конструктивных особенностей, технологии изготовления и т. п.

Принцип действия движителей гидравлического типа. Движители современных судов морского и речного флота по принципу своего действия относятся к гидравлическому или гидрореактивному типу.

Принцип работы таких движителей сводится к реактивному воздействию на их рабочие детали масс воды, которые захватываются этими деталями и отбрасываются в сторону, противоположную перемещению судна. Расположение, форма и характер движения этих деталей (лопастей) таковы, что возникающие на них гидродинамические силы дают составляющую в направлении перемещения судна, образуя таким образом силу упора движителей.

§ 29. Типы судовых движителей и их особенности

Основные типы движителей. В настоящее время на водном транспорте применяются следующие основные типы судовых движителей, работающих по гидрореактивному принципу: гребные винты, гребные колеса, крыльчатые и водометные движители.

На некоторых судах специального назначения (спортивные, учебные суда) встречаются движители, которые работают за счет реакции воздушного потока: паруса, роторные движители и воздушные винты.

Гребные винты. Гребные винты являются наиболее распространенными движителями современных морских и речных судов. В геометрическом отношении гребной винт представляет собой судовой движитель, в основу образования рабочих деталей которого — лопастей — положена винтовая поверхность.

Судовые гребные винты могут иметь от 2 до 6 лопастей (чаще их 3 или 4), которые располагаются радиально на равных угловых расстояниях друг от друга и укрепляются на ступице, насаженной на конус гребного вала и соединенной с ним при помощи одной или двух призматических шпонок и концевой гайки. В настоящее время наиболее часто применяются винты, лопасти которых составляют одно целое со ступицей, т. е. винты с неотъемными лопастями (иначе, цельные винты). Кроме того, находят применение винты со съёмными лопастями, а также винты регулируемого шага (или, сокращенно, ВРШ).

Гребные винты размещаются преимущественно за кормой судна и при обычных (нетуннельных) обводах кормовой оконечности находятся на достаточной глубине под ватерлинией. На мелкосидящих судах иногда применяются полупогруженные винты. На некоторых судах (ледоколах, паромах), помимо кормовых гребных винтов, которые при переднем ходе судна выполняют обычные функции «толкающих» движителей, дополнительно устанавливаются носовые, или «тянущие» винты.

Обычно на судах либо устанавливается один винт, который размещается в диаметральной плоскости на гребном валу, проходящем через отверстие в кормовом дейдвуде (рис. 65), либо применяются два винта, расположенные симметрично по бортам и поддерживаемые выкружками гребных валов или кронштейнами. Значительно реже встречается установка на судах трех или четырех винтов (рис. 66).

Для изготовления гребных винтов применяются различные материалы — сталь, чугун, латунь, пластмассы.

В большинстве случаев применяются так называемые открытые гребные винты (при отсутствии туннелей или направляющих насадок), размещение которых за кормой судна показано на рис. 65 и 66.

На речных мелкосидящих судах гребные винты обычно размещаются в туннелях, которые образуются благодаря особой форме обводов кормовой оконечности корпуса (см. рис. 32 и 33). Подобное расположение винтов позволяет обеспечить достаточную эффективность их работы при ограниченной осадке судна, что достигается главным образом за счет увеличения диаметра винта в туннеле по сравнению с открытыми винтами (при прочих равных условиях на 30—50%).

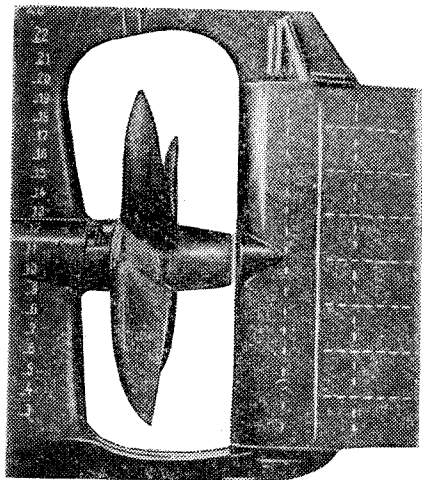


Рис. 65. Размещение гребного винта при одновальном устройстве

Повышение эффективности работы современных гребных винтов производится не только за счет рационального профилирования лопастей, улучшения обработки поверхности и использования наиболее выгодной формы кормовых обводов судов, но и за счет применения обтекаемых судовых рулей и специальных направляющих устройств (контрпропеллеры, направляющие насадки и т. п.).

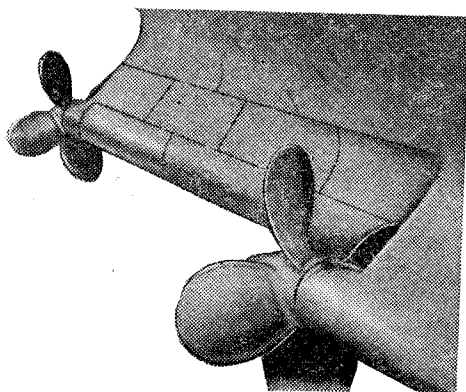


Рис. 66. Размещение гребных винтов при четырехвальной установке

Практика эксплуатации судов показывает, что установка за гребным винтом рационально спроектированного обтекаемого руля приводит к заметному повышению пропульсивного к. п. д. Форма обтекаемого руля выбирается таким образом, чтобы, в сочетании со ступицей и обтекателем винта, образовать единый удобообтекаемый комплекс, включающий корпус судна, винт и руль (см. рис. 65).

Контрпропеллер представляет собой неподвижные лопасти (плавники) специальной формы, которые укрепляются позади или впереди гребного винта и предназначаются для уменьшения потерь энергии на закручивание струи винта. Для той же цели может быть использован ахтерштевень судна или расположенный за винтом судовый руль (контрруль), которые профилируются в виде направляющего устройства.

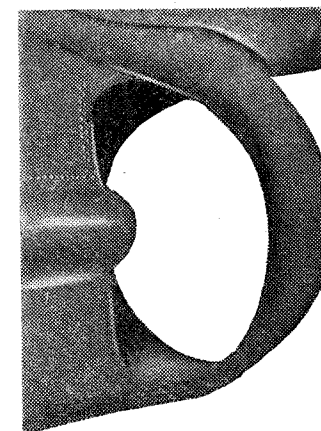


Рис. 67. Неподвижная направляющая насадка (без винта)

Направляющая насадка представляет собой кольцевидное тело, имеющее в продольных сечениях форму аэродинамического профиля и охватывающее с минимальным зазором кромки лопасти гребного винта. Продольный профиль насадки обращен выпуклой поверхностью к гребному винту, а передней закругленной кромкой — к корме судна. Площадь входного сечения насадки обычно превосходит площадь ее выходного сечения, которая, в свою очередь, несколько превышает площадь наиболее узкого сечения насадки, в котором размещается гребной винт.

Неподвижная направляющая насадка (рис. 67) в своей верхней части жестко скрепляется с корпусом судна и имеет с ним плавное сопряжение в виде обтекаемого козырька. На одновинтовых судах насадка в нижней своей части обычно прикрепляется к пятке ахтерштевня. На двухвинтовых судах для крепления насадок иногда устраивают специальные опоры в виде дополнительных лап кронштейнов, которые присоединяются к корпусу судна и к передней кромке нижней части насадки.

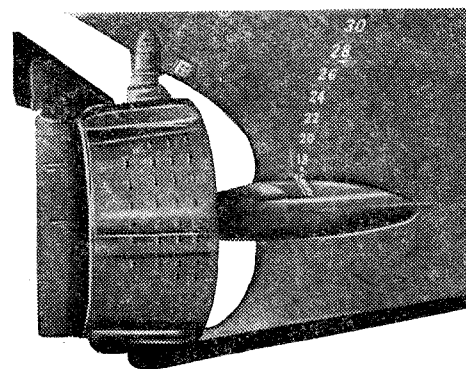


Рис. 68. Поворотная направляющая насадка (в неотклоненном положении)

Поворотная направляющая насадка (рис. 68) не только является частью движительного комплекса, но и служит одновременно органом управления судном, заменяя судовый руль. Такая насадка, как и обычный руль, крепится на баллере, который проходит в данном случае по середине длины на-

садки. В диаметральной плоскости хвостовой части поворотной насадки, за винтом, обычно устанавливают стабилизатор в виде вертикального крыла, имеющего симметричный аэродинамический профиль сечения.

Движительный комплекс гребной винт — направляющая насадка (неподвижная или поворотная) применяется как при обычных кормовых обводах корпуса, так и при туннельных образованиях кормы судна.

Для изготовления направляющих насадок обычно применяется листовая сталь, из которой свариваются как обшивка насадки, так и ее набор (продольный и поперечный).

Широкое применение гребных винтов на судах всех типов обусловлено тем, что по сравнению с прочими судовыми движителями винты обладают следующими существенными преимуществами: достаточно высокий к. п. д. (до 0,70—0,75), относительно малый вес, сравнительно низкая стоимость изготовления, простота обслуживания и надежность действия в различных эксплуатационных условиях, возможность применения легких быстроходных двигателей, удобство размещения при разной форме кормовых обводов корпуса.

Гребные колеса. Гребные колеса представляют собой полупогруженные судовые движители, вращающиеся вокруг горизонтальной оси, которая расположена поперек судна и проходит над поверхностью воды. Обычно гребные колеса размещаются по бортам судна в средней части корпуса (кормовые гребные колеса в настоящее время встречаются редко).

Рабочими деталями гребного колеса являются расположенные по его окружности лопасти (плицы), которые обычно выполняются в виде плоских или слегка вогнутых прямоугольных пластин и изготавливаются из дерева или листовой стали.

Гребные колеса с неподвижными лопастями, закрепленными в неизменном положении на спицах (в радиальном направлении), в настоящее время применяются очень редко из-за низкой эффективности их работы.

Чертеж современного бортового гребного колеса с поворотными лопастями схематически показан на рис. 69, где также изображены гребной вал и крепление колеса к обносам верхней палубы судна. Колесо такого типа состоит из следующих основных конструктивных деталей: ступица 1, один или два обода 2, спицы 3, поворотные лопасти 4 в количестве от 6 до 12 (обычно 7—9), специальный эксцентриковый механизм для их поворота, а также диагональные и радиальные связи, образующие несущую конструкцию колеса. Поворотом лопасти управляет короткий рычаг-костыль 5, составляющий с ней одно целое, а также эксцентриковая тяга 6, связанная шарнирно с костылем и вращающимся эксцентриковым бугелем 7. Поворот лопастей осуществляется таким образом, что результирующее движение их центров по отношению к воде вблизи ее сво-

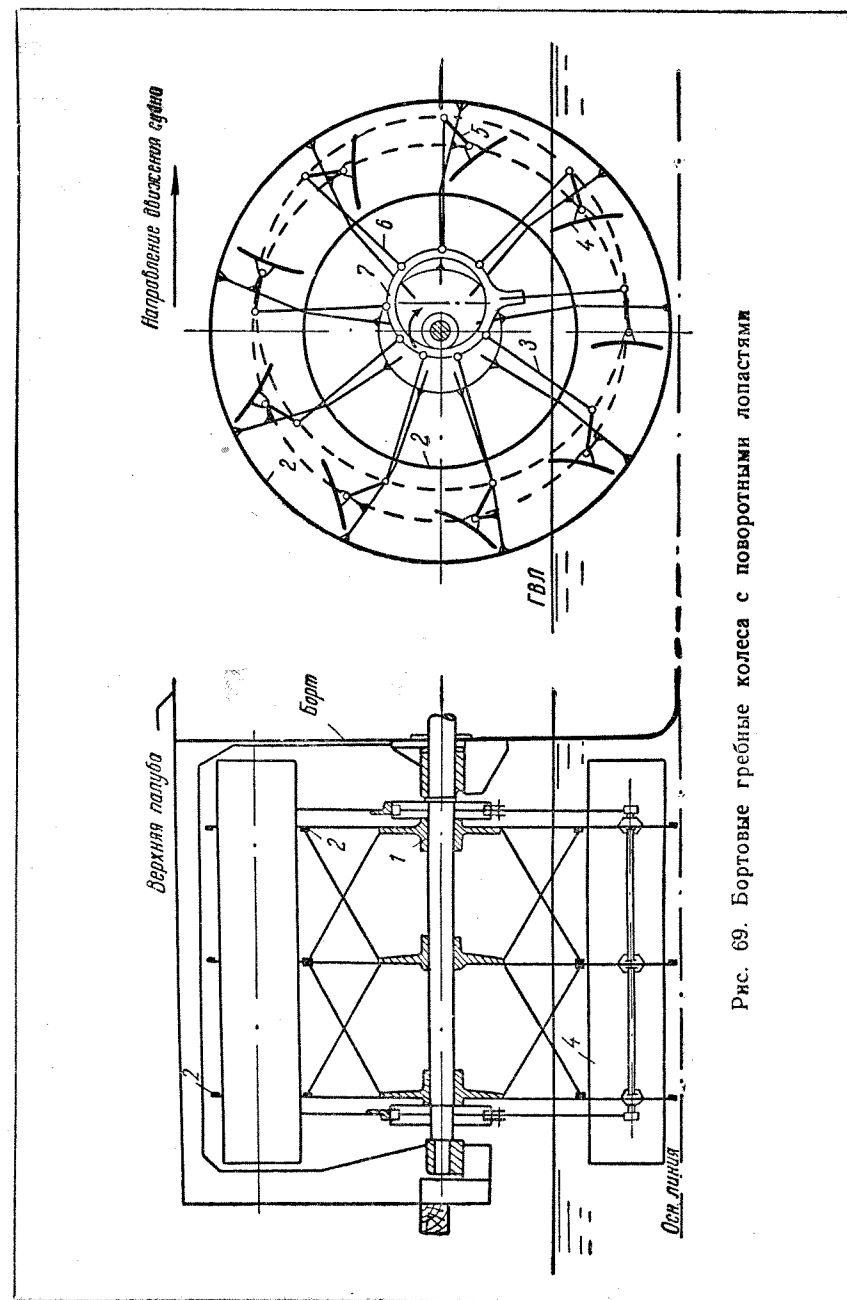


Рис. 69. Бортовые гребные колеса с поворотными лопастями

бодной поверхности происходит под малым углом атаки, а на большей части рабочего хода лопасти занимают положение, близкое к вертикальному.

Работа гребных колес с поворотными лопастями при погружении и выходе их из воды сопровождается значительно меньшими возмущениями ее поверхности, чем у колес с неподвижными лопастями, что достигается путем наиболее выгодной установки поворотных лопастей и приводит к существенному повышению к. п. д. таких колес (до 0,50—0,65). Однако это преимущество достигается за счет

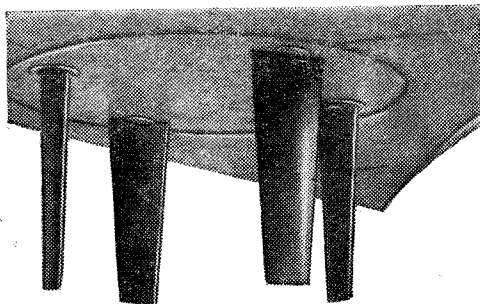


Рис. 70. Крыльчатый движитель (расположение на корпусе)

усложнения и утяжеления конструкции гребных колес (их вес приблизительно в 30 раз больше, чем у гребных винтов), значительного повышения стоимости изготовления (примерно в 25 раз по сравнению с винтами) и ремонта.

Отмеченные недостатки гребных колес, а также неприспособленность их для работы в условиях сильного волнения, приводят к тому, что колеса приме-

няются в настоящее время только на сравнительно крупных речных буксирных и грузо-пассажирских судах, имеющих ограниченную осадку для плавания на мелководье.

Крыльчатые движители. Крыльчатый движитель представляет собой вращающийся вокруг вертикальной оси диск, который установлен в плоской части днища судна таким образом, что в воде остаются только рабочие детали движителя — крылообразные поворотные лопасти, расположенные на равных угловых расстояниях по окружности диска (рис. 70). Движители этого типа обычно имеют 4—8 стальных лопастей, которые могут поворачиваться вокруг своих продольных осей специальным механизмом, расположенным внутри корпуса судна и соединенным с валом главного двигателя при помощи конической передачи.

В настоящее время обычно находят применение только крыльчатые движители, у которых за один оборот их диска лопасти совершают вокруг своих осей полный поворот (движители системы Фойт-Шнайдера).

Кинематическая схема, принятая в крыльчатых движителях, позволяет создавать силу упора в любом направлении при всех скоростях хода (вплоть до нуля), благодаря чему отпадает необходимость в применении обычных судовых рулей и реверсивных главных двигателей. Использование этих движителей также дает

возможность регулировать величину упора, получая таким образом все маневренные режимы работы судна на переднем и заднем ходу без изменения направления и скорости вращения диска движителя, т. е. при постоянном числе оборотов нереверсивного двигателя. Управление работой крыльчатого движителя осуществляется непосредственно с ходового мостика, что обеспечивает быстроту и надежность маневрирования судна.

Таким образом, крыльчатый движитель не только объединяет в одном агрегате функции движителя и руля, но и легко приспосабливается к нереверсивному двигателю при любых режимах работы судна. В силу этих специфических качеств крыльчатые движители особенно целесообразно применять на тех судах, у которых важное значение имеют маневренные качества, а режим работы движителей изменяется в широких пределах (портовые буксиры, плавучие краны, паромы и т. п.). Крыльчатые движители на таких судах устанавливаются не только в кормовой, но и в носовой оконечности. При установке двух или более движителей обеспечивается также перемещение судна лагом (поперек диаметральной плоскости).

На судах других типов крыльчатые движители в настоящее время не находят достаточно широкого применения, так как они имеют относительно большой вес (примерно в 10 раз тяжелее гребного винта), сложную кинематику, значительную стоимость, более подвержены кавитации и т. п. Из-за больших механических потерь в передачах к. п. д. крыльчатого движителя обычно не превосходит 0,50—0,58.

Водометные движители. Водометными движителями (или, кратко, водометами) принято называть размещенные внутри корпуса судна установки, состоящие из водопроточных труб или каналов и различного типа насосов, которые засасывают воду через приемное отверстие в днищевой части корпуса и выбрасывают ее через напорный трубопровод. Реакция струи, выбрасываемой водометом с повышенной скоростью, и является силой, которая движет судно в сторону, противоположную направлению выброса струи. Различают водометы с выбросом струи под воду, с полуподводным выбросом и, наконец, с выбросом струи непосредственно в атмосферу.

Приемное отверстие канала снабжается защитной решеткой, препятствующей засасыванию в него посторонних предметов и предохраняющей движитель от поломок при плавании судна на мелководных и засоренных водных путях (например, на лесосплавных реках). Напорный трубопровод водометного движителя, расположенный в кормовой оконечности судна, обычно снабжается на конце поворотными насадками, реверсивными рулями или иными устройствами для изменения направления струи воды. Применение таких устройств позволяет использовать водометы не

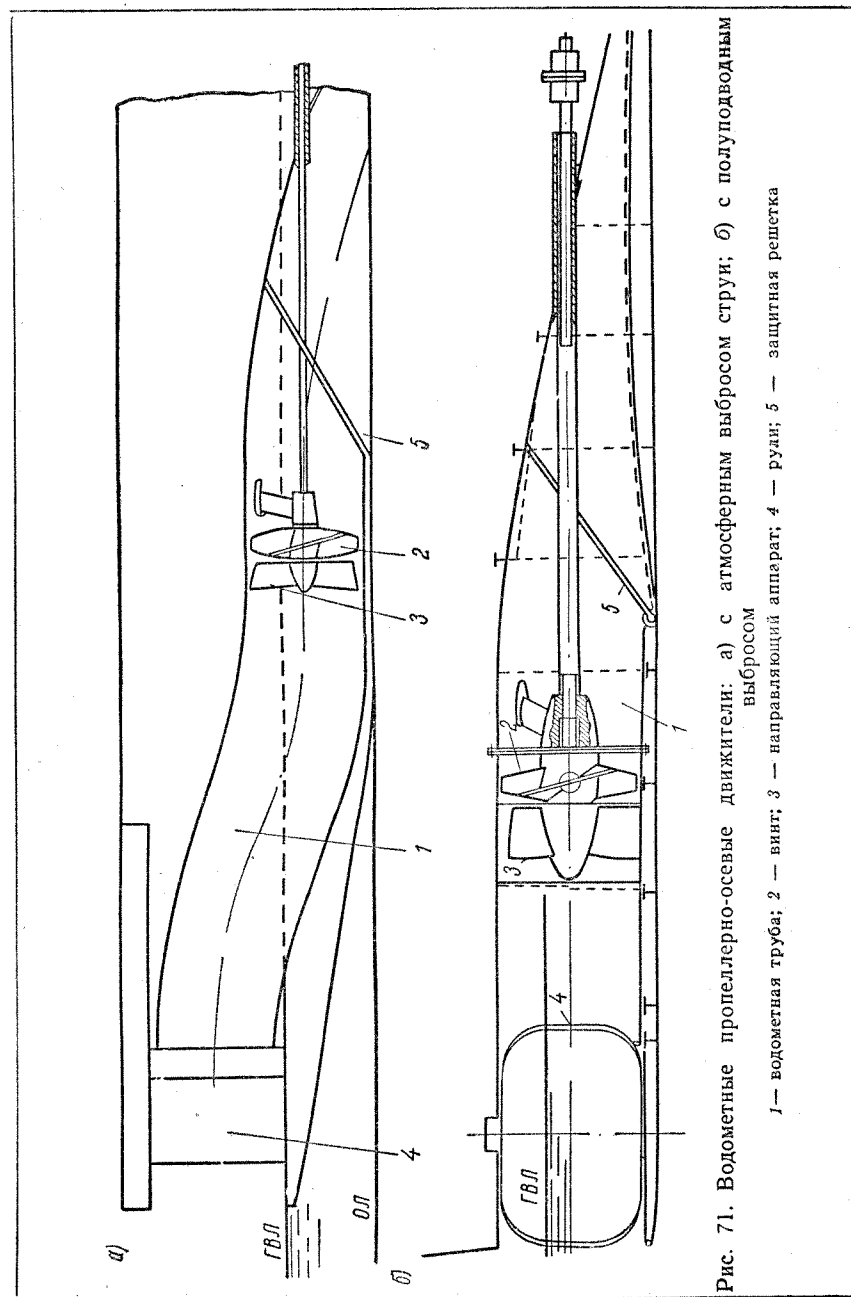


Рис. 71. Водометные пропеллерно-осевые двигатели: а) с атмосферным выбросом струи; б) с полуподводным выбросом

1 — водометная труба; 2 — винт; 3 — направляющий аппарат; 4 — рули; 5 — защитная решетка

только для осуществления поступательного перемещения судна, но и для управления им без реверса главных двигателей.

В качестве рабочего органа для современных водометных установок используется размещенный в трубе гребной винт (иначе, осевой пропеллерный насос), который засасывает воду с носа или из-под днища судна и выбрасывает ее за борт через напорный трубопровод.

Широкое распространение получили водометные двигатели, имеющие атмосферный выброс струи и гидрореверсивный рулевой комплекс (коробчатые рули с дефлекторами или насадки переднего и заднего хода), полностью расположенный выше ватерлинии (рис. 71). Суда, оборудованные такими водометами, которые впервые были предложены М. Д. Хренниковым, обладают повышенной маневренностью на переднем и заднем ходу, хорошей защищенностью двигатель-рулевого комплекса от соприкосновения с грунтом или плавающими в воде предметами, а также возможностью использования гидромониторного свойства струи водомета для размыва мелей и перекатов, ликвидации лесных и ледовых заторов.

Однако, водометные двигатели с атмосферным выбросом струи уступают по величине пропульсивного к. п. д. водометам с подводным или полуподводным выбросом струи из-за наличия дополнительных потерь мощности главных двигателей (до 10—20%) на подъем воды выше ватерлинии.

В последнее время строятся суда, оборудованные водометными двигателями с горизонтальным полуподводным выбросом струи (рис. 71), которые обладают более высокими гидромеханическими показателями по сравнению с водометами, имеющими атмосферный выброс струи. Для обеспечения надлежащей маневренности этих судов водометные двигатели конструируются в сочетании с гидрореверсивным рулевым устройством того или иного типа. Для уменьшения потерь на закручивание струи за двигателем, в трубе обычно устанавливается контрпропеллер (направляющий аппарат).

В последние годы наметилось стремление уменьшить протяженность водопроточных труб и каналов, что приближает современные водометы пропеллерного типа по конструкции и особенностям работы к двигательному комплексу гребной винт — направляющая насадка, установленному в корме судна с туннельными обводами. Пропульсивный к. п. д. таких установок достигает 0,35—0,45 за счет уменьшения гидравлических потерь в водопроточных каналах и трубах.

Современные водометы пропеллерного типа, обладающие такими преимуществами, как защищенность двигателя от возможных повреждений, достаточная эффективность работы при малой осадке судна, обеспечение повышенной его управляемости и т. п., находят все более широкое применение для речных судов, плавающих в условиях мелководного и засоренного фарватера.

ГЛАВА VIII

ТЕОРИЯ ИДЕАЛЬНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

§ 30. Теория идеального изолированного движителя в безграничной жидкости

Общие характеристики движителей гидравлического типа. Для сравнительной оценки гидромеханической эффективности различных судовых движителей целесообразно ввести в рассмотрение общие для них характеристики. В качестве таких характеристик, одинаково приемлемых для всех движителей гидравлического типа, можно принять следующие величины:

- а) гидравлическое, или рабочее сечение движителя F_p (м²);
 б) коэффициенты нагрузки движителя по упору σ_p и по мощности σ_N (безразмерные величины).

Гидравлическим сечением движителя называется сечение его струи в той области, где эта струя пересекается рабочими деталями движителя — лопастями. Для гребных винтов, гребных колес (бортовых), крыльчатых и водометных движителей величина F_p соответственно принимается равной

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F_p = 2B_l T_k; \quad F_p = D_k l_k; \quad F_p = F_a, \quad (30,1)$$

а все конструктивные размеры движителей, входящие в формулы (30.1), определяются как показано на рис. 72. Величина F_p вместе с значением средней скорости протекания жидкости v_s (м/сек) через гидравлическое сечение движителя определяет массу жидкости m (кг сек/м) данной плотности ρ (кг сек²/м⁴), обрабатываемую движителем в единицу времени, т. е.

$$m = \rho F_p v_s. \quad (30,2)$$

Коэффициент нагрузки движителя по упору является характеристикой режима работы любого движителя гидравлического типа, который должен развивать необходимый удельный упор $\frac{P}{F_p}$ (кг/м²)

при заданной скорости поступательного перемещения v_p (м/сек) и принимается в следующем виде:

$$\sigma_p = \frac{2P}{\rho F_p v_p^2}. \quad (30,3)$$

В качестве безразмерной характеристики режима работы движителя, потребляющего определенную удельную мощность $\frac{N_p}{F_p}$

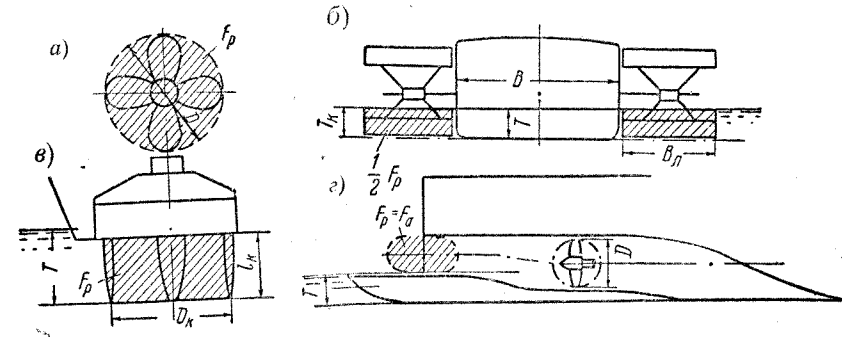


Рис. 72. Гидравлическое сечение судовых движителей: а) гребной винт; б) гребные колеса; в) крыльчатый движитель; г) водометный движитель

(л. с./м²) при заданной скорости v_p (м/сек), можно использовать коэффициент нагрузки движителя по мощности, равный

$$\sigma_N = \frac{2,75 N_p}{\rho v_p^3 F_p}. \quad (30,4)$$

Численные значения σ_p и σ_N зависят от типа движителя и режима его работы и могут изменяться в весьма широких пределах: от бесконечности при работе движителя с нулевой скоростью $v_p = 0$ (т. е. на швартовах) до очень малых значений при перемещении движителя с высокими скоростями (на быстроходных судах).

Понятие об идеальном движителе. Схема изолированного идеального движителя. Основные закономерности работы любого гидравлического движителя можно получить в схематизированном представлении, рассматривая лишь наличие вызванных скоростей в направлении, прямо противоположном действию упора, и отвлекаясь от всех прочих явлений, сопровождающих работу движителя в реальных условиях. Изучение работы гидравлического движителя с такой общей точки зрения производится в теории идеального движителя, основанной на введении в рассмотрение следующих упрощающих допущений:

- 1) жидкость считается лишенной свойства вязкости (т. е. идеальной);

2) в качестве движителя принимается некоторое сечение жидкости (в виде бесконечно тонкого диска), которому приписывается способность вызывать непрерывное приращение скорости потока за счет скачка (перепада) давлений, обусловленного потерей всей мощности источника энергии в этом сечении и являющегося непосредственной причиной создания упора;

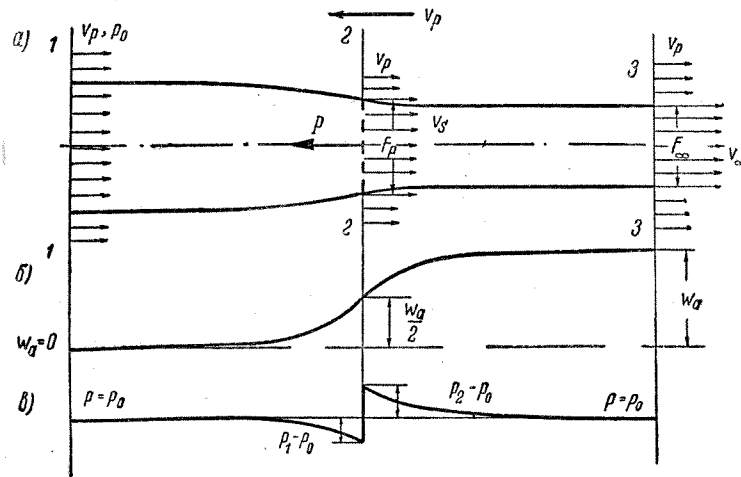


Рис. 73. Схема идеального движителя: а) струя движителя; б) распределение скоростей; в) распределение давлений

3) при работе движителя учитываются только неизбежные потери энергии, связанные с гидрореактивным принципом возникновения упора, т. е. потери на создание осевых вызванных скоростей;

4) далеко за движителем струя предполагается резко отграниченной от всего потока и имеющей цилиндрическую форму.

Таким образом, кратко, идеальным движителем можно называть схематизированный движитель гидравлического типа, действие которого сопровождается только потерями на создание осевых вызванных скоростей.

Схема изолированного идеального движителя, работающего в безграничной жидкости, приведена на рис. 73, где ее движение изображено в системе координат, связанной с движителем. Благодаря такому выбору системы координат представляется возможным рассматривать картину установившегося движения жидкости.

Распределение скоростей и давлений в струе движителя. Сжатие струи. На рис. 73, а, б, показан характер изменения скоростей протекания жидкости вдоль струи идеального движителя. Скорость набегающего потока далеко перед движителем (в сечении 1—1)

равна скорости v_p поступательного перемещения движителя. Далеко за движителем (в сечении 3—3), где осевая вызванная скорость достигает полной величины w_a , скорость в струе становится равной

$$v_\infty = v_p + w_a = v_p \sqrt{1 + \sigma_p} \quad (30,5)$$

и постоянной по всему сечению струи идеального движителя, который при этом условии является оптимальным. Граница струи в области за движителем является поверхностью разрыва скорости (от v_∞ к v_p).

Средняя скорость протекания жидкости через гидравлическое сечение идеального изолированного движителя (сечение 2—2) равна полусумме скоростей далеко перед движителем и далеко за ним, т. е.

$$v_s = v_p + \frac{w_a}{2} = \frac{v_p}{2} (\sqrt{1 + \sigma_p} + 1). \quad (30,6)$$

Отсюда следует, что при работе идеального движителя осевая вызванная скорость нарастает наполовину перед движителем и наполовину за ним (теорема Фруда-Финстервальдера).

При написании формул (30,5) и (30,6) принято во внимание, что величина $\frac{w_a}{v_p}$ равна

$$\frac{w_a}{v_p} = \sqrt{1 + \sigma_p} - 1. \quad (30,7)$$

Приведенные выше формулы свидетельствуют о возрастании скоростей протекания жидкости в струе движителя по мере увеличения коэффициента нагрузки σ_p .

Характер распределения давления вдоль струи идеального движителя показан на рис. 73, в (для любой элементарной струйки). Величина изменения давления непосредственно перед движителем и непосредственно за ним определяется из следующих выражений (в предположении малости осевого размера движителя и непрерывного нарастания скоростей в струе):

$$\Delta p_1 = p_0 - p_1 = \frac{\rho}{2} (v_s^2 - v_p^2) = \frac{\rho v_p^2}{2} \cdot \frac{1}{4} (\sigma_p + 2\sqrt{1 + \sigma_p} - 2); \quad (30,8)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_2 = p_2 - p_0 &= \frac{\rho}{2} [(v_p + w_a)^2 - v_s^2] = \\ &= \frac{\rho v_p^2}{2} \cdot \frac{1}{4} (3\sigma_p - 2\sqrt{1 + \sigma_p} + 2). \end{aligned} \quad (30,9)$$

Здесь: p_0 — давление в потоке жидкости далеко перед движителем (и далеко за ним, где струя принимает цилиндрическую форму).

Выражения (30,8) и (30,9) показывают, что перед движителем образуется пониженное, а за движителем — повышенное давление (соответственно, засасывание и нагнетание). В гидравлическом сечении идеального движителя имеет место скачок давления, полная величина которого равна

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \rho \left(v_p + \frac{w_a}{2} \right) w_a = \sigma_p \frac{\rho v_p^2}{2}. \quad (30,10)$$

Относительное сжатие струи движителя на достаточном удалении за ним по сравнению с гидравлическим сечением движителя характеризуется соотношением

$$\frac{F_\infty}{F_p} = \frac{v_s}{v_\infty} = \frac{1 + \sqrt{1 + \sigma_p}}{2\sqrt{1 + \sigma_p}}, \quad (30,11)$$

где F_∞ — площадь поперечного сечения струи далеко за движителем (см. рис. 73).

Из этого соотношения следует, что с увеличением коэффициента σ_p сжатие струи изолированного идеального движителя становится более интенсивным.

Упор и коэффициент полезного действия идеального движителя. Интегрирование выражения (30,10) по площади F_p приводит к следующей формуле для определения упора идеального движителя:

$$P = \iint_{F_p} \Delta p dF_p = \rho F_p \left(v_p + \frac{w_a}{2} \right) w_a. \quad (30,12)$$

Из полученной формулы следует, что при $w_a = \text{const}$ упор идеального движителя равномерно распределен по его гидравлическому сечению.

Другое выражение для упора может быть получено в соответствии с законом количества движения и имеет следующий вид:

$$P = m w_a = \rho F_\infty v_\infty w_a = \rho F_p v_s w_a. \quad (30,13)$$

Величина коэффициента полезного действия идеального движителя η_i получается как отношение полезной мощности $P v_p$, создаваемой движителем, к мощности $P v_s$, затраченной на его работу источником энергии (т. е. к мощности, поглощаемой движителем при протекании жидкости через его гидравлическое сечение), т. е.

$$\eta_i = \frac{P v_p}{P v_s} = \frac{1}{1 + \frac{w_a}{2v_p}} \quad (30,14)$$

или, иначе

$$\eta_i = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \sigma_p}} = \frac{2}{1 + \sqrt{\frac{2P}{\rho v_p^2 F_p}}}. \quad (30,15)$$

К. п. д. идеального движителя иногда называют осевым или аксиальным к. п. д., так как он учитывает потери только на создание осевых вызванных скоростей.

Из формулы (30,15) можно видеть, что к. п. д. идеального движителя в значительной мере зависит от коэффициента нагрузки, с увеличением которого к. п. д. уменьшается, хотя упор движителя при этом возрастает. Формула (30,15) дает наивысшее значение к. п. д. изолированного гидравлического движителя, работающего в безграничной идеальной жидкости при данной величине коэффициента нагрузки.

Связь между к. п. д. идеального движителя и значением его коэффициента нагрузки по упору может быть также представлена в виде

$$\sigma_p = 4 \frac{1 - \eta_i}{\eta_i^2}. \quad (30,16)$$

Аналогичная связь существует между к. п. д. идеального движителя и значением его коэффициента нагрузки по мощности

$$\sigma_N = 4 \frac{1 - \eta_i}{\eta_i^3}. \quad (30,17)$$

Из выражений (30,16) и (30,17) видно, что коэффициенты нагрузки σ_p и σ_N связаны для идеального движителя следующей зависимостью:

$$\eta_i = \frac{\sigma_p}{\sigma_N}. \quad (30,18)$$

Уточненная модель потока изолированного идеального движителя в безграничной жидкости. Выводы, полученные в теории идеального движителя, оказываются недостаточными, если необходимо знать картину потока не только вблизи движителя и далеко за ним, но и во всех точках объема жидкости.

Результаты исследования поля скоростей изолированного идеального движителя, работающего в безграничной жидкости при малых коэффициентах нагрузки (т. е. слабо нагруженного движителя), позволяют получить следующие основные выводы.

1. Поток слабо нагруженного движителя вне гидравлического сечения ($F_p = \frac{\pi D^2}{4} = \pi R^2$) и отходящей от него цилиндрической струи эквивалентен потоку, который может быть создан стоками, равномерно распределенными по сечению движителя с интенсивностью w_a .

2. Внутри струи движителя его поток формируется в результате наложения прямолинейного потока со скоростью w_a и потока, создаваемого потенциалом стоков.

3. Осевая вызванная скорость, существующая за движителем только в области его струи, терпит на границе последней разрыв, становясь равной нулю на внешней стороне струи.

Таким образом, возможность осуществления в идеальной жидкости модели гидравлического механизма, воспроизводящего в первом приближении явления кинематического характера, подобные тем, которые имеют место у реальных движителей, тесно связана с наличием цилиндрической поверхности разрыва, простирающейся до бесконечности за движителем в форме вихревой пелены (поверхности) постоянной интенсивности.

§ 31. Влияние свободной поверхности жидкости на работу идеального движителя

Постановка задачи. Влияние близости свободной поверхности жидкости на работу судовых движителей проявляется следующим образом:

а) в области расположения движителя происходит понижение уровня свободной поверхности воды, которое зависит от режима работы движителя и при недостаточном погружении последнего под свободную поверхность может привести к уменьшению гидравлического сечения такого движителя или к поверхностной кавитации, а следовательно, и к понижению эффективности его работы;

б) работа движителя вблизи свободной поверхности воды сопровождается волнообразованием, приводящим к дополнительным затратам мощности;

в) средняя плотность жидкости, обрабатываемой рабочими деталями движителя, уменьшается вследствие подсоса воздуха из атмосферы, что приводит к уменьшению упора движителя.

При решении задачи о работе изолированного идеального движителя, ось которого погружена на глубину h_b под свободную поверхность жидкости, приняты следующие упрощающие допущения:

1) движитель имеет форму тонкого диска диаметром $D = 2R$ и работает с малыми коэффициентами нагрузки;

2) действие движителя заменяется системой стоков, равномерно распределенных по его диску с интенсивностью ω_a ;

3) движение жидкости, вызванное работой движителя, обладает потенциалом скоростей;

4) характер волнообразования при работе движителя соответствует основным положениям теории волн малой амплитуды.

Возможность замены идеального движителя при работе под свободной поверхностью жидкости эквивалентной системой стоков, равномерно распределенных по его диску, обусловлена тем, что волновые явления, создаваемые в этом случае движителем, определяются потоком жидкости вне струи движителя.

Результаты исследования работы идеального движителя под свободной поверхностью жидкости. Гидромеханические характеристики идеального движителя, работающего под свободной поверхностью жидкости безграничной глубины, определяются по приведенным ниже формулам.

1. Средняя скорость протекания жидкости в гидравлическом сечении движителя равна

$$v_s = v_p + \frac{\omega_a}{2} + \varphi_w \omega_a. \quad (31,1)$$

Здесь:

φ_w — волновая функция, характеризующая влияние близости свободной поверхности жидкости на работу движителя;

$\varphi_w \omega_a$ — дополнительная (волновая) составляющая осевой вызванной скорости.

Из выражения (31,1) следует, что близость свободной поверхности жидкости приводит к появлению встречного потока, увеличивающего осевую составляющую вызванной скорости в гидравлическом сечении движителя. Входящая в это выражение волновая функция φ_w для потока жидкости безграничной глубины зависит от относительных значений скорости поступательного перемещения движителя и погружения его оси, т. е. от значений $Fr_R = \frac{v_p}{\sqrt{gR}}$ и

$\bar{h} = \frac{h_b}{R}$. Характер изменения волновой функции φ_w от числа Фруда Fr_R при постоянных значениях относительного погружения $\bar{h} = \text{const}$ показан на рис. 74.

Между осевой вызванной скоростью ω_a и коэффициентом нагрузки движителя σ_p при работе под свободной поверхностью остается справедливой та же зависимость, которая имеет место для случая безграничной жидкости и определяется приведенной выше формулой (30,7).

2. Относительная величина наибольшего понижения уровня свободной поверхности, возникающего над диском движителя, определяется по формуле

$$\frac{\Delta h}{R} = \frac{\omega_a}{v_p} \varphi_0 = \varphi_0 (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1), \quad (31,2)$$

где φ_0 — функция понижения уровня, характеризующая наибольшее изменение уровня свободной поверхности в плоскости диска работающего движителя.

Величина функции понижения уровня φ_0 зависит от тех же безразмерных параметров, которые определяют величину функции φ_w . График изменения функции φ_0 для случая работы идеального движителя под свободной поверхностью жидкости безграничной

глубины представлен на приведенном ранее рис. 74, где нанесены кривые $\varphi_0 = f(Fr_R)$ при $\bar{h} = \text{const}$.

При работе движителя под свободной поверхностью жидкости может существовать такой режим, при котором наибольшее пониже-

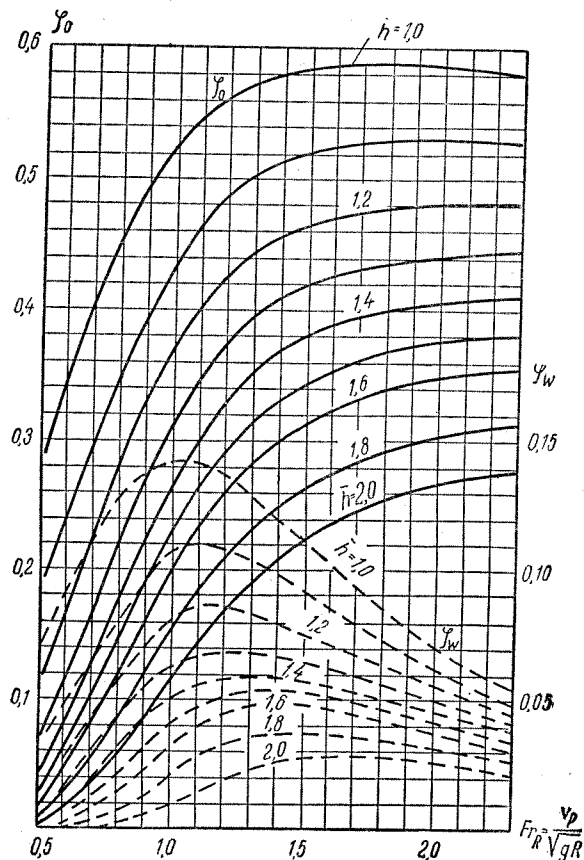


Рис. 74. Функции, учитывающие влияние свободной поверхности на работу движителя

ние уровня Δh оказывается равным глубине погружения верхней кромки диска движителя под эту поверхность. Коэффициент нагрузки $\sigma_{pкр}$, соответствующий этому режиму, является критическим, так как при $\sigma_p = \sigma_{pкр}$ гидромеханические характеристики движителя изменяются не только в количественном, но и в качественном отношении (например, у реальных движителей при этом про-

исходит интенсивный подсос воздуха из атмосферы и т. п.). Величина $\sigma_{pкр}$ может быть получена в виде

$$\sigma_{pкр} = \frac{\bar{h}-1}{\varphi_0} \left(\frac{\bar{h}-1}{\varphi_0} + 2 \right). \quad (31,3)$$

3. Для определения упора идеального движителя, работающего под свободной поверхностью, остается в силе формула (30,12), полученная для случая безграничной жидкости.

4. Волновое сопротивление идеального движителя, работающего под свободной поверхностью, определяется по формуле

$$R_w = \rho w_a^2 \varphi_w F_p. \quad (31,4)$$

Функция φ_w , входящая в формулу (31,4), играет роль величины, пропорциональной обычному коэффициенту волнового сопротивления ζ_w (см. § 8), так как

$$\varphi_w = \frac{2R_w}{\rho v_p^2 F_p} \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{v_p}{w_a} \right)^2 = \zeta_w \frac{1}{2(\sqrt{1+\sigma_p}-1)^2}. \quad (31,5)$$

5. Коэффициент полезного действия идеального движителя, работающего вблизи свободной поверхности, может быть определен по формуле

$$\eta_i = \frac{v_p}{v_s} = \frac{1}{1 + \frac{w_a}{2v_p}(1+2\varphi_w)}. \quad (31,6)$$

Из формулы (31,6) следует, что близость свободной поверхности приводит к понижению к. п. д. идеального движителя по сравнению с величиной его к. п. д. в безграничной жидкости.

§ 32. Взаимодействие идеального движителя и корпуса судна

Номинальный и эффективный попутный поток в месте расположения движителей. При перемещении изолированного корпуса судна (без движителей) в жидкости вдоль его поверхности имеет место неравномерное распределение скоростей потока, величина и направление которых в общем случае отличаются от скорости судна. Осевую составляющую скорости потока v_ψ (рис. 75), вызванную перемещением изолированного корпуса судна в некоторой точке гидравлического сечения движителя (при отсутствии последнего), принято называть номинальным попутным потоком. Отношение этой скорости к скорости движения судна v , т. е. величина

$$\psi = \frac{v_\psi}{v} \quad (32,1)$$

называется коэффициентом номинального попутного потока.

Величина ψ считается положительной, если попутный поток направлен в сторону перемещения судна, как это имеет место в носовой и кормовой оконечности корпуса (рис. 75, а), причем наибольшее значение ψ получается в районе кормовой оконечности судна,

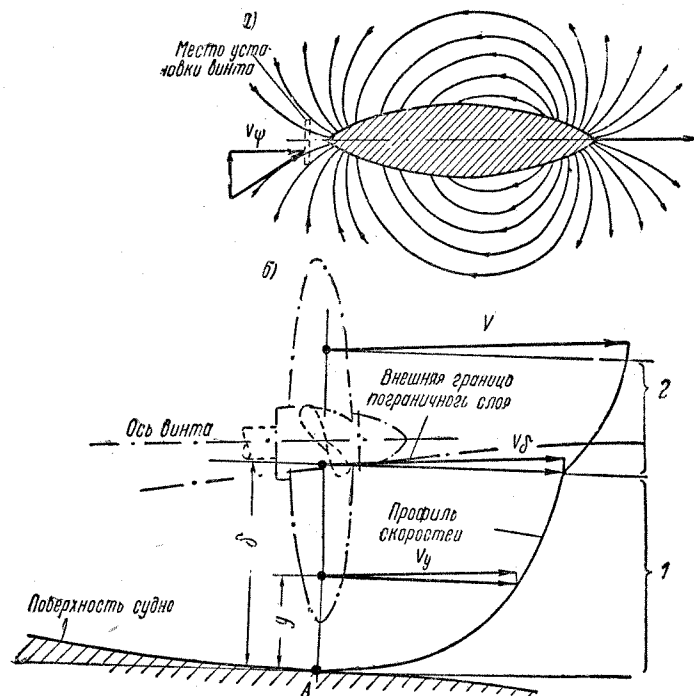


Рис. 75. Попутный поток в месте расположения движителя: а) поток за корпусом судна; б) составляющие попутного потока 1 — область попутного потока трения; 2 — область потенциального попутного потока

где пограничный слой достигает максимальной толщины, и частицы жидкости имеют здесь малые относительные скорости движения. В средней части корпуса судна величина ψ оказывается отрицательной (коэффициент встречного потока).

Часть общего номинального попутного потока $v_{\psi p}$, которая обусловлена полем скоростей движущегося изолированного корпуса судна за пределами пограничного слоя, называется полным потенциальным попутным потоком (в данном случае номинальным). Другая часть общего номинального попутного потока $v_{\psi f}$,

возникающая из-за наличия пограничного слоя судна, называется попутным потоком трения или вязкости (тоже номинальным).

Образование обеих составляющих попутного потока показано схематически на рис. 75, б, где изображен профиль скоростей обтекания поверхности судна в некотором сечении кормовой оконечности корпуса, которое находится в месте установки движителя (при отсутствии последнего).

Здесь приняты следующие обозначения:

v — скорость набегающего невозмущенного потока (равная скорости движения судна);

v_y — осевая составляющая скорости потока внутри пограничного слоя на расстоянии y от поверхности судна;

v_δ — осевая составляющая скорости на внешней границе пограничного слоя (на расстоянии δ).

Из рис. 75, б следует, что для любого значения ординаты y внутри пограничного слоя величину номинального попутного потока можно представить в виде

$$v_\psi = v - v_y = (v - v_\delta) + (v_\delta - v_y) = v_{\psi p} + v_{\psi f}. \quad (32,2)$$

Значения коэффициентов потенциального попутного потока и попутного потока трения определяются следующим образом:

$$\psi_p = \frac{v - v_\delta}{v} = \frac{v_{\psi p}}{v}, \quad (32,3)$$

$$\psi_f = \frac{v_\delta - v_y}{v} = \frac{v_{\psi f}}{v}. \quad (32,4)$$

Полный потенциальный поток можно представить в виде суммы двух составляющих

$$v_{\psi p} = v_{\psi_0} + v_{\psi w}, \quad (32,5)$$

где v_{ψ_0} — скорость чисто потенциального попутного потока (иначе, попутного потока вытеснения), имеющая место при отсутствии влияния свободной поверхности воды;

$v_{\psi w}$ — скорость волнового попутного потока, обусловленная влиянием свободной поверхности.

Значения коэффициентов чисто потенциального попутного потока ψ_0 и волнового попутного потока ψ_w имеют следующий вид:

$$\psi_0 = \frac{v_{\psi_0}}{v}; \quad (32,6)$$

$$\psi_w = \frac{v_{\psi w}}{v}. \quad (32,7)$$

Полная величина коэффициента номинального попутного потока может рассматриваться в виде суммы составляющих

$$\psi = \psi_p + \psi_f = \psi_0 + \psi_w + \psi_f. \quad (32,8)$$

Действительный попутный поток за корпусом судна, возникающий при работающем движителе, принято называть эффективным попутным потоком.

Попутный поток распределяется по гидравлическому сечению движителя неравномерно. Для оценки средней величины попутного потока используется понятие осредненного по сечению движителя коэффициента попутного потока, определяемого формулой

$$\bar{\psi} = \frac{\bar{v}_\psi}{v} = \frac{1}{F_p} \iint \psi dF_p = \frac{1}{vF_p} \iint v_\psi dF_p. \quad (32,9)$$

В таком представлении величину $\bar{\psi}$ можно рассматривать как относительное уменьшение средней скорости протекания жидкости v_p через гидравлическое сечение движителя по сравнению со скоростью перемещения судна v , т. е.

$$\bar{\psi} = \frac{v - v_p}{v}. \quad (32,10)$$

Из выражения (32,10) следует, что расчетная скорость поступательного перемещения движителя при работе за корпусом получается равной (в дальнейшем, как правило, знак осреднения величины ψ опускается)

$$v_p = v(1 - \psi). \quad (32,11)$$

Сила засасывания на поверхности корпуса судна. Увеличение скорости обтекания кормовой оконечности судна, вызванное движителем, работающим вблизи корпуса (см. § 30), приводит к понижению давления (засасыванию) на поверхности судна. Вследствие этого появляется дополнительная сила, которая действует на корпус судна в сторону, противоположную перемещению последнего, вызывая возрастание сопротивления воды движению судна. Дополнительное сопротивление воды движению судна, которое возникает вследствие засасывающего действия движителя, работающего за корпусом судна, принято называть силой засасывания.

Возникновение силы засасывания при работе движителя за корпусом обусловлено главным образом увеличением скорости обтекания кормовой оконечности потенциальным потоком и соответствующим изменением давлений, действующих на корпус судна, как это схематически показано на рис. 76.

При работе комплекса корпус судна—двигитель в идеальной жидкости сила засасывания является внутренней силой и уравновешивается дополнительным упором ΔP , который должен развивать движитель. Полная величина упора движителя, работающего за корпусом судна, может быть представлена в виде

$$P = P_e + \Delta P, \quad (32,12)$$

где P_e — полезная тяга комплекса корпус судна—двигитель.

Силу засасывания можно определять как разность между упором движителя за корпусом и полезной тягой, т. е.

$$\Delta P = P - P_e. \quad (32,13)$$

Отношение этой силы к упору движителя

$$t = \frac{\Delta P}{P} = \frac{P - P_e}{P} \quad (32,14)$$

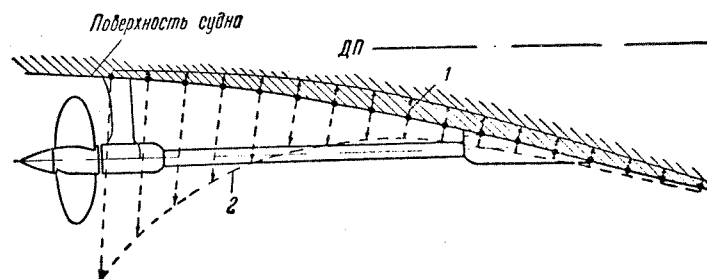


Рис. 76. Сила засасывания на поверхности корпуса судна 1 — $(+\Delta p)$ при движении судна в идеальной жидкости; 2 — $(-\Delta p)$ от действия винта

называется коэффициентом засасывания. В таком представлении величину t можно рассматривать как относительное возрастание упора движителя, работающего за корпусом судна, по сравнению с полезной тягой, необходимой для преодоления сопротивления, которое испытывает судно без движителей. Коэффициент t связывает расчетные значения упора и полезной тяги следующим соотношением:

$$P = \frac{P_e}{1 - t}. \quad (32,15)$$

Основные выводы теории взаимодействия идеального движителя с корпусом судна. При изучении взаимодействия идеального движителя с корпусом судна, как телом определенной формы, принимаются те же упрощающие допущения, которые были введены в рассмотрение для изолированного идеального движителя, работающего в безграничной идеальной жидкости (см. § 30).

Режим работы комплекса корпус—двигитель характеризуется коэффициентом нагрузки комплекса по полезной тяге, значение которого принимается в виде

$$\sigma_e = \frac{2P_e}{\rho v^2 F_p}. \quad (32,16)$$

Для оценки режима работы движителя за корпусом в рассмотрение можно ввести коэффициент нагрузки движителя по упору, равный

$$\sigma'_p = \frac{2P}{\rho v^2 F_p}. \quad (32,17)$$

Характеристиками взаимодействия движителя и корпуса в безграничной идеальной жидкости являются следующие безразмерные величины:

- а) ψ_p — коэффициент потенциального попутного потока (номинальное значение, осредненное по сечению движителя);
 б) t — коэффициент засасывания, определяемый по формуле

$$t = \frac{\psi_p + \frac{t_0}{2} \cdot \frac{w_a}{v}}{1 + \frac{w_a}{2v}}, \quad (32,18)$$

где w_a — полная величина осевой вызванной скорости в струе движителя при работе за корпусом;

t_0 — значение коэффициента засасывания при работе комплекса с нулевой скоростью $v = 0$ (на швартовах, при $\sigma_e \rightarrow \infty$), т. е. $t_0 = (t)_{v=0}$.

В результате исследования работы комплекса корпус—двигатель в безграничной идеальной жидкости получаются приведенные ниже формулы для определения основных гидромеханических характеристик комплекса.

1. Осевая вызванная скорость может быть определена по формуле

$$\frac{w_a}{v} = \sqrt{1 + \sigma'_p} - 1 = \frac{1 - \psi_p}{1 - t_0} \left[\sqrt{1 + \frac{(1 - t_0)\sigma_e}{(1 - \psi_p)^2}} - 1 \right]. \quad (32,19)$$

2. Средняя скорость протекания жидкости через сечение движителя равна

$$v_s = (1 - t) \left(v + \frac{w_a}{2} \right) = v (1 - \psi_p) + \frac{w_a}{2} (1 - t_0). \quad (32,20)$$

Формула (32,20) показывает, что корпус судна, расположенный впереди движителя, приводит к уменьшению средней скорости протекания жидкости через сечение последнего, т. е. как бы «подтормаживает» поток.

3. Упор движителя за корпусом при условии равномерного распределения осевых вызванных скоростей в струе движителя получается равным

$$P = \Delta p F_p = \rho F_p \left(v + \frac{w_a}{2} \right) \omega_a. \quad (32,21)$$

4. Полезная тяга комплекса корпус—двигатель в идеальной жидкости определяется по следующей формуле:

$$P_e = m \omega_a = \rho F_p v_s \omega_a. \quad (32,22)$$

5. Пропульсивный коэффициент полезного действия комплекса в идеальной жидкости равен

$$\eta'_i = \frac{P_e v}{P v_s} = \frac{1}{1 + \frac{w_a}{2v}} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \sigma'_p}}. \quad (32,23)$$

Величина пропульсивного к. п. д. комплекса связана с коэффициентом нагрузки σ_e и характеристиками взаимодействия движителя и корпуса следующей зависимостью:

$$\eta'_i = \frac{1}{1 + \frac{1 - \psi_p}{2(1 - t_0)} \left[\sqrt{1 + \frac{(1 - t_0)\sigma_e}{(1 - \psi_p)^2}} - 1 \right]}. \quad (32,24)$$

Расчетная скорость эквивалентного движителя для случая работы за корпусом. Выбор элементов движителей, работающих за корпусом судна, обычно производится по диаграммам серийных испытаний моделей изолированных движителей (в свободной воде). Для использования этих диаграмм при выборе элементов движителя, работающего за корпусом, можно ввести в рассмотрение значение расчетной скорости, исходя из условия эквивалентности работы изолированного движителя и движителя, расположенного вблизи корпуса.

Понятие эквивалентности идеальных движителей включает два условия:

а) равенство средних скоростей протекания жидкости через сечение изолированного движителя и движителя за корпусом

$$\bar{v}_p + \frac{\bar{w}_a}{2} = (1 - t) \left(v_p + \frac{w_a}{2} \right); \quad (32,25)$$

б) равенство значений упора движителей в обоих случаях

$$\rho \bar{F}_p \left(\bar{v}_p + \frac{\bar{w}_a}{2} \right) \bar{\omega}_a = \rho F_p \frac{v_s w_a}{1 - t}. \quad (32,26)$$

Значения F_p , v_p и w_a в выражениях (32,25) и (32,26) относятся к движителю, работающему за корпусом, а значения \bar{F}_p , \bar{v}_p и \bar{w}_a — при отсутствии последнего.

Выражения (32,25) и (32,26) позволяют получить следующую формулу для определения расчетной скорости эквивалентного движителя применительно к случаю работы за корпусом (при $\bar{F}_p = F_p$)

$$\begin{aligned} \frac{\bar{v}_p}{v} &= (1-t) - \frac{t(2-t)}{2(1-t)} \cdot \frac{w_a}{v} = \\ &= (1-\psi_p) + (1-t_0) \frac{w_a}{2v} - \frac{1 + \frac{w_a}{2v}}{(1-\psi_p) + (1-t_0) \frac{w_a}{2v}} \cdot \frac{w_a}{2v}. \end{aligned} \quad (32,27)$$

§ 33. Взаимодействие идеального движителя с направляющей насадкой

Особенности работы движителя в насадке. Приведенные в § 32 формулы для определения характеристик гидромеханического взаимодействия, возникающего в системе корпус судна—двигатель, являются достаточно общими в том смысле, что они могут быть применены для изучения взаимодействия идеального движителя не только с телом, имеющим форму судового корпуса, но и с любым другим телом, и, в частности, с направляющей насадкой (см. § 29 и 63).

При использовании этих формул для исследования работы комплекса идеальный движитель—направляющая насадка необходимо учитывать, что направляющая насадка, как «корпус» специальной формы в виде кольцеобразного тела, охватывающего движитель, влияет на условия работы последнего следующим образом:

а) при работе движителя, расположенного в направляющей насадке, на ее корпусе возникают гидродинамические силы, результирующая которых дает составляющую в направлении перемещения комплекса, т. е. упор насадки P_n , образующий вместе с упором движителя P упор комплекса

$$P_k = P + P_n;$$

б) при обтекании изолированной направляющей насадки (без движителя) в ее сечении, где должен быть размещен движитель, образуется встречный потенциальный поток v_{ψ_n} , увеличивающий скорость протекания жидкости через это сечение.

Основные результаты исследования взаимодействия идеального движителя с направляющей насадкой. В качестве характеристики режима работы комплекса движитель—насадка удобно использовать коэффициент нагрузки его по упору, равный

$$\sigma_k = \frac{2P_k}{\rho v_e^2 F_p}. \quad (33,1)$$

Здесь: $v_e = v(1 - \psi_f)$ — скорость поступательного перемещения комплекса (где ψ_f — коэффициент попутного потока трения).

Для оценки режима работы движителя в насадке может служить коэффициент нагрузки в виде

$$\sigma_{pe} = \frac{2P}{\rho v_e^2 F_p}. \quad (33,2)$$

Характеристиками взаимодействия движителя и направляющей насадки в идеальной жидкости являются следующие безразмерные величины:

а) ψ_n — коэффициент встречного потока насадки, равный

$$\psi_n = \frac{v_{\psi_n}}{v_e}; \quad (33,3)$$

б) t_n — коэффициент засасывания насадки, который равен отношению ее упора к упору движителя и определяется по формуле

$$t_n = \frac{P_n}{P} = \frac{\psi_n + t_{0n} \frac{w_a}{2v_e}}{1 + \frac{w_a}{2v_e}}, \quad (33,4)$$

где w_a — полная величина осевой вызванной скорости в струе комплекса;

t_{0n} — коэффициент засасывания насадки при работе комплекса с нулевой скоростью $v_e = 0$ (т. е. на швартовах, при $\sigma_e \rightarrow \infty$), равный $t_{0n} = (t_n)_{v_e=0}$.

Величина коэффициента засасывания насадки t_n позволяет связать упор комплекса P_k и упор движителя в насадке P следующей зависимостью:

$$P_k = P + P_n = P(1 + t_n). \quad (33,5)$$

На основании результатов исследования взаимодействия идеального движителя с направляющей насадкой получаются приведенные ниже формулы для определения основных гидромеханических характеристик движительного комплекса.

1. Осевая вызванная скорость может быть определена по формуле

$$\frac{w_a}{v_e} = \sqrt{1 + \sigma_{pe}} - 1 = \frac{1 + \psi_n}{1 + t_{0n}} \left[\sqrt{1 + \frac{(1 + t_{0n}) \sigma_k}{(1 + \psi_n)^2}} - 1 \right]. \quad (33,6)$$

2. Средняя скорость протекания жидкости через сечение движителя в насадке равна

$$v_s = (1 + t_n) \left(v_e + \frac{w_a}{2} \right) = v_e (1 + \psi_n) + \frac{w_a}{2} (1 + t_{0n}). \quad (33,7)$$

3. Упор движителя при работе в насадке определяется по формуле

$$P = \Delta p F_p = \rho F_p \left(v_e + \frac{w_a}{2} \right) w_a. \quad (33,8)$$

4. Упор комплекса равен

$$P_k = m w_a = \rho F_p v_s w_a. \quad (33,9)$$

5. Коэффициент полезного действия комплекса идеальный движитель—направляющая насадка получается равным

$$\eta_{ik} = \frac{P_k v_e}{P v_s} = \frac{1}{1 + \frac{w_a}{2v_e}} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \sigma_{pe}}} \quad (33,10)$$

или, иначе

$$\eta_{ik} = \frac{1}{1 + \frac{1 + \psi_n}{2(1 + t_{0n})} \left[\sqrt{1 + \frac{(1 + t_{0n}) \sigma_k}{(1 + \psi_n)^2}} - 1 \right]}. \quad (33,11)$$

Если предполагать, что струя движителя при выходе из насадки сохраняет цилиндрическую форму с площадью поперечного сечения, равной площади F_p , то для осевой вызванной скорости и к. п. д. комплекса соответственно можно получить следующие формулы:

$$\frac{w_a}{v_e} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{1 + 2\sigma_k} - 1 \right); \quad (33,12)$$

$$\eta_{ik} = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + 2\sigma_k}}. \quad (33,13)$$

При выборе элементов движителя, работающего в насадке, можно использовать диаграммы серийных испытаний моделей изолированных движителей, если ввести в рассмотрение расчетную скорость эквивалентного движителя (см. § 32), у которого при работе без насадки получались бы упор и средняя скорость протекания жидкости, равные соответствующим значениям характеристик для движителя в насадке. Расчетная скорость эквивалентного движителя для случая работы в направляющей насадке равна

$$v_p = \frac{v_p}{v_e} = (1 + t_n) + \frac{(2 + t_n) t_n}{2(1 + t_n)} \left(\sqrt{1 + \frac{\sigma_k}{1 + t_n}} - 1 \right). \quad (33,14)$$

§ 34. Сравнительная оценка эффективности судовых движителей

Понятие о коэффициенте качества движителей. Для сравнительной оценки гидромеханической эффективности движителей различного типа целесообразно использовать коэффициент ка-

чества ζ_p , равный отношению к. п. д. любого судового движителя η_p к к. п. д. идеального движителя η_i , т. е.

$$\zeta_p = \frac{\eta_p}{\eta_i}, \quad (34,1)$$

при условии, что в обоих случаях коэффициент нагрузки σ_p имеет одно и то же значение. Величина к. п. д. реального судового движителя η_p (для комплекса винт—насадка η_k) определяется в результате гидромеханического расчета или на основании анализа материалов натурных испытаний судна. Величина к. п. д. η_i (η_{ik}) принимается согласно полученным ранее формулам теории идеального движителя:

а) при сжатии струи (применительно к гребным винтам без насадок) — по формуле (30,15);

б) при отсутствии сжатия струи (например, для винтов в насадках) — по формуле (33,13).

Предлагаемая здесь сравнительная оценка гидромеханической эффективности судовых движителей по величине коэффициента качества основана на предположении, что идеальный и реальный движители развивают одинаковый упор, т. е. величина ζ_p относится к мощности N_p , которая подводится к движителю.

Аналогично, но с несколько большей условностью, может быть выражен коэффициент качества ζ'_p для гидромеханического комплекса судна в целом (корпус судна — гребной винт; корпус — винт—насадка и т. д.). Коэффициент качества комплекса представляет собой отношение пропульсивного к. п. д. η к к. п. д. комплекса η'_i в идеальной жидкости, т. е.

$$\zeta'_p = \frac{\eta}{\eta'_i} \quad (34,2)$$

при равенстве значений коэффициента нагрузки комплекса σ_p в обоих случаях. Значение пропульсивного к. п. д. реального движительного комплекса η находится в результате гидромеханического расчета или анализа материалов натурных испытаний судна.

Значение η'_i для комплекса корпус судна—гребной винт вычисляется по формуле (32,25), а для комплекса винт—насадка — корпус судна — по формуле (33,13), с той лишь разницей, что в эти формулы будет входить величина коэффициента нагрузки комплекса, определяемая согласно выражению (32,16) или (33,1):

а) для гребного винта (без насадки) и комплекса корпус судна — гребной винт

$$\zeta_p = \frac{\eta_p}{2} \left(1 + \sqrt{1 + \eta_p \sigma_N} \right); \quad \zeta'_p = \frac{\eta}{2} \left(1 + \sqrt{1 + \eta' \sigma'_N} \right); \quad (34,3)$$

$$\text{где } \sigma_N = \frac{\sigma_p}{\eta_p}; \quad \sigma'_N = \frac{\sigma_p}{\eta} (1 - \psi)^2;$$

б) для комплекса винт—насадка (без корпуса судна и за корпусом)

$$\zeta_p = \frac{\eta_k}{2} \left(3 + \sqrt{1 + 2\eta_k \sigma_N} \right); \quad \zeta'_p = \frac{\eta}{2} \left(3 + \sqrt{1 + 2\eta \sigma'_N} \right), \quad (34,4)$$

$$\text{где } \sigma_N = \frac{\sigma_k}{\eta_k}; \quad \sigma'_N = \frac{\sigma_k}{\eta} (1 - \psi_f)^2.$$

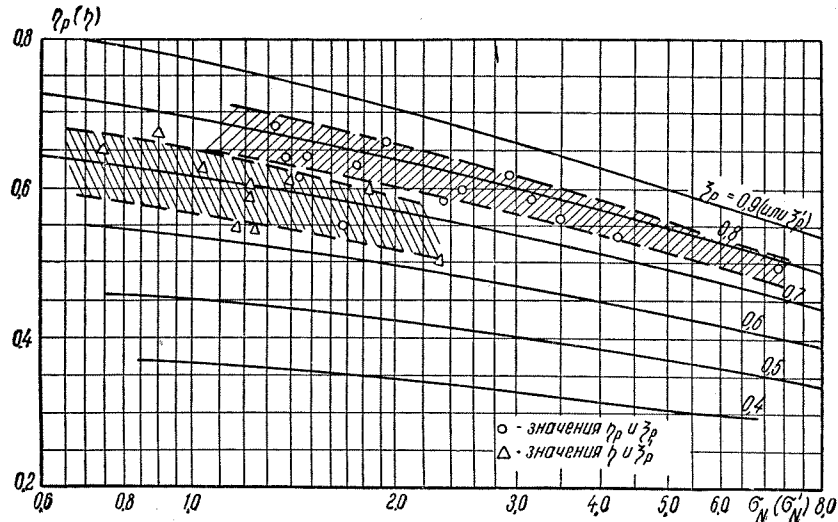


Рис. 77. График для сравнительной оценки эффективности гребных винтов без насадок (небуксирные суда)

Графическое решение уравнений (34,3) представлено на рис. 77 в виде кривых, характеризующих зависимость к. п. д. двигателей η_p (или пропульсивного к. п. д. η) винтовых судов без насадок от коэффициента нагрузки σ_N (или σ'_N) при постоянных значениях ζ_p (или ζ'_p).

Оценку гидромеханической эффективности двигателей буксирных судов (или толкачей) целесообразно производить по величине удельного упора $\frac{P}{N_p}$ (или $\frac{P_k}{N_p}$) в зависимости от значения мощности, приходящейся на 1 м^2 площади гидравлического сечения двигателя, т. е. от удельной нагрузки по мощности $\frac{N_p}{F_p}$. Между указанными характеристиками, а также значениями скорости v_p (или v_e) и коэффициента качества ζ_p существует следующая зависимость:

а) для гребных винтов без насадок

$$\frac{N_p}{F_p} = \frac{2\rho(75)^2 \left(1 - \frac{1}{75} \cdot \frac{v_p}{\zeta_p} \cdot \frac{P}{N_p} \right) \zeta_p^2}{\left(\frac{P}{N_p} \right)^3}; \quad (34,5)$$

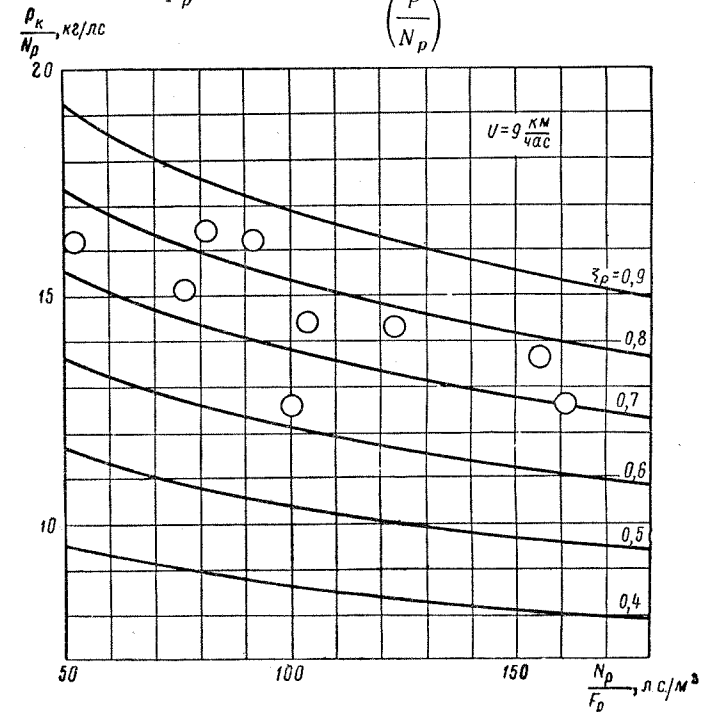


Рис. 78. График для сравнительной оценки эффективности комплекса винт—насадка (буксиры-толкачи)

б) для комплекса винт—насадка

$$\frac{N_p}{F_p} = \frac{2\rho(75)^2 \left(1 - \frac{1}{75} \cdot \frac{v_e}{\zeta_p} \cdot \frac{P_k}{N_p} \right) \left(2 - \frac{1}{75} \cdot \frac{v_e}{\zeta_p} \cdot \frac{P_k}{N_p} \right) \zeta_p^2}{\left(\frac{P_k}{N_p} \right)^3}. \quad (34,6)$$

Графическое решение уравнения (34,6) представлено на рис. 78 в виде кривых, выражающих зависимость удельного упора $\frac{P_k}{N_p}$ от удельной нагрузки по мощности $\frac{N_p}{F_p}$ при постоянных значениях ζ_p и принятой скорости $v_e = 9 \text{ км/час}$.

ГЛАВА IX

ГЕОМЕТРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

§ 35. Геометрия гребных винтов

Образование лопасти гребного винта. Основные геометрические характеристики винта. Лопасть гребного винта представляет собой крылообразное тело, ограниченное участками двух винтовых поверхностей, которые получают в результате неполного оборота образующей (рис. 79). Образование лопасти в виде тела крылообразной формы позволяет достигнуть наиболее благоприятные гидродинамические характеристики гребного винта и одновременно обеспечить необходимую прочность лопасти.

Линия пересечения упомянутых выше двух винтовых поверхностей образует контур лопасти. Наиболее удаленная от оси вращения точка A_k контура называется краем лопасти (концом лопасти). Отстояние этой точки от оси равно радиусу R , а его удвоенное значение — диаметру гребного винта $D = 2R$.

Каждая лопасть своим внутренним концом $A'_0 A_0 A''_0$, который принято называть корнем лопасти, примыкает к ступице гребного винта, представляющей собой тело вращения и имеющей в этом месте диаметр $d_0 = 2r_0$. Расстояние $l = R - r_0$, измеренное от корня лопасти до ее края по радиусу, называется длиной лопасти. Наибольший размер лопасти, измеренный в осевом направлении, определяет подъем лопасти h (иначе, осевой размер).

Кромка лопасти, которая встречает при своем вращении воду, называется входящей кромкой, а противоположная — выходящей. Указанное определение кромок лопасти относят к случаю движения судна на передний ход при нормальном направлении вращения главных двигателей.

В общем случае на судах применяются гребные винты правого и левого вращения (правоходовые и левоходовые).

Поверхность лопасти гребного винта, противоположная направлению движения судна при переднем ходе и воспринимающая при этом режиме повышенное давление воды, называется нагнетающей поверхностью лопасти. Поверхность, которая обращена в сторону

движения судна при переднем ходе и воспринимает в этом случае пониженное давление воды, называется засасывающей поверхностью (иногда — спинкой лопасти).

В простейшем случае нагнетающая поверхность лопасти гребного винта осуществляется в виде винтовой поверхности постоянного шага. На большей части длины лопасти нагнетающая поверхность обычно имеет прямолинейную образующую, перпендикуляр-

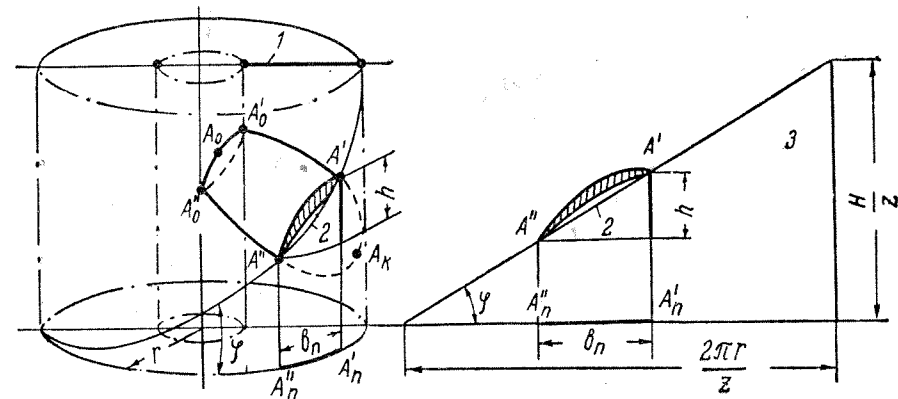


Рис. 79. Образование лопасти гребного винта

1 — образующая лопасти; 2 — кромочная винтовая линия; 3 — шаговый угольник

ную к оси вращения или наклоненную по отношению к последней на угол до $8-15^\circ$ (рис. 80). Засасывающая поверхность лопасти всегда образуется сложной винтовой поверхностью, шаг которой изменяется как вдоль оси, так и по радиусу.

Контур развернутого на плоскость сечения лопасти винта с осным с ним цилиндром радиуса r образует на гипотенузе шагового угольника профиль сечения лопасти, или, проще, профиль лопасти на данном радиусе. Шаг винтовой линии H (рис. 79), проходящей через кромки профиля (по внешней хорде), называется кромочным шагом. Шаг H и угол подъема винтовой линии φ , называемый обычно шаговым углом, связаны соотношением

$$\frac{H}{2\pi r} = \operatorname{tg} \varphi. \quad (35,1)$$

Ширина b профиля сечения, измеренная на развертке по кромочной линии, является шириной лопасти на данном радиусе. Наибольший размер e профиля сечения лопасти, измеренный перпендикулярно кромочной линии, принимается за наибольшую толщину профиля на рассматриваемом радиусе.

В общем случае действительный, или эффективный шаг лопастей гребного винта является некоторой средней величиной между шагом их нагнетающей и засасывающей поверхностей и меняется как вдоль оси, так и по радиусу лопасти, что в значительной мере усложняет вычерчивание, изготовление и измерение винтов.

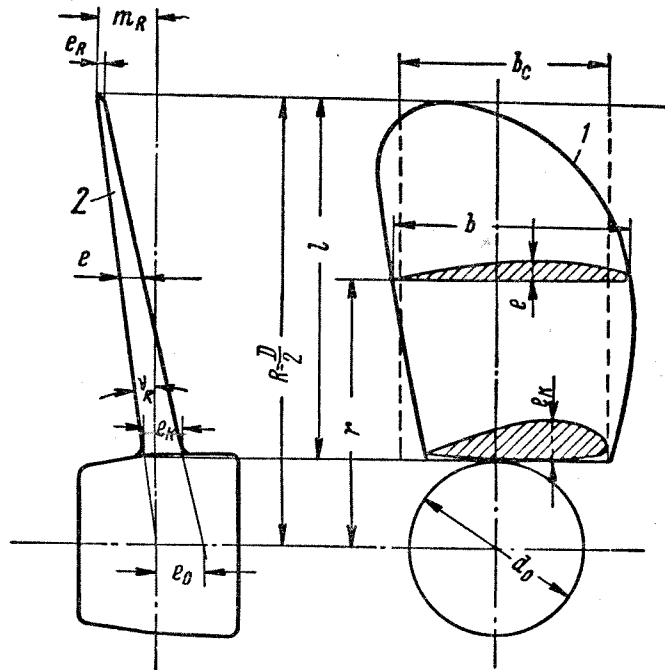


Рис. 80. Контур спрямленной поверхности лопасти (1) и диаграмма наибольших толщин (2)

Для упрощения этих операций вводят понятие конструктивного шага винта H (рис. 79), в качестве которого обычно принимают кромочный шаг сечений лопасти. Для винтов, сечения лопасти которых на различных радиусах имеют прямолинейную нагнетающую стенку на большем ее протяжении, кромочный шаг совпадает с шагом прямолинейной части этой стенки.

Благодаря введению унифицированного понятия конструктивного шага исключаются из рассмотрения винты осе-переменного шага. С этой точки зрения винтом постоянного шага принято считать такой винт, у которого кромочный шаг для всех сечений одинаков, т. е. не зависит от радиуса. Для винтов радиально-переменного шага за номинальную величину последнего условно принимается шаг сечения лопасти на радиусе $r = 0,7 R$.

Отношение конструктивного шага к диаметру гребного винта $\frac{H}{D}$ называется конструктивным шаговым отношением и является одной из наиболее важных геометрических характеристик винта (см. § 43).

Винтовую поверхность, образованную кромочными винтовыми линиями, принято называть номинальной винтовой поверхностью. Площадь этой поверхности, ограниченная контуром лопасти и линией ее пересечения со ступицей, определяет площадь лопасти. Однако точное определение этой площади затруднительно, так как винтовая поверхность не может быть совмещена с плоскостью без искажения.

Поэтому на практике в качестве приближенной меры площади поверхности лопасти F_1 принимается площадь, ограниченная спрямленным контуром лопасти (кратко, спрямленная площадь). Такой контур лопасти получается в том случае, если развернутые на плоскость (спрямленные) сечения лопасти соосными цилиндрами расположить параллельно друг над другом на соответствующих радиусах и соединить плавной линией как входящие, так и выходящие кромки этих сечений (рис. 80).

Для гребного винта, имеющего z лопастей, их площадь равна $F = zF_1$. Отношение спрямленных площадей всех лопастей винта к площади его диска

$$\theta = \frac{F}{F_p} = \frac{4F}{\pi D^2} \quad (35,2)$$

называется дисковым отношением винта. Отношение площади лопасти F_1 к ее длине l определяет среднюю ширину лопасти (рис. 80) и связано с величиной θ формулой

$$b_c = \frac{F_1}{l} = \frac{\pi D^2}{4z(R - r_0)} \theta. \quad (35,3)$$

Контуры и проекции лопасти винта. Проекция контура лопасти на плоскость, перпендикулярную к оси вращения винта, называется контуром нормальной проекции лопасти (иначе, проектированным контуром), а ограниченная им площадь — спроектированной площадью, или площадью нормальной проекции лопасти.

Построение нормальной проекции лопасти по ее спрямленному контуру сводится к нахождению проекций отрезков винтовых линий, для которых известны шаг H , ширина профиля b (спрямленная длина) и шаговый угол φ . Искомыми проекциями являются дуги окружностей соответствующих радиусов r , как проекции отрезков винтовых линий на плоскость, перпендикулярную к оси винта (рис. 79). Из шагового угольника, приведенного на рис. 79, видно, что если известна длина отрезка $A'A'' = b$ спрямленной винтовой линии на гипотенузе угольника, то проекция ее $A_n'A_n'' = b_n$ на

основание представляет собой спрямленную длину дуги окружности, равновеликой нормальной проекции отрезка винтовой линии на данном радиусе.

Боковая проекция лопасти представляет собой проекцию контура лопасти на вертикально-продольную плоскость, параллельную оси винта. При построении этой проекции учитывается, что расстояние между кромочными точками лопасти в осевом направлении определяется величиной подъема h винтовой линии данного радиуса и на боковой проекции должно быть равно соответствующему расстоянию на шаговом угольнике (рис. 79).

Горизонтальная проекция лопасти представляет собой проекцию контура лопасти на плоскость, параллельную оси винта и перпендикулярную плоскости боковой проекции.

Наряду с контуром спрямленной поверхности лопасти иногда используется также контур развернутой поверхности лопасти. Винтовая поверхность, как поверхность двойной кривизны, не может быть развернута на плоскость без деформации. Поэтому понятие развернутой поверхности является в значительной степени условным. Площадь, ограниченная рассматриваемым контуром, также характеризует площадь номинальной винтовой поверхности лопасти, но менее точно, чем это получается при использовании контура спрямленной поверхности, особенно для широких лопастей.

Уточненный практический метод построения различных проекций лопасти гребного винта с использованием контура ее спрямленной поверхности, а также метод профилирования сечений лопасти, подробно излагаются в § 50, где рассматривается вопрос о построении чертежа винта в целом.

§ 36. Конструкция гребных винтов

Конструктивные типы винтов. В конструктивном отношении судовые гребные винты делятся на три основных типа:

- винты с неотъемными лопастями, или цельные винты (например, цельнолитые, а также сварные и штампованные винты);
- винты со съёмными лопастями;
- винты регулируемого шага (ВРШ), или винты с поворотными лопастями.

Гребные винты со съёмными лопастями применяются в тех случаях, когда по условиям эксплуатации судна возможны частые поломки лопастей и требуется их замена запасными лопастями без ввода судна в док (например, на судах ледового плавания) или когда по технологическим соображениям затруднительно изготовить цельный винт большого диаметра ($D = 4,5 \div 6$ м).

Важным преимуществом винтов со съёмными лопастями является возможность корректировки шага на 10—15% в обе стороны от средней его величины за счет разворота лопасти в эллиптических

отверстиях ее фланца, предназначенных для крепежных болтов или шпилек, при помощи которых лопасти укрепляются на ступице винта.

Основным недостатком винтов со съёмными лопастями является то, что их к. п. д. обычно несколько ниже (до 2—5%) по сравнению с цельными винтами из-за необходимости увеличения диаметра ступицы

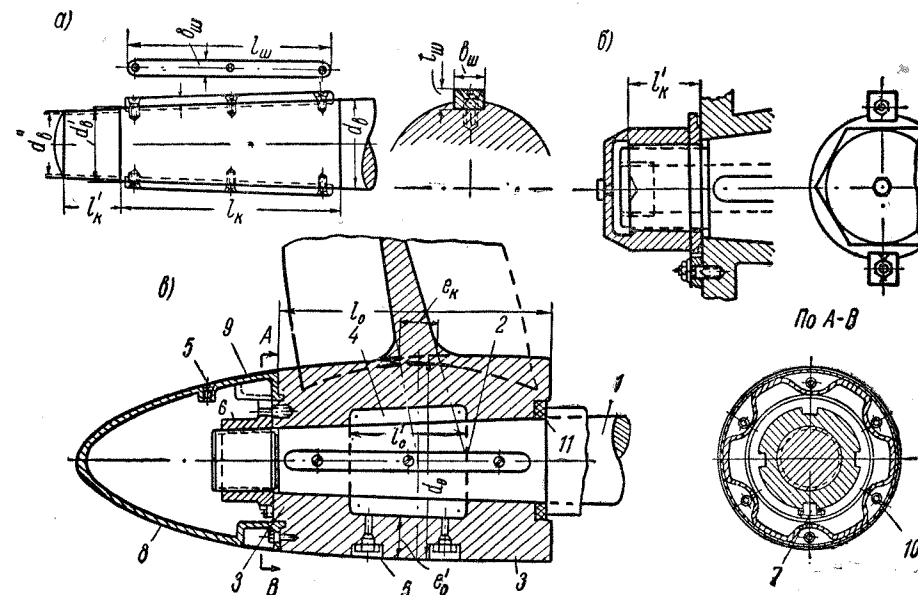


Рис. 81. Крепление винта на гребном валу: а) конус вала, шпонки; б) концевая гайка; в) ступица и обтекатель

1 — гребной вал; 2 — шпонка; 3 — ступица винта; 4 — обнижение; 5 — пробка; 6 — концевая гайка; 7 — стопор гайки; 8 — обтекатель; 9 — кожух; 10 — ввертыш; 11 — резиновое уплотнение

пицы для размещения фланцев съёмных лопастей и деталей их крепления, а также из-за менее обтекаемой формы ступицы.

Конструктивные особенности, область применения, а также преимущества и недостатки винтов регулируемого шага рассматриваются в § 62.

Крепление винта на гребном валу. Для крепления винта на гребном валу предусматривается достаточно надежное соединение ступицы винта с валом (рис. 81), которое должно осуществлять передачу крутящего момента с вала на винт и восприятие упора последнего на переднем и заднем ходу. Ступица винта насаживается на конус гребного вала и соединяется с ним при помощи призматических шпонок, посредством которых передается крутящий момент.

Упор гребного винта на переднем ходу воспринимается валом при помощи конуса, а упор заднего хода — посредством специальной концевой гайки, навинченной на резьбу хвостовика вала.

Конусная часть гребного вала характеризуется величиной конусности и длиной конуса. Конусность k представляет собой отношение разности диаметров ($d_b - d'_b$) концевых поперечных сечений конуса гребного вала к его длине l_k (рис. 81, а), т. е.

$$k = \frac{d_b - d'_b}{l_k}.$$

Для конусов гребных валов в судостроении наиболее часто применяются конусности $k = 1:10$ и $k = 1:15$, причем в отечественной практике нормальным значением конусности является последнее. Длина конусной части гребного вала в известной степени определяется длиной ступицы спроектированного винта, и для разных судов колеблется в пределах $l_k = (1,6 \div 3,3) d_b$.

В зависимости от величины передаваемого крутящего момента для соединения ступицы винта с гребным валом устанавливаются одна или, реже, две шпонки, которые укрепляются на конусе в специальных фрезерованных пазах посредством винтов с потайными головками. Длина шпонки обычно выбирается равной от 90 до 98% длины конусной части вала. Сечение шпонки (с размерами $b_{ш}$ и $t_{ш}$) принимается по соответствующему ГОСТу в зависимости от среднего диаметра конуса вала.

Диаметр резьбы хвостовика d''_b принимается по конструктивным соображениям и обычно составляет $(0,75 \div 0,9) d'_b$, а длина резьбы l'_k делается примерно равной ее диаметру. Независимо от направления вращения гребного вала, эта резьба в настоящее время выполняется правоходной и делается тонкой с большим самоторжением.

Концевые гайки, имеющие своим основным назначением удерживать винт на конусе вала при заднем ходе судна, в зависимости от конструктивного типа делятся на глухие и открытые. Глухие гайки (рис. 81, б) должны исключать возможность проникновения воды к резьбе хвостовика и поверхности конуса. Открытые гайки (рис. 81, в) не могут защитить гребной вал от проникновения воды. Гайки закрепляются на валу надежными стопорами (например, стопорной планкой, которая крепится при помощи фасонной шпильки с гайкой или болта с квадратной головкой).

Конструкция ступицы винта. Обтекатели и уплотнения. Ступица цельного гребного винта (с неотъемными лопастями) представляет собой тело вращения с прямолинейной или слегка выпуклой образующей (рис. 81, в). Обычно диаметр конца ступицы, обращенного к судну, делается несколько больше, чем диаметр

ее противоположного конца. Иногда применяются ступицы цилиндрической или бочкообразной (иначе, сигарообразной) формы.

Внутреннее отверстие ступицы имеет конусность, соответствующую конусности конца гребного вала, и один или, реже, два шпоночных пазы. Шпоночный паз ступицы рекомендуется располагать под одной из лопастей винта. Для уменьшения поверхности расточки под конус гребного вала и для облегчения посадки на конус внутри ступицы выбирается полость, в результате чего получается так называемое обнижение.

В кормовом торце ступицы предусматриваются резьбовые отверстия, в которые ввертываются шпильки специального механического приспособления, облегчающего снятие гребного винта с конуса вала посредством нажима на него упорной планки при вращении гаек, навинченных на шпильки. Для этой цели используются также гидравлические съёмники.

Величина среднего диаметра ступицы d_0 назначается в зависимости от диаметра гребного вала d_b , исходя из следующего соотношения:

$$d_0 = (1,8 \div 2,2) d_b. \quad (36,1)$$

Кроме того, диаметр ступицы должен быть таким, чтобы толщина ее тела e'_0 в районе обнижения (см. рис. 81, в) составляла не менее 0,9 толщины корневого сечения лопасти e_k . Для винтов с неотъемными лопастями оба указанные здесь условия удается выполнить, если соблюдается соотношение

$$d_0 = (0,17 \div 0,22) D. \quad (36,2)$$

Длина ступицы l_0 должна на 2—3% превышать наибольшую ширину контура боковой проекции лопасти винта, что обеспечивает возможность его установки в производственных условиях на торец ступицы, а не на лопасть. Достаточно прочное крепление ступицы на конусе гребного вала достигается в том случае, если рабочая длина шпонки (вне пределов обнижения) составляет не менее 1,5 диаметра вала d_b . Исходя из этого условия, не следует принимать длину участка обнижения l'_0 больше 0,30—0,45 длины конуса гребного вала.

К кормовому торцу ступицы гребного винта крепится колпак-обтекатель (рис. 81, в), который имеет форму тела вращения и предназначен для уменьшения потерь на вихреобразование за ступицей, а также для предохранения концевой гайки, конуса и резьбы вала от проникновения воды и защиты гайки от механических повреждений. Обтекатель и ступица винта должны иметь такую форму, чтобы вместе с конструктивными деталями кормовой оконечности и выступающими частями корпуса судна образовать единый удобообтекаемый комплекс (см. § 45).

Крепление обтекателя к ступице винта осуществляется при помощи ввертышей или шпилек с гайками, которые стопорятся шплинтами или проволокой. Все крепежные детали размещаются на обтекателе в специальных нишах таких размеров, чтобы гайки не выступали за контур обтекателя. Для обеспечения большей герметичности соединения на торцевой стороне обтекателя делается буртик, который входит в кольцевую выточку на кормовом торце ступицы (с резиновым уплотнением).

На судах малых размеров (например, на катерах) обтекатель комбинируется вместе с концевой гайкой в виде обтекателя-гайки. Для предотвращения самоотвинчивания обтекателя-гайки применяются стопорные шайбы или конический сегмент, укрепленный винтами.

Длина обтекателя назначается в зависимости от диаметра гребного винта и составляет от 0,14 до 0,17 D , т. е. приближается к длине ступицы. Профиль обтекателя обычно заканчивается закруглением, радиус которого принимается в зависимости от диаметра ступицы и находится в пределах $(0,05 \div 0,10) d_0$. Толщина стенок обтекателя делается равной 5—10 мм. Все внутренние полости обтекателя и ступицы заполняются тавотом, петролатумом или другим техническим жиром через специальные отверстия, закрываемые резьбовыми пробками, из которых одно делается для заливки растопленного жира, а другое — для выхода воздуха.

Для предотвращения попадания воды в ступицу с носового ее конца также предусматривается уплотнительное устройство (рис. 81, в) в виде конопляного жгута или резиновой прокладки, которая иногда снабжается нажимным металлическим кольцом.

Г Л А В А X

ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ ГРЕБНОГО ВИНТА

§ 37. Кинематические и динамические характеристики гребного винта

Особенности потока гребного винта. С кинематической стороны движение гребного винта при работе в жидкости характеризуют следующие скорости:

1) угловая скорость вращения ω (1/сек) лопастей вокруг оси винта, связанная с его числом оборотов n (в секунду) зависимостью $\omega = 2 \pi n$;

2) скорость поступательного перемещения v_p (м/сек) в направлении оси винта, определяемая с учетом влияния попутного потока корпуса судна.

Соотношение между значениями v_p и n (или ω) определяется величиной абсолютной или линейной поступи гребного винта h_p (м), представляющей собой осевое перемещение винта в жидкости за время, соответствующее одному обороту, т. е.

$$h_p = \frac{v_p}{n}. \quad (37, 1)$$

При нормальных условиях работы судового гребного винта его поступь h_p не достигает величины конструктивного (геометрического) шага H . Разность $H - h_p$ принято называть скольжением винта и выражать в долях шага (sH). Соответственно этому, скорость v_p осевого перемещения гребного винта при работе в жидкости оказывается меньше скорости Hn , которую он имел бы при движении в твердой среде, подобно обыкновенному винту в гайке. Разность $Hn - v_p$ можно назвать скоростью скольжения.

По выходе из винта струя жидкости закручивается в сторону его вращения, что является характерной особенностью потока гребного винта и причиной уменьшения окружной скорости лопастей относительно массы жидкости. Закручивание струи приводит к тому, что, помимо осевых вызванных скоростей ω_a , направленных в сторону, противоположную поступательному перемещению

винта, в его потоке возникают окружные вызванные скорости ω_i (касательные), которые направлены в сторону вращения гребного вала. Возникновение окружных вызванных скоростей влечет за собой дополнительные потери энергии в гребном винте по сравнению с идеальным движителем, имеющим потери только на создание осевых вызванных скоростей (см. § 30).

С динамической стороны работу гребного винта в жидкости характеризуют следующие величины:

1) упор P (кг), развиваемый винтом и обеспечивающий поступательное перемещение судна;

2) вращающий момент M (кгм), который должен быть уравновешен крутящим моментом главных двигателей, передаваемым винту через гребной вал;

3) коэффициент полезного действия η_p , определяющий при данных условиях эффективность работы винта как судового движителя.

Значения упора P и вращающего момента M гребного винта зависят от его режима работы, который характеризуется величиной поступи $h_p = \frac{v_p}{n}$, и определяются либо на основании результатов модельных испытаний, либо теоретическим путем (см. §§ 41 и 55 соответственно). К. п. д. гребного винта η_p , равный отношению полезной мощности Pv_p , развиваемой винтом, к мощности $\omega M = 2\pi nM$, затраченной на его работу, получается равным

$$\eta_p = \frac{Pv_p}{\omega M} = \frac{Pv_p}{75N_p}, \quad (37,2)$$

если принять во внимание, что при данном числе оборотов n (в секунду) между мощностью N_p (л. с.), подведенной к винту, и его вращающим моментом M (кгм) существует связь

$$75N_p = 2\pi nM, \quad (37,3)$$

откуда

$$M = 11,93 \frac{N_p}{n}.$$

Безразмерные гидродинамические характеристики винта. Для удобства представления результатов теоретических исследований, модельных испытаний и расчетов гребных винтов применяется система безразмерных гидромеханических характеристик.

В качестве безразмерной характеристики режима работы гребного винта в жидкости, обычно используется величина относительной поступи, которая представляет собой линейную поступь винта, выраженную в долях его диаметра

$$\lambda_p = \frac{h_p}{D} = \frac{v_p}{nD} \quad (37,4)$$

и пропорциональна отношению скорости v_p осевого перемещения винта к окружной скорости $v_{tR} = R\omega = \pi Dn$ на концах его лопастей. Характеристикой режима работы гребного винта в жидкости может также служить относительное скольжение, т. е. скольжение винта

$$H - h_p = Hn - v_p,$$

выраженное в долях его шага

$$s = \frac{H - h_p}{H} = 1 - \frac{v_p}{Hn}. \quad (37,5)$$

Между значениями s и λ_p для винта с заданным шаговым отношением $\frac{H}{D}$ существует следующая связь:

$$s = 1 - \frac{\lambda_p}{\frac{H}{D}}. \quad (37,6)$$

Упор P и вращающий момент M гребного винта также могут быть представлены в виде соответствующих безразмерных коэффициентов, которые, вместе с величиной к. п. д. η_p , характеризуют динамические свойства винта при данном режиме его работы. Выражения для указанных коэффициентов можно получить на основании теории гидромеханического подобия, если принять в качестве характерных значений линейного размера и скорости соответственно диаметр винта D и окружную скорость на концах его лопастей v_{tR} (или пропорциональную ей величину nD).

Коэффициенты упора и момента гребного винта в этом случае могут быть представлены в виде

$$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}, \quad (37,7)$$

$$K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5} = \frac{11,93 N_p}{\rho n^3 D^5}. \quad (37,8)$$

К. п. д. гребного винта при заданной величине относительной поступи λ_p можно выразить через значения K_1 и K_2 следующим образом:

$$\eta_p = \frac{Pv_p}{2\pi nM} = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi}. \quad (37,9)$$

Коэффициенты K_1 и K_2 связаны с соответствующими значениями коэффициентов нагрузки любого движителя гидравлического типа по упору σ_p и по мощности σ_N (см. § 30) следующими зависимостями:

$$K_1 = \frac{\pi}{8} \sigma_p \lambda_p^2 = 0,393 \sigma_p \lambda_p^2; \quad (37,10)$$

$$K_2 = \frac{1}{16} \sigma_N \lambda_p^3 = 0,0625 \sigma_N \lambda_p^3. \quad (37,11)$$

§ 38. Характеристики лопастных сечений гребного винта

Характеристики изолированного профиля. Элемент лопасти гребного винта на данном радиусе можно рассматривать как элемент несущего крыла, движущегося в жидкости. С этой точки зрения работа лопасти винта определяется как результат совместного действия отдельных элементов лопасти, расположенных на винтовых линиях заданного шага (см. рис. 79).

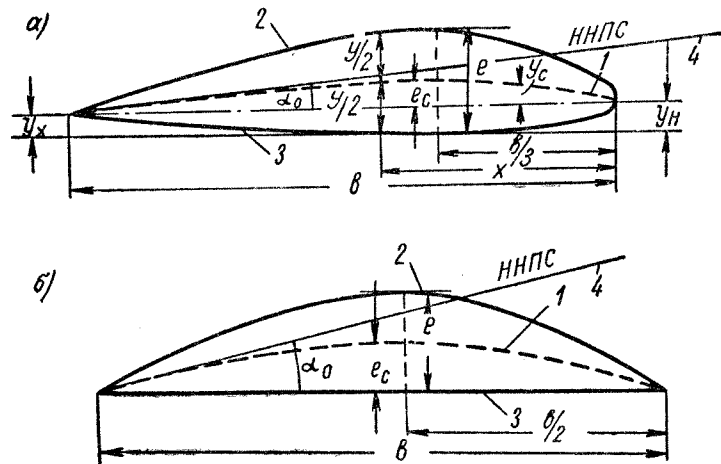


Рис. 82. Геометрические характеристики лопастных сечений гребного винта: а) аэродинамический профиль; б) сегментный профиль
1 — средняя линия; 2 — засасывающая сторона; 3 — нагнетающая сторона; 4 — направление нулевой подъемной силы (ННПС)

Изучение скоростей потока, набегающего на лопасть винта (в обращенной картине движения), и гидродинамических сил, развивающихся на лопасти, первоначально можно производить для какого-либо одного профиля ее сечения, который являлся бы наиболее характерным для лопасти в целом. В качестве такого характерного, или эквивалентного профиля обычно принимается профиль, получающийся при пересечении тела лопасти соосным цилиндром радиуса $r = 0,7 R$, вблизи которого находится точка приложения результирующей гидродинамических сил, действующих на лопасть («центр давления»).

Важнейшими геометрическими характеристиками спрямленного профиля лопасти на рассматриваемом радиусе r являются (рис. 82): ширина, или хорда b , наибольшая толщина e , стрелка прогиба средней линии кривизны e_c , подъем y_n и диаметр закругления d_n носика (входящей кромки), а также подъем y_x и радиус закругле-

ния r_x хвостовика (выходящей кромки). В качестве безразмерных геометрических характеристик профиля обычно используются относительная толщина профиля $\delta = \frac{e}{b}$ и относительная кривизна его средней линии $\delta_c = \frac{e_c}{b}$.

Основными безразмерными гидродинамическими характеристиками профиля лопасти на данном радиусе, как элемента крыла, являются коэффициенты подъемной силы C_y и профильного сопротивления C_x , а также обратное качество профиля ε , принимаемые в виде

$$C_y = \frac{2Y}{\rho v_i^2 F_k}; \quad C_x = \frac{2X}{\rho v_i^2 F_k};$$

$$\varepsilon = \frac{X}{Y} = \frac{C_x}{C_y}, \quad (38,1)$$

где v_i — скорость движения крыла (или скорость набегающего потока в системе координат, связанной с крылом);
 F_k — площадь крыла (в плане), образованного данным профилем.

При докавитационных режимах обтекания значения характеристик C_y , C_x и ε для данного профиля в основном определяются гидродинамическим углом атаки α_i (рис. 83), который составляет вектор скорости v_i набегающего потока с направлением нулевой подъемной силы (сокращенно ННПС), соответствующим величине $C_y = 0$. Угол α_i связан с кромочным углом атаки α_k , измеряемым между направлением скорости v_i и хордой профиля, следующей зависимостью:

$$\alpha_i = \alpha_k + \alpha_0, \quad (38,2)$$

где α_0 — нулевой угол, составленный внешней хордой профиля и ННПС и зависящий от формы профиля (см. рис. 82).
Для изолированного профиля можно полагать, что

$$C_y \approx \left(\frac{\partial C_y}{\partial \alpha_i} \right) \sin \alpha_i = \mu \sin \alpha_i, \quad (38,3)$$

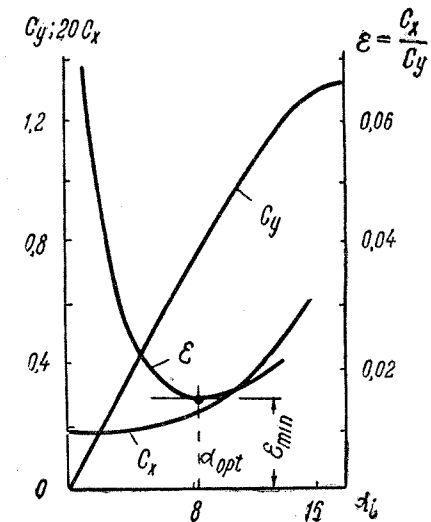


Рис. 83. Гидродинамические характеристики профиля сечения гребного винта

причем при докритических углах атаки ($\alpha_i < \alpha_{i_{кр}}$), соответствующих безотрывному обтеканию профиля, выражение (38,3) принимает вид

$$C_y = \mu \alpha_i. \quad (38,4)$$

Количественная зависимость между значениями C_y и α_i может быть установлена на основании следующей формулы, рекомендуемой Э. Э. Папмелем при углах $\alpha_i < \alpha_{i_{кр}}$:

$$C_y = 0,09 \alpha_i^2; \quad \alpha_i^2 = 11,0 C_y, \quad (38,5)$$

где угол атаки дан в градусах α_i° .

Для изолированных винтовых профилей угол α_0° приближенно можно принимать

$$\alpha_0^{\circ} \approx 100 \delta_c. \quad (38,6)$$

Обратное качество ε винтового профиля зависит от угла атаки, формы профиля и шероховатости его поверхности. Величину ε для аэродинамических винтовых профилей можно определить по предложенной В. М. Лаврентьевым диаграмме, которая приведена на рис. 84 и получена в результате анализа материалов испытаний серии изолированных профилей крыльев бесконечного размаха с технически гладкой поверхностью.

Данная диаграмма, построенная в системе координат $C_y - \delta$, содержит кривые постоянных значений $\varepsilon = \text{const}$ и может быть использована для выбора наиболее выгоднейшей формы профилей лопастных сечений гребных винтов. Для этой цели на диаграмме нанесены кривые наиболее выгоднейших значений δ и C_y (т. е. кривые $\delta_{\text{опт}}$ и $C_{y_{\text{опт}}}$), обеспечивающих наименьшую величину ε_{min} при заданных C_y или δ (см. рис. 83).

Падение давления Δp , возникающее на засасывающей поверхности профиля, характеризуется величиной коэффициента наибольшего разрежения (см. также § 40)

$$\xi_{\text{max}} = \frac{2\Delta p}{\rho v_i^2} = \frac{2(p_0 - p_{\text{min}})}{\rho v_i^2}. \quad (38,7)$$

Здесь:

p_0 — гидростатическое давление в области, где находится профиль;

p_{min} — наименьшее давление, наблюдаемое в некоторой точке профиля.

При известных значениях p_0 и v_i величина ξ_{max} определяется углом атаки α_i (или коэффициентом C_y), относительной толщиной профиля δ и его формой. Для определения коэффициента ξ_{max} можно воспользоваться упомянутой ранее диаграммой (рис. 84), на кото-

рой в системе координат $C_y - \delta$ нанесены кривые постоянных значений ξ_{max} для винтовых профилей аэродинамического типа.

Влияние гидродинамической решетки на работу элемента лопасти. Если рассечь лопасти винта соосным с ним цилиндром

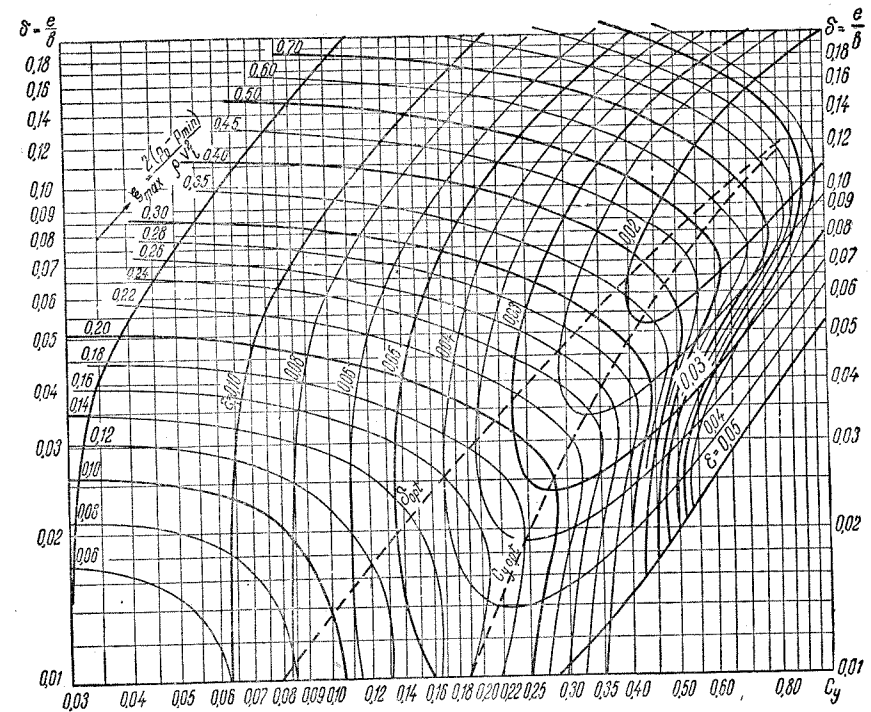


Рис. 84. Диаграмма для выбора оптимальных характеристик винтового профиля

радиуса r , то на боковой поверхности такого цилиндра будут располагаться профили сечения всех лопастей, находящиеся на этом радиусе. Так как движение жидкости на данном радиусе происходит примерно по поверхности цилиндра радиуса r (рис. 85), то приближенно можно считать, что работа рассмотренного ранее элемента лопасти винта в действительности эквивалентна работе профиля крыла, находящегося в составе гидродинамической решетки, которая представляет собой бесконечную решетку профилей.

Шаг решетки на данном радиусе r для винта с z лопастями составляет $a = \frac{2\pi r}{z}$, а ее угол установки равен шаговому углу φ сече-

ния лопастей на этом радиусе. Относительный шаг решетки принимается равным

$$t_r = \frac{a}{b} = \frac{\pi}{z} \cdot \frac{D}{b} \bar{r}, \quad (38,8)$$

где $\bar{r} = \frac{r}{R}$ — относительный радиус сечения лопасти.

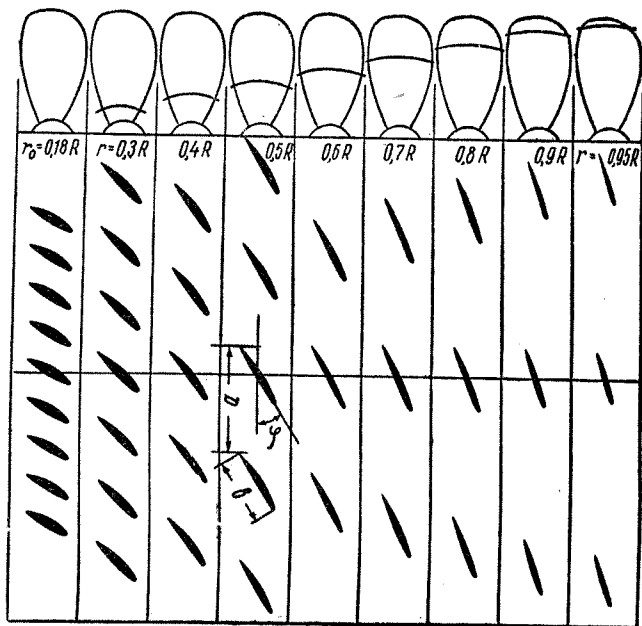


Рис. 85. Решетка лопастных сечений гребного винта

Влияние решетки на гидромеханические характеристики профиля проявляется в том, что при работе его в составе решетки угол наклона кривой $C_y = f(\alpha_i) = \frac{\partial C_y}{\partial \alpha_i}$ и нулевой угол α_0 становятся меньше соответствующих значений этих углов для изолированного профиля. Уменьшение угла наклона кривой $C_y = f(\alpha_i)$ учитывается введением поправочного коэффициента κ_1 в формулу (38,4), которая приводится к виду

$$C_y = \kappa_1 C_{y_0} = \kappa_1 \mu \alpha_i, \quad (38,9)$$

где значения C_y и C_{y_0} относятся соответственно к профилю в составе решетки и к изолированному профилю.

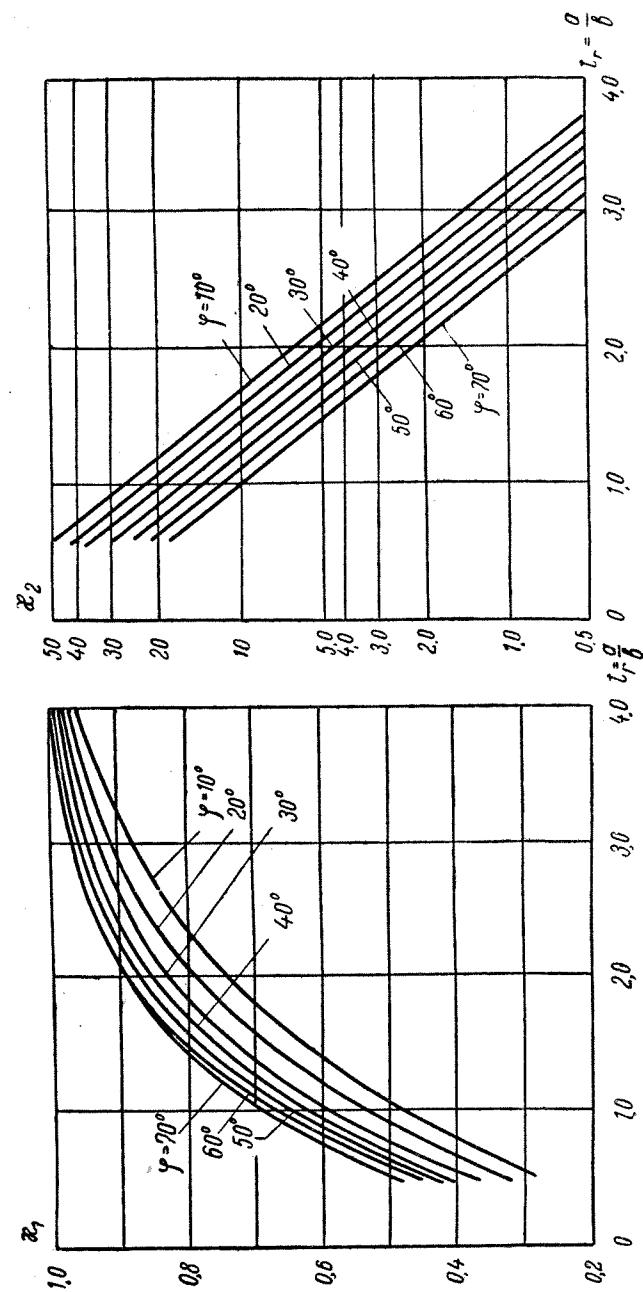


Рис. 86. Поправки на влияние решетки (по Гутше)

Для учета влияния решетки на уменьшение нулевого угла α_0 профиля в формулу (38,6) вводится поправочный коэффициент κ_2 , и эта формула, как рекомендует В. М. Лаврентьев, может быть представлена следующим образом:

$$\alpha_0^\circ = (100 - 2\kappa_2) \delta_c. \quad (38,10)$$

Численные значения коэффициентов влияния решетки κ_1 и κ_2 зависят от ее относительного шага t_r и угла установки φ и определяются по тем или иным приближенным методам. В частности, эти поправки могут быть определены по экспериментальным данным, полученным Гутше для решетки крыловых профилей. Результаты экспериментов Гутше представлены в виде двух графиков (рис. 86), на которых приведены кривые, выражающие зависимость коэффициентов κ_1 и κ_2 от величины $t_r = \frac{a}{b}$ при постоянных значениях φ .

Более точные методы определения поправок на влияние гидродинамической решетки применяются в случае расчета элементов гребного винта по формулам вихревой теории (см. § 54).

§ 39. Теория элемента лопасти. Упор, момент и к. п. д. гребного винта

Упор, момент и к. п. д. элемента лопасти винта. Элемент лопасти на радиусе r (рис. 87) представляет собой часть лопасти, отсекаемую двумя соосными с винтом цилиндрами с радиусами r и $r + dr$, бесконечно мало отличающимися друг от друга. При развертке боковой поверхности этих цилиндров образуется цилиндрическое сечение лопасти, имеющее ширину b (спрямленную длину) и шаговый угол φ . Такой элемент лопасти винта можно рассматривать как элемент крыла с площадью $dF_k = bdr$.

Рассматриваемый элемент лопасти движется по отношению к окружающей жидкости с действующей скоростью v_i , которая представляет собой геометрическую сумму окружной скорости элемента $r\omega$, осевой скорости v_p , поступательного перемещения винта и вызванной скорости $\frac{w_n}{2}$, причем последняя, в свою очередь, является геометрической суммой осевой и окружной составляющих ($\frac{w_a}{2}$ и $\frac{w_t}{2}$).

Гребной винт, для которого можно пренебречь величиной w_t по сравнению с $r\omega$ и величиной w_a по сравнению с v_p , называется слабо нагруженным винтом. Для умеренно нагруженного винта можно пренебрегать только вторыми и более высокими степенями вызванных скоростей w_a и w_t по сравнению с соответствующими значениями скоростей v_p и $r\omega$ элемента винта на данном радиусе. Зна-

чения w_a и w_t для тяжело нагруженного винта сопоставимы с v_p и $r\omega$ (соответственно).

Для слабо нагруженного винта скорости v_i и w_n перпендикулярны друг к другу и определяются в виде

$$v_i = \sqrt{\left(v_p + \frac{w_a}{2}\right)^2 + \left(r\omega - \frac{w_t}{2}\right)^2}; \quad (39,1)$$

$$w_n = \sqrt{w_a^2 + w_t^2}. \quad (39,2)$$

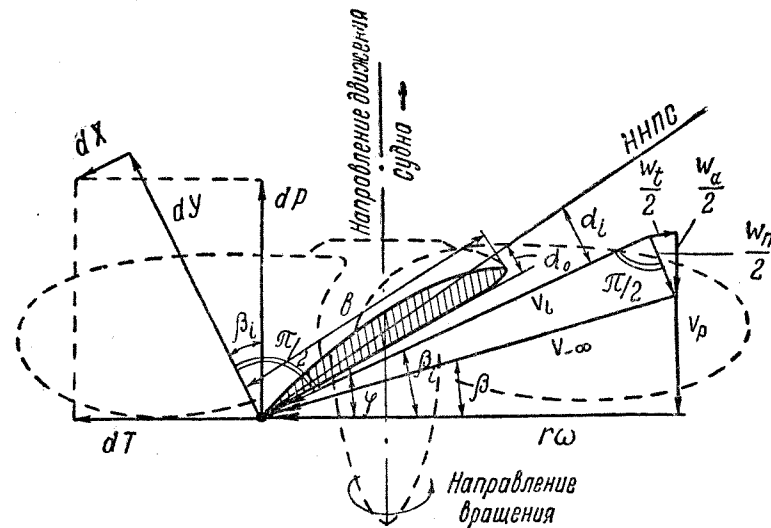


Рис. 87. Скорости и силы, возникающие на элементе лопасти гребного винта

Радиальной составляющей w_r вызванной скорости при этом можно пренебречь, так как она обычно не оказывает существенного влияния на величину сил, действующих на элемент лопасти. На достаточном удалении перед винтом, где отсутствуют скорости, вызванные его работой, скорость элемента лопасти по отношению к жидкости равна v_∞ и является геометрической суммой скоростей v_p и $r\omega$ (в относительном движении).

Результирующее движение элемента лопасти со скоростью v_i , как элемента крыла, происходит по отношению к окружающей жидкости под гидродинамическим углом атаки α_i . Величина этого угла, а следовательно, и режим работы данного элемента лопасти при заданном шаговом угле φ (см. рис. 87) определяется углом

индуктивной поступи β_i , который составляет действующая скорость v_i с направлением окружной скорости $r\omega$ и находится из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{v_p + \frac{\omega_a}{2}}{r\omega - \frac{\omega_t}{2}}. \quad (39,3)$$

В свою очередь, угол β_i для рассматриваемого элемента лопасти зависит от угла поступи β , который характеризует соотношение между осевой и окружной составляющими скорости движения элемента без учета вызванных скоростей и определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{v_p}{r\omega}. \quad (39,4)$$

На элементе лопасти винта, как на крыле, движущемся в вязкой жидкости со скоростью v_i под гидродинамическим углом атаки α_i , возникают подъемная сила dY и сила профильного сопротивления dX , соответственно равные

$$dY = C_y \frac{\rho v_i^2}{2} b dr; \quad (39,5)$$

$$dX = C_x \frac{\rho v_i^2}{2} b dr = \varepsilon dY, \quad (39,6)$$

где $\varepsilon = \frac{dX}{dY} = \frac{C_x}{C_y}$ — обратное качество профиля лопасти на данном радиусе (см. § 38).

Проектируя силы dY и dX последовательно на направление осевой и окружной скорости движения элемента лопасти, можно получить выражения для упора dP и касательной силы dT , возникающих на данном элементе, т. е.

$$dP = dY \cos \beta_i - dX \sin \beta_i = C_y b \frac{\rho v_i^2}{2} \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) dr; \quad (39,7)$$

$$dT = dY \sin \beta_i + dX \cos \beta_i = C_y b \frac{\rho v_i^2}{2} \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) dr. \quad (39,8)$$

Момент вращения dM элемента лопасти относительно оси винта (момент сопротивления вращению) и мощность ωdM , затраченная на работу элемента, соответственно равны

$$dM = r dT = C_y b \frac{\rho v_i^2}{2} \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) r dr; \quad (39,9)$$

$$\omega dM = \omega C_y b \frac{\rho v_i^2}{2} \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) r dr. \quad (39,10)$$

Приведенные здесь выражения показывают, что любой элемент лопасти гребного винта работает по принципу подъемной силы, за счет которой создается его упор, в то время как профильное сопротивление вызывает уменьшение упора и возрастание момента, необходимого для вращения винта.

Коэффициент полезного действия элемента лопасти винта может быть представлен в виде

$$\eta_r = \frac{dP v_p}{\omega dM} = \eta_{r_i} \eta_{r_\varepsilon}, \quad (39,11)$$

где η_{r_i} — индуктивный к. п. д. элемента лопасти;

η_{r_ε} — конструктивный к. п. д. элемента.

Индуктивный к. п. д. элемента лопасти состоит из двух множителей

$$\eta_{r_i} = \eta_{r_a} \eta_{r_t} = \frac{v_p}{v_p + \frac{\omega_a}{2}} \cdot \frac{r\omega - \frac{\omega_t}{2}}{r\omega}, \quad (39,12)$$

первый из которых учитывает потери на создание осевых, а второй — окружных вызванных (индуцированных) скоростей.

Конструктивный к. п. д. элемента

$$\eta_{r_\varepsilon} = \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i}{1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i} \quad (39,13)$$

характеризует профильные потери, обусловленные вязкостью жидкости и конструктивными особенностями элемента лопасти (форма профиля, состояние его поверхности).

Упор, момент и к. п. д. гребного винта. Кривые действия винта. На основании выражений (39,7) и (39,9) можно получить следующие формулы для определения упора P и вращающего момента M гребного винта с лопастями, имеющими длину $l = R - r_0$:

$$P = \int_{r_0}^R z C_y b \frac{\rho v_i^2}{2} \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) dr; \quad (39,14)$$

$$M = \int_{r_0}^R z C_y b \frac{\rho v_i^2}{2} \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) r dr. \quad (39,15)$$

Интегрирование выражений (39,14) и (39,15) может быть выполнено аналитическим или графическим путем, если заданы значения ω_a , ω_t и ε для различных сечений лопасти винта. Для уточнения значений упора и момента, полученных в результате интегрирования этих выражений, величину C_y следует принимать с учетом влияния бесконечной решетки профилей (см. § 38).

Упор и момент гребного винта, а также его к. п. д., равный

$$\eta_p = \frac{Pv_p}{M\omega} = \frac{Pv_p}{M \cdot 2\pi n}, \quad (39,16)$$

являются динамическими характеристиками винта и зависят от режима его работы, который определяется значением поступи $h_p = \frac{v_p}{n}$.

На основании выражений (39,14) и (39,15) можно также найти значения безразмерных коэффициентов упора K_1 и момента K_2 (см. § 37), если представить эти выражения в виде

$$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4} = \int_{\bar{r}_0}^1 \frac{z}{4} C_y \left(\frac{b}{D}\right) \left(\frac{v_i}{nD}\right)^2 \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) \bar{r} \bar{r}_0 \bar{r} \bar{r}_0; \quad (39,17)$$

$$K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5} = \int_{\bar{r}_0}^1 \frac{z}{8} C_y \left(\frac{b}{D}\right) \left(\frac{v_i}{nD}\right)^2 \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) \bar{r} \bar{r}_0 \bar{r} \bar{r}_0; \quad (39,18)$$

где обозначено: $\bar{r} = \frac{r}{R}$; $\bar{r}_0 = \frac{r_0}{R}$.

Представленные таким образом выражения показывают, что коэффициенты K_1 и K_2 не зависят от абсолютных размеров гребного винта и определяются его геометрической формой и значением относительной поступи $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$. Высказанные здесь положения о характере изменения коэффициентов K_1 и K_2 оказываются справедливыми лишь в тех случаях, когда выполняются следующие условия:

а) гребные винты работают при достаточном погружении, исключая влияние свободной поверхности воды;

б) для всей серии геометрически подобных винтов соблюдаются достаточно высокие числа Рейнольдса, а лопасти винтов имеют технически гладкую поверхность;

в) на элементах лопастей не возникает кавитация (особенно ее вторая стадия).

При выполнении этих условий величины K_1 и K_2 , а следовательно и к. п. д. η_p всех геометрически подобных винтов, являются однозначными функциями относительной поступи λ_p , которые полностью определяют динамические свойства таких винтов. Поэтому безразмерные динамические характеристики K_1 , K_2 , η_p , представленные графически в виде кривых (рис. 88), выражающих зависимость указанных величин от поступи λ_p , часто называют кривыми действия гребного винта. Связь между этими величинами при заданном значении λ_p устанавливается соотношением

$$\eta_p = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi}. \quad (39,19)$$

Кривые действия гребного винта $K_1 = f(\lambda_p)$, $K_2 = f(\lambda_p)$ и $\eta_p = f(\lambda_p)$ дают наглядное представление о закономерностях изменения динамических характеристик винта в зависимости от режима его работы, определяемого значением поступи λ_p (см. рис. 87).

Максимальные значения коэффициентов K_1 и K_2 получаются при работе винта на швартовах, когда поступь $\lambda_p = 0$, а углы атаки α_i элементов лопасти и действующие силы достигают наибольшей величины. С увеличением поступи λ_p возрастают углы индуктивной

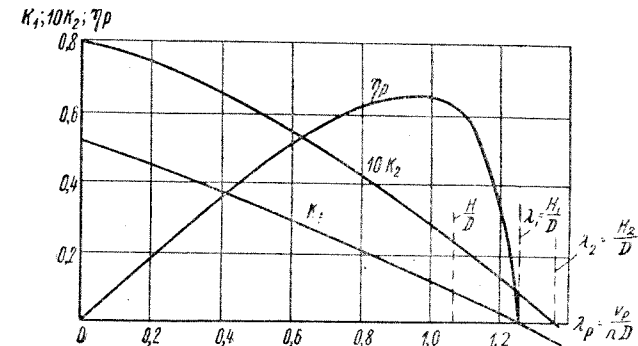


Рис. 88. Кривые действия гребного винта в свободной воде

поступи β_i элементов лопасти винта и соответственно уменьшаются их углы атаки α_i , что приводит к уменьшению сил, действующих на каждый элемент лопасти, и сопровождается падением значений коэффициентов K_1 и K_2 .

Изменение динамических характеристик винта с увеличением относительной поступи λ_p происходит таким образом, что при некотором ее значении λ_1 коэффициент упора K_1 обращается в нуль, в то время как коэффициент момента K_2 продолжает оставаться положительным. Такой режим работы винта называется режимом нулевого упора (иначе, режимом свободного скольжения). Значение поступи $\lambda_1 = \frac{H_1}{D} > \frac{H}{D}$ принято называть шаговым отношением нулевого упора, или гидродинамическим шаговым отношением, а величину H_1 — шагом нулевого упора, или гидродинамическим шагом винта.

При значении поступи $\lambda_2 > \lambda_1$, коэффициент момента K_2 становится равным нулю, а коэффициент упора K_1 — отрицательным. Подобный режим работы винта называют режимом нулевого момента (режимом свободного вращения). Значение $\lambda_2 = \frac{H_2}{D} > \frac{H_1}{D}$ называется шаговым отношением нулевого момента, а величина H_2

шагом нулевого момента. При дальнейшем увеличении поступи λ_p отрицательным становится и коэффициент момента K_2 .

В диапазоне относительных поступей $0 < \lambda_p < \lambda_1$ гребной винт работает как судовой движитель, развивающий положительный упор P (при $K_1 > 0$) за счет использования вращающего момента M (при $K_2 > 0$), подведенного к винту через гребной вал от двигателей судна. К. п. д. винта изменяется в этом диапазоне поступей таким образом, что при $\lambda_p = 0$ (на швартовах) и $\lambda_p = \lambda_1$ (на режиме нулевого упора) величина η_p обращается в нуль, так как в обоих случаях винт не развивает полезной мощности ($Pv_p = 0$). Своего наивысшего значения к. п. д. винта достигает при некоторой промежуточной величине поступи, которая должна соответствовать расчетному режиму работы винта при заданных условиях эксплуатации судна.

Для оценки режима работы винта, как судовой движителя, вместо скольжения s относительно геометрического шага (см. § 37) часто используют понятие скольжения s_1 относительно гидродинамического шага, принимая

$$s_1 = \frac{H_1 - h_p}{H_1} = 1 - \frac{v_p}{H_1 n} = 1 - \frac{\lambda_p}{\lambda_1}. \quad (39,20)$$

При относительных поступях $\lambda_p > \lambda_2$ гребной винт, тормозя движение судна ($K_1 < 0$), может отдавать некоторую мощность ($K_2 < 0$), работая на турбинных режимах (как водяная турбина).

В области относительных поступей $\lambda_1 < \lambda_p < \lambda_2$ винт не может быть использован ни как движитель, ни как турбина ($K_1 < 0$; $K_2 > 0$). При работе в этой области вся мощность, потребляемая гребным винтом, расходуется на преодоление внутренних потерь, обусловленных действием сил сопротивления вращению и осевому перемещению самого винта, который оказывается как бы «парализованным» (по выражению А. Ф. Брикса).

Размер области «парализации» винта, находящейся между значениями λ_1 и λ_2 , возрастает с увеличением обратного качества ϵ элементов лопасти. Характеристикой относительных размеров этой области может служить так называемая параль гребного винта

$$m = \frac{H_2 - H_1}{H_1} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} - 1, \quad (39,21)$$

с увеличением которой при прочих равных условиях снижается к. п. д. винта.

Режимы работы гребного винта при поступях $\lambda_p \geq \lambda_1$ не являются характерными для нормальных условий эксплуатации судна и могут встретиться лишь в особых случаях (например, при свободном вращении винтов в случае буксировки данного судна другим). Однако эти режимы легко можно осуществить при проведении модельных испытаний гребных винтов (см. § 41).

§ 40. Кавитация гребных винтов

Сущность явления кавитации. Условия ее возникновения. Кавитацией называется гидромеханический процесс образования разрывов сплошности жидкости в тех местах потока, где давление снижается до давления насыщенных паров этой жидкости p_d при существующей температуре t° , либо до определенного критического давления p_k , при котором начинается выделение растворенных в жидкости газов или воздуха. Кавитация может возникнуть при работе различных гидравлических механизмов (в частности, гребных винтов) или при движении различных тел в жидкости (например, судового корпуса и его выступающих частей).

Критическое давление p_k в значительной мере зависит от физико-химических свойств жидкости (содержание растворенных газов, воздуха, соленость, температура и т. п.). Давление насыщенных паров p_d обычно ниже критического и зависит в основном от температуры воды t° . Величина p_d при различных значениях t° приведена в табл. 15; здесь же показана доля, которую составляет давление p_d от атмосферного давления p_a (в %).

Таблица 15

Давление насыщенных паров воды при различной температуре

$t^\circ \text{C}$	5	10	15	20	30	40	50	60	100
$p_d \text{ кг/м}^2$	89	125	174	238	433	752	1258	2031	10330
$\frac{p_d}{p_a} 100\%$	0,9	1,2	1,5	2,3	4,2	7,2	12,2	19,7	100

Для изучения процесса кавитации гребных винтов необходимо рассмотреть условия, при которых она может возникнуть на элементе лопасти, как на профиле крыла, обтекаемом потоком идеальной жидкости со скоростью v_i .

В качестве безразмерной характеристики изменения давления Δp в некоторой точке профиля, погруженной на глубину h_1 под свободную поверхность жидкости, принимается коэффициент местного разрежения, равный

$$\xi = \frac{\Delta p}{q} = \frac{p_0 - p_1}{q} = \left(\frac{v_1}{v_i} \right)^2 - 1. \quad (40,1)$$

Здесь:

- $q = \frac{\rho v_i^2}{2}$ — скоростное давление набегающего потока (иначе, скоростной напор);
- p_0 — статическое давление в рассматриваемой точке профиля крыла, равное $p_0 = p_a + \gamma h_1$;
- p_1 и v_1 — соответственно давление и скорость обтекания в той же точке.

Величина ξ определяется только геометрической формой профиля и углом атаки и не зависит от скорости набегающего потока.

Наибольшее разрежение получается в той точке засасывающей стенки профиля, в которой коэффициент ξ принимает максимальное значение, т. е. $\xi = \xi_{\max}$. Давление в этой точке понижается до значения

$$p_{1\min} = p_0 - \xi_{\max} q. \quad (40,2)$$

Кавитационный процесс начинается с момента освобождения растворенных в воде газов вместе с паром и происходит в виде образования паро-газовых полостей (кавитационных «каверн»). При этих условиях величина $p_{1\min}$ сначала становится равной критическому давлению p_k , а затем достигает давления насыщенных паров воды p_d при данной температуре. Оценка возможности возникновения кавитационного процесса производится по величине числа кавитации

$$\kappa = \frac{2(p_0 - p_{\min})}{\rho v_i^2} = \left(\frac{\Delta p}{q} \right)_{\max}. \quad (40,3)$$

Из выражения (40,3) следует, что чем меньше значение κ , тем больше развита кавитация, которая начинается при $\kappa \leq \xi_{\max}$ и отсутствует при $\kappa > \xi_{\max}$. Значение κ , соответствующее возникновению кавитационного процесса, принято считать критическим числом кавитации κ_k .

Критические значения скорости v_i , при которых давление на профиле снижается до величины p_k или p_d , определяются следующими параметрами кавитации ξ_{\max} , соответственно равными:

$$\xi_k = \frac{2(p_0 - p_k)}{\rho v_k^2} = \frac{p_0 - p_k}{q_k}; \quad \xi_d = \frac{2(p_0 - p_d)}{\rho v_{k,d}^2} = \frac{p_0 - p_d}{q_{k,d}}. \quad (40,4)$$

Стадии развития кавитации. В зависимости от степени понижения давления на поверхности тела (профиля) и характера влияния кавитационного процесса на режим обтекания тела различают газовую и паровую кавитацию, последняя из которых может иметь две стадии развития (первую и вторую).

Газовая кавитация определяется величиной ξ_k и характеризует момент возникновения кавитационных пузырьков за счет диффузии газов и воздуха в тех точках профиля, где местное давление достигает значения p_k . Двигаясь вдоль профиля, такие пузырьки разрушаются под действием повышенного давления. Кавитационные газовые пузырьки не оказывают заметного влияния на гидродинамические характеристики профиля вследствие малости размеров этих пузырьков по сравнению с размерами обтекаемого тела.

Начало первой стадии паровой кавитации определяется величиной ξ_d и характеризует момент, при котором местное давление

на профиле достигает значения p_d («холодное кипение» воды). Дальнейшее развитие кавитации на этой стадии происходит благодаря проникновению образующегося насыщенного пара в выделившиеся ранее газовые пузырьки. На этой стадии развития кавитация оказывается связанной с определенным местом на поверхности обтекаемого профиля, где величина $\xi = \xi_d$. Расположение парогазовых кавитационных каверн по профилю зависит от угла атаки, однако при положительных значениях этого угла каверны образуются обычно только на передней части засасывающей стенки профиля.

Появление кавитационных каверн на засасывающей стенке профиля приводит к изменению режима ее обтекания и сопровождается перераспределением давления вдоль этой стенки (рис. 89). Благодаря перераспределению давления подъемная сила, а следовательно, и гидродинамические характеристики профиля на первой стадии кавитации изменяются незначительно. Однако эта стадия развития кавитации представляет опасность с точки зрения возможности быстрого разрушения материала поверхности обтекаемого тела (см. ниже об эрозии).

Вторая стадия паровой кавитации определяется условием $\xi < \xi_d$ и характеризуется тем, что кавитационная область распространяется по всей засасывающей стороне профиля. На этой стадии кавитации происходит ухудшение гидродинамических характеристик профиля, главным образом, за счет падения коэффициента подъемной силы C_y на засасывающей стороне, которое пропорционально изменению величины ξ (см. рис. 89). Одновременно несколько возрастает коэффициент профильного сопротивления C_x .

При работе в условиях гидродинамической решетки кавитация профиля начинается раньше и обусловленное этим падение коэффициента подъемной силы C_y происходит в большей степени, чем для изолированного профиля, так как в первом случае статическое давление в месте расположения профиля в среднем оказывается меньше, чем во втором.

Экспериментальное исследование обтекания моделей на кавитационных режимах показывает, что момент возникновения кавитации можно определить по началу ее первой стадии, т. е. если при-

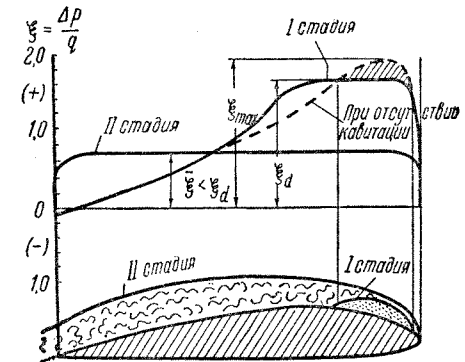


Рис. 89. Влияние кавитации на величину коэффициента местного разрежения на засасывающей стенке профиля

нимать $p_{1\min} = p_d$. В соответствии с этим условием, критическое значение числа кавитации можно выразить в виде

$$\chi_k = \xi_d = \frac{p_0 - p_d}{\rho k d} \quad (40,5)$$

В отличие от первой стадии, которая характеризуется максимальным значением коэффициента разрежения $\xi = \xi_{\max}$, вторая стадия кавитации определяется его средней величиной $\bar{\xi} < \xi_d$ (рис. 89).

Особенности кавитации винтовых профилей.

При исследовании кавитации профилей, образующих лопасть гребного винта, важное значение имеет понятие безударной работы профиля, т. е. такого его обтекания, при котором для заданного значения C_y обеспечивается минимум величины C_x .

Винтовой профиль обладает безударным входом, если линия тока, которая заканчивается в критической точке профиля (рис. 90, а), подходит к его средней линии кривизны по касательной, благодаря чему на эпюре давления отсутствует пик разрежения.

Рис. 90. Разрезание на засасывающей стенке винтового профиля: а) при безударном входе; б) при отсутствии безударного входа

1 — линии тока; 2 — критическая точка профиля; 3 — его средняя линия; 4 — свободный вихрь

Для обычных винтовых профилей безударный вход обеспечивается только в диапазоне малых углов атаки (от -1° до $+2^\circ$).

При конечных положительных углах атаки, когда поток, обтекающий входящую кромку профиля, имеет малый радиус кривизны, пик разрежения получается настолько большим, что жидкость начинает кавитировать, в результате чего поток у входящей кромки уже не может следовать вдоль профиля и образует свободный вихрь. Внутренняя часть этого вихря будет кавитировать, если профиль не имеет безударного входа (рис. 90, б).

Кавитирующая часть вихря отделена от материала лопасти винта тонкой пленкой жидкости. Поэтому такой тип кавитации не пред-

ставляет серьезной опасности с точки зрения возможности разрушения материала лопасти винта. Из-за характерного внешнего вида (серебристая пленка на поверхности лопасти) кавитационный процесс этого типа называется «пленочной кавитацией».

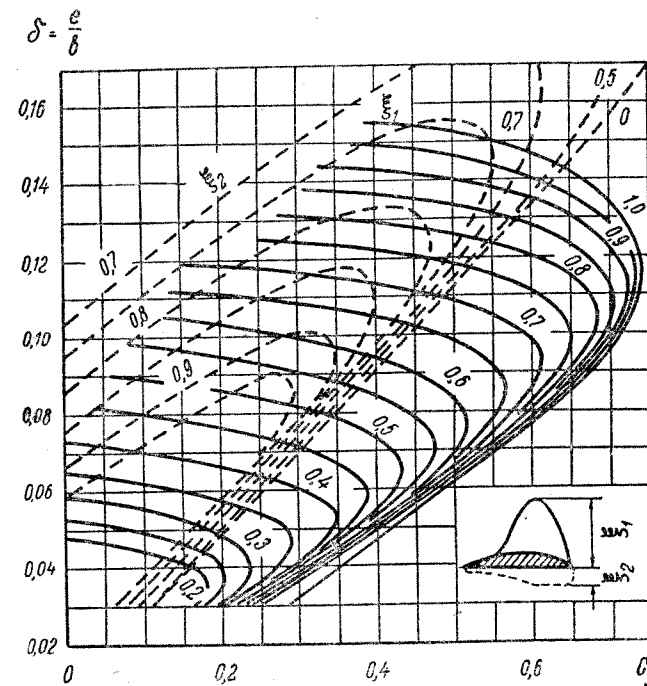


Рис. 91. Величина и расположение пика разрежения на поверхности сегментного профиля

У толстых профилей аэродинамического типа радиус кривизны входящей кромки настолько велик, что уменьшение давления, обусловленное центробежным ускорением, вызывает кавитацию, но не отрыв потока от профиля. В противоположность предыдущему случаю, этот тип кавитационного процесса называется «пузырчатой кавитацией», которая происходит в непосредственном контакте с материалом лопасти винта. Образующиеся при этом пузырьки неустойчивы и разрушаются на поверхности лопасти, что может явиться причиной кавитационной эрозии винта.

Пузырчатая кавитация может возникнуть и при безударном натекании воды на винт, если величина давления в горизонтальной части его эпюры будет меньше давления насыщенных паров воды.

Третьим типом кавитационного процесса является так называемая «облачная кавитация». Она возникает в тех случаях, когда

поток позади зоны пленочной или пузырьчатой кавитации перестает следовать за контуром профиля, и вся вихревая зона начинает кавитировать. Этот тип кавитации является наиболее опасным с точки зрения эрозии гребного винта.

$$\delta = \frac{e}{b}$$

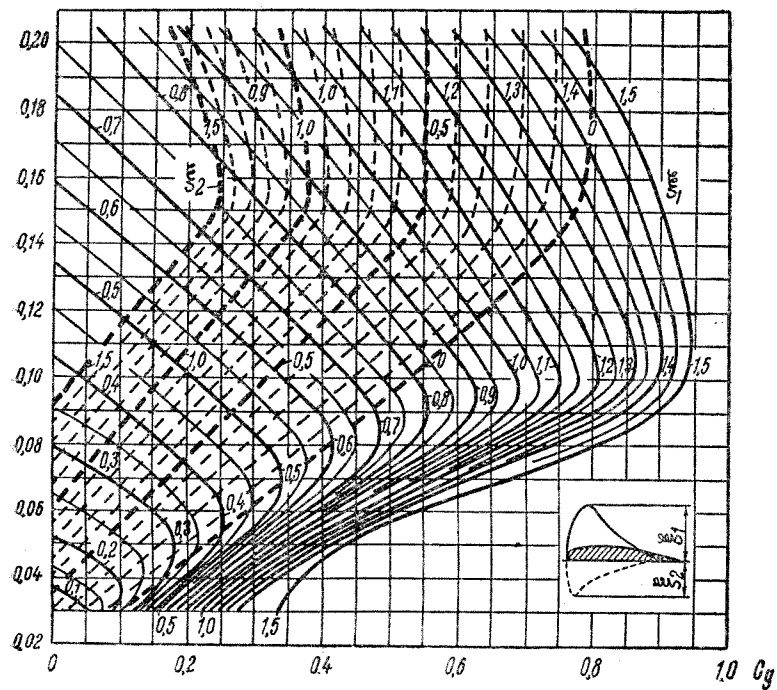


Рис. 92. Величина и расположение пика разрежения на поверхности аэродинамического профиля

Величину пика разрежения на поверхности профилей различной формы, применяемых для образования лопастей гребных винтов, можно определить по графикам, представленным на рис. 91 и 92. Приведенные графики построены Шенхерром по материалам Гутше, полученным для сегментных (рис. 91) и аэродинамических (рис. 92) профилей. Графики характеризуют зависимость между максимальным значением коэффициента разрежения $\xi_{\max} = \left(\frac{\Delta p}{q}\right)_{\max}$ на засасывающей и нагнетающей сторонах профиля, относительной толщиной профиля $\delta = \frac{e}{b}$ и коэффициентом подъемной силы C_y , пересчитанным для профиля бесконечного размаха.

Представленные графики позволяют решать следующие практические задачи:

а) по заданной величине C_y выбрать относительную толщину профиля δ таким образом, чтобы для каждого элемента лопасти выполнялось условие отсутствия кавитации $\xi_{\max} > \xi_d$;

б) по заданным значениям C_y и δ найти с помощью графиков величину ξ_{\max} и определить критическую скорость v_{k_d} , при которой возникает кавитация профиля

$$v_{k_d} = \sqrt{\frac{2(p_0 - p_d)}{\rho \xi_{\max}}} \quad (40,6)$$

Кавитационные характеристики гребных винтов в значительной мере определяются особенностями геометрической формы винтов (контур лопастей, профиль сечений, величина и распределение шага и т. п.).

С точки зрения опасности возникновения кавитации гребного винта при заданном скоростном режиме наиболее важную роль играет удельная нагрузка винта, т. е. отношение упора P к площади проектированного контура лопастей F_a (иначе, к площади их нормальных проекций). Обычно кавитация может возникнуть при нагрузке, приблизительно равной $\frac{P}{F_a} = 8000 \div 9000 \text{ кг/м}^2$.

Изменение коэффициентов C_y и C_x элементов лопасти во второй стадии кавитации сопровождается соответствующим изменением динамических характеристик гребного винта (рис. 93). Это изменение обычно происходит таким образом, что коэффициент упора K_1 падает более резко, чем коэффициент момента K_2 , вследствие чего к. п. д. винта η_p снижается по сравнению с его значением при отсутствии кавитации (при $\alpha = \infty$).

Практическая схема проверки гребного винта на кавитацию приведена в § 46.

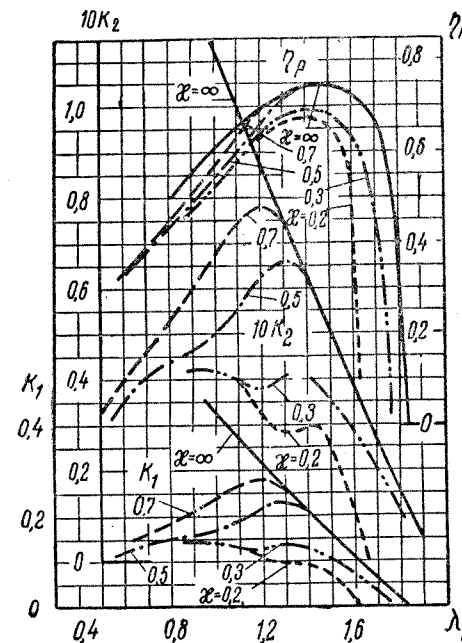


Рис. 93. Влияние кавитации на кривые действия винта

Кавитационная эрозия гребных винтов. Эрозия представляет собой своеобразное разрушение поверхности материала (поверхностное изъязвление), которое является следствием механического воздействия частиц воды на поверхность обтекаемого тела. Эрозионное разрушение поверхности лопастей в процессе кавитации гребного винта происходит в местах конденсации и разрушения кавитационных пузырьков. Вследствие этого кавитационная эрозия гребных винтов может появиться только в первой стадии кавитации, когда полости, содержащие пар и выделившиеся из воды газы, замыкаются в пределах лопасти винта.

Процесс кавитационной эрозии гребных винтов является чрезвычайно сложным, и, согласно Ван-Итерсону, происходит следующим образом.

Парогазовые кавитационные пузырьки, образующиеся на поверхности лопасти винта в местах, где давление снижается до значения $p_{\text{д}}$, увлекаются потоком воды на небольшое расстояние и оказываются в области более высокого давления, где они сначала сжимаются, а затем конденсируются или разрушаются. Освобождающаяся при этом потенциальная энергия поверхностного натяжения преобразуется в кинетическую энергию, которая, в свою очередь, исчезает на небольшой площади ударного соприкосновения.

Сила гидродинамического удара, обладающая небольшой, но конечной энергией, действуя на бесконечно малую площадь соприкосновения, вызывает в поверхностных слоях материала лопасти высокие напряжения, достигающие нескольких тысяч атмосфер. В результате таких ударов, следующих друг за другом с очень малым периодом, происходит разрушение поверхности лопасти винта, напоминающее «выкрашивание» металла. Некоторое смягчающее действие на интенсивность этих ударов оказывает наличие газов в кавитационных пузырьках.

Источником эрозии гребных винтов являются не только частые гидродинамические удары большой силы, но и электролитические, а также чисто химические процессы.

Обычно эрозия наблюдается при периодическом расширении и сокращении кавитационной полости в тех местах, где синхронно с изменением давления происходит попеременно вскипание воды и конденсация ее паров. Непосредственной причиной неустойчивости этой полости на лопастях гребного винта является наличие нестационарности при обтекании их элементов, вызванной неравномерностью поля скоростей за корпусом судна, косым натеканием воды на винт и упругой вибрацией лопастей.

Меры борьбы с кавитацией и эрозией гребных винтов. Для борьбы с кавитацией гребных винтов применяются перечисленные ниже мероприятия.

1. Для образования лопастей гребных винтов целесообразно применять профили, у которых кривые распределения давления

имеют форму, приближающуюся по возможности к прямоугольной (т. е. без резко выраженного пика разрежения), что позволяет избежать преждевременного возникновения кавитации. С этой точки зрения сегментные профили (особенно с вогнутой нагнетающей стенкой) обладают преимуществом по сравнению с профилями аэродинамического типа.

Для улучшения кавитационных характеристик гребного винта важное значение имеет также безударный вход профилей, который может быть обеспечен путем рационального выбора их средней линии кривизны.

2. Наиболее простым средством отдаления момента наступления кавитации является увеличение ширины лопастей, т. е. применение гребных винтов с большим дисковым отношением (иначе, широколопастных винтов), что позволяет снизить удельную нагрузку на лопасть. Увеличение дискового отношения при неизменном упоре винта также дает возможность уменьшить относительную толщину сечений лопасти и тем самым снизить разрежение на засасывающей стенке благодаря уменьшению угла атаки и эффективного шага элементов лопасти, сохраняя заданный конструктивный шаг винта.

Однако с увеличением дискового отношения увеличивается поверхность лопастей винта, что приводит к возрастанию сопротивления трения и снижению к. п. д. винта. Поэтому дисковое отношение, необходимое для предотвращения кавитации винта, должно иметь предельно минимальное значение (см. § 43).

3. Опасность возникновения кавитации при заданном дисковом отношении гребного винта снижается с уменьшением числа лопастей, так как при этом возрастает ширина сечений каждой лопасти и уменьшается их относительная толщина.

4. Уменьшение опасности кавитации может быть достигнуто путем увеличения глубины погружения оси гребного винта под свободную поверхность воды, так как в этом случае возрастает число кавитации вследствие повышения статического давления.

Перечисленные мероприятия одновременно снижают вероятность эрозии поверхности лопастей гребного винта, поскольку эрозионное разрушение в данном случае является следствием первой стадии кавитации. Помимо того, используются следующие пути борьбы с эрозией винтов.

1. Применение конструктивных мероприятий, имеющих своей целью устранение неравномерности поля скоростей в районе ступицы гребного винта, где эта неравномерность особенно резко выражена (например, установка специальных направляющих колец на лопастях винта или на хвостовике судна).

2. Уменьшение скаса потока в месте расположения гребных винтов благодаря рациональному выбору кормовых обводов судна (в частности, применение обводов с плавными, пологими батоксами).

3. Уменьшение разрежения на засасывающей стороне профиля путем сверления отверстий у края лопасти.

4. Проектирование гребных винтов, работающих в начале второй стадии кавитации, что позволяет избежать опасности эрозии за счет некоторого снижения к. п. д. винта.

Применение материалов для изготовления винта, более стойких против эрозии, несколько замедляет эрозийный процесс, но не ликвидирует полностью опасность разрушения лопастей.

Для современных быстроходных судов часто не представляется возможным полностью устранить кавитацию гребных винтов. В этом случае рационально применять гребные винты, которые специально проектируются для работы в условиях суперкавитации, т. е. глубоко развитой второй стадии кавитации, когда режим обтекания сечений лопасти приближается к отрывному. Для образования лопастей такого суперкавитирующего винта В. Л. Поздюнин предложил клиновидные профили с заостренной входящей кромкой и смещением наибольшей толщины к противоположной кромке.

Результаты модельных испытаний показывают, что клиновидные профили при отсутствии кавитации обладают более низкими гидродинамическими качествами по сравнению с обычно применяемыми винтовыми профилями. Однако в определенном диапазоне изменения чисел кавитации и углов атаки эти качества клиновидных профилей существенно улучшаются. Ранний отрыв потока с выходящей кромки клиновидных профилей приводит к тому, что кавитационная каверна на их засасывающей стенке либо отсутствует, либо получается значительно меньше, чем на сегментных профилях. На нагнетающей стенке клиновидных профилей кавитация не возникает.

Применение двухлопастных гребных винтов, имеющих клиновидные сечения лопастей с вогнутой нагнетающей стенкой, обеспечивает более ранний переход работы винта в область суперкавитации и позволяет быстрее миновать зону первой стадии кавитации, опасную с точки зрения появления эрозии.

ГЛАВА XI

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ И ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ВИНТОВЫХ СУДОВ

§ 41. Испытания моделей гребных винтов в свободной воде

Применение законов подобия для изучения работы винтов. Непосредственной задачей испытаний моделей гребных винтов в свободной воде является определение динамических характеристик — упора, вращающего момента и к. п. д., относящихся к различным режимам работы изолированного винта (т. е. полученных без учета влияния корпуса судна).

Для возможности практического использования результатов модельных испытаний необходимо удовлетворить требованиям динамического подобия потоков натурального гребного винта и его модели, которое предполагает выполнение условий геометрического и кинематического подобия.

В качестве характерных скоростей для гребных винтов наиболее целесообразно принять значения скорости поступательного перемещения винта v_p и окружной скорости конца его лопастей $v_{tR} = R\omega = \pi Dn$ (или пропорциональной ей величины nD). В этом случае кинематическое подобие потоков может быть выражено в виде равенства относительных поступей модели и натурального винта, т. е.

$$\lambda_{pM} = \lambda_{pH}, \quad (41,1)$$

причем величина λ_p (с индексом «м» для модели и с индексом «н» для натурной) обычно принимается согласно выражению (37,4).

Динамическое подобие потоков гребного винта и его модели может быть выражено в виде равенства для них соответствующих безразмерных динамических характеристик — коэффициентов упора K_1 и момента K_2 , а следовательно, и величины к. п. д. η_p , при одинаковых значениях относительной поступи λ_p , т. е.

$$K_{1M} = K_{1H}; \quad K_{2M} = K_{2H}; \quad \eta_{pM} = \eta_{pH} \quad (41,2)$$

при

$$\lambda_{pM} = \lambda_{pH}$$

Безразмерные динамические характеристики гребного винта (модели и натуре) определяются по формулам (37,7) — (37,9), позволяющим построить кривые действия винта в свободной воде (по типу рис. 88).

Для удовлетворения условиям динамического подобия потоков гребного винта и его модели должны быть также соблюдены законы подобия Фруда и Рейнольдса.

Число Фруда для гребных винтов можно определять по одной из формул:

$$Fr = \frac{v_{tR}}{\sqrt{gD}} = \frac{\pi D n}{\sqrt{gD}} \simeq n \sqrt{D}; \quad Fr = \frac{v_p}{\sqrt{gD}}, \quad (41,3)$$

принимая в качестве характерного размера диаметр винта D , а за характерную скорость — величину $v_{tR} = \pi D n$ или v_p . Условие равенства чисел Фруда модели и натурального винта ($Fr_m = Fr_n$) приводит к следующим соотношениям между значениями для них числа оборотов n или скорости v_p :

$$n_m = n_n \sqrt{\frac{D_n}{D_m}} = n_n \sqrt{k}; \quad v_{p,m} = v_{p,n} \sqrt{\frac{1}{k}}, \quad (41,4)$$

где $\frac{1}{k} = \frac{D_m}{D_n}$ — масштаб модели.

В случае проведения испытаний моделей винтов при соблюдении достаточного погружения оси винта под свободную поверхность воды ($h_b \geq D$), закон подобия Фруда можно не принимать во внимание.

Число Рейнольдса для гребных винтов может быть представлено в виде

$$Re = \frac{v_r b_r}{\nu}, \quad (41,5)$$

причем характерные значения линейного размера b_r лопасти винта на данном радиусе r и соответствующей скорости v_r выбираются различными исследователями по-разному. Гутше в качестве числа Re для винтов принимает величину

$$Re = \frac{nD^2}{\nu} \cdot \frac{b_c}{D}, \quad (41,6)$$

где $\frac{b_c}{D} = \theta \frac{\pi}{2z}$ — относительная средняя ширина лопасти (см. § 35).

Кемпф предлагает определять значение Re следующим образом:

$$Re = \frac{nD}{\nu} v_{0,7} b_{0,7}, \quad (41,7)$$

где $b_{0,7}$ — длина хорды элемента лопасти винта на радиусе $r = 0,7 R$; $v_{0,7}$ — результирующая скорость этого элемента, равная

$$v_{0,7} = nD \sqrt{\lambda_p^2 + (0,7\pi)^2}.$$

Согласно выражению (41,6), условие равенства чисел Рейнольдса для модели и натурального винта ($Re_m = Re_n$) приводит к следующему соотношению для числа их оборотов:

$$n_m = n_n \frac{\nu_m}{\nu_n} k^2. \quad (41,8)$$

При проведении испытаний моделей гребных винтов в воде практически невозможно удовлетворить закону подобия Рейнольдса из-за технических трудностей (чрезмерно большие значения числа оборотов модели и возникающих на ней сил). Поэтому на результаты испытаний моделей винтов может оказать влияние масштабный эффект (см. § 9), который заключается в расхождении соответствующих динамических характеристик модели и натурального винта или моделей, выполненных в различных масштабах (т. е. при различных значениях Re).

Для исключения влияния масштабного эффекта размеры и числа оборотов испытываемой модели винта должны выбираться таким образом, чтобы в процессе испытаний число Рейнольдса было больше некоторого его критического значения ($Re > Re_{кр}$). С целью уменьшения значений $Re_{кр}$ при проведении испытаний моделей гребных винтов применяют искусственные меры турбулизации потока, набегающего на модель (например, установка проволочных турбулизаторов у входящей кромки лопастей).

Модельные испытания систематических серий гребных винтов. Проектирование судовых гребных винтов в большинстве случаев производится по расчетным диаграммам (см. § 44), полученным на основании результатов испытаний серий моделей винтов с систематически изменяемыми геометрическими элементами ($\frac{H}{D}$, z , θ и т. п.).

Наиболее известные серии моделей гребных винтов с различными геометрическими элементами были разработаны и испытаны Фрудом, Шаффраном, Тейлором, Шенхерром, Э. Э. Папмелем, Троостом и Гуаном.

Результаты серийных испытаний моделей гребных винтов обычно представляются на общем графике, содержащем кривые действия для серии геометрически подобных винтов, отличающихся друг от друга только шаговым отношением $\frac{H}{D}$.

§ 42. Испытания самоходных моделей винтовых судов

Особенности применения законов подобия к случаю испытаний самоходных моделей. Основной задачей испытаний самоходных моделей судов с установленными на них работающими моделями гребных винтов является оценка ожидаемых пропульсивных качеств судна в натуральных условиях.

Моделирование условий движения судна с работающими гребными винтами должно производиться в соответствии с требованиями закона подобия Фруда, отступление от которых при установке модели винта за корпусом модели судна нельзя допустить. Однако основным фактором, определяющим выбор общего масштаба испытываемых моделей, обычно является необходимость обеспечения критических чисел Рейнольдса для модели судна $(Re = \frac{vL}{\nu} > Re_{кр})$, поскольку турбулизация потока за ее кормой приводит к тому, что соответствующая величина $Re_{кр}$ для винта, работающего в этих условиях, оказывается значительно ниже, чем для винта в свободной воде. При выбранном таким образом масштабе $\frac{1}{k}$ скорость движения модели судна v_m (м/сек) и число оборотов модели винта n_m (1/сек) определяются из соотношений (41,4).

Для наиболее полного экспериментального исследования пропульсивных качеств винтовых судов в практике работы отечественных опытовых бассейнов применяются два вида самоходных испытаний моделей:

- свободный, или чистый самоход;
- самоход в жесткой упряжке, или несвободный самоход.

Результаты испытаний моделей свободным самоходом. При свободном самоходе модельные испытания производятся таким образом, чтобы при установившемся режиме движения отсутствовало силовое взаимодействие между испытываемой моделью судна и буксировочной системой и самоходная модель могла свободно перемещаться под действием установленных на ней винтов, как это имеет место в натуральных условиях.

Однако для исключения влияния масштабного эффекта, обусловленного разницей в величине коэффициентов сопротивления трения модели и натурального судна (см. § 10), испытания свободным самоходом осуществляются при наличии некоторого силового взаимодействия между испытываемой моделью и буксировочной системой (свободный самоход с подтягиванием). Величина буксирующей силы, компенсирующей указанную разницу в сопротивлении трения модели и натурального судна, должна быть равна

$$\Delta R_f = (\zeta_{f_m} - \zeta_{f_n}) \frac{\rho v_m^2}{2} \Omega_m. \quad (42,1)$$

Здесь:

ζ_{f_m} и ζ_{f_n} — коэффициенты сопротивления трения технической гладкой поверхности модели и судна, вычисляемые для них при соответствующих значениях числа Рейнольдса, т. е.

$$\zeta_{f_m} = f(Re_m); \quad \zeta_{f_n} = f(Re_n);$$

v_m и Ω_m — скорость движения и смоченная поверхность модели.

Значения упора P_n , вращающего момента M_n и числа оборотов n_n натурального гребного винта, а также скорости хода судна v_n , определяются соответственно посредством умножения на k^3 , k^4 , \sqrt{k} и $\sqrt{\frac{1}{k}}$ значений тех же характеристик, измеренных в процессе модельных испытаний (P_m , M_m , n_m и v_m).

Результаты испытаний модели свободным самоходом пересчитываются на безразмерные коэффициенты, которые обычно представляются в следующем виде:

$$\sigma_1 = \frac{2 \Sigma P_m}{\rho v_m^2 \Omega_m}; \quad \sigma_2 = \frac{2 \Sigma M_m}{\rho v_m^2 \Omega_m D_m}; \quad \lambda = \frac{v_m}{n_m D_m}, \quad (42,2)$$

где ΣP_m и ΣM_m — суммарные значения упора и вращающего момента винтов модели.

Значения σ_1 , σ_2 и λ , полученные по результатам модельных испытаний, наносятся на график, построенный в зависимости от числа Фруда $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$. На том же графике изображается кривая коэффициента полного сопротивления модели ζ_m , вычисленного по материалам буксировочных испытаний с учетом влияния силы ΔR_f , т. е.

$$\zeta_m = \frac{2(R_m - \Delta R_f)}{\rho v_m^2 \Omega_m} = \frac{2 \Sigma P_{e_m}}{\rho v_m^2 \Omega_m}, \quad (42,3)$$

где ΣP_{e_m} — суммарная полезная тяга винтов.

Величина коэффициента засасывания t (см. § 32) определяется сопоставлением ординат кривых ζ_m и σ_1 при одном и том же значении числа Фруда Fr , т. е.

$$t = 1 - \frac{\Sigma P_{e_m}}{\Sigma P_m} = 1 - \frac{\zeta_m}{\sigma_1}. \quad (42,4)$$

Значения пропульсивного к. п. д. определяются по формуле

$$\eta = \frac{\Sigma P_{e_m} v_m}{2 \pi n_m \Sigma M_m} = \frac{\zeta_m}{\sigma_2} \cdot \frac{\lambda}{2 \pi}. \quad (42,5)$$

Безразмерные характеристики, полученные указанным выше способом по результатам самоходных модельных испытаний, обычно принимаются без изменений для натурального судна.

Результаты испытаний моделей в жесткой упряжке. Кривые действия винта за корпусом. Испытания в жесткой упряжке отличаются от свободного самохода тем, что испытываемая модель судна в течение всего пробега остается жестко связанной с буксировочной системой, находясь под воздействием работающих винтов и внешнего усилия, возникновение которого в общем случае обусловлено

несоответствием выбранной скорости движения модели заданному числу оборотов винтов.

Результаты испытаний самоходной модели в жесткой запряжке пересчитываются на безразмерные величины и представляются графически в виде кривых действия гребного винта за корпусом

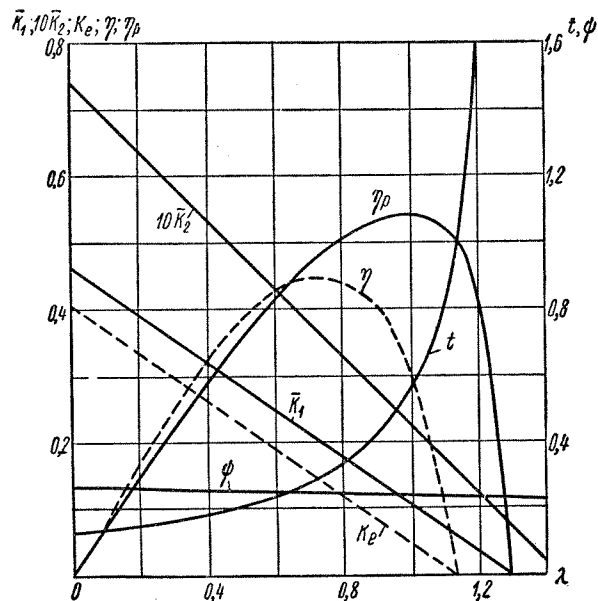


Рис. 94. Кривые действия гребного винта за корпусом судна

(рис. 94), которые характеризуют зависимость коэффициентов упора, момента и полезной тяги винта

$$\bar{K}_1 = \frac{P_M}{\rho n^2 D_M^4}; \quad \bar{K}_2 = \frac{M_M}{\rho n^2 D_M^5}; \quad K_e = \frac{P_{eM}}{\rho n^2 D_M^4} \quad (42,6)$$

от значения относительной поступи, выраженной в форме $\lambda = \frac{v_M}{n_M D_M}$.

Значение P_{eM} при этом принимается равным

$$P_{eM} = \frac{\Sigma P_{eM}}{x} = \frac{R_M - \Delta R_f + Z}{x}, \quad (42,7)$$

где x — число работающих винтов модели;
 Z — тяга на гаке модели (с учетом знака).

Путем сопоставления кривых действия гребного винта в свободной воде (рис. 88) и за корпусом (рис. 94) можно установить значение коэффициента расчетного эффективного попутного потока (см. § 32), осредненное по диску винта, исходя из соотношения

$$\bar{\psi} = 1 - \frac{\lambda_p}{\lambda}, \quad (42,8)$$

в котором значения λ_p и λ снимаются с кривых действия винта в предположении равенства коэффициентов упора K_1 и \bar{K}_1 в обоих случаях.

Расчетная скорость эквивалентного винта \bar{v}_p (применительно к случаю работы за корпусом) может быть вычислена по формуле

$$\bar{v}_p = v (1 - \bar{\psi}). \quad (42,9)$$

Величина коэффициента засасывания определяется в результате сопоставления ординат кривых \bar{K}_1 и K_e при одинаковых значениях относительной поступи λ , исходя из соотношения

$$t = 1 - \frac{K_e}{\bar{K}_1}. \quad (42,10)$$

Вычисление величины пропульсивного к. п. д. производится по формуле

$$\eta = \frac{K_e}{K_2} \cdot \frac{\lambda}{2\pi}. \quad (42,11)$$

Характер изменения значений $\bar{\psi}$, t и η в зависимости от величины λ изображен на рис. 94.

Составляющие пропульсивного к. п. д. Влияние неравномерности поля скоростей. На основании результатов испытаний самоходной модели судна в жесткой упряжке может быть также выполнен анализ составляющих пропульсивного к. п. д. и намечены мероприятия по их повышению. Для этой цели величину пропульсивного к. п. д. целесообразно представить в виде

$$\eta = \frac{P_{eV}}{2\pi n M} = \eta_k \eta'_p i_n. \quad (42,12)$$

Здесь:

- η_k — коэффициент влияния корпуса;
- η'_p — к. п. д. эквивалентного гребного винта (см. § 32), работающего в равномерном потоке за корпусом судна;
- i_n — коэффициент неравномерности поля скоростей за корпусом.

Коэффициент влияния корпуса η_k равен отношению буксировочной мощности судна, приходящейся на один винт ($P_e v$), к мощности.

развиваемой им при работе за корпусом ($P\bar{v}_p$). Величина η_k находится по значениям ψ и t , исходя из соотношения

$$\eta_k = \frac{P_e v}{P\bar{v}_p} = \frac{1-t}{1-\psi}. \quad (42,13)$$

Величину η'_p можно находить по результатам модельных испытаний винта в свободной воде, если учитывать при этом изменение условий работы винта (т. е. нагрузки), обусловленное наличием попутного потока корпуса судна и возникновением силы засасывания. В данном случае величина η'_p может быть принята равной

$$\eta'_p = \frac{P\bar{v}_p}{2\pi n M'}, \quad (42,14)$$

где M' — крутящий момент, который потребляет винт при работе в указанных условиях.

При обычной методике определения коэффициента попутного потока $\bar{\psi}$, основанной на допущении о равенстве значений K_1 и \bar{K}_1 , влияние неравномерности и турбулентности поля скоростей за корпусом судна на работу винта полностью относится к величине крутящего момента (или к значению K_2). Таким образом, коэффициент неравномерности поля скоростей за корпусом i_n учитывает то обстоятельство, что при одной и той же средней скорости натекания воды на винт действительные значения его момента M и к. п. д. η_p отличаются от соответствующих значений M' и η'_p , полученных для винта в равномерном потоке. При этих условиях величину i_n можно представить в виде

$$i_n = \frac{M'}{M} = \frac{\eta_p}{\eta'_p}. \quad (42,15)$$

Величина коэффициента неравномерности поля скоростей за корпусом, определяемая на основании результатов модельных испытаний в виде $i_n = \frac{\eta_p}{\eta'_p}$, обычно колеблется в следующих пределах:

для одновинтовых судов (без учета влияния рулей) $i_n = 1,02 \div +1,07$;

для двухвинтовых судов с одним рулем $i_n = 0,95 \div 1,00$;

для тех же судов с рулями, расположенными за винтами, $i_n = 0,99 \div 1,03$.

Различие в значениях коэффициента i_n для одно- и двухвинтовых судов объясняется тем, что в диске винта, работающего за

корпусом, имеет место как радиальная, так и окружная (периферийная) неравномерность поля скоростей, характер и степень влияния которой на работу винта зависят не только от формы кормовых обводов, но и от расположения винтов относительно корпуса судна (см. § 56).

§ 43. Влияние конструктивных элементов гребного винта на его работу

Влияние числа лопастей винта. Судовые гребные винты в общем случае могут иметь от двух до пяти, а иногда и до шести лопастей, но обычно применяются трех- или четырехлопастные винты.

Как правило, уменьшение числа лопастей z приводит к некоторому увеличению оптимального диаметра винта и возрастанию его веса и к. п. д. Однако выбор числа лопастей винта производится не только из соображений эффективности его работы, но и диктуется необходимостью предотвращения нежелательной вибрации корпуса судна, вызванной действием пульсирующих сил, которые образуются на лопастях винта и передаются корпусу. На выбор числа лопастей винта также влияет количество цилиндров главного двигателя.

На одновинтовых судах преимущественно применяются четырехлопастные винты, которые являются наиболее уравновешенными с точки зрения вибрации корпуса и гребного вала, так как их лопасти проходят мимо рудерпоста попарно, что особенно важно при низких числах оборотов (до 80—150 в мин.). В тех случаях, когда число оборотов вала достаточно велико (свыше 250 в мин.), возможно применение трехлопастных винтов.

В последние годы на крупных одновинтовых судах с относительно полными обводами кормовой оконечности применяют пятилопастные винты, установка которых позволяет изменить частоту периодических возмущающих сил, возникающих при работе винта, когда имеется опасность появления крутильных колебаний.

На двухвинтовых судах различие в эффективности работы между трех- и четырехлопастными винтами незначительно, особенно при малых и средних нагрузках на винт. Применение трехлопастных винтов при двухвальной установке целесообразно с точки зрения уменьшения частоты импульсов, передаваемых корпусу судна проходящими мимо него лопастями винта.

В тех случаях, когда винты имеют ограниченный диаметр и работают вследствие этого при относительно больших нагрузках, использование четырехлопастных винтов приводит к некоторому возрастанию к. п. д. за счет уменьшения потерь на перетекание воды у концов лопастей.

Двухлопастные винты находят применение преимущественно на парусно-моторных судах, так как подобный винт, будучи засто

порен и установлен в вертикальном положении, оказывает наименьшее сопротивление при ходе судна под парусами.

Влияние шагового отношения винта и распределения шага вдоль лопасти. Шаговое отношение $\frac{H}{D}$ (конструктивное) является важнейшей геометрической характеристикой гребных винтов, которая оказывает наиболее существенное влияние на вид кривых действия винта. Соответствующим выбором значения $\frac{H}{D}$ в результате расчета гребного винта обеспечивается согласование работы винта и главной силовой установки судна (см. § 61). Шаговое отношение судовых гребных винтов обычно находится в пределах $0,6 \leq \frac{H}{D} \leq 1,5$.

Увеличение конструктивного шагового отношения $\frac{H}{D}$ при прочих неизменных геометрических характеристиках гребного винта и заданной относительной поступи λ_p приводит к возрастанию значений коэффициентов упора K_1 и момента K_2 , а также поступи нулевого упора $\lambda_1 = \frac{H_1}{D}$, вследствие увеличения углов атаки элементов лопасти винта.

Влияние шагового отношения $\frac{H}{D}$ на величину к. п. д. η_p геометрически подобных винтов при одинаковых относительных поступях λ_p имеет более сложный характер и зависит от того, в какой области значений λ_p производится сравнение этих винтов. При малых значениях λ_p увеличение $\frac{H}{D}$ приводит к уменьшению к. п. д. η_p . Напротив, в области больших λ_p увеличение $\frac{H}{D}$ обычно сопровождается некоторым возрастанием η_p .

Если сравнивать винты одинакового диаметра D , имеющие при данной поступи λ_p равные значения коэффициента K_1 (т. е. одинаковые упоры), то всегда существует некоторое оптимальное отношение $\frac{H}{D}$, соответствующее при этих условиях максимуму к. п. д. В общем же случае увеличение шагового отношения в пределах до $\frac{H}{D} \simeq 2,0$ приводит к возрастанию максимума кривой $\eta_p = f(\lambda_p)$.

Результаты экспериментальных исследований показывают, что изменение закона распределения шага винта по радиусу сравнительно мало влияет на величину к. п. д. Поэтому в большинстве случаев конструктивный шаг гребных винтов H принимают постоянным, что приводит к существенному упрощению технологии их изготовления. Однако на одновинтовых судах имеет смысл умень-

шать шаг винта по направлению к ступице (на 20% у корня по сравнению с шагом на $r = 0,7 R$) в соответствии с характером возрастания попутного потока корпуса вблизи корневых сечений лопасти.

Влияние дискового отношения винта. Увеличение дискового отношения θ гребного винта при неизменном значении $\frac{H}{D}$ и заданной относительной поступи λ_p приводит к некоторому возрастанию коэффициентов упора K_1 и момента K_2 вследствие увеличения площади поверхности лопастей винта. Влияние изменения дискового отношения на величину к. п. д. η_p гребного винта проявляется следующим образом:

а) при увеличении θ (в пределах от 0,35 до 1,10), как правило, снижается к. п. д. η_p винта вследствие возрастания сопротивления трения, причем увеличение θ на 0,1 приблизительно соответствует снижению η_p на 1%;

б) изменение θ при больших шаговых отношениях $\frac{H}{D}$ влияет на величину η_p в меньшей степени, что объясняется уменьшением неблагоприятного влияния гидродинамической решетки на распределение давлений;

в) для четырехлопастных винтов влияние θ на к. п. д. η_p (а также на диаметр D и число оборотов n) значительно больше, чем для трехлопастных винтов, сечения которых обладают меньшим профильным сопротивлением и менее подвержены неблагоприятному влиянию решетки.

Отмеченное выше неблагоприятное влияние увеличения дискового отношения на к. п. д. приводит к тому, что с точки зрения эффективности действия винта значение θ целесообразно выбирать возможно наименьшим, которое определяется с учетом обеспечения нормальных условий работы винта.

Во многих случаях выбор дискового отношения θ определяется требованиями предотвращения кавитации. При отсутствии опасности кавитации выбор θ производится из условия, чтобы относительная толщина сечений лопасти, необходимая с точки зрения прочности, не превосходила некоторого предельного значения (см. § 46). В случае невыполнения этого условия начинает заметно снижаться к. п. д. винта из-за интенсивного возрастания профильного сопротивления элементов лопастей или не обеспечивается достаточный упор винта при реверсе.

Нижний предел дискового отношения принимается на практике, как правило, не менее $\theta = 0,35 \div 0,40$. Верхний предел $\theta = 1,00 \div 1,10$ относится к винтам, которые в значительной степени подвержены кавитации. На судах внутреннего плавания обычно устанавливаются гребные винты, имеющие дисковое отношение $\theta = 0,40 \div 0,65$, причем нижний предел θ характерен для небук-

сирных судов, а верхний — для буксиров, толкачей и быстроходных речных катеров.

Влияние формы контура лопасти. Форма контура лопасти в значительной степени влияет на величину к. п. д. гребного винта, но оказывает влияние на его кавитационные характеристики, (см. § 40). Для уменьшения опасности возникновения кавитации во многих случаях целесообразно применять винты с уширенным к краю контуром лопастей. Винты с узкими краями лопастей могут применяться только в тех случаях, когда исключена опасность наступления кавитации, а к характеристикам реверса винта не предъявляются особые требования.

На практике применяются гребные винты, лопасти которых имеют как симметричную, так и несимметричную форму контура, причем каждая из этих форм может быть выполнена с узкими или уширенными краями. Несимметричный или саблевидный контур лопасти (см. рис. 80), для которого характерна входящая кромка, откинута в сторону, противоположную направлению вращения винта, предпочтительнее с точки зрения безударной работы лопастей при недостаточном погружении винта под свободную поверхность воды. Применение контура с откинутой входящей кромкой приводит также к некоторому снижению вибрации корпуса судна и лопастей винта при прохождении последних в раме ахтерштевня или мимо лап кронштейнов гребного вала.

Влияние формы сечений лопасти и подъема кромок. Лопасти судовых гребных винтов могут иметь аэродинамический и сегментный профиль сечения (см. рис. 82), каждый из которых применяется либо по всей длине лопасти винта, либо только на некоторой ее части. Аэродинамический профиль имеет меньшее обратное качество ϵ и более широкую область его минимальных значений по сравнению с сегментным профилем, но обладает менее благоприятными кавитационными характеристиками.

Поэтому для некавитирующих винтов, как правило, рекомендуется применять аэродинамический профиль сечений лопастей. При прочих равных условиях к. п. д. винтов с аэродинамическим профилем сечений на 5—7% выше, чем у винтов, имеющих сегментные сечения лопастей. Сегментный профиль сечений лопастей в настоящее время применяется преимущественно для широколопастных кавитирующих винтов, а также для винтов ледоколов.

Во многих случаях одновременно применяют оба типа профилей, причем вблизи конца лопасти винта располагаются сегментные сечения, а на остальной ее части — аэродинамические. Такое распределение формы профилей сечений по длине лопасти позволяет совместить требования обеспечения высокой эффективности с требованиями предотвращения кавитации и «пения» гребного винта (т. е. характерного шума, воспринимаемого как тональное звучание).

Подъем кромок сечения, особенно выходящей, влияет не только на к. п. д., но и на увеличение действительного шага винта. Поэтому наличие подъема кромок сечений может повлечь за собой уменьшение числа оборотов винта при неизменном конструктивном (кромочном) шаге лопастей винта (см. § 35) и заданной мощности главных двигателей судна. Различие в числе оборотов, которое получается для винтов с подъемом выходящих кромок сечений и без него, может быть исключено путем введения поправки $\Delta\alpha_i$ к углам атаки α_i соответствующих элементов лопасти (иначе, к шаговому углу φ). Эту поправку $\Delta\alpha_i$ для сечения лопасти на данном радиусе r можно принимать в виде

$$\Delta\alpha_i = 24\delta^{2/3}\bar{y}_x,$$

где $\delta = \frac{e}{b}$ и $\bar{y}_x = \frac{y_x}{e}$ — соответственно относительная толщина профиля и относительный подъем его кромок (см. также рис. 82).

Результаты модельных испытаний показывают, что для повышения к. п. д. гребных винтов, имеющих $\frac{H}{D} \leq 0,70$ и $\theta \geq 0,50$ (т. е. малый шаг «решетки»), сечения лопастей, расположенные вблизи ступицы, целесообразно выполнять с небольшим подъемом кромок. Напротив, при $\frac{H}{D} \geq 1,00$ и $\theta \leq 0,40$ (при большом шаге «решетки»)

подъем кромок сечений влияет неблагоприятно на к. п. д. винта.

Влияние относительной толщины, средней линии кривизны и формы кромок сечений лопасти. Увеличение относительной толщины лопасти гребного винта при сохранении шага нагнетающей поверхности приводит к возрастанию коэффициентов упора K_1 и момента K_2 вследствие увеличения средней кривизны профиля сечений, а следовательно, нулевого угла α_0 и действительного шага лопасти. Величина к. п. д. винта η_p при этом понижается за счет уменьшения конструктивного к. п. д. элементов лопасти, особенно при малых значениях дискового отношения винта θ . Помимо того, увеличение толщины лопастей e при указанных условиях влечет за собой увеличение действительного шага винта.

Увеличение относительной толщины лопасти при сохранении неизменной средней линии кривизны сечений сопровождается меньшим изменением коэффициентов K_1 и K_2 по сравнению с предыдущим случаем, но также приводит к снижению к. п. д., особенно заметному при малых значениях дискового отношения винта θ .

Для удобства сравнения относительная толщина лопастей обычно характеризуется значением толщины лопасти e_0 на оси винта (условно), выраженным в долях его диаметра, т. е. в виде $\frac{e_0}{D}$. Как правило, это значение для винтов с различными геометрическими

элементами находится в пределах $0,040 < \frac{e_0}{D} < 0,065$. Относительная толщина сечений в основном определяется требованиями их прочности и постепенно уменьшается к концу лопасти, причем в большинстве случаев закон изменения толщины сечений вдоль лопасти близок к линейному (см. рис. 80).

При выборе относительной толщины лопастей следует также иметь в виду, что с ее увеличением возрастает опасность возникновения кавитации гребного винта. С точки зрения возможности отдаления кавитации целесообразно повышать дисковое отношение винтов, имеющих увеличенную толщину лопастей.

Как правило, изменение относительной толщины лопастей винта сопровождается соответствующим изменением средней линии кривизны профиля сечений лопасти, которая существенно влияет на гидродинамические характеристики винта. Практический учет влияния изменения относительной толщины профиля и его средней линии кривизны на характеристики гребного винта, спроектированного по диаграммам модельных испытаний, рассматривается в § 44.

Для обеспечения нормальных условий работы гребного винта необходимо иметь достаточную толщину кромок лопасти, так как чрезмерно тонкие кромки могут привести к местному ослаблению лопасти и явиться причиной ее деформации (загиба). Для предотвращения деформации лопастей винта, вызывающей изменение его шага, кромки лопастей должны иметь минимально необходимый радиус закругления (см. § 57).

Влияние наклона лопастей винта. Углом наклона лопасти называется угол ν_R , который получается между наклонной образующей и вертикальной линией, проведенной через точку пересечения образующей с осью винта (см. рис. 80).

Результаты модельных испытаний показывают, что наклон лопастей приводит к некоторому снижению к. п. д. винта в свободной воде, особенно при реверсе. Тем не менее, наклон лопастей винта в корму судна часто используется на практике как средство обеспечения необходимых зазоров между кромками лопастей винта и рулем или ахтерштевнем при одновальной установке и между кромками лопастей, корпусом и выкружками или кронштейнами гребных валов — при двухвальной (см. § 45).

Величина наклона лопастей гребного винта ограничивается напряжениями изгиба, возникающими от действия центробежных сил, а также условиями обеспечения необходимых гидромеханических качеств винта при реверсе. Предельное значение угла наклона лопастей для умеренно нагруженных винтов транспортных судов обычно принимается равным $\nu_R = 6 \div 10^\circ$ при одновальной установке и $\nu_R = 8 \div 12^\circ$ при двухвальной. Наклон лопастей не ре-

комендуется для широколопастных винтов с большим числом оборотов (например, на быстроходных катерах) во избежание появления значительных напряжений изгиба, вызываемых центробежными силами.

Влияние размеров ступицы винта. Изменение относительного диаметра ступицы $\frac{d_0}{D}$ в пределах от 0,17 до 0,20 практически не влияет на эффективность действия гребного винта. Увеличение отношения $\frac{d_0}{D}$ от 0,20 до 0,25 приводит к снижению к. п. д. винта на 1—1,5% и уменьшению эффективного шага лопастей. Дальнейшее увеличение этого отношения вызывает более резкое снижение к. п. д. (при $\frac{d_0}{D} = 0,30$ до 2—4%), особенно для широколопастных винтов.

При увеличении диаметра ступицы винта также снижается пропульсивный к. п. д., так как соответствующее увеличение габаритов выступающих частей корпуса судна сопровождается возрастанием их сопротивления.

Влияние шероховатости поверхности винта. На величину к. п. д. гребного винта заметное влияние оказывает состояние поверхности лопастей, которое характеризуется относительной ее шероховатостью и зависит от материала и качества обработки поверхности. Относительная шероховатость поверхности лопасти для элемента на данном радиусе r обычно выражается в виде $\frac{h_{ш}}{b}$, где $h_{ш}$ — абсолютная высота бугорков шероховатости, b — ширина рассматриваемого сечения (спрямленная).

Увеличение относительной шероховатости поверхности лопастей гребного винта приводит к возрастанию обратного качества ϵ элементов лопастей, а следовательно, к снижению конструктивного к. п. д. η_e и к. п. д. винта η_p в целом, особенно для винтов с малым шаговым отношением и широкими лопастями.

При относительной шероховатости $\frac{h_{ш}}{b} = 2 \cdot 10^{-5}$ поверхность лопасти можно считать технически гладкой (например, для моделей винтов). Для ориентировочной оценки относительной шероховатости поверхности лопастей гребных винтов можно пользоваться данными табл. 16 (по Кемпфу), в которой приведены значения высоты бугорков шероховатости $h_{ш}$ (в мм и в м) в зависимости от материала винта и характера обработки поверхности его лопастей.

Практический метод приближенного учета влияния повышенной шероховатости поверхности лопастей на к. п. д. винта, спроектированного по диаграммам модельных испытаний, приводится в § 44.

Таблица 16

Высота бугорков шероховатости поверхности лопастей винтов

Материал лопастей	Характер обработки поверхности	Значения $h_{ш}$	
		в мм	в м·10 ³
Латунь и бронза	Нормально шлифованная Тщательно » Шлифованная и полированная	0,028	2,8
		0,015	1,5
		0,012	1,2
Стальное литье	Грубая, необработанная (после отпуска) Тщательно обработанная	0,850	85,0
		0,175	17,5
Чугунное литье	Необработанная	0,175	17,5

Влияние погружения винта. Необходимость учета влияния погружения оси гребного винта под поверхность воды на его динамические характеристики обусловлена тем, что при определенных условиях эксплуатации судов их винты работают вблизи свободной поверхности или даже пересекают ее (на грузовых судах при ходе в балласте, на речных судах с ограниченной осадкой, на судах с подводными крыльями).

Основные результаты исследования характера влияния погружения h_b оси идеального движителя под поверхность жидкости на его работу приведены в § 31. Материалы испытаний моделей гребных винтов показывают, что коэффициенты упора K_1 и момента K_2 винта при некотором критическом значении относительного погружения $\bar{h} = \frac{h_b}{D}$, зависящем от нагрузки и числа Фруда, начинают уменьшаться по сравнению с величиной этих коэффициентов для глубоко погруженного винта. Особенно резкое уменьшение значений K_1 и K_2 наблюдается для частично погруженных винтов, лопасти которых пересекают свободную поверхность воды. К. п. д. η_p гребных винтов снижается при этом в меньшей степени, так как значение K_1 уменьшается более резко, чем значение K_2 .

Характер влияния относительного погружения $\bar{h} = \frac{h_b}{D}$ на величину коэффициента K_1 и на к. п. д. η_p винта с заданными геометрическими элементами ($z=4$; $\frac{H}{D}=1,1$; $\theta=0,38$) показан на

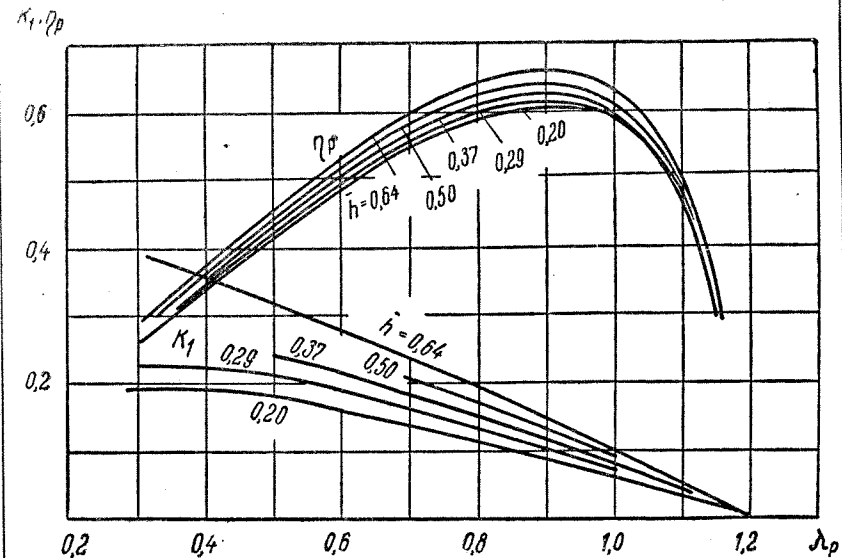


Рис. 95. Влияние свободной поверхности воды на динамические характеристики гребного винта при $Fr = n\sqrt{D} = \text{const}$

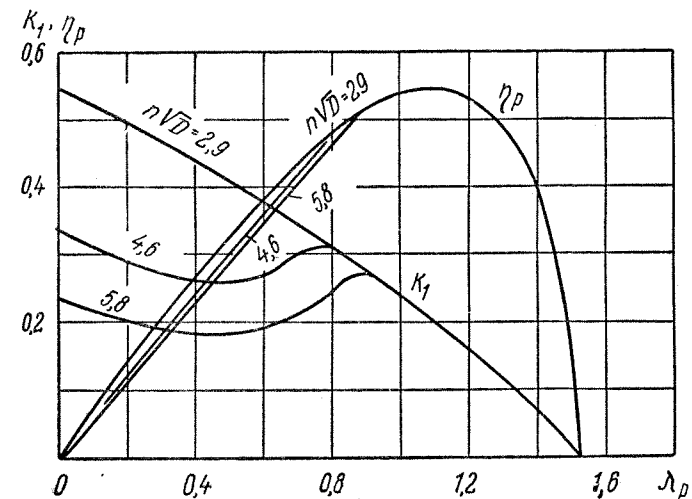


Рис. 96. Влияние свободной поверхности воды на динамические характеристики гребного винта при $\bar{h} = \frac{h_b}{D} = \text{const}$

рис. 95 при различных значениях поступи $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ и числе Фруда $Fg = n\sqrt{D} = 3,0$. Влияние числа Фруда $Fg = n\sqrt{D}$ на изменение значений K_1 и η_p в зависимости от поступи λ_p при $\bar{h} = 0,5$ показано на рис. 96 для винта с заданными элементами ($z = 3$; $\frac{H}{D} = 1,4$; $\theta = 1,14$).

Снижение динамических характеристик гребного винта при уменьшении относительного погружения \bar{h} объясняется теми же причинами, которые были указаны в § 31 для случая работы идеального движителя вблизи свободной поверхности жидкости (уменьшение гидравлического сечения движителя из-за понижения уровня, засасывание воздуха, затраты энергии на волнообразование). На снижение динамических характеристик частично погруженных винтов наиболее сильно влияет уменьшение гидравлического сечения из-за оголения лопастей, пересекающих свободную поверхность воды, и нестационарности развития на них подъемной силы.

ГЛАВА XII

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ ПО ДИАГРАММАМ СИСТЕМАТИЧЕСКИХ СЕРИЙНЫХ ИСПЫТАНИЙ МОДЕЛЕЙ

§ 44. Диаграммы для проектирования гребных винтов по результатам систематических модельных испытаний

Способ построения расчетных диаграмм. В СССР наибольшее распространение получил способ построения диаграмм для расчета гребных винтов, предложенный Э. Э. Папмелем.

Указанный способ построения диаграмм основан на использовании кривых действия гребного винта (см. рис. 88), полученных по результатам испытаний моделей винтов в свободной воде и представленных в безразмерном виде: $K_1 = f_1(\lambda_p)$, $K_2 = f_2(\lambda_p)$ и $\eta_p = f_3(\lambda_p)$. Для последующего построения диаграмм достаточно использовать только одну пару кривых — либо K_1 и η_p , либо K_2 и η_p , так как между значениями K_1 и K_2 существует связь, выраженная формулой (37,9).

В результате графических построений, выполненных для моделей винтов с различными шаговыми отношениями $\frac{H}{D}$, при прочих неизменных геометрических элементах (z , θ и т. д.), можно получить серию кривых $K_1 = f_1(\lambda_p)$ с размеченными на них округленными значениями η_p . Если такие кривые $K_1 = f_1(\lambda_p)$ нанести на общий график и соединить плавными линиями все точки, соответствующие одинаковым значениям η_p , то в результате образуется сводная диаграмма кривых действия (рис. 97) для серии испытанных моделей винтов, отличающихся друг от друга только величиной $\frac{H}{D}$.

На диаграмме получают два семейства кривых, одно из которых определяет величину коэффициента упора K_1 при постоянных шаговых отношениях (для краткости — кривые $\frac{H}{D} = \text{const}$), а другое — постоянные значения к. п. д. винта (кривые $\eta_p = \text{const}$).

Диаграммы, построенные в координатных осях $K_1 - \lambda_p$, обычно называются «корпусными» диаграммами, поскольку они более удобны при определении характеристик двигателя для судна с заданными элементами корпуса. Аналогичные диаграммы могут быть построены в осях $K_2 - \lambda_p$ (или $\sqrt{K_2} - \lambda_p$ для сокращения мас-

$$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}$$

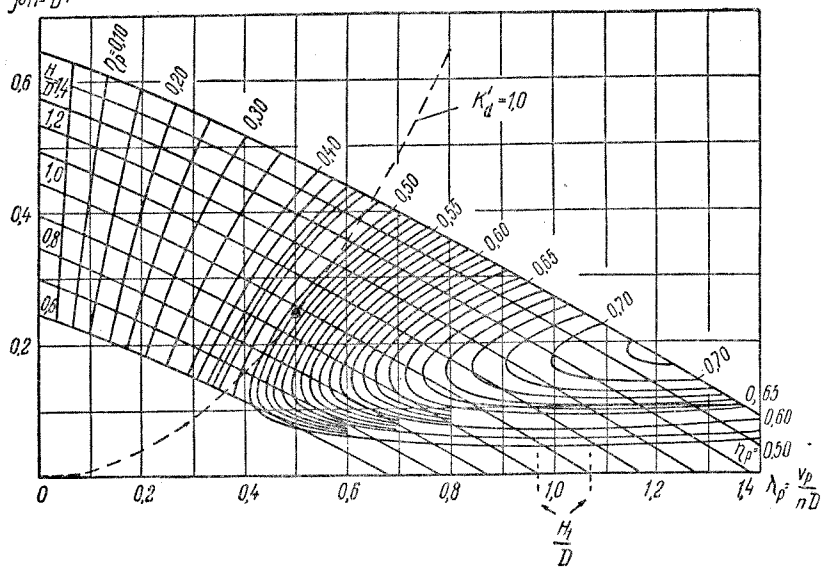


Рис. 97. Принцип построения диаграмм для проектирования гребных винтов

штаба). Они называются «машинными» диаграммами, так как ими удобно пользоваться при расчете гребных винтов применительно к двигателю с заданными характеристиками.

Основное преимущество диаграмм, построенных в форме, предложенной Э. Э. Папмелем, заключается в том, что они непосредственно позволяют спроектировать оптимальный гребной винт (т. е. винт с наивыгоднейшими элементами) при любых условиях задания.

Для решения поставленной задачи вводятся в рассмотрение вспомогательные расчетные коэффициенты (иначе, коэффициенты задания), которые принимаются в виде:

а) для диаграммы в осях $K_1 - \lambda_p$

$$K'_d = \frac{\lambda_p}{\sqrt{K_1}} = D v_p \sqrt{\frac{\rho}{P}}; \quad (44,1)$$

$$K'_n = \frac{\lambda_p}{\sqrt[4]{K_1}} = \frac{v_p}{\sqrt[4]{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}; \quad (44,2)$$

б) для диаграммы в осях $K_2 - \lambda_p$

$$K''_d = \sqrt{\frac{75 \lambda_p^3}{2 \pi K_2}} = D v_p \sqrt{\frac{\rho v_p}{N_p}}; \quad (44,3)$$

$$K''_n = \sqrt{\frac{75 \lambda_p^5}{2 \pi K_2}} = \frac{v_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho v_p}{N_p}}. \quad (44,4)$$

Из приведенных формул видно, что каждый из коэффициентов задания может быть выражен, с одной стороны, через координаты диаграммы (K_1 и λ_p или K_2 и λ_p), а с другой — через заданные величины (v_p , D или n , P или N_p). Благодаря этому представляется возможным нанести на каждой из диаграмм семейства кривых — парабол той или иной степени, соответствующих постоянным значениям коэффициентов задания.

В частности, семейство кривых $K'_d = \text{const}$ представляет собой квадратичные параболы вида $K_1 = \frac{1}{(K'_d)^2} \lambda_p^2$ (рис. 97), каждой точке которых на диаграмме, построенной в осях $K_1 - \lambda_p$, отвечают гребные винты с вполне определенными значениями шагового отношения $\frac{H}{D}$, к. п. д. η_p и относительной поступи λ_p .

Общим свойством этих винтов является то, что все они удовлетворяют условиям задания, т. е. развивают необходимый упор P при заданных значениях диаметра D и скорости движения v_p ; но потребляют при этом различную мощность N_p в зависимости от величины к. п. д. η_p , снятой с диаграммы.

На каждой кривой $K'_d = \text{const}$ находится также точка, соответствующая оптимальному винту, который обеспечивает выполнение условий задания при возможно наивыгоднейшем значении к. п. д. Эта точка находится на диаграмме в том месте, где рассматриваемая линия коэффициента $K'_d = \text{const}$ касается какой-либо из линий семейства $\eta_p = \text{const}$ (см. рис. 97).

Точка касания кривых $K'_d = \text{const}$ и $\eta_p = \text{const}$ при заданном диаметре винта D определяет не только оптимальное шаговое отношение $\left(\frac{H}{D}\right)_{\text{opt}}$, но и наиболее выгодное число оборотов n_{opt} винта, которое вычисляется по величине относительной поступи λ_p , соответствующей этой точке. Для облегчения расчетов проводится линия оптимальных чисел оборотов n_{opt} как геометрическое место точек касания кривых K'_d и η_p на диаграмме, построенной в осях $K_1 - \lambda_p$.

На этой же диаграмме может быть нанесена линия оптимальных диаметров D_{opt} , которая образуется как геометрическое место точек касания кривых $K'_n = \text{const}$ и $\eta_p = \text{const}$ и используется для определения наиболее выгодного значения диаметра D_{opt} , соответствующего возможному максимуму к. п. д. гребного винта при заданном числе оборотов. Линия D_{opt} всегда располагается на диаграмме ниже линии n_{opt} .

Аналогичным образом могут быть проведены кривые n_{opt} и D_{opt} на диаграмме, построенной в осях $K_2 - \lambda_p$. Эти линии используются для определения наиболее выгодных элементов гребного винта при заданных значениях коэффициентов K'_d и K'_n , которые вычисляются по известной величине вращающего момента M (или мощности N_p , подведенной к винту).

Область обеих диаграмм ($K_1 - \lambda_p$ и $K_2 - \lambda_p$), ограниченная линиями n_{opt} и D_{opt} , называется областью оптимальных винтов, в которой значения к. п. д. достигают относительного максимума (при данных условиях) и изменяются незначительно. Между коэффициентами задания K'_d , K'_n и коэффициентами нагрузки σ_p , σ_N существует следующая связь:

$$\frac{1}{(K'_d)^2} = \frac{\pi}{8} \sigma_p; \quad \frac{1}{(K'_n)^2} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{\sigma_N}{75}. \quad (44,5)$$

Выражения (44,5) позволяют рассматривать величины K'_d и K'_n как обратные коэффициенты нагрузки винта соответственно по упору и по мощности. Применение этих коэффициентов для проектирования гребных винтов дает несколько меньшие значения к. п. д., чем при использовании величин K'_n и K'_d , так как последний случай эквивалентен отысканию оптимальных значений коэффициентов нагрузки винта (σ_p или σ_N), которые считаются заданными в первом случае. Использование коэффициентов K'_n и K'_d особенно целесообразно в тех случаях, когда необходимо получить меньшее значение оптимального диаметра винтов (например, для мелкоосидающих речных судов).

Диаграммы, рекомендуемые для расчета некавитирующих винтов. В последние годы для проектирования некавитирующих гребных винтов обычно применяются расчетные диаграммы, основанные на результатах систематических серийных испытаний моделей винтов в Вагенингенском опытовом бассейне (Голландия, серия Трооста).

Результаты этих испытаний практически совпадают с соответствующими результатами, полученными в СССР при проведении

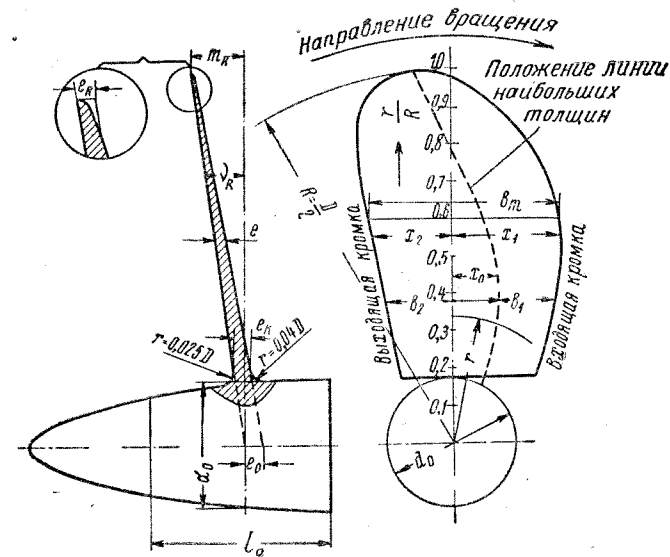


Рис. 98. Форма контура и профиль сечений гребных винтов серии Трооста

экспериментов в кавитационной трубе на моделях винтов, близких по геометрической форме к моделям серии Трооста.

Проведенные эксперименты подтвердили, что модели винтов данной серии обладают более высоким значением к. п. д. (в среднем на 5—6%) по сравнению с моделями, испытанными другими исследователями (Тейлор, Шаффран), и при этом имеют благоприятные кавитационные характеристики применительно к условиям работы за кормой судов с умеренными скоростями хода.

Отмеченные преимущества гребных винтов серии Трооста достигаются за счет рационального выбора формы контура лопастей винта и типа профиля их сечений. Благодаря этому удается обеспечить наиболее выгодное распределение циркуляции вдоль лопасти и высокое качество профилей сечений, а также отдалить момент наступления кавитации. Форма контура спрямленной поверхности

и профиль сечений лопасти модели гребного винта этой серии изображены на рис. 98.

Из рис. 98 видно, что винты данной серии имеют несимметричный контур лопастей с относительно широкими краями и комбинированный профиль сечений. На большей части длины лопастей (до относительных радиусов $\bar{r} = \frac{r}{R} = 0,7 \div 0,8$) принят аэродинамический профиль сечений, обладающий наиболее высоким качеством. На периферийных сечениях лопастей, где обычно начинается кавитация, аэродинамический профиль переходит в сегментный, имеющий более благоприятные кавитационные характеристики.

Все указания, необходимые для построения спрямленного контура лопастей и профиля сечений их лопастей, приведены в § 50.

В приложении II приводятся расчетные диаграммы I—VI для проектирования гребных винтов, построенные по рассмотренному ранее способу Э. Э. Папмеля на основании результатов систематических испытаний моделей винтов серии Трооста. Основные геометрические элементы винтов, для которых построены рекомендуемые расчетные диаграммы, приводятся в табл. 17.

Таблица 17

Основные элементы серии моделей винтов
(к рекомендуемым диаграммам)

Число лопастей z	Дисковое отношение θ	Относительная толщина лопасти $\frac{e_0}{D}$ (в %) на оси винта (условно)	Относительный диаметр ступицы $\frac{d_0}{D}$ (в %)	№№ расчетных диаграмм в приложении II
2	0,30	5,5	18,0	—
3	0,35; 0,50; 0,65	5,0	18,0	I, II, III
4	0,40; 0,55; 0,70	4,5	16,7	IV, V, VI
5	0,45; 0,60	4,0	16,7	—

Для каждой серии гребных винтов с указанными в табл. 17 значениями геометрических характеристик и шаговым отношением, изменяющимся в пределах $\frac{H}{D} = 0,5 \div 1,4$, построены две расчетные диаграммы. На обеих диаграммах (верхней и нижней) по оси абсцисс отложены значения относительной поступи гребного винта λ_r . По оси ординат на верхней диаграмме («машинной») отложены значения коэффициента момента K_2 , а на нижней («корпусной») — значения коэффициента упора K_1 . На обеих диаграммах нанесены кривые постоянных значений конструктивного шагового отношения ($\frac{H}{D} = \text{const}$) и коэффициента полезного действия ($\eta_p = \text{const}$).

Для облегчения расчетов оптимальных элементов гребных винтов на диаграммах нанесены также отрезки кривых, соответствующих постоянным значениям вспомогательных расчетных коэффициентов K'_d и K''_n (на нижних диаграммах) или K''_d и K'_n (на верхних). На каждой диаграмме проведены кривые n_{opt} (верхняя кривая) и D_{opt} (нижняя кривая), на первой из которых размечены значения расчетных коэффициентов K'_d или K''_d , а на второй — K'_n или K''_n .

Выбор расчетных коэффициентов и практические схемы расчета гребных винтов по рекомендуемым диаграммам рассматриваются в § 49 при различных условиях задания.

Поправки к расчетным диаграммам. При проектировании и проверке гребных винтов по диаграммам серийных систематических испытаний моделей возможны случаи, когда принятая в расчете относительная толщина сечения δ' (на радиусе $r = 0,6$ или $0,7 R$) отличается от ее значения δ , которое было выбрано для моделей данной серии. В этих случаях В. М. Лаврентьев рекомендует вводить соответствующие поправки $\Delta\left(\frac{H}{D}\right)$ и $\Delta\eta_p$ к значениям шагового отношения $\frac{H}{D}$ и к. п. д. η_p винта, снятым с расчетной диаграммы.

Действительное шаговое отношение гребного винта с учетом поправки $\Delta\left(\frac{H}{D}\right)$ получается равным

$$\left(\frac{H}{D}\right)' = \frac{H}{D} + \Delta\left(\frac{H}{D}\right) = \frac{H}{D} - 1,3 \left[1 + 0,28 \left(\frac{H}{D}\right)^2 \right] \Delta\delta, \quad (44,6)$$

где
$$\Delta\delta = \delta - \delta'. \quad (44,7)$$

Для определения действительной величины к. п. д. винта с учетом поправки $\Delta\eta_p$ принимается формула

$$\eta'_p = \eta_p + \Delta\eta_p = (1 - q_\varepsilon \Delta\varepsilon) \eta_p. \quad (44,8)$$

Здесь:

q_ε — поправочный коэффициент, зависящий от режима работы винта;

$\Delta\varepsilon$ — изменение обратного качества для расчетного сечения лопасти (на $r = 0,6$ или $0,7 R$), обусловленное изменением относительной толщины (по сравнению с ее диаграммным значением) и равное

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon' - \varepsilon, \quad (44,9)$$

где ε' — обратное качество для данного сечения лопасти (при δ');
 ε — значение той же величины, соответствующее расчетной точке на диаграмме для проектирования винта (при δ).

Величина коэффициента q_ε может быть принята по табл. 18 в зависимости от относительной поступи винта λ_p .

Таблица 18

Значения коэффициента q_ε в формуле для к. п. д. винта с измененной толщиной лопасти

λ_p	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00	1,50
q_ε	4,85	4,35	3,94	3,58	3,27	3,03	2,85	2,59	2,42	2,31

Значения ε' и ε определяются по приведенному выше графику (рис. 84), в зависимости от соответствующей относительной толщины элемента лопасти (δ или δ') и его коэффициента подъемной силы, который можно вычислить по приближенной формуле Э. Э. Папмеля

$$C_y = \frac{1}{b} 0,6K_1(1 + K_1), \quad (44,10)$$

где K_1 — значение коэффициента упора винта, снятое с расчетной диаграммы.

Результаты модельных испытаний в кавитационной трубе показывают, что корректировка средней линии кривизны сечений из условия безударного входа лопастей в воду позволяет добиться дополнительного повышения к. п. д. винтов серии Трооста на 3—5% при одновременном уменьшении их оптимального диаметра на 6—7% и отдалении момента наступления кавитации.

Поэтому в тех случаях, когда фактическая кривизна сечений лопасти винта, спроектированного по расчетным диаграммам, отличается от ее наиболее выгодного значения, целесообразно ввести указанную ниже поправку, которую рекомендует И. А. Титов для уточнения средней кривизны сечения из условия безударного входа лопасти в воду. Подобную поправку следует также вводить при изменении относительной толщины лопастей винта, поскольку в этом случае, как правило, изменяется и средняя линия кривизны сечений.

Уточнение средней кривизны сечений лопастей гребного винта, спроектированного по диаграммам серийных систематических испытаний моделей, производится на основании поверочного расчета сечений этого винта на нескольких относительных радиусах. В процессе такого расчета можно определить наиболее выгодную величину коэффициента подъемной силы профиля C_y (например, по графику рис. 84). Поправка $\Delta\delta_c$, которую необходимо ввести в величину относительной кривизны δ_c , соответствующей ее диаграммному значению, получается равной

$$\Delta\delta_c = \delta_{c_0} - \delta_c, \quad (44,11)$$

где δ_{c_0} — оптимальное значение относительной кривизны средней линии профиля, которое определяется по приближенной формуле

$$\delta_{c_0} = 0,10C_y. \quad (44,12)$$

Чтобы сохранить при этом постоянство распределения циркуляции и упора гребного винта вдоль лопасти, следует установить соответствующую поправку $\Delta\varphi$ к шаговому углу φ сечения на каждом радиусе, которая принимается в виде

$$\Delta\varphi = 100\Delta\delta_c = 100(\delta_{c_0} - \delta_c). \quad (44,13)$$

В тех случаях, когда при изготовлении гребного винта не предусматривается надлежащая обработка поверхности лопастей, в величину к. п. д. η_p , полученную по расчетным диаграммам, рекомендуется вводить поправку, учитывающую влияние повышенной шероховатости лопастей винта по сравнению с моделью (см. § 43). Действительная величина к. п. д. η_p винта с повышенной шероховатостью поверхности лопастей может быть получена по формуле (44,8), с той лишь разницей, что изменение обратного качества для расчетного сечения лопасти (на радиусе $r = 0,6$ или $0,7 R$) принимается в данном случае равным

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon' - \varepsilon + \frac{\Delta C_x}{C_y}. \quad (44,14)$$

Значения ε' , ε и C_y , входящие в формулу (44,14), определяются в соответствии с приведенными выше указаниями. Надбавка ΔC_x к коэффициенту профильного сопротивления, обусловленная влиянием шероховатости поверхности лопастей, принимается по табл. 19 в зависимости от величины относительной шероховатости $\frac{h_{ш}}{b}$ (где $h_{ш}$ — высота бугорков шероховатости, определяемая по приведенной ранее табл. 16; b — ширина лопасти на данном радиусе).

Диаграммы для проектирования широколопастных винтов. Для отдаления момента наступления кавитации целесообразно приме-

Таблица 19

Надбавка ΔC_x на шероховатость поверхности лопастей

$\frac{h_{ш}}{b} \cdot 10^4$	0,2 и менее	0,3	0,5	1,0	2,0	3,0	5,0	10,0
$\Delta C_x \cdot 10^3$	0	1,0	2,0	3,6	5,2	6,0	8,0	10,0

нять широколопастные гребные винты (с большим дисковым отношением θ), имеющие сегментный профиль сечения лопастей. При проектировании некавитирующих широколопастных винтов ($\theta > 0,60$), которые предназначаются для работы в условиях, опасных с точки зрения возможности возникновения кавитации (например, на быстроходных судах), можно пользоваться расчетными диаграммами, основанными на результатах систематических серийных испытаний моделей трехлопастных винтов в Хасларском опытовом бассейне (Англия, серия Гуана).

Модели этой серии имеют плосковыпуклые сегментные профили сечений и эллиптическое очертание контура развернутой поверхности лопасти (см. § 35). Условная толщина профиля e_0 на оси винта принята равной $0,06 D$, а диаметр ступицы — $d_0 = 0,20 D$. Шаговое отношение $\frac{H}{D}$ изменяется от 0,6 до 2,0.

В приложении II приводятся расчетные диаграммы VII, построенные по результатам упомянутых модельных испытаний и предназначенные для проектирования трехлопастных гребных винтов, с сегментным профилем сечений и дисковым отношением $\theta = 0,95$ (по развернутой поверхности).

§ 45. Эмпирические данные о характеристиках взаимодействия винта и корпуса судна

Определение коэффициента попутного потока. Расчетная скорость v_p (м/сек) поступательного перемещения гребного винта за корпусом судна, движущегося со скоростью v , равна (см. § 32)

$$v_p = v(1 - \psi), \tag{45,1}$$

где ψ — расчетное значение коэффициента попутного потока.

Приведенные ниже формулы характеризуют среднее значение эффективного попутного потока, поскольку определяемая по ним величина ψ обычно получается по результатам модельных испытаний, исходя из равенства коэффициентов упора для гребного винта, работающего в свободной воде и за корпусом судна. Коэффициент неравномерности попутного потока (см. § 42) при использовании этих формул предполагается равным $i_n = 1,0$.

В величину ψ , вычисленную по этим формулам, не следует вводить поправок на влияние руля, так как данные формулы получены применительно к моделям судов, оборудованных рулями. Коэффициент ψ можно считать практически не зависящим от режима работы гребного винта.

В предварительных расчетах, когда еще не выбран (хотя бы ориентировочно) диаметр гребного винта, величину ψ можно принимать в зависимости от коэффициентов общей полноты судна δ по

следующим формулам, рекомендуемым Тейлором для морских транспортных судов:

$$\left. \begin{aligned} \psi &= 0,50\delta - 0,05; \\ \psi &= 0,55\delta - 0,20 \end{aligned} \right\} \tag{45,2}$$

соответственно для винтов в диаметральной плоскости и бортовых винтов.

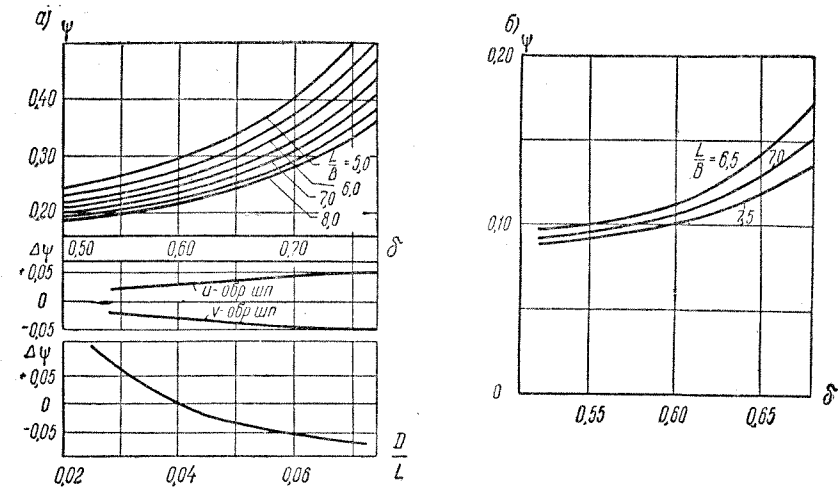


Рис. 99. Коэффициенты попутного потока для морских транспортных судов: а) одновинтовые; б) двухвинтовые

Более точно коэффициент ψ можно определить по диаграммам Харвальда (рис. 99), которые получены на основании результатов многочисленных испытаний моделей современных одно- и двухвинтовых морских транспортных судов в Вагенингенском опытовом бассейне. Величина ψ для одновинтовых судов определяется по рис. 99, а в зависимости от коэффициента δ при постоянных значениях отношения $\frac{L}{B}$. При вычислении коэффициента ψ учитываются поправки $\pm \Delta\psi$ на влияние формы кормовых шпангоутов (V- или U-образных) и отношения диаметра винта к длине судна ($\frac{D}{L} = 0,025 \div 0,07$). Величина ψ для двухвинтовых судов определяется по рис. 99, б в зависимости от значений δ и $\frac{L}{B}$, но без введения поправок на форму шпангоутов и отношение $\frac{D}{L}$.

В отечественной практике для определения коэффициента попутного потока ψ при известных значениях V (м^3), δ и D (м) часто используется формула, предложенная Э. Э. Папмелем на основании экспериментальных данных

$$\psi = 0,165\delta^x \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}} - \Delta\psi'. \quad (45,3)$$

Здесь:

$x = 1$ — для винтов в диаметральной плоскости; $x = 2$ — для бортовых винтов;

$\Delta\psi'$ — поправка на влияние волнообразования, которая учитывается только для судов, имеющих расчетную скорость хода, соответствующую числам Фруда $\text{Fr} = \frac{v}{\sqrt{gL}} > 0,2$ (при $\text{Fr} \leq 0,2$ можно считать $\Delta\psi' = 0$), и определяется из соотношения

$$\Delta\psi' = 0,10 (\text{Fr} - 0,2)$$

или

$$\Delta\psi' = 0,3\delta (\text{Fr} - 0,2).$$

Формула (45,3) применяется при расчете гребных винтов, которые устанавливаются на судах с обычными кормовыми обводами (без туннелей) и дает удовлетворительные результаты главным образом для судов, имеющих средние значения коэффициента общей полноты. Как показывают результаты обработки материалов испытаний самоходных моделей с обычными кормовыми обводами и имеющихся данных по натурным судам морского и речного флота, для определения коэффициента попутного потока предпочтительнее пользоваться исправленной формулой Э. Э. Папмеля, имеющей следующий вид:

$$\psi = 0,11 + \frac{0,16}{x} \delta^x \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}} - \Delta\psi'. \quad (45,4)$$

Если диаметр винта, входящий в формулы (45,3) и (45,4), точно не известен, то значение D рекомендуется принимать в зависимости от осадки судна кормой T_k (из условий размещения винта за корпусом), пользуясь в качестве первого приближения следующими соотношениями: $D = (0,7 \div 0,8) T_k$ — при одновальном устройстве, $D = (0,6 \div 0,7) T_k$ — при двухвальном, причем меньшие значения D следует принимать для небуксирных судов, а большие — для буксиров и толкачей.

При известных характеристиках главной силовой установки судна значение D в формулах (45,3) и (45,4) рекомендуется ориентировочно выбирать в зависимости от числа оборотов гребного вала

n_m (в минуту) и передаваемой им мощности N_p (л. с.), пользуясь для этой цели графиком, приведенным на рис. 100.

Значения коэффициентов ψ , определяемые по формуле (45,4), относятся к судам, у которых:

а) между концами лопастей винта и наружной обшивкой корпуса обеспечен нормальный зазор, равный $\Delta \approx (0,12 \div 0,20) D$;

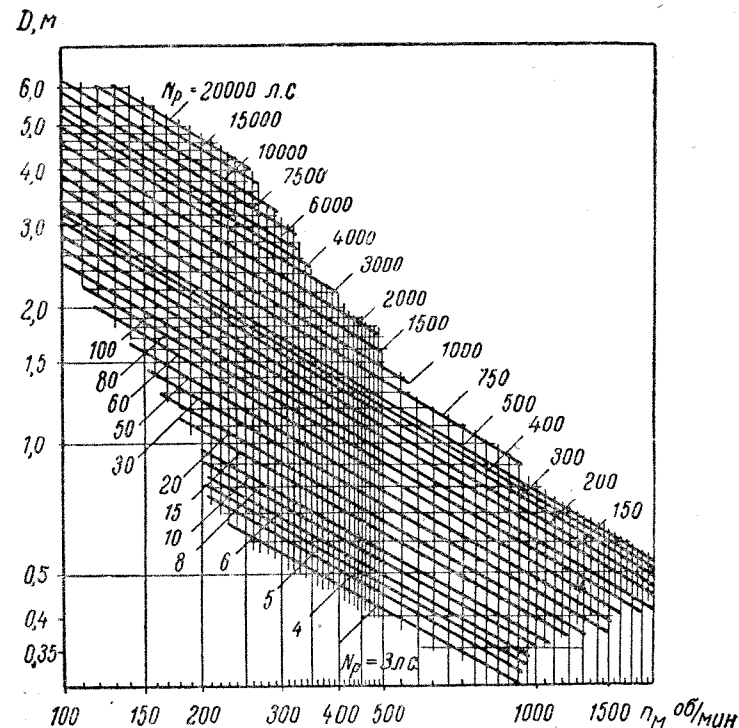


Рис. 100. График для приближенного определения диаметра гребного винта

б) при одновальной установке (рис. 101) ахтерштевень выполнен с достаточно заостренными кромками, а рулевая рама с навешенным на нее обтекаемым рулем имеет хорошо закругленные очертания передних кромок;

в) при двухвальной установке (рис. 102) имеется умеренный срез кормы, а обтекаемый руль, установленный за винтом, оказывает относительно малое влияние на работу последнего (если расстояние между носовой кромкой руля и диском винта не менее $0,25-0,50$ величины D).

При несоблюдении этих условий к значению коэффициента ψ , полученному по формуле (45.4), рекомендуется вводить поправку, величина которой обычно не превосходит $\Delta\psi = \pm 0,05$. Значение поправки $\Delta\psi > 0$ следует принимать в тех случаях, когда между концами лопастей винта и корпусом судна не обеспечен минимально необходимый зазор, кромки алтерштевня и рулевой рамы имеют тупые очертания (при одновальной установке), кормовая оконечность выполнена почти без среза (при двухвальной установке).

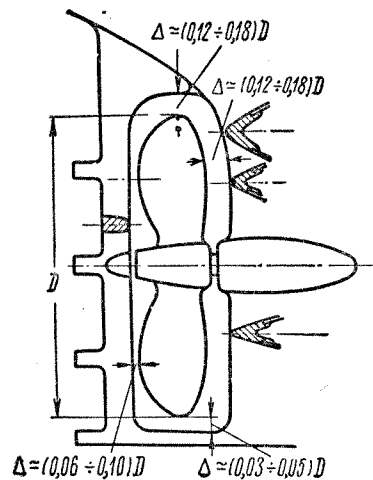


Рис. 101. Расположение гребного винта относительно корпуса при одновальной установке

Поправка $\Delta\psi < 0$ должна приниматься для установок, у которых винт отдален от корпуса на расстояние, превышающее указанные ранее пределы (особенно при наличии значительного подреза кормовой оконечности). Численное значение поправки $\Delta\psi$ во всех случаях рекомендуется принимать в зависимости от сочетания перечисленных выше факторов, оказывающих влияние на величину коэффициента ψ .

Приведенные выше формулы (45.3) и (45.4) могут быть также использованы в случае определения коэффициента попутного потока ψ для судов, кормовая оконечность которых имеет туннельные обводы (см. рис. 32 и 33). В этом случае вместо величины диаметра D винта в указанные формулы следует вводить значение осадки судна кормой T_k . При использовании тех же формул для трехвинтовых судов рекомендуется принимать величину $x = 2$ для всех винтов, если они установлены в одном общем туннеле или полутуннеле.

Для мелкоосидающих плоскодонных судов речного флота с большим отношением ширины корпуса к осадке ($\frac{B}{T} \geq 6 - 8$) и отдельными туннелями при определении коэффициента ψ следует принимать величину $x = 1$ для всех винтов.

Для быстроходных судов, имеющих значительный подрез кормовой оконечности (пассажирские катера, легкие военные корабли), величина $\psi \approx 0$ за счет волновой составляющей попутного потока.

Определение коэффициента засасывания. Расчетный упор P (кг) гребного винта, передаваемый на упорный подшипник при данной скорости судна, связан с полезной тягой P_e , необходимой

для преодоления буксировочного сопротивления корпуса без винтов, следующей зависимостью (см. § 32):

$$P = \frac{P_e}{1-t}, \tag{45,5}$$

где t — значение коэффициента засасывания при заданном режиме работы винта за корпусом судна.

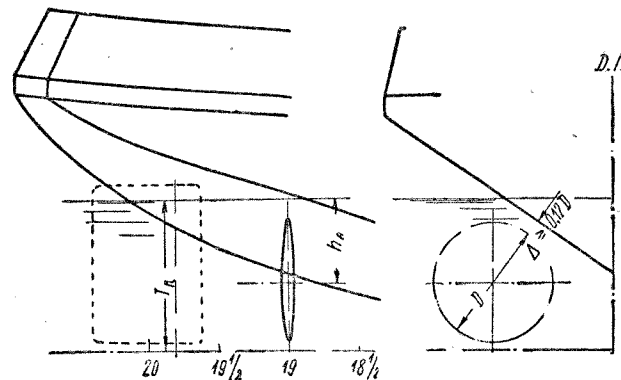


Рис. 102. Расположение гребных винтов при двухвальной установке

Средняя величина коэффициента t определяется по приведенным ниже формулам и относится к расчетному режиму работы винта за корпусом судна. Если значение ψ определяется по одной из формул (45,2), то величину коэффициента t следует принимать

$$\left. \begin{aligned} t &= k_t \psi; \\ t &= 0,70\psi + 0,06 \end{aligned} \right\} \tag{45,6}$$

— соответственно для одно- и двухвинтовых судов (в последнем случае — с валоподдерживающими кронштейнами), считая множитель k_t равным 0,5 — 0,7 при установке обтекаемого руля за винтом и 0,9 — 1,05 — при установке пластинчатого (необтекаемого) руля.

В тех случаях, когда значение ψ для судов с обычными (нетуннельными) обводами кормы вычисляется по формуле (45,4), величину коэффициента t рекомендуется определять следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} t &= 0,6(1 + 0,67\psi)\psi; \\ t &= 0,8\psi(1 + 0,25\psi) \end{aligned} \right\} \tag{45,7}$$

— соответственно для винтов в диаметральной плоскости и бортовых винтов.

Значения коэффициентов t , полученные согласно зависимости (45,7), следует принимать в тех случаях, когда выполняются условия, относящиеся к формуле (45,4). При невыполнении этих условий к значению коэффициента t , полученному по формулам (45,7), рекомендуется вводить поправку Δt , величина которой, как правило, не превосходит $\Delta t = \pm 0,04$. Знак и численную величину поправки Δt следует принимать так же, как и при определении поправки $\Delta \psi$.

Для винтов, расположенных в туннелях и полностью погруженных под ватерлинию, коэффициент t приближенно может быть принят равным

$$t \approx \psi, \quad (45,8)$$

если значение ψ вычисляется согласно приведенным ранее указаниям для судов с туннельными обводами корпуса.

В случае неполного погружения винта под ватерлинию у судов с туннельными обводами

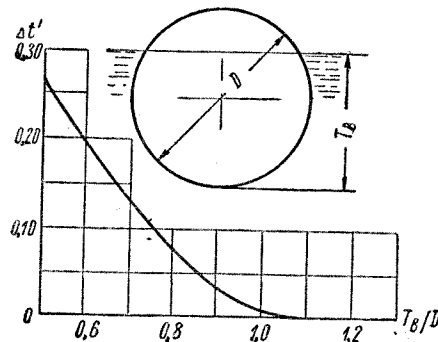
Рис. 103. Коэффициент дополнительного засасывания при недостаточном погружении гребного винта

кормы следует дополнительно учитывать поправку $+\Delta t'$, величина которой может быть определена по графику рис. 103 в зависимости от относительного погружения нижней кромки лопастей винта под ватерлинию $\frac{T_B}{D}$.

При расчете гребных винтов, которые устанавливаются на быстроходных судах (пассажирские катера, легкие военные корабли), следует принимать $t = 0,10 \div 0,12$ (при $\psi \approx 0$).

Для судов всех типов коэффициент засасывания зависит от режима работы винта. Поэтому при расчете ходовых характеристик судна (см. § 48) следует учитывать изменение величины t в зависимости от относительного скольжения $s_1 = 1 - \frac{v_p}{nH_1}$ или относительной поступи винта $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$. Для выявления характера изменения величины t от значений s_1 (или λ_p) рекомендуется пользоваться следующей эмпирической зависимостью, установленной Э. Э. Папмелем:

$$t = \frac{t_0}{s_1} = \frac{t_0}{1 - \frac{\lambda_p}{\frac{H_1}{D}}} \approx \frac{t_0}{1 - \frac{\lambda_p}{\frac{H}{D}}}, \quad (45,9)$$



где t_0 — коэффициент засасывания на швартовах (при $v = 0$), т. е. $t_0 = (t)_{v=0}$;

$\frac{H_1}{D}$ — шаговое отношение нулевого упора, которое определяется по расчетной диаграмме (см. рис. 97) и мало отличается от конструктивного шагового отношения $\frac{H}{D}$ (обычно $\frac{H}{D} = \frac{H_1}{D} - 0,10$).

Коэффициент t_0 приблизительно равен коэффициенту потенциального попутного потока ψ_p , величина которого обычно колеблется в пределах $\psi_p = (0,3 \div 0,7) \psi$ в зависимости от характера кормовых обводов судна и сочетания отдельных частей комплекса корпус—винт—руль.

§ 46. Выбор основных конструктивных элементов гребных винтов

Выбор числа винтов и размещение их за корпусом судна. Число гребных винтов для буксиров и толкачей должно выбираться вариантным способом, так как при больших нагрузках на винт величина его диаметра существенно влияет на тяговые показатели судна. Для пассажирских судов число винтов сравнительно мало влияет на скоростные качества судна; в этом случае число винтов выбирается из условия удовлетворения другим качествам (например, маневренность). На речных судах, имеющих ограниченную осадку, более выгодно устанавливать два или даже три винта.

При выборе числа винтов следует также учитывать возможность получения от промышленности судовых двигателей, имеющих необходимые мощность и число оборотов.

Независимо от принятого числа гребных валов, винты необходимо располагать за корпусом судна таким образом, чтобы кормовая оконечность корпуса, его выступающие части и ступица винта с обтекателем представляли собой единый удобообтекаемый комплекс (иначе, гидромеханический комплекс).

При одновальной установке (рис. 101) в гидромеханический комплекс входят корпус судна, ахтерштевень, ступица винта с обтекателем, рудерпост и руль. В случае многовальной установки (рис. 102) гидромеханический комплекс состоит из корпуса судна, кронштейнов или мортир и выкружек гребного вала, ступицы винта с обтекателями и рулей. Для судов, оборудованных направляющими насадками (см. § 29), последние также входят в гидромеханический комплекс.

Между лопастями гребного винта на относительном радиусе $r = 0,7 R$ и наружной обшивкой корпуса судна должен быть обеспечен зазор не менее $(0,12 \div 0,18)$ диаметра винта D , необходимый для предотвращения нежелательной вибрации корпуса и рез-

кого возрастания силы засасывания на обшивке судна. Такой же зазор должен быть принят между лопастями винта и старпостом ахтерштевня или кронштейнами гребных валов. Наименьший зазор между лопастями и нижней полкой ахтерштевня (при одновальной установке) должен составлять $(0,03 \div 0,04) D$, а зазор между лопастями и рудерпостом — $(0,08 \div 0,15) D$ в зависимости от относительной толщины руля. Расстояние между кромками лопастей соседних гребных винтов в случае многовальной установки должно быть не менее $(0,05 \div 0,08) D$.

Погружение оси винтов h_n под свободную поверхность воды (см. § 43) при проектной осадке судна с обычными (нетуннельными) обводами кормы должно быть не менее $0,7 D$.

На судах с туннельными кормовыми обводами лопасти винтов должны отстоять от обшивки туннеля на величину $\Delta \geq 0,05 D$, но во всяком случае не менее чем на 75—100 мм во избежание чрезмерной вибрации корпуса.

Выбор числа лопастей винта. С точки зрения эффективности действия гребного винта при малых нагрузках (иначе, при больших значениях расчетных коэффициентов K'_d и K'_n) трехлопастные винты ($z = 3$) оказываются более выгодными по сравнению с четырехлопастными ($z = 4$), но увеличивают вибрацию корпуса судна и гребного вала (см. также § 43). Поэтому при двухвальной установке вопрос о выборе числа лопастей гребного винта следует решать в зависимости от величины расчетного коэффициента K'_d или K'_n (в соответствии с условиями задания) и принимать $z = 3$ при

$$K'_d = D v_p \sqrt{\frac{\rho}{P}} \geq 2,0 \quad (46,1)$$

или

$$K'_n = \frac{v_p}{V^n} \sqrt[4]{\frac{\rho}{P}} \geq 1,0. \quad (46,2)$$

Если величина K'_d (или K'_n) получается меньше указанного значения, то при двухвальной установке принимается $z = 4$. При одновальной установке для уменьшения вибрации корпуса судна и гребного вала рекомендуется принимать $z = 4$, независимо от величины коэффициентов K'_d или K'_n .

Двух- и пятилопастные винты применяются в особых случаях, указанных в § 43.

Выбор дискового отношения винта. При выборе дискового отношения θ гребного винта необходимо учитывать, что с уменьшением величины θ до определенного предела к. п. д. винта, как правило, несколько возрастает (см. § 43). Поэтому минимально допустимую величину θ следует выбирать таким образом, чтобы удовле-

творить приведенным далее требованиям, связанным с обеспечением расчетных гидромеханических характеристик гребного винта и отсутствия кавитации при его работе, имея в виду, что прочность лопастей обычно оказывается вполне достаточной (за исключением винтов ледоколов).

1. Для того чтобы относительная толщина лопасти, имеющей достаточную прочность, не превосходила предельного значения δ_{\max} , при котором заметно снижается эффективность работы гребного винта вследствие возрастания профильных потерь, дисковое отношение должно быть не менее полученного по формуле

$$\theta'_{\min} = 0,375 \left(\frac{c'}{D} \cdot \frac{z}{\delta_{\max}} \right)^{2/3} \sqrt[3]{\frac{m' P}{10\,000}}. \quad (46,3)$$

Здесь:

$\delta_{\max} = 0,08 \div 0,10$ — предельное значение относительной толщины лопасти на радиусе $r = (0,6 \div 0,7) R$

c', m' — эмпирические коэффициенты, значения которых рекомендуется принимать в соответствии с приведенными ниже указаниями.

Значения коэффициента c' , характеризующего прочность лопасти, принимаются в зависимости от материала, из которого предполагается изготовить гребной винт: $c' = 0,115; 0,100; 0,065; 0,060; 0,055$ — соответственно для серого чугуна, модифицированного чугуна, углеродистой стали и высокопрочного чугуна, латуни, нержавеющей и легированной стали.

Значения коэффициента m' , учитывающего возможную максимальную нагрузку на лопасть, выбираются в зависимости от условий работы гребных винтов на судах различного назначения: $m' = 2,00; 1,75; 1,50; 1,15$ — соответственно для ледоколов, судов, работающих в битом льду, буксиров и толкачей, всех прочих судов (например, грузовых, пассажирских).

2. Для того чтобы при работе гребного винта отсутствовала кавитация, дисковое отношение винта, спроектированного по рекомендуемым диаграммам, должно быть не менее вычисленного по формуле

$$\theta''_{\min} = 130 \xi \frac{K_c}{\rho_1} (nD)^2. \quad (46,4)$$

Здесь:

n — число оборотов (в секунду) винта диаметром D в м при расчетном режиме работы;

ρ_1 — абсолютное гидростатическое давление в кг/м^2 , соответствующее глубине погружения h_n в м оси винта (гребного вала) под ватерлинию (см. § 40), т. е.

$$\rho_1 = \rho_0 - \rho_d \simeq 10\,330 + \gamma h_n; \quad (46,5)$$

K_c — кавитационная характеристика винта;

ξ — эмпирический коэффициент.

Значения кавитационной характеристики K_c определяются по графикам Шенхерра, построенным по данным Лербса и Тейлора и приведенным на рис. 104 для трех- и четырехлопастных винтов ($z = 3; 4$). На графиках нанесены кривые изменения величины K_c в зависимости от относительной поступи винта $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$, полу-

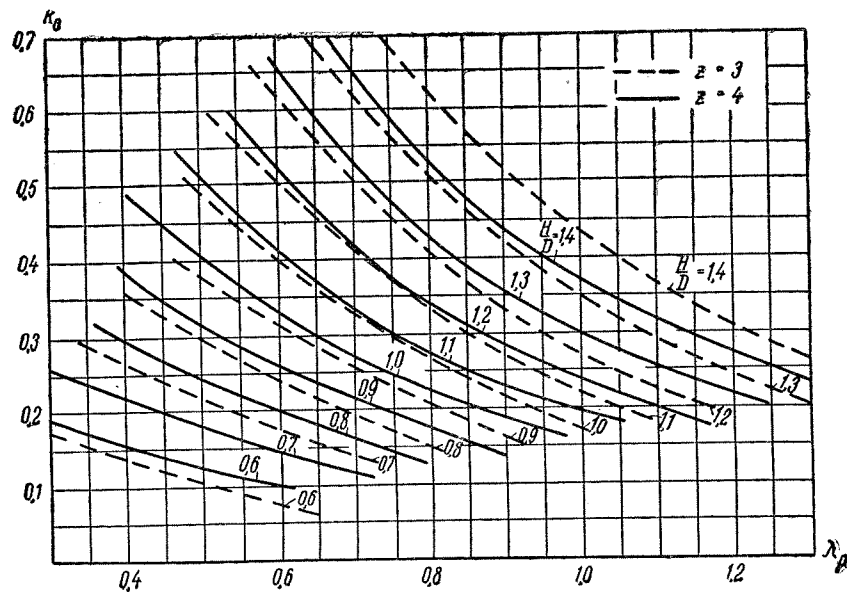


Рис. 104. Кавитационная характеристика трех- и четырехлопастных гребных винтов

ченной для расчетного режима его работы, при постоянных значениях конструктивного шагового отношения $\frac{H}{D}$.

Величина эмпирического коэффициента ξ выбирается в пределах от 1,3 до 1,6. При определении θ_{\min}'' по формуле (46,4) предпочтение следует отдавать значениям коэффициента ξ , приближающимся к верхнему пределу (особенно для винтов, работающих при больших нагрузках), так как при $\xi = 1,3$ можно ожидать незначительной кавитации на концах лопастей.

Для выбора дискового отношения θ_{\min}'' , достаточного с точки зрения отсутствия кавитации гребного винта, можно также использовать изложенную ниже схему проверки винта на кавитацию, предложенную Э. Э. Папмелем.

Для последующего расчета гребного винта по рекомендуемым диаграммам (приложение II) должно быть принято дисковое отношение θ , которое превышает наибольшее из значений θ , определяемых по формулам (46,3) и (46,4). Окончательно расчетное значение дискового отношения рекомендуется округлять до ближайшего из значений θ (в сторону увеличения), указанного на соответствующей диаграмме, которая относится к винтам с принятым числом лопастей z .

Прочие конструктивные элементы гребного винта либо определяются в результате расчета по диаграммам, рекомендуемым для проектирования винтов, либо выбираются при последующей разработке проекта и конструкции винта (см. § 50).

Проверка винта на кавитацию. Для проверки проектируемого гребного винта на кавитацию часто применяется расчетная схема Э. Э. Папмеля, которая также может быть использована вместо формулы (46,4) при определении минимально допустимого значения дискового отношения θ_{\min}'' . Проверка винта на кавитацию по этой схеме производится для условного элемента лопасти, расположенного на относительном радиусе $\bar{r} = \frac{r}{R} = 0,7$.

Исходными данными для проверки гребного винта на кавитацию являются следующие его геометрические и гидромеханические характеристики: D , z , θ , n , P (или K_1), v_p (или λ_p) и h_p , а также относительная толщина лопасти δ на радиусе $r = 0,7 R$. Возможность возникновения кавитации устанавливается в результате сопоставления заданного числа оборотов винта n , относящегося к расчетному режиму, с критическим числом оборотов $n_{кр}$ (в секунду), которое принимается в виде:

$$n_{кр} = \frac{2C_k}{D} \sqrt{\frac{p_1}{\rho}}. \quad (46,6)$$

Здесь:

p_1 — гидростатическое давление, вычисляемое по формуле (46,5);
 C_k — безразмерный коэффициент, который характеризует начало кавитации винта и равен

$$C_k = \frac{1}{2\pi \sqrt{\frac{\bar{\xi}_k}{2} \left[\bar{r}^2 + \left(\frac{\lambda_p}{\pi} \right)^2 \right]}}. \quad (46,7)$$

Величина относительного разрежения $\bar{\xi}_k$, входящая в формулу (46,7), вычисляется следующим образом;

$$\bar{\xi}_k = 0,5C_y(1 + C_y) + 2\delta, \quad (46,8)$$

где C_y — коэффициент подъемной силы, значение которого определяется по формуле (44,10).

При отсутствии более точных данных, полученных в процессе разработки проекта и конструкции винта (см. § 50), относительная толщина лопасти на радиусе $0,7 R$, входящая в формулу (46,8), приближенно может быть принята из условия, что $\delta < \delta_{\max} = 0,08 \div 0,10$ (см. выше).

В соответствии с указаниями Э. Э. Папмеля, можно полагать, что условия возникновения кавитации выражаются в следующем виде: при $n < 0,9 n_{кр}$ — кавитация отсутствует; $0,9 n_{кр} < n < n_{кр}$ — возможно возникновение кавитации; $n > n_{кр}$ — развитая кавитация.

При использовании данной схемы для определения дискового отношения θ'_{\min} , допустимого по условиям отсутствия кавитации винта, расчет следует производить последовательными приближениями. В качестве первого приближения можно задаваться значением θ , к которому относится диаграмма, выбранная для расчета элементов винта, или значением θ'_{\min} , полученным по ранее приведенной формуле (46,3). Расчет производится до тех пор, пока принятое значение θ не будет удовлетворять поставленному условию. Если, напротив, дисковое отношение, принятое в первом приближении, приводит к чрезмерному запасу на кавитацию, во втором приближении рекомендуется снизить значение θ .

Дополнительные меры борьбы с кавитацией гребных винтов изложены в § 40.

§ 47. Типы расчетов движительного комплекса винтовых судов. Необходимые исходные данные

Типы расчетов движительного комплекса. По своему назначению, а следовательно, и по характеру выполнения, все расчеты движительного комплекса винтовых судов могут быть разделены на два основных типа:

I. Проектировочные расчеты гребных винтов.

II. Поверочные расчеты винтов (в частности, расчет ходовых характеристик судна).

Проектировочный расчет гребного винта (см. § 49 и 52) обычно выполняется в двух стадиях:

1) предварительный расчет элементов винта при выборе главной силовой установки судна и определении основных характеристик двигателей (с решением вопроса о целесообразности применения редуктора);

2) окончательный расчет винта, обеспечивающего наиболее эффективное использование мощности выбранной силовой установки, т. е. достижение наивысшей скорости хода небуксирного судна или наибольшей тяги на гаке буксирного судна.

Исходные данные для проектировочного расчета. При определении элементов гребных винтов по диаграммам на различных стадиях проектировочного расчета винта приходится решать одну из следующих основных задач.

1. Подбор элементов винта, потребляющего наименьшую мощность главных двигателей при заданной скорости хода судна (и ожидаемой тяге на гаке для буксиров).

2. Определение элементов винта, обеспечивающего наивысшую скорость хода (или наибольшую тягу на гаке для буксиров) при полном использовании мощности главных двигателей.

В соответствии с условиями первой задачи, которая обычно решается при выборе главной силовой установки судна, для расчета гребного винта по диаграммам должны быть известны:

а) основные элементы корпуса судна: длина по ватерлинии L (м), ширина B (м), осадка кормой T_k (м), водоизмещение V (м³) при средней осадке T (м), коэффициент общей полноты δ , число гребных валов x , теоретический чертеж кормовой оконечности и эскиз выступающих частей корпуса;

б) расчетная скорость v (м/сек) и буксировочное сопротивление корпуса судна R (кг), соответствующее этой скорости.

Для буксирного судна (или толкача), кроме сопротивления корпуса R_6 , должно быть также задано тяговое усилие на буксирном гаке Z (или упор толкача), равное сопротивлению R_c , которое испытывает буксируемый (толкаемый) состав несамходных судов.

По известной величине R или $(R_6 + Z)$ определяется полезная тяга винта P_e , исходя из соотношения (28,1) или (28,2). Расчетные значения скорости поступательного перемещения v_p и упора P гребного винта, работающего за корпусом, могут быть вычислены соответственно по формулам (45,1) и (45,5), если известны характеристики взаимодействия винта и корпуса судна (ψ и t), которые принимаются либо на основании результатов модельных испытаний, либо по эмпирическим данным (см. § 42 и 45).

В случае расчета гребного винта применительно к условиям второй задачи, которая обычно решается при определении элементов винта, обеспечивающего наиболее эффективное использование мощности силовой установки, должны быть заданы следующие характеристики:

а) перечисленные ранее основные элементы корпуса судна;

б) кривая буксировочного сопротивления, построенная в зависимости от скорости хода судна, т. е. кривая $R = f(v)$ (для буксира или толкача достаточно знать только значения R_6 и Z , соответствующие расчетной скорости);

в) мощность главных двигателей N_e или N_i л. с. (эффективная или индикаторная), работающих на винт, и их число оборотов n_m в минуту при номинальном режиме, а также передаточное число редуктора (в случае установки последнего).

Для определения мощности N_p , подведенной к винту (т. е. мощности на конусе гребного вала) используется соотношение (28,4) между значениями N_p и N_e (или N_i). Значения к. п. д., характеризующих величину механических потерь мощности в валопроводе и передачах различного типа (в случае их установки), а также в самом двигателе, определяются в соответствии с приведенными далее указаниями, если не имеется при этом более точных данных.

Значения к. п. д. валопровода η_v и к. п. д. передач (зубчатых редукторов, муфт) η_r , которые необходимо знать при установлении связи между мощностями N_p и N_e (обычно для двигателей внутреннего сгорания), приближенно могут быть приняты по данным, приведенным в табл. 20 и 21.

К. п. д. валопровода
Таблица 20

Тип упорного подшипника	Гребенчатый	Митчеля	Шариковый или роликовый
Значения η_v	0,95	0,97	0,96—0,98

К. п. д. передачи

Таблица 21

Тип передачи	Зубчатый редуктор		Гидромуфта	Электромагнитная муфта
	одноступенчатый	двухступенчатый		
Значения η_r	0,97—0,99	0,94—0,97	0,95—0,97	0,96—0,98

Значения к. п. д. электропередачи η_e (с учетом потерь в валопроводе) для установок, работающих по системе генератор—электродвигатель, могут быть приняты в соответствии с данными, приведенными в табл. 22.

Таблица 22

К. п. д. электропередачи

Род тока	Постоянный	Переменный
Значения η_e	0,86—0,90	0,88—0,93

При установлении связи между мощностями N_p и N_i (для паровых машин, а иногда для двигателей внутреннего сгорания) необходимо дополнительно учитывать величину механического к. п. д.

η_m , ориентировочные значения которого при полной нагрузке машины или двигателя могут быть определены по табл. 23 и 24.

Таблица 23

Механический к. п. д. паровых машин

Мощность N_i , л. с.	100	150	200	250	500	1000	2000	4000				
	Значения η_m для машин	двойного расширения										
0,77		0,79	0,81	0,82	0,84	—	—	—				
тройного расширения								0,80	0,83	0,87	0,91	0,94

Таблица 24

Механический к. п. д. двигателей внутреннего сгорания

Тип двигателя	Четырехтактные		Двухтактные простого действия		Двухтактные двойного действия	
	без наддува	с наддувом	без наддува	с наддувом	с навешенным продувочным насосом	с автономным турбопродувочным насосом
Значения η_m	0,75—0,82	0,80—0,90	0,70—0,80	0,75—0,90	0,80—0,85	0,85—0,90

При работе силовой установки с неполными нагрузками, когда мощность N'_i и число оборотов n' не совпадают с соответствующими номинальным значениям N_i и n , механический к. п. д. η'_m машины или двигателя может быть вычислен по формуле

$$\eta'_m = 1 - (1 - \eta_m) \left(\frac{n'}{n} \right)^{3/2} \frac{N_i}{N'_i}, \quad (47,1)$$

где η_m — значение механического к. п. д. при полной нагрузке машины или двигателя (т. е. при N'_i и n).

Исходные данные для поверочного расчета. Внешняя характеристика двигателя. Для выполнения поверочных расчетов гребных винтов по рекомендуемым диаграммам, помимо перечисленных выше характеристик корпуса и силовой установки судна (в зависимости от условий задания), должны быть также известны следующие основ-

ные конструктивные элементы винта: диаметр D , число лопастей z , дисковое отношение θ , конструктивный шаг H (или отношение $\frac{H}{D}$), контур лопасти и профиль ее сечений, условная относительная

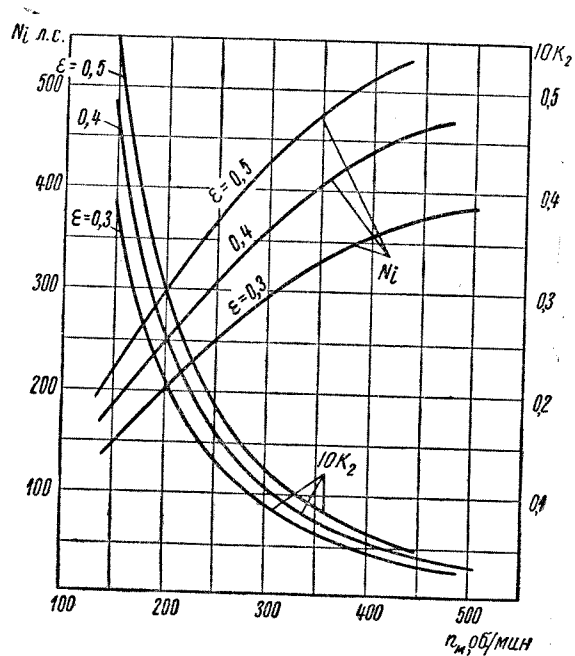


Рис. 105. Внешняя характеристика паровой машины

толщина $\frac{e_0}{D}$ на оси винта (или действительная толщина e на радиусе $0,7 R$).

При выполнении поверочных расчетов гребного винта, имеющих своей целью определение его гидромеханических характеристик при различных режимах работы движительного комплекса (в частности, при расчете ходовых характеристик судна), помимо кривой буксировочного сопротивления корпуса $R = f(v)$, должна быть известна связь между мощностью главных двигателей (N_e или N_i) и их числом оборотов n_m при постоянных значениях механико-теплотехнических параметров.

Такой график называется внешней характеристикой двигателя (иначе, машинной характеристикой) и снимается непосредственно с двигателя опытным путем на заводском стенде или на месте установки.

Для паровых машин внешняя характеристика (рис. 105) связывает мощность N_i с числом оборотов n_m при условии, что наполнение цилиндров (иначе, «отсечка» пара), давление пара в котле и вакуум в конденсаторе сохраняются неизменными.

Соответствующая характеристика для двигателей внутреннего сгорания представляется в виде кривой (рис. 106), связывающей

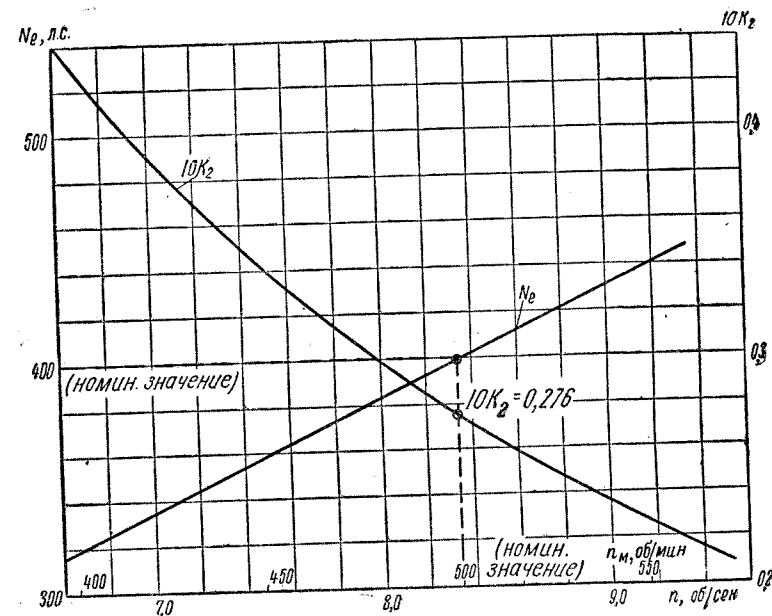


Рис. 106. Внешняя характеристика двигателя внутреннего сгорания (для численного примера)

мощность N_e с числом оборотов n_m при неизменном среднем эффективном давлении p_e , которое соответствует наивыгоднейшей установке топливного насоса («номинальная» внешняя характеристика или кривая «полных мощностей»).

Для дизельэлектрических установок внешнюю характеристику обычно относят к постоянной мощности гребного электродвигателя $N_g = \text{const}$ (что практически эквивалентно $N_p = \text{const}$), которая обеспечивается за счет соответствующего изменения вращающего момента.

Внешнюю характеристику турбинных установок в определенном диапазоне изменения числа оборотов можно относить к постоянной мощности на гребном валу ($N_p = \text{const}$).

Описанную выше внешнюю характеристику главной силовой установки $N_e = f(n_m)$ или $N_i = f(n_m)$ целесообразно связать со значе-

ниями момента M или мощности N_p , подведенных к гребному винту, и представить в безразмерном виде, выражающем зависимость коэффициента момента $K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5} = \frac{11,93 N_p}{\rho n^3 D^5}$ от числа оборотов гребного вала n_m в минуту или n в секунду (с учетом передаточного числа редуктора) при указанных выше постоянных механико-теплотехнических параметрах двигателя или машинно-котельной установки (рис. 105 и 106). Такая кривая $K_2 = f(n_m)$ дает более удобную увязку работы главного двигателя и гребного винта при последующем расчете ходовых характеристик судна (см. § 48).

При расчете ходовых характеристик рекомендуется использовать реальные внешние характеристики главных двигателей, полученные в результате их стендовых испытаний. Для двигателей внутреннего сгорания в сравнительно небольшом диапазоне изменения числа оборотов, который обычно имеет место при нормальных условиях эксплуатации судна, можно пользоваться следующей формулой для определения эффективной мощности N_e :

$$N_e = C_N n_m p_c z_T, \quad (47,2)$$

где z_T — число тактов;

C_N — постоянная двигателя, которая зависит от его типа и размеров и может быть определена из формулы (47,2), если известна мощность двигателя N_e при каких-либо заданных значениях p_c и n_m (например, при номинальном режиме работы, полагая $C_N p_c z_T = C'_N = \text{const}$).

§ 48. Ходовые характеристики судна

Понятие о ходовых (тяговых) характеристиках. Ходовые характеристики судна обычно представляют собой графики, с помощью которых можно определить скорость хода судна, мощность и число оборотов главных двигателей в зависимости от условий эксплуатации судна и режима работы его силовой установки. Тяговые характеристики буксирного судна, помимо перечисленных выше величин, позволяют также определить значения тяги на гаке и буксировочного к. п. д., необходимые для оценки тяговых качеств буксира при различных условиях эксплуатации.

Изменение условий эксплуатации небуксирного судна проявляется в изменении кривой сопротивления корпуса (в зависимости от осадки судна, состояния погоды, глубины фарватера и т. п.). Для буксирного судна изменение условий эксплуатации определяется в основном изменением кривой сопротивления буксируемых барж (т. е. тяги на гаке). Изменение режима работы главной силовой установки характеризуется изменением ее механико-теплотехнических параметров (степень наполнения цилиндров машины, среднее эффективное давление двигателя и т. д.).

Увязка характеристик отдельных звеньев движительного комплекса. Движительный комплекс судна можно рассматривать как единый энергетический агрегат, отдельные звенья которого — корпус, двигателя и движители, — выполняющие соответственно функции потребителя, источника и преобразователя энергии, должны быть взаимосвязаны. В качестве характеристики каждого из перечисленных звеньев движительного комплекса можно принять сле-

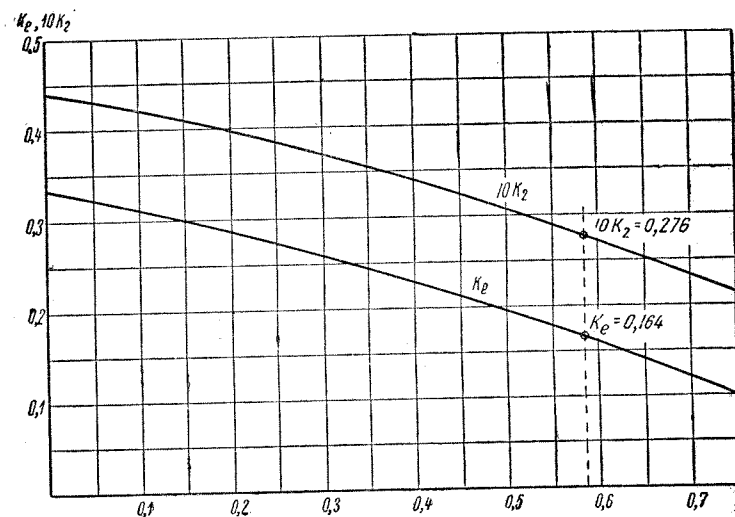


Рис. 107. Динамические характеристики гребного винта за корпусом судна (численный пример)

дующие данные, которые представляются в виде соответствующих кривых:

а) для двигателей или машинно-котельной установки судна — внешние характеристики $N_e = f(n_m)$ при $p_c = \text{const}$ или $N_i = f(n_m)$ при $\epsilon = \text{const}$ (см. рис. 105 и 106);

б) для гребных винтов — их динамические характеристики при работе за корпусом (см. § 42) $K_e = f(\lambda)$ и $K_2 = f(\lambda)$ (рис. 107);

в) для корпуса судна — кривые сопротивления $R = f(v)$ при заданных условиях плавания (см. раздел I).

Увязка работы винта и двигателя при расчете ходовых характеристик судна производится, исходя из равенства коэффициентов момента K_2 , полученных для винта (по динамическим характеристикам за корпусом или по расчетной диаграмме) и для двигателя (по его безразмерной характеристике, рассмотренной в § 47). Увязка характеристик винта и корпуса судна выражается в виде равенства

соответствующих ординат кривых, построенных в одинаковом масштабе и определяющих изменение общей полезной тяги винтов xP_e и сопротивления корпуса R (с учетом тяги на гаке Z — для буксира) в зависимости от скорости хода судна.

Форма представления ходовых характеристик. Результаты расчета ходовых (тяговых) характеристик судна обычно представляются в виде сводной диаграммы, содержащей в общем случае перечисленные ниже кривые, построенные в зависимости от скорости хода судна v (в км/час или в узлах).

1) Кривые суммарной полезной тяги xP_e и мощности силовой установки xN_i при постоянных значениях отсечки ($\epsilon = \text{const}$) для паровых машин или кривые xP_e и xN_e при постоянных значениях среднего эффективного давления ($p_c = \text{const}$ для двигателей внутреннего сгорания).

2) Кривые xP_e и xN_i (или xN_e) при различных постоянных значениях числа оборотов двигателя ($n_m = \text{const}$).

3) Кривые xP_e при номинальной постоянной мощности двигателей ($xN_i = \text{const}$ или $xN_e = \text{const}$).

4) Кривые сопротивления корпуса R при разных постоянных осадках судна ($T = \text{const}$) и различных условиях плавания, причем для буксирных судов обычно строится только одна кривая сопротивления корпуса R_6 , соответствующая нормальным условиям плавания, при полных запасах топлива.

5) Кривые тяги на гаке Z (только для буксирных судов), получающиеся путем вычитания ординат R_6 из ординат xP_e при соответствующих скоростях, т. е.

$$Z = xP_e - R_6 \quad (48,1)$$

и кривые буксировочного к. п. д., определяемого по формуле

$$\eta_z = \frac{Zv}{75xN_p} \quad (48,2)$$

6) Кривые xN_i (или xN_e) для различных постоянных осадок судна ($T = \text{const}$) и условий плавания, получающиеся путем переноса точек пересечения кривых xP_e при $n_m = \text{const}$ и R при $T = \text{const}$ с верхней половины диаграммы (в осях $xP_e - v$) на нижнюю (в осях $xN_i - v$).

7) Кривые, ограничивающие полезную тягу xP_e и мощность xN_i (xN_e) конструктивными особенностями двигателя или котельной установки:

а) наибольшим допустимым значением среднего эффективного (индикаторного) давления $p_{c\text{max}}$ и предельным числом оборотов n_{max} для двигателей внутреннего сгорания;

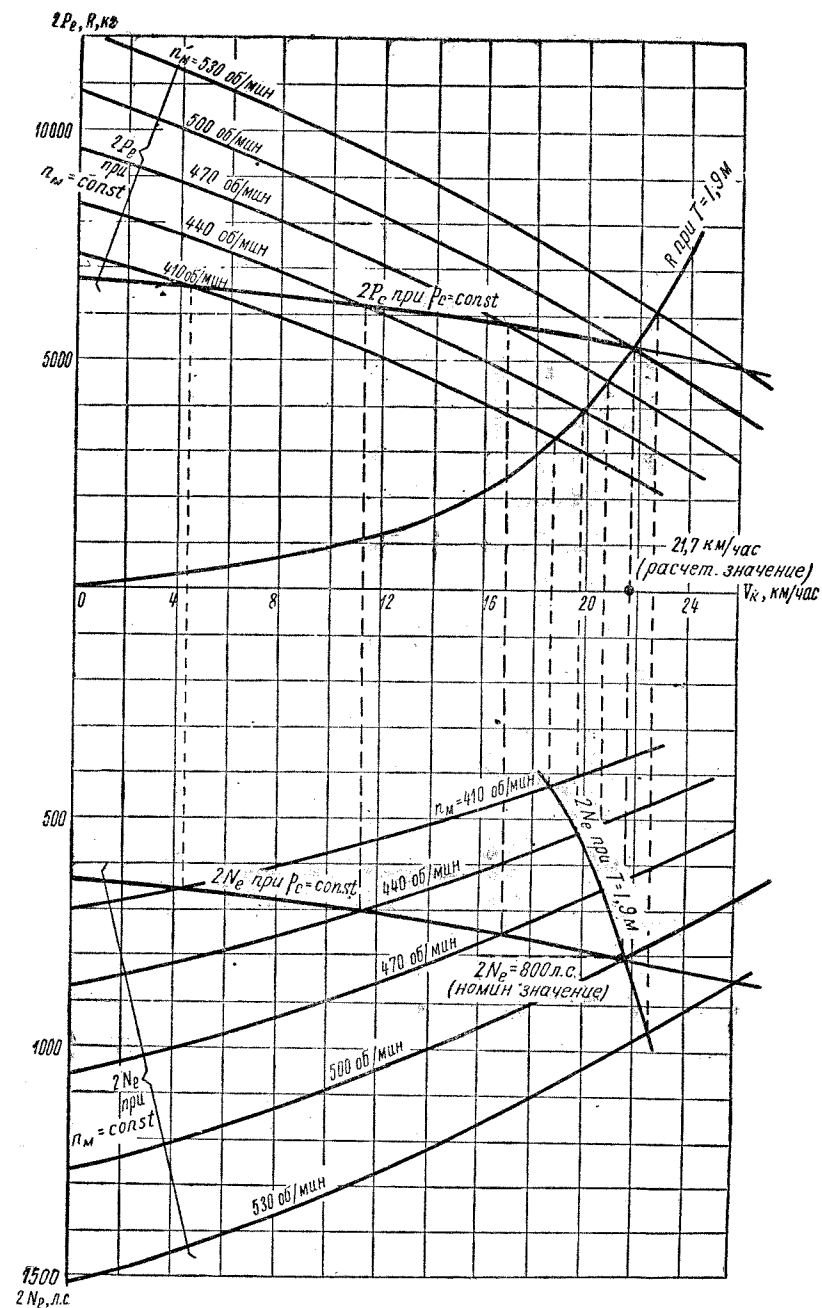


Рис. 108. Ходовые характеристики пассажирского теплохода (для численного примера)

Выбор числа лопастей z и дискового отношения θ гребного винта производится в соответствии с требованиями, изложенными в § 46. При выполнении предварительных расчетов гребных винтов эти характеристики можно не выбирать, задаваясь их значениями, для которых имеются расчетные диаграммы, относящиеся к винтам, наиболее часто применяемым на практике ($z = 4$ и $\theta = 0,40$ или $\theta = 0,55$, а также $z = 3$ и $\theta = 0,35$ или $\theta = 0,50$).

В дальнейшем принятые таким образом ориентировочные значения z и θ могут быть уточнены на основании результатов предварительного расчета элементов гребного винта (например, при выборе мощности главных двигателей). Если такой расчет не производится, но известны мощность N_p , подведенная к винту, и его число оборотов n , то величины P и v_p , необходимые для выбора значений z и θ , могут быть получены в результате определения элементов винта по вспомогательной диаграмме (см. ниже).

Определение оптимальных элементов винта, имеющего заданный диаметр D (задания I и IV в табл. 25), производится по выбранной для расчета диаграмме (применительно к винтам с принятыми значениями z и θ) в такой последовательности:

а) по шкале, которая размечена на кривой n_{opt} , находится точка, отвечающая подсчитанному значению расчетного коэффициента K'_d или K''_d (в зависимости от условий задания);

б) в полученной таким образом точке с диаграммы снимаются значения относительной поступи $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ и конструктивного шагового отношения $\frac{H}{D}$ (путем интерполяции по сетке линии $\frac{H}{D} = \text{const}$), соответствующие наивысшей для данных условий величине к. п. д. η_p винта, которая также определяется по диаграмме (по сетке линий $\eta_p = \text{const}$);

в) по значению λ_p , снятому с диаграммы, вычисляется оптимальное число оборотов винта (в секунду)

$$n_{opt} = \frac{v_p}{\lambda_p D}. \quad (49,1)$$

Последующий расчет сводится к определению пропульсивного к. п. д.

$$\eta = \frac{1-t}{1-\psi} \eta_p, \quad (49,2)$$

по величине которого, в зависимости от условий задания, определяется наибольшая полезная тяга P_e (кг), развиваемая винтом

$$P_e = \frac{75 N_p \eta}{v} \quad (49,3)$$

или наименьшая потребляемая им мощность N_p (л. с.)

$$N_p = \frac{P_e v}{75 \eta}. \quad (49,4)$$

Оптимальные элементы винта, работающего с заданным числом оборотов n (задания II и V в табл. 25), определяются по расчетной диаграмме следующим образом:

а) по шкале на кривой D_{opt} находится точка, отвечающая подсчитанной величине расчетного коэффициента K'_n или K''_n , и снимается диаграммное значение относительной поступи λ_p ;

б) вычисляется исправленное значение поступи

$$\lambda'_p = a \lambda_p, \quad (49,5)$$

где a — поправочный множитель, равный 1,05 для винтов в диаметральной плоскости и 1,03 — для бортовых винтов.

в) по значению λ'_p вычисляется оптимальный диаметр D_{opt} (м) винта

$$D_{opt} = \frac{v_p}{n \lambda'_p} \quad (49,6)$$

и определяется соответствующая величина коэффициента упора K_1 (или коэффициента момента K_2);

г) по значениям λ'_p и K_1 (или K_2) на диаграмме снимаются искоемые значения $\frac{H}{D}$ (по сетке линий $\frac{H}{D} = \text{const}$) и η_p (по сетке линий $\eta_p = \text{const}$);

д) по формулам (49,2) — (49,4) вычисляются значения η , P_e или N_p (в зависимости от условий задания).

Введение исправленного значения относительной поступи λ'_p не приводит к заметному снижению к. п. д. гребного винта, расчетная точка которого находится на диаграмме в оптимальной области, но позволяет получить более согласованный с двигателем винт (см. § 61) путем «утяжеления» последнего за счет некоторого увеличения шагового отношения $\frac{H}{D}$. Численные значения коэффициентов

a приняты на основании сопоставления результатов расчетов оптимального диаметра D гребных винтов по рекомендуемым диаграммам с материалами натуральных испытаний судов.

Элементы винтов, имеющих ограничения по диаметру D или по числу оборотов n (задания III и VI в табл. 25) определяются по диаграммам в точке, соответствующей подсчитанным значениям относительной поступи λ_p и коэффициента упора K_1 (или коэффициента момента K_2). Как и в рассмотренных ранее случаях, значения шагового отношения $\frac{H}{D}$ и к. п. д. η_p винта определяются на диаграмме по

Практические схемы подбора гребных винтов по диаграммам

№ расчет-ных схем	Заданные вели-чины	Расчетные коэффи-циенты	Расчетные диа-граммы	Последовательность расчета (с использо-ванием диаграмм)	Результаты расчета	Примечания
1	$v; P_e; n$	K'_n	$K_1 - \lambda_p$	$v_p; P; K'_n; \lambda_p = f(K'_n); \lambda'_p; D; K_1;$ $\frac{H}{D} = f(\lambda'_p; K_1);$ $\eta_p = f(\lambda'_p; K_1); \eta; N_p$	$D; H; N_p$	$D = \frac{v_p}{n \lambda'_p}; K'_n = \frac{P}{\rho n^2 D^4};$ $\eta = \frac{1-t}{1-\psi} \eta_p; N_p = \frac{P \psi}{75 \eta}$
2	$v; P_e; D$	K'_d	$K_1 - \lambda_p$	$v_p; P; K'_d; \lambda_p = f(K'_d);$ $\frac{H}{D} = f(K'_d);$ $\eta_p = f(K'_d); n; \eta; N_p$	$n; H; N_p$	$n = \frac{v_p}{\lambda_p D}; \eta$ и N_p по схеме 1
3	$v; N_p; n$	K'_n	$K_2 - \lambda_p$	$v_p; K'_n; \lambda_p = f(K'_n); \lambda'_p; D; K_2;$ $\frac{H}{D} = f(\lambda'_p; K_2);$ $\eta_p = f(\lambda'_p; K_2); \eta; P_e$	$D; H; P_e$ (Z и η_z для бук-сиров)	$D = \frac{v_p}{n \lambda'_p}; K'_n = \frac{11,93 N_p}{\rho n^2 D^3};$ $\eta = \frac{1-t}{1-\psi} \eta_p; P_e = \frac{75 N_p \eta}{v}$
4	$v; N_p; D$	K'_d	$K_2 - \lambda_p$	$v_p; K'_d; \lambda_p = f(K'_d); \frac{H}{D} = f(K'_d);$ $\eta_p = f(K'_d); n; \eta; P_e$	$n; H; P_e$ ($Z; \eta_z$)	$n = \frac{v_p}{\lambda_p D}; \eta$ и P_e по схеме 3
5	$v; P_e; n; D$	$\lambda_p; K_1$	$K_1 - \lambda_p$	$v_p; P; \lambda_p; K_1; \frac{H}{D} = f(\lambda_p; K_1);$ $\eta_p = f(\lambda_p; K_1); \eta; N_p$	$H; N_p$	$\lambda_p = \frac{v_p}{n D}; K_1; \eta$ и N_p по схеме 1
6	$v; N_p; n; D$	$\lambda_p; K_2$	$K_2 - \lambda_p$	$v_p; \lambda_p; K_2; \frac{H}{D} = f(\lambda_p; K_2);$ $\eta_p = f(\lambda_p; K_2); \eta; P_e$	$H; P_e$ ($Z; \eta_z$)	$\lambda_p = \frac{v_p}{n D}; K_2; \eta$ и P_e по схеме 3
7	$N_p;$ $R = f(v); n$	K'_n	$K_1 - \lambda_p$	$v; v_p; P_e = f(v); P; K'_n$ и т. д. по схеме 1	$v; D; H$	Последовательными приближениями
8	$N_p;$ $R = f(v); D$	K'_d	$K_1 - \lambda_p$	$v; v_p; P_e = f(v); P; K'_d$ и т. д. по схеме 2	$v; n; H$	То же
9	$N_p;$ $R = f(v); n; D$	$\lambda_p; K_1$	$K_1 - \lambda_p$	$v; v_p; P_e = f(v); P; \lambda_p;$ K_1 и т. д. по схеме 5	$v; H$	То же
10	$N_p; n; D$	$\lambda_p; K_2$	$K_2 - \lambda_p$	v (задается); $v_p; \lambda_p;$ $\frac{H}{D} = f(\lambda_p; K_2);$ $\eta_p = f(\lambda_p; K_2); P; P_e$	$H = f(v);$ $\frac{D}{P} = f(v);$ $\eta_p = f(v);$ $P = f(v);$ $P_e = f(v)$	Для 4-5 значений $v;$ $K_2 = \frac{11,93 N_p}{\rho n^2 D^3} = const;$ $\lambda_p = \frac{v_p}{n D}; P = \frac{75 N_p \eta_p}{v}; P_e = P (1-t)$

сетке линий $\frac{H}{D} = \text{const}$ и $\eta_p = \text{const}$. Далее вычисляются значения пропульсивного к. п. д. η , полезной тяги P_e , развиваемой винтом, или потребляемой им мощности N_p (в соответствии с условиями задания).

Для сравнительной оценки гидромеханической эффективности гребного винта и комплекса винт—корпус рекомендуется определить их коэффициенты качества по соответствующим формулам, приведенным в § 34.

В табл. 26 приводятся практические схемы подбора гребных винтов по рекомендуемым диаграммам при различных условиях задания. Приведенные здесь схемы позволяют решать следующие задачи, которые могут встретиться при проектировании винтов по диаграммам:

а) определение элементов гребного винта, обеспечивающего заданную скорость хода при наименьшей затрате мощности (расчетные схемы 1 и 2);

б) определение элементов винта, развивающего наибольшую полезную тягу (а следовательно, и тягу на буксирном гаке) при заданных значениях скорости судна и мощности двигателей (схемы 3 и 4);

в) подбор элементов винта, удовлетворяющего условиям задания (по скорости судна, полезной тяге или мощности) при наличии ограничений по диаметру или числу оборотов (схемы 5 и 6);

г) определение элементов винта, обеспечивающего наивысшую скорость хода судна при заданной мощности двигателей (схемы 7 и 8);

д) подбор элементов винта, имеющего ограничения по диаметру или числу оборотов, и определение достижимой скорости хода судна при заданной мощности двигателей (схема 9);

е) определение закона изменения шагового отношения, к. п. д. и упора винта в зависимости от скорости хода судна при полном использовании мощности двигателей (схема 10, составленная применительно к винтам регулируемого шага).

Задачи, связанные с определением достижимой скорости хода судна при заданной мощности главных двигателей (схемы 7, 8 и 9), решаются последовательными приближениями. В качестве первого приближения принимается ожидаемая скорость хода v_1 , по значению которой определяется полезная тяга винта P_{e1} , с использованием кривой $R = f(v)$. При несовпадении мощности N_{p1} , полученной в первом приближении, с заданной мощностью N_p , скорость хода во втором приближении должна быть уточнена по формуле

$$v_2 = v_1 \sqrt[3]{\frac{N_p}{N_{p1}}} \quad (49,7)$$

В случае необходимости, аналогично определяется скорость v_3 и т. д. Расчет производится до тех пор, пока подсчитанная таким образом мощность не совпадет с заданной. Искомые величины находятся по результатам расчета в последнем приближении.

При решении задач, которые заканчиваются определением полезной тяги, развиваемой винтом (схемы 3, 4 и 6), дополнительно можно вычислить тягу на гаке Z буксирного судна и величину буксировочного к. п. д. η_z , определяемые соответственно по приведенным ранее формулам (48,1) и (48,2).

Задачи, связанные с обеспечением наивысших тяговых качеств буксирных судов (т. е. наибольших значений Z и η_z) при заданной мощности N_p , могут также решаться по диаграммам, построенным в осях $K_1 - \lambda_p$.

В этих случаях расчет производится последовательными приближениями, аналогично тому, как это делается для небуксирных судов (схемы 7, 8 и 9), но с той лишь разницей, что скорость буксировки считается постоянной и равной заданной, а вместо кривой сопротивления $R = f(v)$ достаточно знать только величину R_0 (для корпуса буксира) при этой скорости. Приближения выполняются по величине полезной тяги P_e , причем в качестве первого приближения принимается ее ожидаемая величина, которая в основном определяется предполагаемым значением тяги на гаке Z . При несовпадении мощности N_{p1} , полученной в первом приближении, с ее заданным значением N_p , величина полезной тяги во втором приближении должна быть уточнена по формуле

$$P_{e2} = P_{e1} \frac{N_p}{N_{p1}} \quad (49,8)$$

Если необходимо, аналогично находится величина P_{e3} , и т. д. Расчет производится до тех пор, пока полученная таким образом мощность не совпадет с заданной. Искомые величины определяются по результатам расчета в последнем приближении.

Для решения задачи, связанной с приближенным исследованием закона изменения шагового отношения $\frac{H}{D}$, к. п. д. η_p и упора P

(или P_e) винта регулируемого шага (схема 10) необходимо задаться несколькими значениями скорости хода судна v , которые соответствуют предполагаемым режимам работы движительного комплекса.

Определение элементов схем следует производить в табличном виде, с учетом приведенных выше замечаний. Форма расчетной таблицы в каждом частном случае выбирается в соответствии с рекомендуемой последовательностью расчета (см. численный пример в § 52).

Ориентировочные расчеты гребных винтов по вспомогательной диаграмме. При разработке эскизного проекта судна или при вы-

полнении исследований эксплуатационно-технического характера часто приходится производить ориентировочные расчеты оптимальных или неоптимальных гребных винтов для заданной силовой установки судна.

Такие расчеты гребных винтов наиболее удобно выполнять по вспомогательной диаграмме, приведенной на рис. 110 для винтов, у которых число лопастей $z = 4$ и дисковое отношение $\theta = 0,40$. На диаграмме в зависимости от значений расчетного коэффициента

$$K_n'' = \frac{v_p}{Vn} \sqrt[4]{\frac{\rho v_p}{N_p}} \text{ нанесены три семейства кривых: } \lambda_p = f(K_n'');$$

$$\eta_p = f(K_n''); \quad \frac{H}{D} = f(K_n'').$$

Для каждой из перечисленных величин λ_p , η_p , $\frac{H}{D}$ построено пять кривых, из которых одна относится к винту с оптимальным диаметром (кривые «opt» на рис. 110), а остальные — к винтам, у которых диаметр составляет от 0,95 до 0,80 оптимального его значения. Диаграмма, приведенная на рис. 110, дает возможность быстро определить оптимальный диаметр гребного винта D_{opt} , а также выяснить, насколько ухудшаются характеристики винта в случае уменьшения его диаметра по сравнению с оптимальным.

Ниже приводятся практические схемы ориентировочных расчетов гребных винтов для буксирных и небуксирных судов.

1. Ориентировочный расчет гребного винта для буксирного судна. *Заданы:* L , B , T_k (м), V (м³) и δ ; x ; v (м/сек) при буксировке; R_6 (кг) при данном значении v ; N_p (л. с.) и n (об/сек).

Требуется определить: D_{opt} , H (м), а также P_e (кг) при наивысшем значении η_p .

Расчет рекомендуется производить в табличной форме, придерживаясь такой последовательности:

$$v_p = v(1 - \psi); \quad K_n'' = \frac{v_p}{Vn} \sqrt[4]{\frac{\rho v_p}{N_p}};$$

$$\lambda_p = f(K_n''); \quad \eta_p = f(K_n''); \quad \frac{H}{D} = f(K_n''); \quad D = \frac{v_p}{n\lambda_p};$$

$$\eta = \frac{1-t}{1-\psi} \eta_p; \quad P_e = \frac{75N_p}{v} \eta; \quad Z = xP_e - R_6; \quad \eta_z = \frac{Zv}{75xN_p}.$$

Значения λ_p , η_p и $\frac{H}{D}$ снимаются с выбранной для расчета диаграммы по соответствующим кривым, относящимся к винтам оптимального диаметра (кривые «opt»), в зависимости от величины K_n'' .

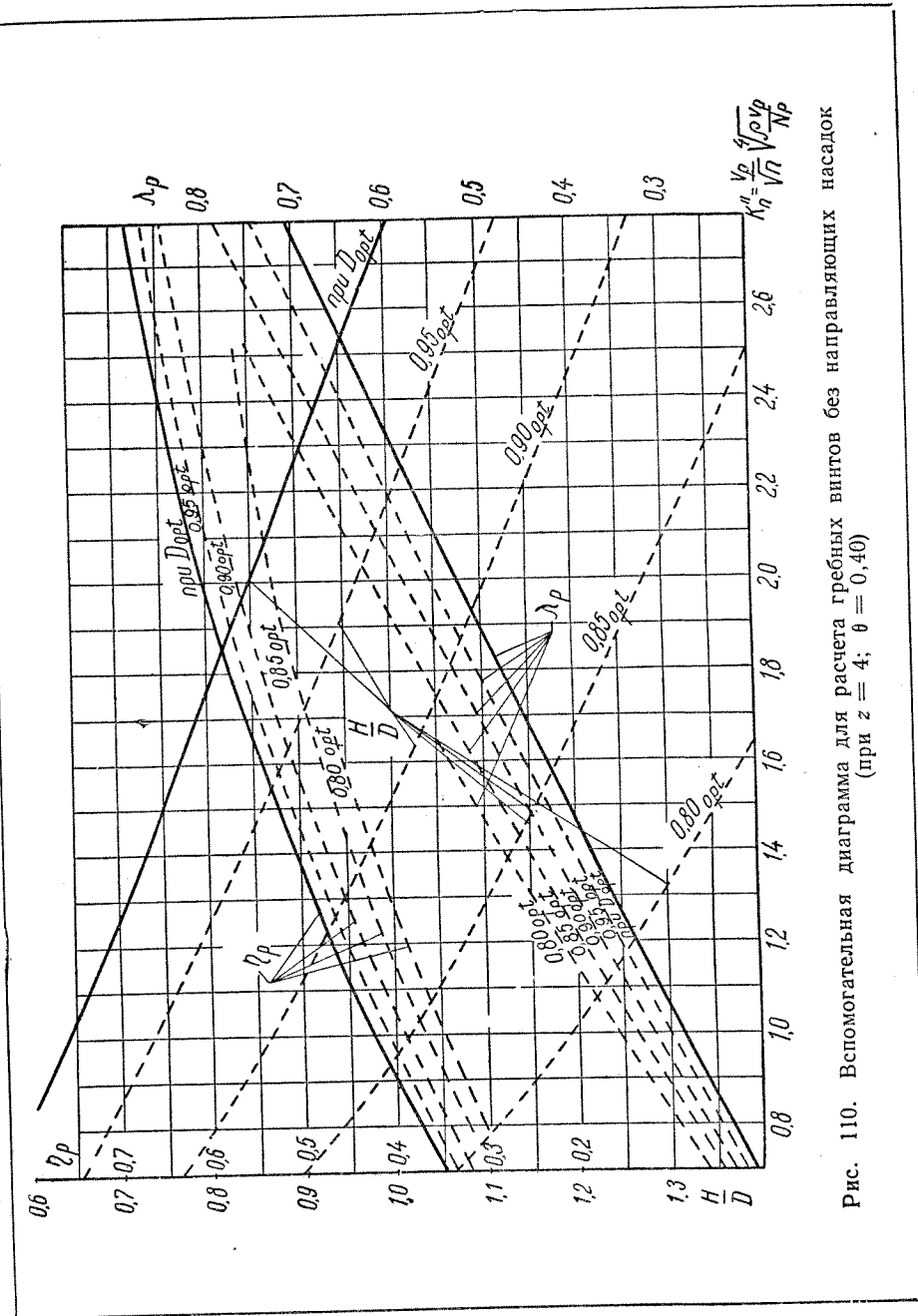


Рис. 110. Вспомогательная диаграмма для расчета гребных винтов без направляющих насадок (при $z = 4$; $\theta = 0,40$)

В том случае, когда полученный по диаграмме оптимальный диаметр D_{opt} не удовлетворяет условиям размещения винта за кормой при данной осадке судна, то для последующего расчета необходимо принять предельно допустимый диаметр винта D_{max} . Установив необходимое уменьшение принятого диаметра от оптимального значения $a_0 = \frac{D_{\text{max}}}{D_{\text{opt}}}$ (например, $a_0 = 0,95; 0,90; 0,85; 0,80$), повторяем расчет по приведенной выше схеме, но по кривым $a_{0\text{opt}}$ (с применением интерполяции).

II. Ориентировочный расчет гребного винта для небуксирного судна. Заданы: L, B, T_k (м), V (м³) и δ ; x ; кривая $R = f(v)$ (кг); N_p (л. с.) и n (об/сек). Требуется определить: D_{opt}, H (м), а также достижимую скорость v (м/сек) при наивысшем значении η_p .

Расчет рекомендуется производить в табличной форме, соблюдая такую же последовательность, которая применяется для буксирного судна, с той лишь разницей, что в рассматриваемом случае значения Z и η_z исключаются.

Величины λ_p, η_p и $\frac{H}{D}$ снимаются по кривым «орт», нанесенным на выбранной диаграмме, для нескольких значений коэффициента K_n'' , соответствующих скоростям хода v_1, v_2, v_3, \dots , близким к ожидаемой скорости. Результаты расчетов представляются в виде кривых $D, \frac{H}{D}, \eta$ и $xP_e = f(v)$. Там же наносится заданная кривая $R = f(v)$. Точка пересечения кривых $xP_e = f(v)$ и $R = f(v)$, построенных в одинаковом масштабе, дает искомую наибольшую скорость хода судна v . Значения $D, \frac{H}{D}$ и η_p , соответствующие этой скорости, также снимаются с графика.

Если полученный таким образом диаметр D_{opt} не удовлетворяет условиям размещения винта за кормой судна, то следует принять предельно допустимый диаметр D_{max} и повторить расчет согласно приведенным выше указаниям (для каждого из выбранных значений скорости).

Проверка гребных винтов по рекомендуемым расчетным диаграммам. Поверочный расчет гребного винта с заданным шаговым отношением $\frac{H}{D}$ производится по той же диаграмме, которая была использована для проектирования этого винта (при данных значениях z и θ). При несовпадении заданного и диаграммного значений θ указанную проверку можно производить на основании интерполяции результатов аналогичных расчетов, выполненных по диаграммам, относящимся к винтам, которые имеют различную величину θ при одном и том же числе лопастей z .

При выполнении поверочных расчетов по диаграммам часто используются безразмерные динамические характеристики гребного винта при работе за корпусом судна (см. § 42), т. е. величины K_1, K_e, K_2, η_p и η , представленные в зависимости от относительной поступи, принятой в виде $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ (или $\lambda = \frac{v}{nD} = \frac{\lambda_p}{1-\psi}$).

Значения тех или иных гидромеханических характеристик гребного винта при выполнении поверочного расчета снимаются с выбранной для этой цели диаграммы по заданному шаговому отношению (на кривой $\frac{H}{D} = \text{const}$) и по одной из величин, нанесенных на осях диаграммы (λ_p, K_1 или K_2).

Практические схемы проверки гребных винтов по рекомендуемым диаграммам при различных условиях задания приведены в табл. 27. Представленные здесь схемы дают возможность решать с помощью диаграмм следующие задачи:

- расчет динамических характеристик винта при работе за корпусом (схема 1);
- расчет ходовых характеристик судна при различных режимах работы главной силовой установки (схемы 2—5);
- расчет основных характеристик главных двигателей применительно к определенным условиям эксплуатации судна (схема 6);
- приближенная проверка расчетной кривой сопротивления воды на основании материалов ходовых испытаний судна в натуральных условиях (схема 6);
- определение характеристик взаимодействия винта и корпуса судна по результатам натуральных испытаний (схемы 7—9).

Для расчета динамических характеристик гребного винта при работе за корпусом (схема 1) следует задаваться несколькими значениями относительной поступи λ_p в пределах, охватывающих предполагаемый диапазон изменения скоростей хода судна (см. численный пример в § 52).

При решении задач, имеющих своей целью расчет ходовых характеристик судна при постоянной величине числа оборотов ($n = \text{const}$), мощности или момента на гребном валу ($N_p = \text{const}; M = \text{const}$), необходимо задаться несколькими значениями относительной поступи λ_p (схемы 2, 3 и 4), которые охватывают предполагаемый диапазон изменения скоростей судна в условиях эксплуатации.

Скорость хода судна при заданном режиме работы главных двигателей определяется пересечением кривой полезной тяги всех винтов $xP_e = f(v)$ и заданной кривой сопротивления корпуса судна $R = f(v)$. Значения n или N_p (а также N_e или N_i) находятся по соответствующим кривым, построенным в зависимости от скорости v . При наличии внешней характеристики главного двигателя ра-

Практические схемы проверки гребных винтов по диаграммам

№ расчет-ных схем	Заданные величины	Связь с диаграммой	Расчетные диаграммы	Последовательность расчета (с использованием диаграмм)	Результаты расчета	Примечания
1	$D; H; z; \theta;$ $\psi; t$	$\frac{H}{D}; \lambda_p$	$\frac{K_1 - \lambda_p}{(K_2 - \lambda_p)}$	λ_p (задаем); $K_1 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right);$ $\eta_p = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right); K_2; K_e; \lambda$	$K_e = f(\lambda);$ $K_2 = f(\lambda);$ $\eta_p = f(\lambda)$	$K_3 = \frac{K_1 \cdot \lambda_p}{\eta_p \cdot 2\pi}$ или $K_3 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right);$ $K_e = K_1(1 - \delta); \lambda = \frac{\lambda_p}{1 - \psi}$
2	$n = \text{const};$ $R = f(v);$ D и т. д.	$\frac{H}{D}; \lambda_p$	$K_1 - \lambda_p$	λ_p (задаем); $K_1 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right);$ $v_p; v; P; P_e; N_p$	v по $xP_e = f(v)$ и $R = f(v);$ $N_p = f(v)$	$v_p = \lambda_p n D; v = \frac{v_p}{1 - \psi}; P = K_1 \rho n^2 D^4;$ $P_e = P(1 - \delta); N_p = \frac{P v_p}{75 \eta_p}$
3	$N_p = \text{const};$ $R = f(v);$ D и т. д.	$\frac{H}{D}; \lambda_p$	$\frac{K_1 - \lambda_p}{(K_2 - \lambda_p)}$	λ_p (задаем); $K_1 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right);$ $\eta_p = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right); n; v_p; v; P;$ $P_e; K_2$	v по $xP_e = f(v)$ и $R = f(v);$ $n = f(v)$	K_2 по схеме 1; $n = \sqrt[3]{\frac{11,93 N_p}{K_2 \rho D^3}}; v_p$ и т. д. по схеме 2
4	$M = \text{const};$ $R = f(v);$ D и т. д.	$\frac{H}{D}; \lambda_p$	$\frac{K_1 - \lambda_p}{(K_2 - \lambda_p)}$	λ_p (задаем); $K_1 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right);$ $\eta_p = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right); K_2; n; v_p;$ $v; P; P_e; N_p$	v по $xP_e = f(v)$ и $R = f(v);$ $N_p = f(v)$	$n = \sqrt{\frac{M}{K_2 \rho D^5}}; N_p = \frac{M n}{11,93};$ v_p и т. д. по схеме 3
5	$N_p = f(n);$ $R = f(v);$ D и т. д.	$\frac{H}{D}; K_2$	$K_2 - \lambda_p$	n (задаем); $N_p = f(n); K_2;$ $\lambda_p = f\left(\frac{H}{D}; K_2\right);$ $\eta_p = f\left(\frac{H}{D}; K_2\right); v_p; v; P; P_e$	v по $xP_e = f(v)$ и $R = f(v);$ $N_p = f(v)$	$K_2 = \frac{11,93 N_p}{\rho n^2 D^3}; P = \frac{75 N_p \eta_p}{v_p}$ $v_p; v; P_e$ по схеме 2
6	$R = f(v);$ D и т. д.	$\frac{H}{D}; \lambda_p$	$K_1 - \lambda_p$	λ_p (задаем); $K_1 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right);$ $\eta_p = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right); K'_d;$ v (задаем); $P_e = f(v); P;$ $v_p; K'_d; \lambda_p = f(K'_d);$ $\eta_p = f(K'_d); n; N_p$	а) $\eta_p = f(\lambda_p);$ $K'_d = f(\lambda_p);$ б) $n = f(v);$ $N_p = f(v);$ v по $xP_e = f(v)$ и $R = f(v)$	а) $K'_d = \frac{\lambda_p}{\sqrt{K_1}};$ б) $P_e = \frac{R}{1 - t}; v_p = \frac{P_e}{1 - t};$ $K'_d = D v_p \sqrt{\frac{\rho}{P}}; n = \frac{v_p}{\lambda_p D}; N_p = \frac{P v_p}{75 \eta_p}$
7	$N_p = f(v);$ $n = f(v);$ D и т. д.	$\frac{H}{D}; \lambda_p$	$\frac{K_1 - \lambda_p}{K_2 - \lambda_p}$	v (задаем); $v_p; \lambda_p;$ $K_1 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right);$ $K_2 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right); \eta_p; \eta; P_e; R$	$R = f(v)$	$\lambda_p = \frac{v_p}{n D}; \eta_p = \frac{K_1 \cdot \lambda_p}{K_2 \cdot 2\pi};$ $\eta = \frac{1 - t}{1 - \psi} \eta_p; P_e = \frac{75 N_p \eta}{v}; R = x P_e$
8	$N_p; n; v;$ D и т. д.	$\frac{H}{D}; K_2$	$K_2 - \lambda_p$	$K_2; \lambda_p = f\left(\frac{H}{D}; K_2\right); \lambda; \psi$	$\psi = f(v)$	$K_2 = \frac{11,93 N_p}{\rho n^2 D^3}; \lambda = \frac{v}{n D}; \psi = 1 - \frac{\lambda_p}{\lambda}$
9	$P; n; v; D$ и т. д.	$\frac{H}{D}; K_1$	$K_1 - \lambda_p$	$K_1; \lambda_p = f\left(\frac{H}{D}; K_1\right); \lambda; \psi$	$\psi = f(v)$	$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}; \lambda$ и ψ по схеме 8
10	$n; v;$ $R = f(v);$ D и т. д.	$\frac{H}{D}; \lambda_p$	$K_1 - \lambda_p$	$P_e = f(v); K_e; v_p; \lambda_p;$ $K_1 = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_p\right); t$	$t = f(v)$	$P_e = \frac{R}{x} = f(v); K_e = K_1(1 - t);$ v_p и λ_p по схеме 7

счет ходовых характеристик судна более удобно производить в зависимости от числа оборотов гребного вала n (схема 5).

При любом из рассмотренных режимов работы главных двигателей буксирного судна можно дополнительно определить тягу на гаке Z и буксировочный к. п. д. η_z точно так же, как это делается в случае подбора винтов по диаграммам.

Для вычисления мощности и числа оборотов главного двигателя, работающего на судне при определенной динамометрической нагрузке, которая характеризуется кривой сопротивления корпуса $R = f(v)$ при заданных условиях эксплуатации судна, расчет удобно производить по диаграммам при помощи коэффициента K'_d (схема 6). На основании полученных зависимостей $N_p = f(v)$ и $n = f(v)$ в этом случае может быть построена так называемая винтовая характеристика двигателя (см. подробнее § 61), которая строится в виде кривой $N_e = f(n)$ или $N_i = f(n)$ и относится к случаю работы судового двигателя при заданной динамометрической нагрузке.

Для приближенной натурной проверки расчетной кривой сопротивления $R = f(v)$ необходимо располагать значениями мощности на гребном валу N_p и числа оборотов n последнего, полученными в процессе ходовых испытаний судна и относящимися к режиму работы главных двигателей при определенной динамометрической нагрузке (схема 7).

При натурной проверке характеристик взаимодействия винта и корпуса судна (схемы 8, 9 и 10) следует иметь в виду, что обычно значение ψ , вычисленное по заданной величине мощности N_p (схема 8), оказывается меньше его значения, полученного при данном упоре P (схема 9).

§ 50. Конструирование гребного винта и построение его чертежа

Исходные данные. Для разработки конструкции гребного винта и построения его чертежа должны быть известны следующие геометрические элементы винта, полученные на основании гидромеханического расчета: диаметр D и шаг H винта, число лопастей z , дисковое отношение θ , диаметр ступицы d_0 и наклон образующей лопастей m_R (в корму судна).

Кроме того, для построения чертежа гребного винта необходимо знать направление вращения винта, материал, из которого он будет изготовлен, а также конструктивный тип винта (цельнолитой, со съёмными лопастями, с утолщенными кромками и т. д.).

Контур лопасти винта. Гребные винты, элементы которых определяются по рекомендуемым расчетным диаграммам I—VI (приложение II), имеют приведенную на рис. 98 форму контура спрямленной поверхности лопастей. Вычерчивание такого контура производится в указанной ниже последовательности.

1) По графику рис. 111 определяем наибольшую ширину лопасти b_m в зависимости от заданных значений θ , z и d_0 (м).

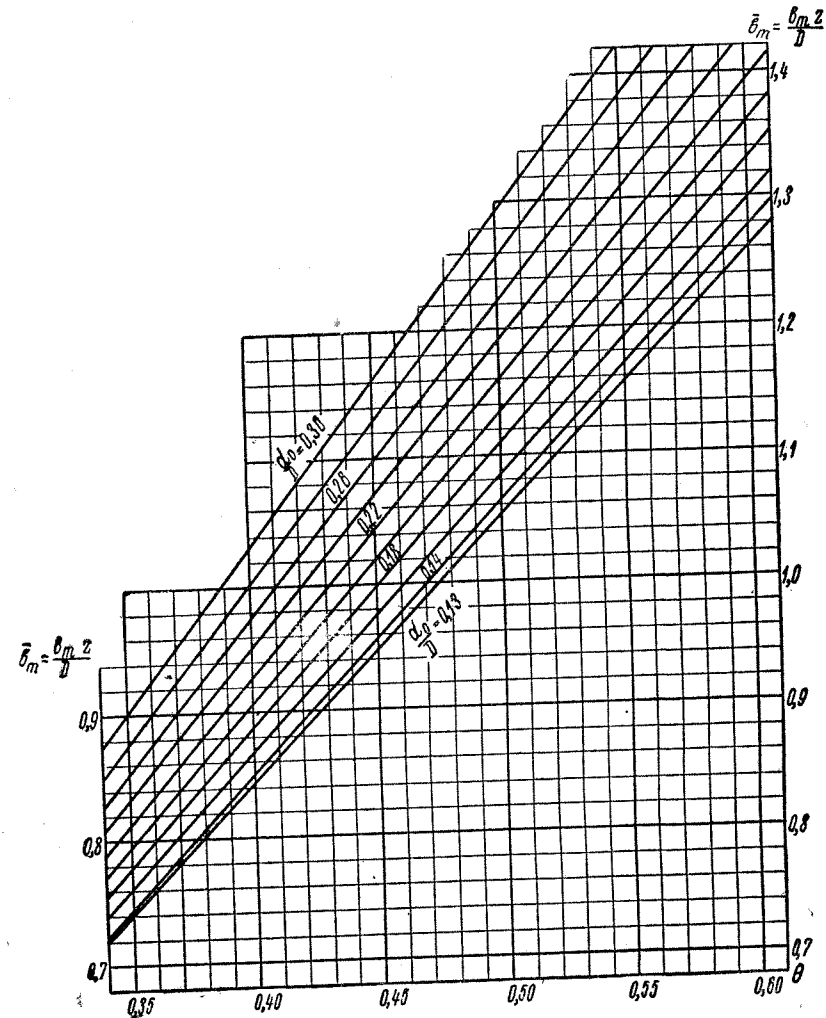


Рис. 111. График для определения наибольшей ширины лопасти

2) Проводим осевую линию лопасти ($o-o$) и откладываем от нее на соответствующих радиусах значения x_1 , x_2 и x_0 , полученные по графику рис. 112. Отрезки x_1 и x_2 определяют контуры входящей и выходящей кромок лопасти, отрезок x_0 — линию наибольших толщин.

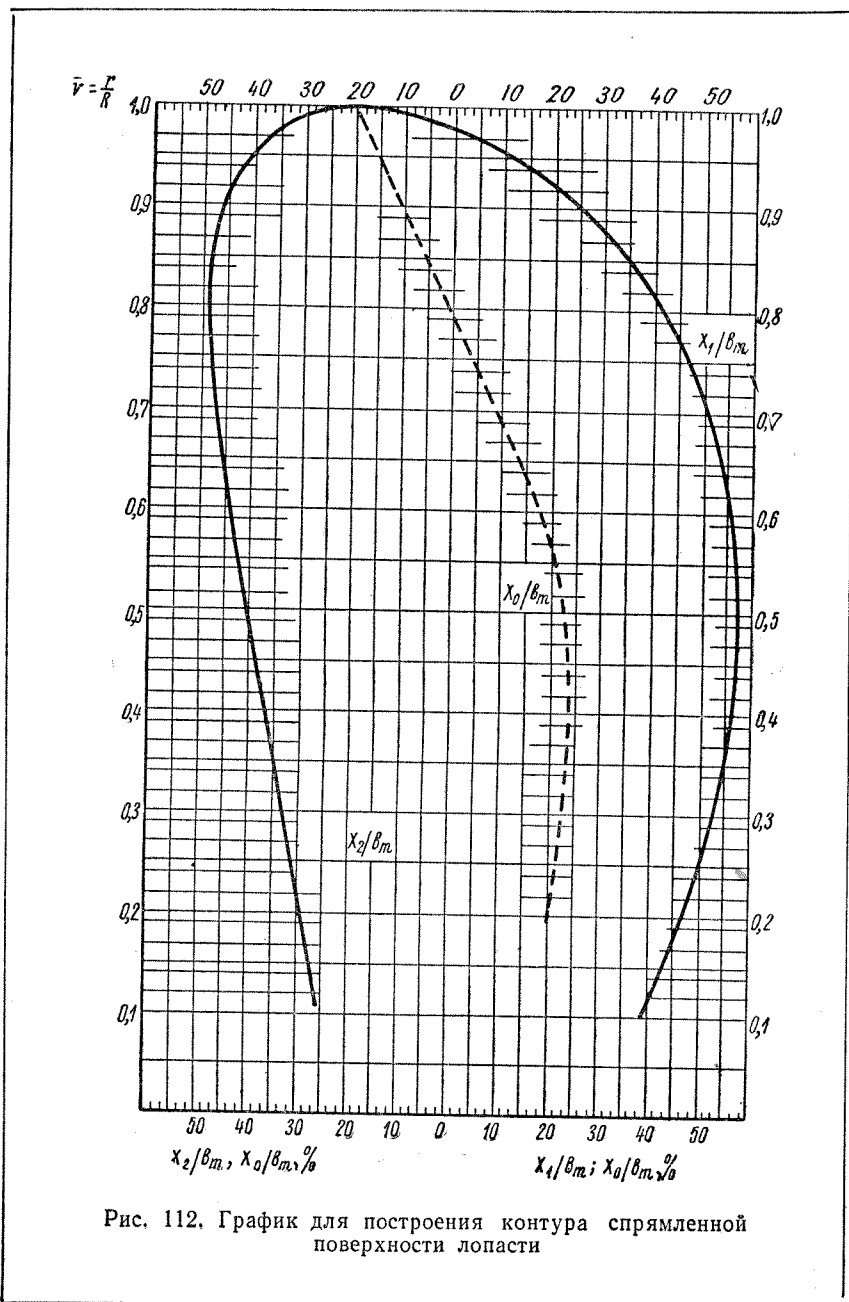


Рис. 112. График для построения контура спрямленной поверхности лопасти

Если диаметр ступицы d_0 (рис. 111) не задан, то его можно определить в зависимости от диаметра гребного вала d_n , согласно рекомендациям § 43. В тех случаях, когда элементы гребного вала еще не известны, величину d_b (мм) можно либо выбирать по прототипу (для аналогичного двигателя), либо находить из соотношения

$$d_b = 100 \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_m}} + 25D, \quad (50,1)$$

в котором мощность двигателя N_e принимается в л. с., число оборотов вала двигателя в минуту n_m , диаметр винта D — в м.

Распределение толщин лопасти по ее длине определяются по диаграмме наибольших толщин, которая характеризует их распределение вдоль лопасти и при вычерчивании винта обычно изображается на его боковой проекции (см. рис. 80).

Толщина лопасти у корня e_k назначается из соображений прочности, в остальных сечениях — из условия обеспечения достаточной прочности и наилучших гидромеханических качеств. Толщина на конце лопасти e_R устанавливается из конструктивных соображений. Для стальных винтов при отсутствии специальных требований о подкреплении края лопасти можно пользоваться следующей формулой для определения величины e_R :

$$e_R = 0,08(50 - D)D, \quad (50,2)$$

где значения e_R принимаются в мм, а D — в м.

Для чугунных лопастей значение e_R , полученное по формуле (50,2), следует увеличить на 30%, а для латунных — можно уменьшить на 25%. Толщина концов лопастей гребных винтов, которые устанавливаются на судах, плавающих в битом льду, должна быть увеличена до значений, определяемых формулой

$$e_R = 0,08(50D + 100). \quad (50,3)$$

Условную толщину лопасти e_0 на оси винта (см. рис. 80) обычно выражают в долях его диаметра D . Рекомендуемые расчетные диаграммы относятся к винтам, имеющим $\frac{e_0}{D} = 0,04 \div 0,055$ (см. табл. 17).

Диаграмму наибольших толщин рекомендуется строить в такой последовательности.

1) Проводим образующую лопасти в виде прямой линии, проходящей через точку пересечения оси ступицы и винта с его диском и имеющей заданный наклон в корму. Наклон образующей задается либо значением угла ν_R (в градусах), либо линейным размером m_R на конце лопасти (см. рис. 98).

2) От образующей, параллельно оси винта, откладываем на соответствующих радиусах (на горизонталях) заданные толщины лопасти e и соединяем полученные точки плавной кривой.

Диаграмму наибольших толщин в первом приближении следует строить по закону прямой линии, имея значения толщин на конце лопасти и на оси винта. После выполнения расчета прочности лопасти диаграмма наибольших толщин может быть, в случае необходимости, откорректирована (см. § 51).

Профилирование лопасти винта. Так как расчетные диаграммы (см. приложение II) построены для специально спрофилированных гребных винтов, то целесообразно, чтобы сечения лопасти проектируемого винта на различных радиусах также имели бы соответствующую профилировку (см. также § 43). Построение профиля сечений лопасти винта производится при помощи вспомогательных графиков в указанной ниже последовательности.

1) Имея на чертеже контура спрямленной поверхности лопасти длину данного сечения b , а также положение линии наибольших толщин, определяем значения длин как входящей части профиля b_1 (от входящей кромки до наибольшей его толщины), так и выходящей части профиля b_2 (от наибольшей толщины до выходящей кромки). Зная наибольшую толщину лопасти e и длины b_1 и b_2 , определяем подъем y_n и диаметр закругления d_n носика, а также подъем y_x и радиус закругления r_x хвостика. Для построения входящей части профиля служит вспомогательный график, приведенный на рис. 113, а для построения выходящей части — график, изображенный на рис. 114.

2) Строим сечение нагнетающей поверхности лопасти по значениям ординат y_1 и y_2 , полученным с помощью диаграмм.

3) По значениям толщин лопасти $y = y_1 - y_2$ вычерчиваем сечение засасывающей поверхности лопасти.

Значения $\frac{d_n}{2}$ и r_x не рекомендуется принимать менее 2 мм (если по расчетным графикам рис. 113—114 получаются меньшие величины). В этом случае необходимо откорректировать прилегающие к кромкам толщины лопастей с тем, чтобы обеспечить плавность изменения контура лопасти. Наибольшую толщину конечных сечений при этом следует соответственно увеличить таким образом, чтобы на радиусе $0,95 R$ получилось значение $\delta \geq (0,03 \div 0,04)$.

Сечения лопастей рекомендуется строить на относительных радиусах $\bar{r} = \frac{r}{R} = 0,3; 0,5; 0,7; 0,8; 0,95$, на которых, в соответствии с указаниями ГОСТ 8054-56, обычно производится измерение шага и толщины лопасти винта.

Построение проекций лопасти винта. После того как на спрямленном контуре построены соответствующие сечения лопастей, можно приступить к построению проекций лопасти. Для выполне-

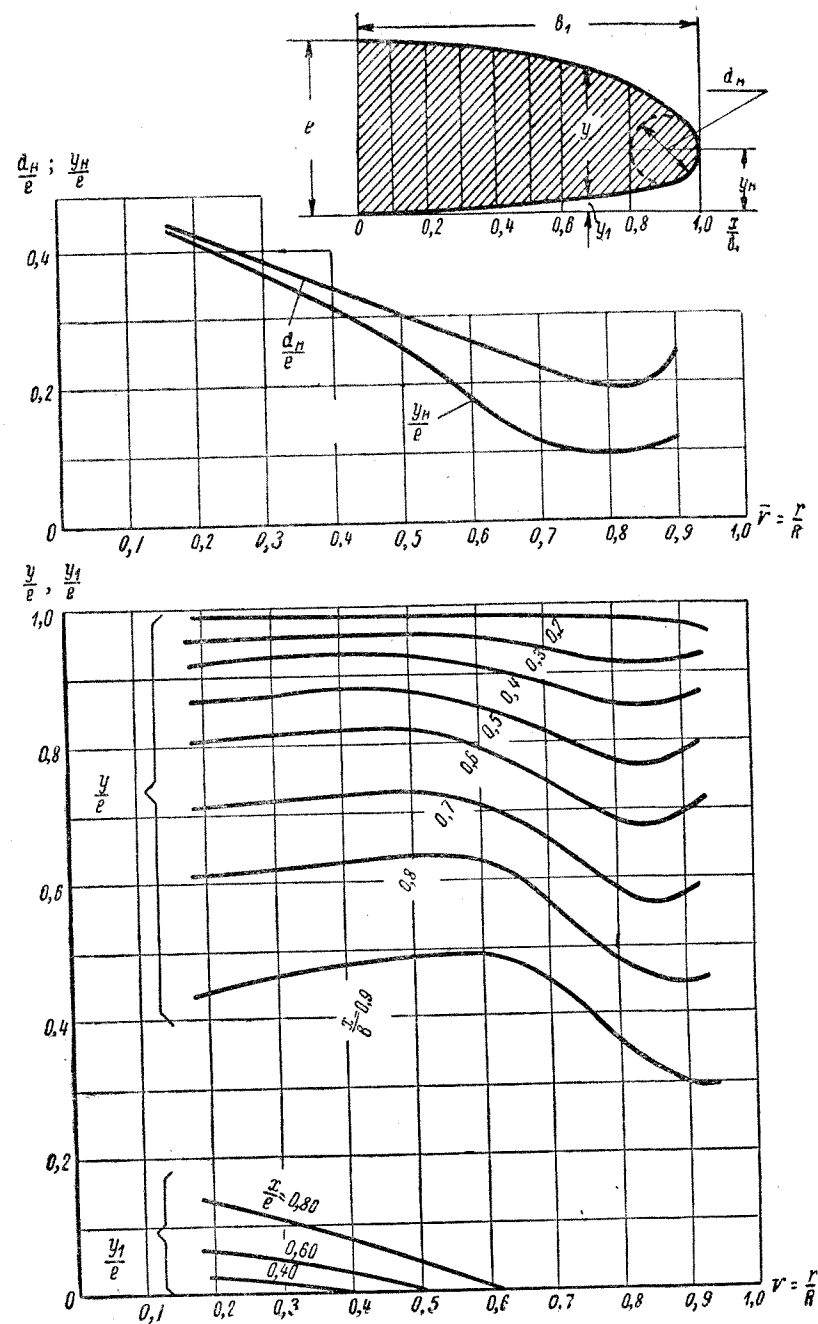


Рис. 113. Профилирование входящей части сечений лопасти

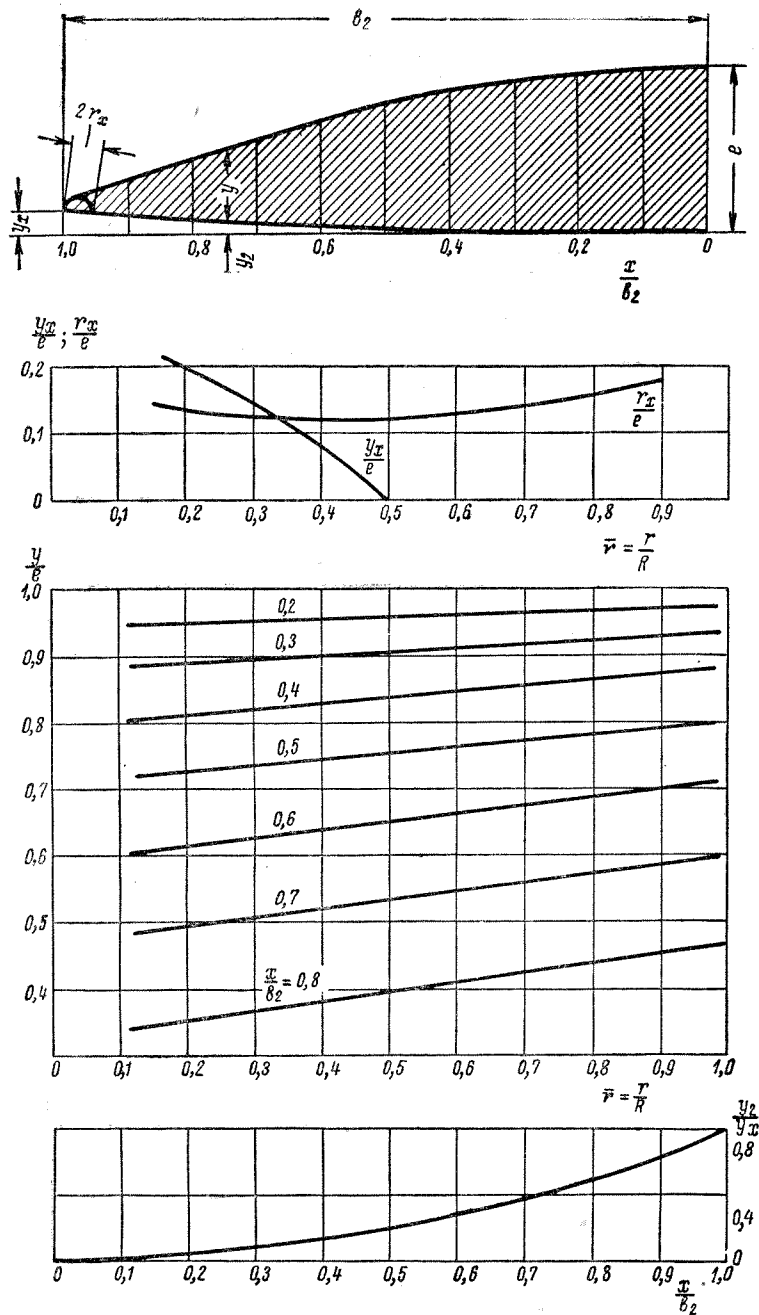


Рис. 114. Профилирование выходящей части сечений лопасти

ния этого необходимо знать нормальные и боковые проекции входящих и выходящих кромок. Определение последних производится в следующем порядке.

1) На спрямленном контуре (рис. 115) вдоль по прямой, перпендикулярно осевой линии лопасти, откладываем от точки O_1 , лежащей на оси винта, величину $\frac{H}{2\pi}$ в сторону, противоположную направлению движения лопасти.

2) Из полученной точки P , как из полюса, проводим лучи, пересекающие осевую линию лопасти в точках C_1, C_2, C_3 и т. д., которые расположены на радиусах r_i соответствующих сечений.

3) Проводим по две касательные строятся перпендикулярно части сечения, причем одна касательная строится перпендикулярно лучу PC , а вторая — параллельно ему. Получаем соответствующие отрезки h_1 и l_1 .

Отрезок h_1 представляет собой боковую проекцию спрямленной длины входящей части данного сечения, а отрезок l_1 — нормальную проекцию этой длины. При этом способе определения проекций учитывается как толщина сечения, так и подъем носика.

4) Совершенно аналогично находятся отрезки h_2 и l_2 , представляющие собой соответственно боковую и нормальную проекции длины выходящей части сечения.

Построение нормальной проекции (проектированного контура) лопасти производится в такой последовательности (рис. 115).

1) Наносим осевую линию лопасти и дуги, соответствующие радиусам, для которых построены сечения лопастей на спрямленной поверхности.

2) Откладываем вдоль этих дуг, начиная от оси, отрезки l_1 (по направлению вращения) и l_2 (в противоположную сторону), с тем, чтобы получить точки A'_1 и B'_1 , принадлежащие проектированному контуру.

Для нанесения отрезка l_1 на окружность радиуса r_1 необходимо от точки C'_1 отложить отрезок длиной $\frac{1}{4} l_1$ (рис. 116) и из полученной точки F , как из центра, описать окружность радиуса $\frac{3}{4} l_1$

до пересечения с окружностью радиуса r_1 в точке A'_1 . Дуга $C'_1 A'_1$ приблизительно равна отрезку прямой, имеющему заданную длину l_1 . Для узких лопастей обычно можно, не допуская больших погрешностей, определить точку A'_1 , как пересечение окружности радиуса l_1 , описанной из точки C_1 , с окружностью радиуса r_1 , т. е. пренебрегать разницей между длиной хорды и дуги; аналогичные построения производятся для определения положения точки B'_1 по величине отрезка l_2 .

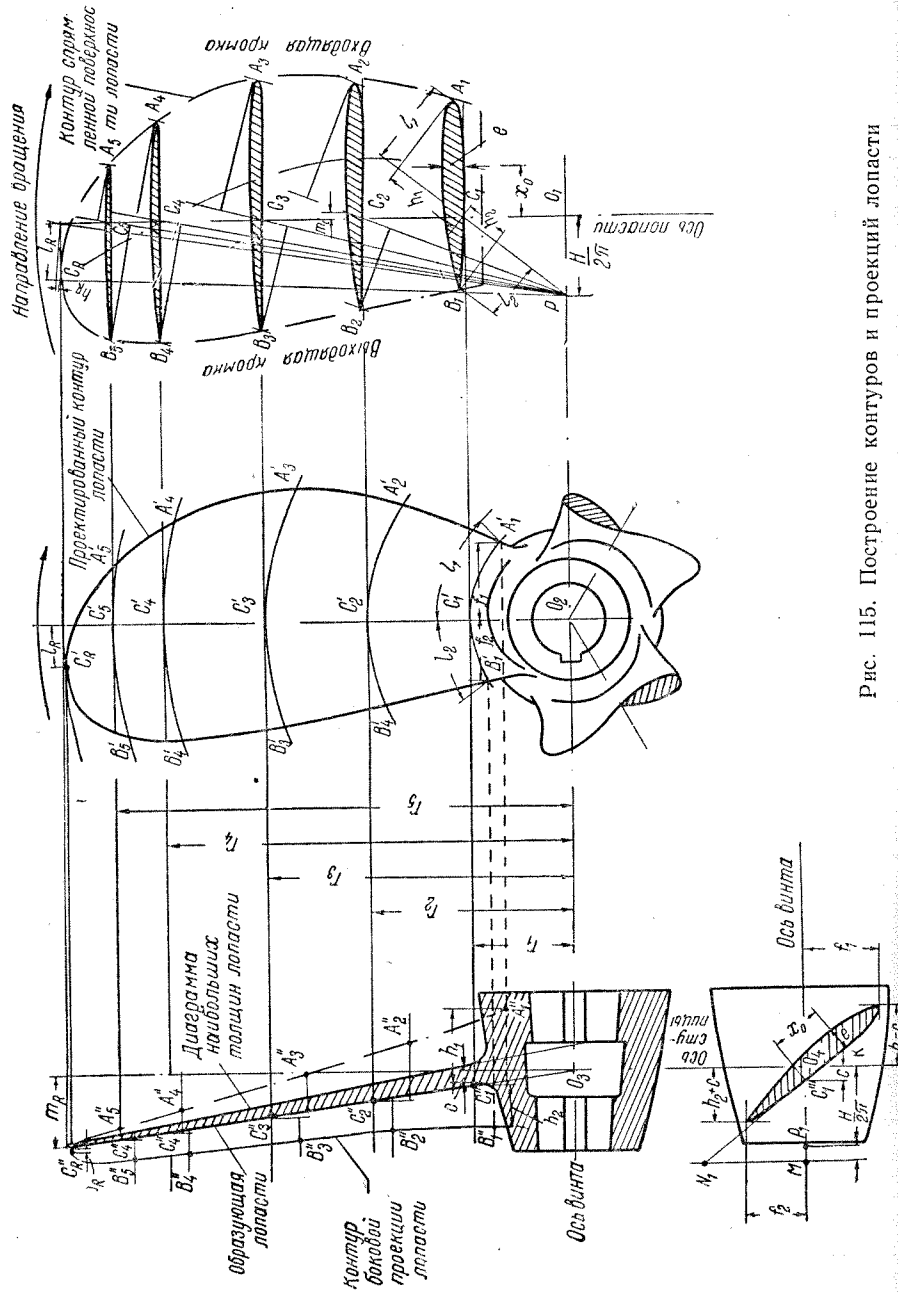


Рис. 115. Построение контуров и проекций лопасти

3) Полученные точки $A'_1, A'_2, A'_3, \dots, B'_3, B'_2, B'_1$ соединяем плавной кривой, изображающей собой проектированный контур лопасти.

Построение боковой проекции лопасти производится в следующем порядке (рис. 115).

1) Проводим на уровне точек A'_1 и B'_1 прямые, параллельные оси винта, и опускаем на них перпендикуляр из точки C''_1 , лежащей на образующей спинки лопасти на расстоянии r_1 от оси винта.

2) От перпендикуляра откладываем на прямой, параллельной оси винта и исходящей из точки A'_1 , величину h_1 в сторону движения винта. Полученная точка A''_1 будет принадлежать боковой проекции входящей кромки. На прямой, исходящей из точки B'_1 , отложим отрезок h_2 в сторону, противоположную движению винта, и получим точку B''_1 , принадлежащую боковой проекции выходящей кромки.

3) Аналогично строим остальные точки бокового контура и соединяем их плавной кривой.

Построение горизонтальной проекции производим в такой последовательности (рис. 115).

1) От центра O_4 откладываем вдоль оси винта в корму отрезок $\frac{H}{2\pi}$.

2) От полученной точки P_1 откладываем в корму отрезок s , характеризующий смещение образующей на данном сечении, и получаем точку M_1 .

3) В точке M_1 восстанавливаем перпендикуляр к оси винта и радиусом r_1 засекаем на нем точку N_1 .

4) Через точки M_1 и N_1 проводим прямую линию, которая соответствует образующей винтовой поверхности.

5) От точки O_4 откладываем в корму отрезок длиной s и соединяем прямой полученную точку C'''_1 с точкой N_1 . Эта прямая, с достаточной для практических целей точностью, соответствует винтовой и основной линиям данного сечения.

6) Параллельно оси винта на расстояниях f_1 и f_2 от нее проводим вспомогательные прямые. Отрезки f_1 и f_2 снимаются с проекти-

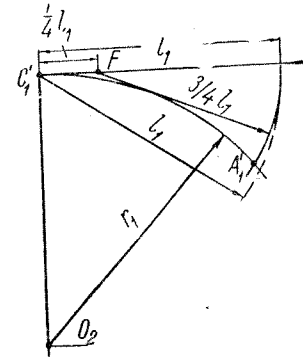


Рис. 116. Вспомогательные построения для определения точек проектированного контура лопасти

рованной поверхности и представляют собой отстояние входящей и выходящей кромок сечения на данном радиусе от оси лопасти.

7) Параллельно осевой линии ступицы откладываем вспомогательные прямые на расстояниях $h_1 - c$ и $h_2 + c$ от этой осевой в нос и в корму соответственно.

8) В прямой угол, образованный пересечением прямых, которые проводятся на расстояниях $h_1 - c$ и f_1 , вписываем окружность входящей кромки сечения, а в угол, образованный другой парой вспомогательных прямых, которые проводятся на расстояниях $h_2 + c$ и f_2 , — полуокружность выходящей кромки.

9) На основной линии сечения откладываем от точки C_1''' отрезок x_0 , дающий отстояние наибольшей толщины сечения от оси лопасти. На перпендикуляре к основной линии, восстановленном в полученной таким образом точке K , откладываем наибольшую толщину сечения лопасти e . Имея входящую и выходящую кромки, а также толщину сечения, можно легко построить сечение лопасти в горизонтальной проекции.

10) Аналогично строятся горизонтальные проекции сечений лопастей на других радиусах. Произведя построение всех сечений (или только точек их кромок, за исключением корневого сечения, которое строится полностью), получаем действительную горизонтальную проекцию лопасти.

В том случае, когда построенное указанным выше способом корневое сечение не размещается на ступице, нужно увеличить длину последней. При невозможности такого увеличения нужно подрезать спрямленный контур у ступицы так, чтобы корневое сечение полностью разместилось. Однако общая площадь спрямленного контура должна при этом остаться неизменной за счет соответствующего увеличения ширины на конце лопасти.

Изгибание скелетона. Примыкание лопасти к ступице. При изготовлении формы для отливки гребного винта приходится пользоваться скелетонами — металлическими шаблонами, воспроизводящими сечения лопастей. Скелетоны должны быть изогнуты таким образом, чтобы хорда каждого сечения образовала винтовую линию на цилиндре соответствующего радиуса.

Оси, вокруг которых нужно изгибать шаблоны сечений лопасти на каждом радиусе r , изображаются на чертеже гребного винта в виде лучей PC_i , проведенных на спрямленной поверхности (см. рис. 115). Поэтому при вычерчивании профилей сечения необходимо проставлять размеры m_i , определяющие положение указанных осей.

Геометрическое согласование контуров нормальной и боковой проекций лопасти и ступицы показано на рис. 117. Точка B_0'' лопасти лежит на окружности радиуса r' , принадлежащей поверхности ступицы винта. Проводя радиусом r' окружность на нормальной

проекции и доведя до пересечения с ней контур лопасти, получаем точку B_0'' , определяющую линию примыкания лопасти к ступице. При построении сначала выбираем точку B_0'' ориентировочно, а затем, получив точку B_0' и проведя через нее горизонталь до встречи с контуром боковой проекции, уточняем положение точки B_0'' .

Аналогично находится вторая точка линии примыкания (A_0'' на боковой проекции и A_0' на нормальной). Точка A_0'' лежит в пересечении образующей с контуром ступицы. Снося ее на нормальную проекцию в пересечении с медианой, получаем точку A_0' . По трем точкам A_0' , C_0' и B_0' проводим линию примыкания. При построении следует помнить, что для винта правого вращения («правого винта») линия примыкания идет слева — вдоль — направо (как это указано на рис. 117), в то время как для «левого винта» проходит справа — вдоль — налево.

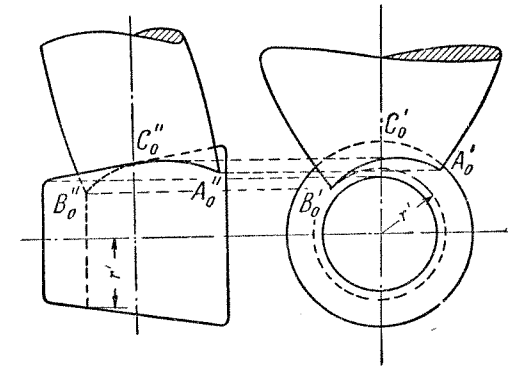


Рис. 117. Примыкание лопасти гребного винта к ступице

Чертеж гребного винта. Гребной винт на чертеже изображается в двух или трех проекциях. На нормальной проекции вычерчивается проектированный контур лопасти, с обязательным нанесением линии примыкания лопасти к ступице, изображаются контуры ступицы и размеры шпоночной канавки, показывается радиус установки формовочного угольника. Стрелкой отмечается направление вращения винта при переднем ходе судна.

На боковой проекции винта, кроме проекций лопасти и ступицы, вычерчивается диаграмма наибольших толщин (с обязательным указанием толщин на соответствующих радиусах и нанесением этих радиусов) и приводится наклон m_R образующей лопасти у ее края (на радиусе R).

На правой стороне листа помещается чертеж контура спрямленной поверхности лопасти, с указанием на нем форм сечений лопасти (обычно не менее пяти сечений). Формы сечений лопасти должны быть заданы ординатами, приведенными на чертежах самих сечений или в специальной таблице ординат.

Горизонтальная проекция помещается под боковой и вычерчивается только в том случае, когда есть необходимость в проверке положения корневого сечения на ступице (например, для винтов со съемными лопастями).

На чертеже винта также приводится схема формовочного угольника (рис. 118, а). Для широколопастных винтов этот угольник будет иметь вид, показанный на рис. 118, б.

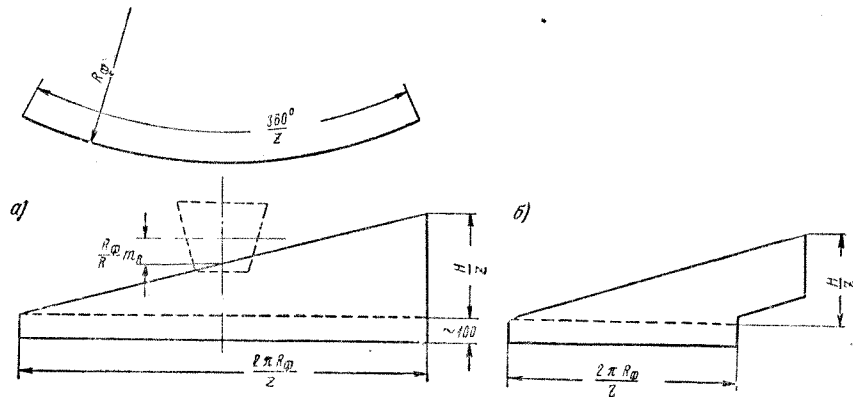


Рис. 118. Формовочный угольник: а) для узколопастных винтов; б) для широколопастных винтов

При разработке чертежа гребного винта должны быть учтены требования ГОСТ 8054-56, касающиеся изготовления и приемки винтов (в частности, число и расположение сечений, обработка поверхности и т. п.).

На чертеже (над штампом) выписываются основные элементы гребного винта: диаметр D (мм), конструктивный шаг H (мм), шаговое отношение $\frac{H}{D}$, дисковое отношение θ , число лопастей z , направление вращения винта, материал винта (с указанием марки по ГОСТу), вес винта G_v (кг). Кроме того, проставляется мощность силовой установки и число оборотов, на которое рассчитан гребной винт. Желательно также указать главные размерения судна (длину, ширину, осадку), его водоизмещение и скорость хода.

§ 51. Поверочный расчет прочности лопастей гребного винта. Вес и маховой момент винта

Особенности расчета прочности лопастей винта. При работе гребного винта на каждую его лопасть действуют гидродинамические силы (осевые силы упора и касательные силы сопротивления

вращению), вызывающие изгиб и кручение лопасти. Помимо этих сил, лопасть винта воспринимает действие центробежных сил, направленных вдоль радиуса и вызывающих ее растяжение и изгиб. Наибольшие напряжения в материале винта от действия гидродинамических и центробежных сил возникают на режимах реверса.

Для гребных винтов, работающих в обычных условиях эксплуатации, когда практически исключена возможность возникновения ударных нагрузок, расчет прочности лопастей носит поверочный характер (см. ниже) и может выполняться в процессе проектирования винта, после выбора его основных конструктивных элементов (§ 46). В этом случае проверка прочных размеров лопасти обычно производится только на действие статических сил при расчетном режиме работы винта.

Неучет динамического эффекта, обусловленного неравномерностью поля скоростей при работе гребного винта за корпусом судна, компенсируется тем, что допускаемые напряжения выбираются достаточно низкими и обеспечивают запас прочности винта, равный обычно от 7 до 10. Такой запас прочности оказывается также достаточным и в случае возникновения кратковременных динамических нагрузок в лопастях винта на режимах реверса.

Рекомендуемый метод проверки прочности лопастей винта. Ниже приводятся расчетные формулы для проверки прочности сечений лопасти по методу Ромса, дающему достаточно близкие к действительности значения напряжений в сечениях лопастей для гребных винтов, работающих в обычных условиях эксплуатации судна (без ударных воздействий).

Расчет напряжений производится в двух сечениях, расположенных на относительных радиусах $\bar{r}_1 = \frac{r_1}{R} = 0,2$ и $\bar{r}_2 = \frac{r_2}{R} = 0,6$.

Согласно рекомендациям Ромса, максимальные напряжения σ' (растяжения или сжатия) в кг/см², возникающие в лопасти винта от действия силы упора и окружного усилия (т. е. от вращающего момента), определяются по формуле

$$\sigma' = \frac{c_1 N_p z_0}{q e^2 b z n_m} \left(c_2 + 101,5 \frac{\eta_p}{\lambda_p} \right), \quad (51,1)$$

а максимальные напряжения σ'' (растяжения или сжатия) в кг/см², вызванные в лопасти действием центробежных сил, принимаются равными

$$\sigma'' = \frac{(n_m D)^2}{10^4} \left(\frac{z_0 c_3}{q} + \epsilon_0 \right). \quad (51,2)$$

В этих формулах значения мощности N_p (л. с.), подведенной к винту, числа оборотов гребного вала n_m (в минуту), к. п. д. η_p и

поступи λ_p относятся к расчетному режиму работы винта, а для прочих величин приняты следующие обозначения:

- e — толщина расчетного сечения в см;
- b — длина (спрямленная), или хорда сечения в м;
- q — коэффициент сопротивления изгибу для спрямленного сечения (при растяжении или сжатии);

c_1, c_2, χ_0 — расчетные коэффициенты, определяющие характер распределения упора и окружного усилия вдоль лопасти;

ζ_0, c_3, ϵ_0 — расчетные коэффициенты, характеризующие точку приложения равнодействующей центробежных сил вдоль лопасти.

Значения c_1, c_2 , и c_3 для сечений на радиусах $r_1 = 0,2 R$ и $r_2 = 0,6 R$ могут быть определены по графику рис. 119, а в зависимости от шагового отношения винта $\frac{H}{D}$. Величина χ_0 находится по графику рис. 119, б в зависимости от угла ν_R наклона образующей лопастей (или из соотношения $\chi_0 = \frac{1}{\cos^2 \nu_R}$). Коэффициенты сопротивления изгибу q (при растяжении или сжатии) рекомендуется принимать по табл. 28, где также приведена величина ϵ_0 . Значения ζ_0 для сечений на радиусах $r_1 = 0,2 R$ и $r_2 = 0,6 R$ определяются по графику рис. 119, б в зависимости от угла ν_R при постоянных значениях отношения $\frac{D}{e}$, где e — толщина сечений на радиусах r_1 и r_2 .

Таблица 28

Значения расчетных коэффициентов для проверки прочности винта

Расчетные коэффициенты	Радиусы сечений		Примечания
	$r_1 = 0,2R$	$r_2 = 0,6R$	
$q = q_z$	0,096	0,100	При растяжении При сжатии Знак плюс — при растяжении, знак минус — при сжатии
$q = q_d$	0,086	0,080	
ϵ_0	$\pm 0,580$	$\pm 0,345$	

В результате последовательной подстановки значений q_z и q_d в формулу (51,1) можно соответственно определить максимальные напряжения от растяжения σ'_z и сжатия σ'_d , возникающие в данном сечении лопасти под действием упора и вращающего момента винта. Подставляя в формулу (51,2) первоначально значения q_z и $\epsilon_0 > 0$, а затем q_d и $\epsilon_0 < 0$, можно найти напряжения от растяжения σ'_z

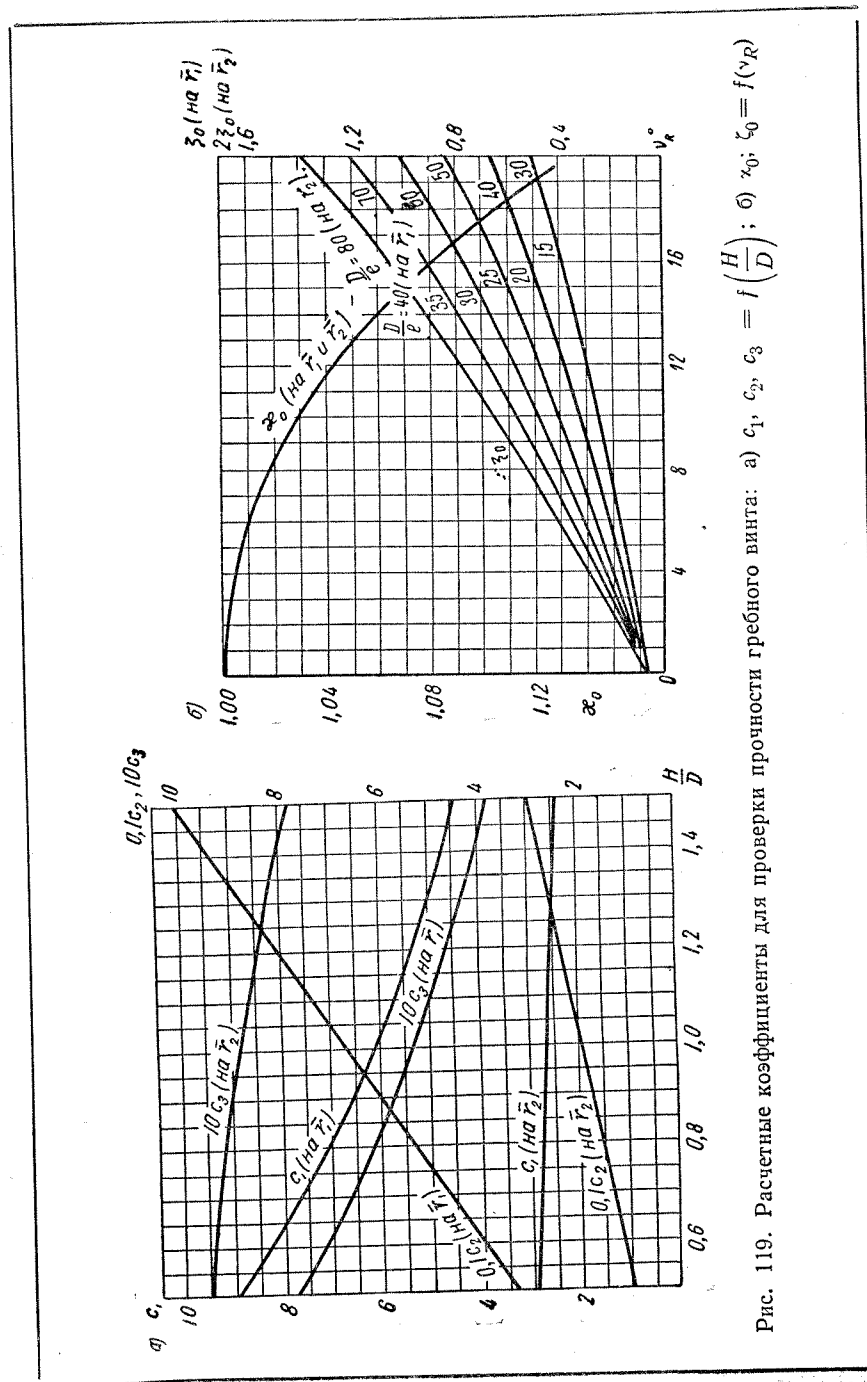


Рис. 119. Расчетные коэффициенты для проверки прочности гребного винта: а) $c_1, c_2, c_3 = f\left(\frac{H}{D}\right)$; б) $\chi_0; \zeta_0 = f(\nu_R)$

и сжатия σ''_d , вызванные в том же сечении лопасти действием центробежных сил. В большинстве случаев напряжения σ'' значительно ниже, чем напряжения σ' , за исключением винтов, имеющих лопасти с большим наклоном образующей или повышенную окружную скорость.

Прочность лопасти можно считать обеспеченной, если суммарные напряжения, возникающие в сечениях на радиусах $r_1 = 0,2 R$ и $r_2 = 0,6 R$, не превосходят допускаемых напряжений при растяжении или сжатии, т. е. если выполняются условия

$$\sigma_z = (\sigma'_z + \sigma''_z) \leq (\sigma_z)_{\text{доп}}; \quad \sigma_d = (\sigma'_d + \sigma''_d) \leq (\sigma_d)_{\text{доп}}. \quad (51,3)$$

Значения $(\sigma_z)_{\text{доп}}$ и $(\sigma_d)_{\text{доп}}$ можно ориентировочно принимать по табл. 29 в зависимости от материала, из которого предполагается изготовить гребной винт в соответствии с требованиями ГОСТ 8054-56.

Таблица 29

Допускаемые напряжения при проверке прочности винта

Материал винта	Допускаемые напряжения, кг/см ²	
	при растяжении $(\sigma_z)_{\text{доп}}$	при сжатии $(\sigma_d)_{\text{доп}}$
Чугун серый (ГОСТ 1412-54)	150	320—400
Чугун модифицированный	200—250	400
Чугун высокопрочный (ГОСТ 7293-54)	300—400	400—600
Сталь углеродистая (ГОСТ 977-53)	350—600	400—700
Сталь легированная и нержавеющая	600	700
Латунь марганцовистая (ГОСТ 1019-47)	350—600	400—800

Обычно напряжения σ_d превышают по величине напряжения σ_z , вследствие чего последние приходится вычислять только в тех случаях, когда материал винта обладает значительно меньшим пределом прочности σ_b (или, иначе, $\sigma_{\text{доп}}$) при растяжении, чем при сжатии (например, для винтов из чугуна). Во всех прочих случаях можно ограничиться только определением напряжений от сжатия. В случае учета напряжений σ'' , вызванных центробежными силами, значения $\sigma_{\text{доп}}$, указанные в табл. 29, могут быть превышены на 20—30%.

Верхний предел значений $\sigma_{\text{доп}}$, приведенных в табл. 29, рекомендуется принимать для бортовых гребных винтов, а нижний — для винтов в диаметральной плоскости, работающих в резко выраженном неравномерном поле скоростей за корпусом судна. В обоих случаях для сечений на радиусе $r_2 = 0,6 R$ можно принимать более высокие значения $\sigma_{\text{доп}}$, чем для сечений на $r_1 = 0,2 R$, так как тонкая часть лопасти винта, расположенная вблизи ее конца, обладает

лучшей структурой металла и повышенными механическими качествами по сравнению с утолщенной частью лопасти около ступицы.

Определение веса винта. Теоретический вес гребного винта наиболее точно можно определить по чертежу винта путем подсчета объема ступицы и лопастей (с применением приближенных методов интегрирования площадей сечений лопасти на различных радиусах). Вес гребных винтов с достаточной для практики точностью может быть также вычислен по указанным далее эмпирическим формулам.

Вес лопастей G_l гребного винта в кг, имеющего рекомендуемую профилировку сечений (т. е. для винтов серии Трооста), может быть определен по формуле Ф. М. Кацмана

$$G_l = \gamma_m \theta \frac{\pi D^2}{4} (1,4 + 15,3D), \quad (51,4)$$

где γ_m — объемный вес материала в т/м³, из которого заготовлен винт.

Вес ступицы $G_{\text{ст}}$ винта в кг можно вычислить по следующей формуле:

$$G_{\text{ст}} = 600 \gamma_m l_0 (d_0^2 - d_k^2), \quad (51,5)$$

где l_0 , d_0 и d_k — соответственно длина, средний диаметр ступицы и средний диаметр ее конусного отверстия в м, определяемые по чертежу винта.

Вес гребного винта G_B в кг получается равным

$$G_B = G_l + G_{\text{ст}}. \quad (51,6)$$

Объемный вес материала винта γ_m (т/м³) в приведенных выше формулах можно принимать равным: 7,20 ÷ 7,60; 7,85; 8,60 — соответственно для чугунных, стальных и латунных винтов.

Определение махового момента винта. В практических расчетах крутильных колебаний валопровода винтовых судов используется величина так называемого махового момента гребного винта $G_B D_i^2$ (кг м²), т. е. произведение веса винта G_B на квадрат удвоенного радиуса инерции $D_i^2 = 4 R_i^2$. Для гребных винтов, соответствующих по форме моделям серии Трооста, величину махового момента можно приближенно вычислить по формуле Ван-Ламмерена, которая с учетом влияния присоединенных масс воды имеет следующий вид (при D в м и γ_m — в т/м³):

$$G_B D_i^2 = c'_1 c'_2 \gamma_m \left(\frac{e_0}{D}\right) \theta D^5 (1 + \mu_p) \cdot 10^3, \quad (51,7)$$

где c'_1 и c'_2 — эмпирические коэффициенты, учитывающие особенности геометрической формы ступицы и лопастей винта;

μ_p — коэффициент присоединенного момента инерции массы воды.

Для винтов с относительными размерами ступицы ($\frac{d_0}{D}$; $\frac{l_0}{D}$ и др.), показанными на рис. 98, значение c'_1 равно 1,025, а для винтов с увеличенными размерами ступицы — 1,06. Значение c'_2 принимается равным

$$c'_2 = 0,15 \frac{e_0 + e_R}{e_0} = 0,089.$$

Коэффициент μ_p ориентировочно можно принимать в следующих пределах (по В. К. Житомирскому): для латунных винтов $\mu_p = 0,35 \div 0,45$, для стальных $\mu_p = 0,30 \div 0,40$, причем в обоих случаях верхний предел рекомендуется брать при $z = 3$, а нижний — при $z = 4$.

§ 52. Разработка проекта гребных винтов небуксирного судна

Методика и последовательность выполнения проекта гребного винта иллюстрируется с необходимыми пояснениями на численном примере для небуксирного судна. Особенности проекта гребных винтов для буксира рассматриваются особо (см. § 53).

1. Расчет гребного винта при выборе главной силовой установки судна.

Задание. Определить необходимую мощность главной силовой установки и выбрать ее тип для озерного двухвинтового пассажирского судна, если известны перечисленные ниже данные.

1. Основные элементы корпуса судна: $L = 62,0$ м; $B = 9,40$ м; $T_k = 1,90$ м; $V = 635$ м³; $\delta = 0,573$; число гребных валов $x = 2$.
2. Скорость хода судна на глубокой воде должна быть не менее $v_k = 21,5$ км/час ($v \approx 6,0$ м/сек).

3. Полезная тяга (на один винт) $P_e = \frac{R}{x} = 2650$ кг, где $R = 5300$ кг — сопротивление корпуса при скорости v .

Расчет. Предварительный расчет гребного винта при выборе главной силовой установки судна производим в такой последовательности.

1. Определяем характеристики взаимодействия винта и корпуса судна — коэффициент попутного потока ψ и коэффициент засасывания t при $x = 2$ по формулам (45,4) и (45,7)

$$\psi = 0,11 + \frac{0,16}{x} \delta^x \sqrt{\frac{3}{V/V}} = 0,18; \quad t = 0,8\psi(1 + 0,25\psi) = 0,15,$$

принимая, согласно рекомендациям § 45, что ориентировочно $D \approx 0,65T_k = 1,24$ м.

2. Вычисляем расчетные значения скорости и упора гребного винта по формулам (45,1) и (45,5)

$$v_p = v(1 - \psi) = 4,92 \text{ м/сек}; \quad P = \frac{P_e}{1 - t} = 3120 \text{ кг.}$$

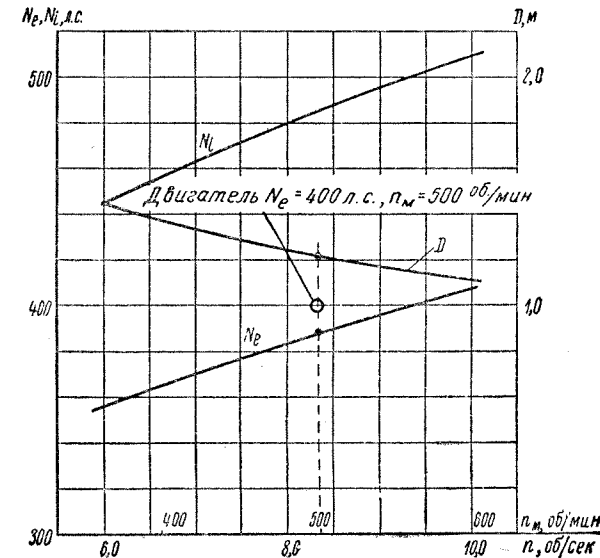


Рис. 120. График для выбора главной силовой установки судна (численный пример)

3. В соответствии с рекомендациями § 49, для дальнейшего расчета можно выбрать диаграмму V (см. приложение II), построенную для винтов с $z = 4$ и $\theta = 0,55$. Указанный расчет производим в табличном виде (по схеме 1 в табл. 26), задаваясь несколькими значениями числа оборотов гребного вала n_m в минуту, которые ориентировочно можно выбирать в зависимости от осадки судна T_k (для крупных судов — меньшие значения n_m , для мелких — большие). В рассматриваемом случае (табл. 30) расчет выполняем для значений $n_m = 420; 480; 540$ и 600 об/мин.

Результаты расчета представляются в виде графика (рис. 120), на котором в зависимости от числа оборотов гребного вала n_m изображаются кривые необходимой мощности N_e или N_i (л.с.) главной силовой установки судна (на один вал) и кривая оптимальных значений диаметра винта D (м), соответствующих выбранному числу оборотов. Здесь же наносятся точки, соответствующие значениям n_m (с учетом выбранного передаточного числа редуктора) и N_e

Расчет оптимальных элементов гребного винта при выборе силовой установки

$v = 6,0$ м/сек; $P_e = 2650$ кг; $\psi = 0,18$; $t = 0,15$; $v_p = v(1-\psi) = 4,92$ м/сек;
 $P = \frac{P_e}{1-t} = 3120$ кг; $\eta_{\text{к}} = \frac{1-t}{1-\psi} = 1,036$; $z = 4$; $\theta = 0,55$.

1	$n = \frac{n_m}{60}$ (задаем)	об/сек	6	7	8	9	10
2	$K'_n = \frac{v_p}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{P}{P}}$	—	0,855	0,792	0,741	0,698	0,662
3	$\lambda_p = f(K'_n)$ По диагр.	—	0,555	0,512	0,479	0,452	0,427
4	$\lambda'_p = a\lambda_p$	—	0,572	0,527	0,494	0,466	0,440
5	$D = \frac{v_p}{n\lambda'_p}$	м	1,43	1,33	1,24	1,17	1,12
6	$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}$	—	0,203	0,202	0,202	0,201	0,197
7	$\frac{H}{D} = f(\lambda'_p; K_1)$ По диагр.	—	0,930	0,890	0,850	0,830	0,795
8	$\eta_p = f(\lambda'_p; K_1)$ По диагр.	—	0,593	0,570	0,550	0,533	0,518
9	$\eta = \frac{1-t}{1-\psi} \eta_p$	—	0,614	0,591	0,570	0,552	0,537
10	$N_p = \frac{P_e v}{75 \eta}$	л. с.	345	359	372	384	395
11a	$N_e = \frac{N_p}{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{г}}}$	л. с.	356	370	384	396	407
11б	$N_i = \frac{N_p}{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}}}$						

¹ В соответствии с рекомендациями § 47, приняты следующие значения к. п. д.: $\eta_{\text{в}} = 0,97$; $\eta_{\text{г}} = 0,80$; $\eta_{\text{м}}$ — не учитывается (установка редуктора не предполагается).

(или N_i) для нормальных условий работы главных двигателей, предполагаемых к установке на данном судне (двигатели внутреннего сгорания, паровые машины различных марок или другие типы двигателей).

Анализируя различные двигатели по их эксплуатационно-техническим и экономическим показателям (вес, габариты, стоимость, расход топлива и т. п.), можно окончательно решить вопрос о выборе наиболее целесообразного типа силовой установки судна, мощность которой удовлетворяет условиям задания (обеспечение заданных значений скорости хода небуксирного судна или тяги на гаке буксира). В результате предварительного расчета гребного винта определяются следующие данные: тип и марка главных двигателей судна и их общая мощность xN_e или xN_i (л. с.), число оборотов гребного вала n_m в минуту (с учетом передаточного числа редуктора в случае его установки), а также элементы винта — диаметр D , шаговое отношение $\frac{H}{D}$ и т. п.

В качестве главных двигателей, обеспечивающих выполнение условий задания для данного судна и имеющих приемлемые эксплуатационно-технические и экономические показатели, целесообразно выбрать два двигателя внутреннего сгорания мощностью $N_e = 400$ л. с. каждый при числе оборотов $n_m = 500$ в минуту. Диаметр винта в этом случае получается равным $D = 1,22$ м ($\approx 0,64 T_k$).

В ходе расчета может оказаться, что кормовые обводы судна (обычно при ограниченной осадке) не позволяют разместить гребной винт, имеющий оптимальный диаметр, значение которого $D = D_{\text{opt}}$ при данном числе оборотов определяется в строке 5 табл. 30. В подобных случаях приходится отказаться от установки оптимального винта и принять для дальнейшего расчета наибольший диаметр D_{max} , предельно допустимый по конструктивным условиям размещения винта. Величину D_{max} рекомендуется принимать не более следующих значений:

- для судов с обычными (нетуннельными) кормовыми обводами $D_{\text{max}} \leq (0,80 \div 0,85) T_k$ — при одновальной установке;
- для судов с туннельными обводами кормы $D_{\text{max}} \leq (0,70 \div 0,75) T_k$ — при двухвальной;
- для судов с туннельными обводами кормы $D_{\text{max}} \leq (1,15 \div 1,20) T_k$.

По принятому предельному диаметру винта уточняются характеристики взаимодействия ψ и t (если это необходимо), а также расчетные значения скорости v_p и упора P винта по приведенным выше формулам. Дальнейший расчет снова производится в табличном виде для тех же значений n_m , следуя схеме 5, приведенной в табл. 26. В этом случае (при $D = D_{\text{max}}$) результаты расчета представляются графически только в виде кривых, определяющих необходимую мощность главной силовой установки $N_e = f(n_m)$ или $N_i = f(n_m)$ (на один вал).

II. Расчет гребного винта, обеспечивающего наиболее эффективное использование мощности силовой установки.

Задание. Для озерного двухвинтового пассажирского теплохода определить элементы гребных винтов, обеспечивающих наивысшую скорость хода при полном использовании мощности главных двигателей ($2 N_e = 2 \times 400$ л. с.), если известны приведенные ниже данные.

1. Основные элементы корпуса судна: $L = 62,0$ м; $B = 9,40$ м; $T_k = 1,90$ м; $V = 635$ м³ и $\delta = 0,573$; $x = 2$ (см. п. I).

2. Кривая сопротивления корпуса на глубокой воде при $V = 635$ м³, заданная ординатами $R = f(v)$ в табличном виде

v_k , км/час 9,0 12,0 15,0 18,0 21,0 24,0

R , кг 780 1170 1860 2990 4770 7450,

а также предполагаемая скорость хода судна $v_k = 21,5$ км/час ($v \approx 6,0$ м/сек).

3. Основные характеристики главных двигателей: два двигателя внутреннего сгорания мощностью $N_e = 400$ л. с. каждый при числе оборотов $n_m = 500$ в мин.; мощность, подведенная к гребному винту, составляет $N_p = \eta_b N_e = 384$ л. с. (принято, что к. п. д. валопровода $\eta_b = 0,96$) при числе оборотов гребного вала $n = \frac{n_m}{60} = 8,33$ в секунду (редуктор не устанавливается).

Расчет. Проектировочный расчет элементов гребных винтов, обеспечивающих наивысшую скорость хода судна при полном использовании мощности двигателей, производится в указанном ниже порядке.

1. Характеристики взаимодействия винта и корпуса судна принимаем на основании предварительного расчета $\psi = 0,18$, $t = 0,15$ (см. п. I), поскольку в рассматриваемом случае полученное значение диаметра винта $D = 1,22$ м достаточно близко к принятому ранее. В противном случае значения ψ и t должны быть определены по формулам, приведенным в § 45, с использованием данных, полученных в предварительном расчете гребного винта или по вспомогательной диаграмме рис. 110.

2. Согласно указаниям § 46, выбираем число лопастей z и дисковое отношение винта θ , используя для этой цели данные, полученные в предварительном расчете при $n = 8,33$ об/сек ($D = 1,22$ м; $\frac{H}{D} = 0,843$; $v_p = 4,92$ м/сек; $\lambda_p = 0,484$ с учетом поправки $a = 1,03$; $P = 3120$ кг) или по упомянутой выше вспомогательной диаграмме.

а) Число лопастей винта выбираем равным $z = 4$, так как в соответствии с условием (46,2) величина коэффициента

$$K'_n = \frac{v_p}{\sqrt{z}} \sqrt{\frac{\rho}{P}} = 0,73 < 1,0.$$

б) Определяем минимально необходимое значение дискового отношения винта θ_{\min} .

Значение θ'_{\min} находим по формуле (46,3) из условия обеспечения допустимой относительной толщины лопасти

$$\theta'_{\min} = 0,375 \left(\frac{c'z}{D\delta_{\max}} \right)^{2/3} \sqrt[3]{\frac{m'P}{10\,000}} = 0,51,$$

принимая $\delta_{\max} = 0,08$; $c' = 0,065$ (для винтов из углеродистой стали); $m' = 1,15$ (для небуксирных судов).

Значение θ''_{\min} определяем по формуле (46,4) из условия отсутствия кавитации

$$\theta''_{\min} = 130\xi \frac{K_c}{p_1} (nD)^2 = 0,54,$$

где $D = 1,22$ м; $n = 8,33$ об/сек; $\xi = 1,35$; $p_1 \approx 10\,330 + \gamma h_b = 11\,600$ кг/см², при $h_b \approx T_k - \frac{D}{2} = 1,3$ м; $K_c = f\left(z; \frac{H}{D}; \lambda_p\right) =$?

$= 0,345$ — по графику рис. 104 при $z = 4$; $\frac{H}{D} = 0,843$; $\lambda_p = 0,484$.

3. Дальнейший расчет элементов винта производим последовательными приближениями в табличной форме (табл. 31), в соответствии с аналогичной схемой 7, приведенной в табл. 26. В первом приближении за расчетную скорость хода судна принимаем ее предполагаемое значение $v_1 = 6,0$ м/сек ($v_{k1} \approx 21,5$ км/час).

По результатам расчета во втором приближении, для которого значение v уточняется по формуле (49,7), получаем следующие данные:

1) основные элементы гребных винтов — оптимальный диаметр $D = 1,23$ м, шаговое отношение $\frac{H}{D} = 0,825$ (конструктивный шаг $H = 1,02$ м), число лопастей $z = 4$, дисковое отношение $\theta = 0,55$;

2) достижимую скорость хода судна $v_k = 21,7$ км/час ($v = 6,02$ м/сек) при полном использовании мощности силовой установки $2 N_e = 2 \times 400$ л. с. ($n_m = 500$ об/мин);

3) коэффициенты качества спроектированного гребного винта ζ_p и комплекса винт—корпус ζ'_p , которые вычисляются по формулам (34,1)

$$\zeta_p = \eta_p \frac{1 + \sqrt{1 + \sigma_p}}{2} = 0,758; \quad \zeta'_p = \eta \frac{1 + \sqrt{1 + \sigma'_p}}{2} = 0,734,$$

где

$$\sigma_p = \frac{8P}{\rho v_p^2 \pi D^2} = 2,15; \quad \sigma'_p = \sigma_p (1 - \psi)^2 = 1,54.$$

Полученные значения ζ_p и ζ'_p показывают, что при данном коэффициенте нагрузки гребной винт и движительный комплекс судна в целом спроектированы рационально (см. значения ζ_p и ζ'_p на рис. 77 при $\sigma_N = \frac{\sigma_p}{\eta_p} = 3,93$ и $\sigma'_N = \frac{\sigma'_p}{\eta} = 2,73$ соответственно).

В процессе расчета может выясниться, что гребной винт, имеющий оптимальный диаметр, значение которого $D = D_{opt}$ определяется в строке 8 табл. 31, не удовлетворяет условиям размещения за кормой судна (обычно при ограниченной осадке). В этом случае приходится отказаться от установки оптимального винта, и вести дальнейший расчет методом последовательных приближений в соответствии со схемой 9 в табл. 26 для винта предельно допустимого диаметра, значение которого D_{max} , как было указано выше, определяется из конструктивных условий.

III. Расчет основных конструктивных элементов гребного винта и построение его чертежа.

Задание. Рассчитать основные элементы и построить чертеж гребного винта для озерного пассажирского теплохода мощностью 2×400 л. с.

В результате предыдущего расчета (см. п. II) известны следующие основные характеристики винта (см. табл. 31): $D = 1,23$ м; $\frac{H}{D} = 0,825$; $z = 4$; $\theta = 0,55$; $n = 8,33$ об/сек ($n_m = 500$ об/мин); $\gamma_R = 8^\circ$ (принимаем по условиям размещения винта за кормой судна); упор, развиваемый винтом при расчетном режиме работы ($v_k = 21,7$ км/час), составляет $P = 3175$ кг.

Расчет. Определение конструктивных элементов гребного винта производим в следующем порядке (см. § 50).

Таблица 31

Расчет оптимальных элементов гребного винта (для небуксирного судна)

$N_p = 384$ л. с.; $n = 8,33$ об/сек; $\psi = 0,18$; $t = 0,15$; $\eta_k = \frac{1 - \psi}{1 - t} = 1,036$; $z = 4$; $\theta = 0,55$			
1	v Последов. приближ.	м/сек	6,0 6,02
2	$v_p = v(1 - \psi)$	м/сек	4,92 4,94
3	$P_e = \frac{R}{x} = f(v)$ По кривой $R = f(v)$	кг	2650 2700
4	$P = \frac{P_e}{1 - t}$	кг	3120 3175
5	$K'_n = \frac{v_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}$	—	0,726 0,724
6	$\lambda_p = f(K'_n)$ По диагр.	—	0,469 0,469
7	$\lambda'_p = a\lambda_p$	—	0,483 0,483
8	$D = \frac{v_p}{n\lambda'_p}$	м	1,22 1,23
9	$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}$	—	0,199 0,195
10	$\eta_p = f(\lambda'_p; K_1)$ По диагр.	—	0,545 0,546
11	$\frac{H}{D} = f(\lambda'_p; K_1)$ По диагр.	—	0,835 0,825
12	$\eta = \frac{1 - t}{1 - \psi} \eta_p$	—	0,564 0,565
13	$N_p = \frac{P_e \psi}{75\eta}$	л. с.	377 384

А. Построение контура спрямленной поверхности лопасти.

1. Выбираем диаметр гребного вала d_b . Из-за отсутствия более точных данных величину d_b (мм) находим по формуле (50,1)

$$d_b = 100 \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_m}} + 25D = 125 \text{ мм}$$

при $N_e = 400$ л. с.; $n_m = 500$ об/мин; $D = 1,23$ м.

2. Находим диаметр ступицы винта, исходя из соотношения (см. § 36)

$$d_0 = 2d_b = 246 \text{ мм (т. е. } d_0 = 0,20D).$$

3. По графику рис. 111 определяем величину наибольшей относительной ширины лопастей

$$\bar{b}_m = \frac{b_m z}{D} = f\left(\theta; \frac{d_0}{D}\right) = 1,25$$

при

$$\theta = 0,55 \text{ и } \frac{d_0}{D} = 0,20.$$

4. По значению \bar{b}_m находим наибольшую ширину лопасти

$$b_m = 1,25 \frac{D}{z} = 0,384 \text{ м.}$$

5. Положение кромок лопасти и линии ее наибольших толщин на различных радиусах, характеризуемое величинами x_1 , x_2 и x_0 , определяем в табличном виде (табл. 32), пользуясь графиками, представленными на рис. 112. Здесь же вычисляем значения длин входящей и выходящей части профиля ($b_1 = x_1 - x_0$; $b_2 = x_2 + x_0$), а также находим полную длину сечений лопасти, равную $b = b_1 + b_2$.

6. От осевой линии лопасти, нанесенной на чертеже гребного винта (см. рис. А в приложении III), откладываем полученные значения x_0 , x_1 и x_2 на соответствующих радиусах. Через точки, принадлежащие входящей и выходящей кромкам лопасти, проводим контур ее спрямленной поверхности. Аналогично наносится линия наибольших толщин лопасти.

Б. Распределение толщин лопасти по ее длине.

1. Определяем толщину лопасти у края, используя формулу (50,2)

$$e_R = 0,08 (50 - D) D \approx 5 \text{ мм}$$

в предположении, что винт будет изготовлен из стали.

2. Принимаем условную наибольшую толщину лопасти на оси винта в соответствии с указаниями § 44 (для винта с $z = 4$ и $\theta = 0,55$)

$$e_0 = 0,045D = 55,5 \text{ мм.}$$

Таблица 32

Определение ординат контура спрямленной поверхности лопасти

$D = 1,23 \text{ м; } b_m = 384 \text{ мм}$									
$\frac{r}{R}$	—	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
r	мм	123,0	184,5	246,0	307,5	369,0	430,5	492,0	553,5
$\frac{x_1}{b_m}$	—	0,465	0,520	0,560	0,575	0,560	0,510	0,410	0,250
x_1	мм	179	200	215	221	215	196	157	96
$\frac{x_2}{b_m}$	—	0,290	0,330	0,370	0,410	0,440	0,470	0,486	0,460
x_2	мм	111	127	142	157	169	180	186	176
$\frac{x_0}{b_m}$	—	0,200	0,230	0,235	0,225	0,175	0,80	—0,010	—0,110
x_0	мм	77	88	90	86	67	31	—4	—42
$b_1 = x_1 - x_0$	мм	102	112	125	135	148	164	161	138
$b_2 = x_2 + x_0$	»	188	215	232	243	236	211	182	134
$b = b_1 + b_2$	»	290	327	357	373	384	376	343	272

3. На чертеже винта проводим образующую лопасти под заданным углом $\gamma_R = 8^\circ$ к оси винта, и от этой образующей откладываем значения e_0 и e_R на соответствующих радиусах ($r = 0$ и $r = R$). Проводя через полученные точки прямую линию, получаем диаграмму наибольших толщин лопасти.

В. Профилирование лопасти винта

1. По снятым с чертежа винта значениям наибольшей толщины лопасти на заданных радиусах и соответствующим значениям длины входящей b_1 и выходящей b_2 части лопасти (см. табл. 32) определяем ординаты профиля сечений лопасти на засасывающей и нагнетающей стороне (y_1 , y_2 , $y = y_1 - y_2$), а также значения величин, характеризующих форму носика и хвостика профиля (y_n , d_n , y_x , r_x).

Расчет выполняется в табличном виде, причем для определения ординат входящей и выходящей части профиля используются графики рис. 113 и 114. В качестве примера в табл. 33 показано определение ординат профиля для сечения лопасти на относительном радиусе $\bar{r} = \frac{r}{R} = 0,2$. Аналогичные таблицы заполняются для других сечений лопасти.

Таблица 33

Определение ординат профиля сечений лопасти (на $\bar{r} = 0,2$)

$\bar{r} = \frac{r}{R} = 0,2;$ $r = 0,123 \text{ м}$		$e = 45,0 \text{ мм}; b_1 = 102 \text{ мм}; \frac{d_H}{e} = 0,420; d_H = 19,0 \text{ мм}$ $\frac{y_H}{e} = 0,410; y_H = 18,5 \text{ мм}; b_2 = 188 \text{ мм};$ $\frac{y_X}{e} = 0,195; y_X = 9,0 \text{ мм}; \frac{r_X}{e} = 0,137; r_X = 6,0 \text{ мм}$								
		$\frac{x}{b}$	—	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Входящая кромка	$\frac{y}{e}$	—	0,990	0,955	0,920	0,865	0,809	0,710	0,610	0,440
	y	мм	44,5	43,0	41,4	38,8	36,4	32,0	27,4	19,8
Входящая кромка	$\frac{y_1}{e}$	—	—	—	0,023	—	0,061	—	0,135	—
	y_1	мм	—	—	1,0	—	2,7	—	6,1	—
Выходящая кромка	$\frac{y}{e}$	—	0,950	0,890	0,815	0,725	0,617	0,496	0,353	—
	y	мм	42,7	40,0	36,7	32,6	27,8	22,3	15,8	—
Выходящая кромка	$\frac{y_2}{e}$	—	0,07	—	0,18	—	0,35	—	0,60	0,77
	y_2	мм	0,6	—	1,6	—	3,2	—	5,4	6,9

2. Полученные значения ординат профиля на различных радиусах используются для построения сечений лопасти (скелетонов) на чертеже гребного винта.

Г. Поверочный расчет прочности лопастей гребного винта.

Проверку прочности лопастей гребного винта производим в соответствии с указаниями § 51. Расчет выполняется для двух сечений лопасти, расположенных на относительных радиусах $r_1 = 0,2$ и $r_2 = 0,6$, исходя из следующих данных: $N_p = 384 \text{ л. с.}; n_m =$

$= 500 \text{ об/мин}; D = 1,23 \text{ м}; z = 4; \eta_p = 0,546; \lambda_p = 0,483$ (с учетом $a = 1,03$); $\nu_R = 8^\circ; b_{0,2} = 0,290 \text{ м}; e_{0,2} = 4,5 \text{ см}$ на $\bar{r}_1 = 0,2$ и $b_{0,6} = 0,384 \text{ м}; e_{0,6} = 2,8 \text{ см}$ на $\bar{r}_2 = 0,6$ (по чертежу винта в приложении III).

1. Учитывая приведенные в § 51 указания, ограничиваемся вычислением максимальных напряжений сжатия σ'_d , возникающих от действия упора и вращающего момента. Значения этих напряжений определяются по формуле (51,1)

$$\sigma'_d = \frac{c_1 N_p x_0}{q_d e^2 b z n_m} \left(c_2 + 101,5 \frac{\eta_p}{\lambda_p} \right)$$

и получаются равными: $(\sigma'_d)_{0,2} = 456 \text{ кг/см}^2$ и $(\sigma'_d)_{0,6} = 289 \text{ кг/см}^2$ — соответственно для сечений на радиусах $\bar{r}_1 = 0,2$ (при $c_1 = 6,9$; $c_2 = 55$ и $x_0 = 1,018$ по графику рис. 119; $q_d = 0,086$ по табл. 28) и $\bar{r}_2 = 0,6$ (при $c_1 = 2,7$; $c_2 = 16$; $x_0 = 1,018$; $q_d = 0,080$).

2. Сравнивая полученные напряжения $(\sigma'_d)_{0,2} = 456 \text{ кг/см}^2$ и $(\sigma'_d)_{0,6} = 289 \text{ кг/см}^2$ с допустимым напряжением $(\sigma_d)_{\text{доп}} = 600 \text{ кг/см}^2$ (по табл. 29), приходим к выводу, что прочность гребного винта обеспечена.

Д. Определение веса гребного винта.

1. Вес лопастей гребного винта определяем по приближенной формуле (51,4)

$$G_{\text{л}} = \gamma_m \theta \frac{\pi D^2}{4} (1 + 15,3D) = 103 \text{ кг}$$

при $D = 1,23 \text{ м}; \theta = 0,55; \gamma_m = 7,85 \text{ т/м}^3$ (для стали).

2. Вес ступицы гребного винта подсчитываем по формуле (51,5)

$$G_{\text{ст}} = 600 \gamma_m l_0 (d_0^2 - d_k^2),$$

где $l_0 = 0,260 \text{ м}; d_0 = 0,246 \text{ м}; d_k = 0,123 \text{ м}$ — соответственно длина, средний диаметр ступицы и средний диаметр ее конусного отверстия (по чертежу винта).

3. Вес гребного винта получается равным

$$G_{\text{в}} = G_{\text{л}} + G_{\text{ст}} = 103 + 55 = 158 \text{ кг.}$$

IV. Расчет ходовых характеристик судна. На приведенном ниже численном примере излагается разработанный В. М. Лаврентьевым способ расчета ходовых характеристик (см. § 48), удобный с точки зрения уязки работы отдельных звеньев движительного комплекса винтового судна (главный двигатель — гребные винты—корпус).

Задание. Выполнить расчет ходовых характеристик для озерного двухвинтового пассажирского теплохода мощностью 2×400 л. с. если известны перечисленные ниже данные (см. п. II).

1. Основные элементы корпуса судна: $L = 62,0$ м; $B = 9,40$ м; $T_k = 1,90$ м; $V = 635$ м³; $\delta = 0,573$; $x = 2$; кривая сопротивления $R = f(v)$ на глубокой воде, заданная ординатами, которые приведены в п. II.

2. Элементы гребных винтов: $D = 1,23$ м; $z = 4$; $\theta = 0,55$; $\frac{H}{D} = 0,825$; характеристики взаимодействия винта и корпуса $\psi = 0,18$; $t = 0,15$ (при расчетном режиме работы, когда $\lambda_p = 0,483$ с учетом $a = 1,03$).

3. Основные характеристики главных двигателей: два двигателя внутреннего сгорания номинальной мощностью $N_e = 400$ л. с. каждый при числе оборотов $n_m = 500$ в минуту (редуктор не устанавливается); к. п. д. валопровода $\eta_{вв} = 0,96$.

Внешняя характеристика двигателя $N_e = f(n_m)$ при наиболее выгоднейшем тепловом режиме его работы (при заданном постоянном значении среднего эффективного давления $p_c = \text{const}$) изображена на приведенном ранее рис. 106.

Расчет. При выполнении расчета ходовых характеристик судна рекомендуется придерживаться такой последовательности.

1. Подсчитываем безразмерную характеристику двигателя $K_2 = f(n_m)$ в табличной форме (табл. 34), задаваясь несколькими значениями числа оборотов n_m , изменяющихся в практически важных пределах.

Таблица 34

Расчет безразмерной характеристики двигателя

$D = 1,23$ м; $\eta_{вв} = 0,96$; $\frac{11,93 \eta_{вв}}{\rho D^5} = 0,0398$						
1	n_m (задаемся)	об/мин	400	450	500	550
2	$n = \frac{n_m}{60}$	об/сек	6,67	7,50	8,33	9,17
3	$N_e = f(n_m)$ По внешней характеристике (типа рис. 106)	л. с.	320	360	400	440
4	$K_2 = \frac{11,93 \eta_{вв}}{\rho D^5} \cdot \frac{N_e}{n^3}$	—	0,0430	0,0340	0,0276	0,0227

Подсчитанные таким образом значения коэффициента момента представлены в виде кривой $K_2 = f(n_m)$, изображенной на рис. 106 (вместе с внешней характеристикой двигателя).

2. Производим расчет динамических характеристик винта за корпусом судна (см. § 49) $K_e = f(\lambda)$ и $K_2 = f(\lambda)$, используя данные, полученные для основного режима работы винта (см. п. II):

а) коэффициент попутного потока ψ приближенно считаем одинаковым для всех режимов работы винта, т. е. принимаем $\psi = 0,18$;

б) коэффициент засасывания t , зависящий от режима работы винта, вычисляем по эмпирической формуле (45,9), причем входящая в нее величина коэффициента засасывания на швартовах t_0 определяется из соотношения

$$t_0 = ts = 0,15 \cdot 0,415 = 0,06$$

по известным значениям t и s для основного расчетного режима

$$\left(t = 0,15; \quad s = 1 - \frac{\lambda_p}{\frac{H}{D}} = 0,415 \right).$$

Определение динамических характеристик винта за корпусом судна выполняем в табличном виде (табл. 35), задаваясь несколькими значениями относительной поступи винта λ_p , охватывающими практически важные пределы изменения скоростей хода судна, и придерживаясь соответствующей расчетной схемы 1, приведенной в табл. 27 (с учетом изменения t в зависимости от s).

Результаты расчета представлены графически на приведенном ранее рис. 107 в виде кривых $K_e = f(\lambda)$ и $K_2 = f(\lambda)$. Сопоставление значений коэффициента момента, снятых с кривой $K_2 = f(\lambda)$ при основном режиме работы винта ($\lambda = 0,590$ или $\lambda_p = 0,483$) и с кривой $K_2 = f(n_m)$ при номинальном числе оборотов двигателя ($n_m = 500$ в секунду) подтверждает соответствие элементов винта данной силовой установке.

3. Производим расчет ходовых характеристик судна при различных режимах работы главной силовой установки.

а) Рассчитываем кривые зависимости полезной тяги винта P_e и мощности главного двигателя N_e от скорости хода судна v при постоянном значении среднего эффективного давления $p_c = \text{const}$. Расчет производим в табл. 36 (по типу схемы 5 в табл. 27), являющейся продолжением предыдущей, из которой принимаются исходные значения $\lambda = \frac{v}{nD}$; $K_e = f(\lambda)$ и $K_2 = f(\lambda)$.

Результаты расчета по табл. 36 представляем графически на приведенном выше рис. 108 в виде кривых $2P_e = f(v)$ и $2N_e = f(v)$ при $p_c = \text{const}$. На том же графике в масштабе P_e нанесена кривая сопротивления корпуса судна $R = f(v)$ на глубокой воде при $V = 635$ м³.

Таблица 35

Расчет динамических характеристик винта за корпусом судна

$D=1,23 \text{ м}; \quad \bar{z}=4; \quad \theta=0,55; \quad \frac{H}{D}=0,825; \quad \psi=0,18; \quad t_0=0,06$

1	λ_p (задаем.)	0	0,15	0,30	0,45	0,60
2	$K_1 = f\left(\lambda_p; \frac{H}{D}\right)$ По диагр.	0,355	0,313	0,265	0,205	0,140
3	$K_2 = f\left(\lambda_p; \frac{H}{D}\right)$ По диагр.	0,0440	0,040	0,035	0,029	0,022
4	$s = 1 - \frac{\lambda_p}{H/D}$	1,000	0,818	0,636	0,454	0,272
5	$t = \frac{t_0}{s}$	0,060	0,083	0,094	0,132	0,221
6	$K_e = (1 - t) K_1$	0,334	0,290	0,240	0,178	0,109
7	$\lambda = \frac{\lambda_p}{1 - \psi}$	0	0,183	0,366	0,549	0,742

Таблица 36

Расчет ходовых характеристик судна при неизменных теплотехнических параметрах главного двигателя

$P_e = \text{const} = \dots \dots \text{ кг/см}^2$

8а	$n = f(K_2)$	По внешней характеристике (типа рис. 106)	об/сек	6,60	6,92	7,40	8,14	9,32
9а	$N_e = f(K_2)$		л. с.	317	332	355	381	447
10а	$v = \lambda n D$		м/сек	0	1,56	3,33	5,50	8,39
11а	$P_e = K_e \rho n^2 D^4$		кг	3390	3245	3070	2755	2210

Пересечение кривых $2 P_e = f(v)$ и $R = f(v)$ подтверждает правильность определения достижимой скорости хода судна $v_k = 21,7 \text{ км/час}$ ($v = 6,02 \text{ м/сек}$) при основном расчетном режиме работы движительного комплекса и увязку характеристик винта и корпуса судна ($xP_e = R$).

Для судов, которые в качестве главных двигателей имеют паровые машины, аналогичный расчет ходовых характеристик производится при постоянных значениях отсечки ($\epsilon = \text{const}$).

б) Рассчитываем кривые зависимости полезной тяги винта P_e и мощности главного двигателя N_e от скорости хода судна v при постоянных значениях числа оборотов $n_m = \text{const}$ (по типу схемы 2 в табл. 27). Расчет производится аналогично для нескольких значений числа оборотов, изменяющихся в практически важных пределах ($n_m = 410; 440; 470; 500; 570$ в минуту). Номинальное число оборотов $n_m = 500$ в минуту рассматриваем в дальнейшем как максимально допустимое по конструктивным особенностям данного двигателя.

Для примера в табл. 37, которая также является продолжением табл. 35, приведен расчет величин v , P_e и N_e при $n_m = 500 \text{ об/мин}$.

Таблица 37

Расчет ходовых характеристик судна при постоянном числе оборотов

$n_m = 500 \text{ об/мин}; \quad n = 8,33 \text{ об/сек}; \quad \eta_b = 0,96; \quad \eta_r$ — не учитывается (при отсутствии редуктора)

86	$v = \lambda n D$	м/сек	0	1,87	3,75	5,62	7,50
96	$P_e = K_e \rho n^2 D^4$	кг	5420	4700	3890	2880	1770
106	$N_e = \frac{K_2 \rho n^3 D^5}{11,93 \eta_b}$	л. с.	635	578	508	420	318

Результаты расчета представляем графически на том же рис. 108 в виде кривых $2 P_e = f(v)$ и $2 N_e = f(v)$ при $n_m = \text{const}$.

Если расчет ходовых характеристик судна при $n_m = \text{const}$ (в форме табл. 37) должен заканчиваться определением индикаторной мощности двигателя N_i (для паровых машин), то необходимо учитывать изменение механического к. п. д. η'_m при работе двигателя с неполными нагрузками (см. § 47).

в) Расчет ходовых характеристик при постоянной мощности на гребном валу $N_d = \text{const}$ производится в табл. 38, которая является

продолжением табл. 35. При определении искоемых значений v , P_e и n можно следовать расчетной схеме, изложенной в § 48 (по типу схемы 3 в табл. 27). Такой расчет обычно выполняется только для судов с дизельэлектрическими или турбинными установками (вместо расчетов при $p_c = \text{const}$ и $n_m = \text{const}$).

Результаты расчета по табл. 38 представляются в виде кривых xP_e и $n_m = 60 n$ в зависимости от скорости хода судна v при постоянной мощности на гребном валу $N_p = \text{const}$.

Таблица 38

Расчет ходовых характеристик при постоянной мощности

$N_p = \text{const} = \dots \text{ л. с.}$					
8в	$n = \sqrt{\frac{11,93N_p}{K_{2\rho}D^5}}$	об/сек			
9в	$v = \lambda n D$	м/сек			
10в	$P_e = K_{e\rho} n^2 D^4$	кг			

§ 53. Особенности расчета гребных винтов буксирного судна

1. Расчет гребного винта, обеспечивающего наиболее эффективное использование мощности силовой установки.

Задание. Выполнить расчет элементов гребного винта, обеспечивающего при заданной скорости буксировки наибольшую тягу на гаке в случае полного использования мощности главной силовой установки, если известны перечисленные ниже данные.

1. Основные элементы корпуса судна: $L = 37,2$ м, $B = 7,40$ м, $T_k = 1,80$ м, $V = 320$ м³ и $\delta = 0,646$, $x = 2$.

2. Расчетная скорость буксировки $v_k = 9,0$ км/час ($v = 2,5$ м/сек) и сопротивление корпуса буксира при данной скорости $R_0 = 500$ кг.

3. Основные характеристики главных двигателей: два двигателя внутреннего сгорания мощностью $N_e = 300$ л. с. каждый при числе оборотов $n_m = 300$ в минуту; мощность, подведенная к винту, равна $N_p = \eta_b N_e = 291$ л. с. (принято, что к. п. д. валопровода $\eta_b = 0,97$) при числе оборотов гребного вала $n = \frac{n_m}{60} = 5,0$ в секунду (редуктор не устанавливается).

Расчет. Проектировочный расчет элементов гребного винта, обеспечивающего наибольшую тягу на буксирном гаке при полном использовании мощности двигателей, производим в такой последовательности.

1. Определяем характеристики взаимодействия винта и корпуса $\psi = 0,18$ и $t = 0,15$ при $x = 2$ по формулам (45,4) и (45,7), в которых ориентировочно принимаем $D = 1,56$ м (по графику рис. 100 при $N_e = 300$ л. с. и $n_m = 300$ об/мин).

2. В соответствии с указаниями § 46 выбираем число лопастей $z = 4$ и минимально допустимое дисковое отношение винта $\theta_{\min} = 0,48$. Необходимые для этой цели величины предполагаются известными по результатам ориентировочного расчета винта с помощью вспомогательной диаграммы (рис. 110).

На основании полученных данных выбираем в приложении II расчетную диаграмму V ($z = 4$; $\theta = 0,55$) для проектирования гребных винтов, число лопастей которых равно принятому z , а дисковое отношение наиболее близко подходит к расчетному θ .

3. Дальнейший расчет элементов винта производим последовательными приближениями в табличной форме (табл. 39), с учетом рекомендаций, приведенных в § 49 (по схеме 5 в табл. 26). В первом приближении принимается значение полезной тяги, полученное в результате расчета по вспомогательной диаграмме $P_e = 3120$ кг.

По результатам расчета во втором приближении, для которого значение P_e уточняется по формуле (49,8), получаем следующие данные:

1) основные элементы гребных винтов — $D = D_{\max} = 1,60$ м (из условий размещения за кормой судна); $\frac{H}{D} = 0,700$ ($H = 1,12$ м); $z = 4$; $\theta = 0,55$;

2) тяговые показатели буксирного судна, которые характеризуются значениями тяги на гаке и буксировочного к. п. д., соответственно равными

$$Z = xP_e - R_0 = 5740 \text{ кг} \left(\frac{Z}{xN_p} = 9,85 \text{ кг/л. с.} \right);$$

$$\eta_z = \frac{Zv}{75xN_p} = 0,327$$

при полном использовании мощности силовой установки $2 N_e = 2 \times 300$ л. с. (при $n_m = 300$ об/мин) и скорости буксировки $v_k = 9$ км/час;

3) коэффициенты качества спроектированного гребного винта $\zeta_p = 0,717$ и комплекса винт—корпус $\zeta'_p = 0,625$, которые вычисляются по формулам (34,1) при $\sigma_p = 8,62$ и $\sigma'_p = 4,93$.

Таблица 39

Расчет гребного винта заданного диаметра (для буксирного судна)

$D=1,60$ м; $N_p=291$ л. с.; $n=5,0$ об/сек; $v=2,5$ м/сек; $\psi=0,18$; $t=0,15$; $v_p=(1-\psi)=2,05$ м/сек; $\eta_k=\frac{1-t}{1-\psi}=1,036$; $z=4$; $\theta=0,55$				
1	P_e Последоват. приближ.	кг	3120	3160
2	$P = \frac{P_e}{1-t}$	кг	3670	3720
3	$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}$	—	0,219	0,222
4	$\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$	—	0,257	0,257
5	$\frac{H}{D} = f(\lambda_p; K_1)$ По диагр.	—	0,695	0,700
6	$\eta_p = f(\lambda_p; K_1)$ По диагр.	—	0,352	0,350
7	$\eta = \frac{1-t}{1-\psi} \eta_p$	—	0,364	0,363
8	$N_p = \frac{P_e v}{75 \eta}$	л. с.	286	290

Полученные значения ζ_p и ζ'_p свидетельствуют о том, что при заданных условиях (большая нагрузка винта, ограниченная осадка) не удастся обеспечить достаточно высокую эффективность работы движительного комплекса без применения специальных мероприятий (туннельные обводы кормы, направляющие насадки). Для повышения тяговых показателей данного судна гребные винты целесообразно установить в направляющих насадках (см. результаты расчета в § 67).

В том случае, когда диаметр гребных винтов буксирного судна не ограничивается условиями их размещения за корпусом, как это имеет место в рассматриваемом случае, применяется расчетная схема, позволяющая определить оптимальные элементы винта. Расчет оптимальных элементов винта производится последовательными приближениями в табличном виде (по схеме I в табл. 26), с учетом приведенных выше указаний.

II. Особенности расчета тяговых характеристик буксирного судна. Расчет тяговых характеристик буксирного судна производится точно так же, как это делается при расчете ходовых характеристик небуксирного судна (см. § 52). Для оценки тяговых качеств буксирного судна при различных скоростях буксировки дополнительно необходимо рассчитать кривые зависимости $Z = f(v)$ и $\eta_z = f(v)$ при заданном режиме работы главных двигателей.

Расчет этих величин производится в табличной форме (табл. 40) для нескольких значений скоростей буксировки v , охватывающих возможные режимы работы буксирного судна (от швартовного режима до режима свободного хода — без барж). Значения xP_e , R_0 и xN_e (или N_e) могут быть сняты с соответствующих кривых, построенных в зависимости от скорости или принятых по таблицам, в которых производится расчет ординат этих кривых (при $p_c = \text{const}$ или $\epsilon = \text{const}$, когда скорости судна соответствуют оборотам $n \leq n_{\text{max}}$, и при $n = n_{\text{max}}$ для остального диапазона изменения скоростей).

Таблица 40

Расчет тяговых показателей буксирного судна при различных режимах работы

$\eta_B = \dots; \eta_r = \dots; (\eta'_M = \dots)$						
1	v (задаемь)	м/сек	0	v_1	v_2	
2	$xP_e = f(v)$	По кривым (типа рис. 109) или по табл. (типа табл. 36, 37)	кг			
3	$R_0 = f(v)$		»			
4	$xN_e = f(v)$		л. с.			
5	$xN_p = \frac{xN_e}{\eta_B \eta_r}$	л. с.				
6	$Z = xP_e - R_0$	кг				
7	$\eta_z = \frac{Zv}{75xN_p}$	—	0			

ГЛАВА XIII ОСНОВЫ ВИХРЕВОЙ ТЕОРИИ ГРЕБНОГО ВИНТА

§ 54. Вихревая схема и поле скоростей гребного винта

Вихревая схема гребного винта. Аналогия между движением лопасти гребного винта и крыла конечного размаха приводит к следующей схеме вихрей, заменяющей действие лопасти винта (рис. 121).

В том случае, когда циркуляция скорости вокруг лопасти гребного винта постоянна по радиусу ($\Gamma = \text{const}$), каждую лопасть можно заменить несущей линией, т. е. присоединенным вихрем. Со ступицы винта и с концов лопастей сходят свободные вихри (иначе, концевые), являющиеся продолжением присоединенных вихрей. В первом приближении можно полагать, что свободные вихри с циркуляцией Γ , сбегаящие с концов лопастей, располагаются по винтовым линиям, которые описывают в жидкости концы лопастей винта. От корневых сечений лопастей, прилегающих к ступице винта, сбегает прямолинейный вихрь с суммарной циркуляцией $z\Gamma$ (где z — число лопастей), ось которого параллельна направлению движения винта.

Если в струе гребного винта отсутствует трение, то вихри, которые возникают в струе, располагаются по линиям тока относительного движения (в системе координат, связанной с вращающимся и движущимся поступательно винтом). В общем случае, когда циркуляция скорости изменяется вдоль лопасти $\Gamma = \Gamma(r)$, за вращающимися лопастями винта образуются винтовые вихревые поверхности.

Скорости, вызванные действием вихревой системы винта. Вихревая система гребного винта создает в окружающей жидкости поле вызванных скоростей, величина и направление которых зависит от формы и интенсивности вихревых линий. Определение вызванных скоростей является одной из важнейших задач теории гребного винта, так как их значения, вычисленные по всему контуру профиля сечения лопасти, позволяют найти действующие на него силы. Между интенсивностью вихрей, сбегаящих с лопасти винта, и распределением циркуляции вдоль лопасти существует

следующая связь: циркуляция на данном радиусе лопасти винта равна циркуляции вихрей, отходящих от всех элементов лопасти, расположенных на тех радиусах, которые больше рассматриваемого.

Для упрощения решения задачи, связанной с определением поля скоростей гребного винта, его лопасть заменяют одним прямолинейным присоединенным вихрем с переменной вдоль радиуса циркуляцией. Если пренебрегать влиянием сжатия струи, то приближенно можно принимать, что шаг винтообразных вихрей H_r на данном радиусе r лопасти равен «шагу» относительной скорости v_∞ далеко перед винтом (см. § 39), т. е.

$$H_r = 2\pi r \operatorname{tg} \beta. \quad (54,1)$$

Подобная упрощенная вихревая схема справедлива только для слабо нагруженного винта.

Пользуясь предположением относительно цилиндричности вихревых линий и постоянства их шага, можно доказать перечисленные ниже общие теоремы о величине и направлении вызванных скоростей для слабо нагруженного гребного винта.

1. Осевая ω_{a_0} и окружная ω_{t_0} вызванные скорости в диске винта равны половине их значений (ω_{a_∞} и ω_{t_∞}) на достаточном удалении за винтом.

2. Полная вызванная скорость ω_n нормальна к винтовой линии. Для умеренно нагруженных винтов шаг H_r винтового свободного вихря, согласно предложению Л. Прандтля, выбирается равным «шагу» результирующей относительной скорости v_i на линии присоединенного вихря, т. е.

$$H_r = 2\pi r \operatorname{tg} \beta_i. \quad (54,2)$$

В этом случае треугольник скоростей для элемента лопасти винта на радиусе r принимает вид, указанный на рис. 87. При этом вектор результирующей вызванной скорости, равный по величине $\omega_n = \sqrt{\omega_a^2 + \omega_t^2}$ (без учета радиальной составляющей), перпендикулярен вектору относительной результирующей скорости v_i на данном радиусе.

Поправки к вихревой системе гребного винта. Профиль сечения лопасти гребного винта на любом радиусе обтекается не изолированно, а находится в составе бесконечной решетки профилей, изменяющей величину циркуляции вокруг профиля (см. также § 38).

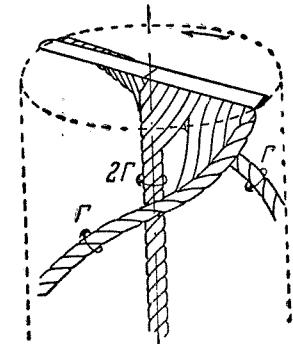


Рис. 121. Схема вихрей, сбегаящих с лопастей гребного винта

Оригинальное решение вопроса о влиянии решетки дано Н. Н. Поляховым и И. А. Титовым в результате рассмотрения вихревой теории гребного винта с точки зрения гидродинамической решетки. Н. Н. Поляхов показал, что кинематическим условиям течения жидкости в цилиндрическом сечении лопасти винта на данном радиусе r удовлетворяет элемент эквивалентной плоской решетки с шагом $a_1 = \frac{2\pi r}{z} \sin \beta_i$, ось которой перпендикулярна вектору скорости v_i , а углом установки является угол атаки α_i .

Существуют и другие приемы исследования работы профиля в составе лопасти гребного винта. Так, например, Э. Э. Папмель

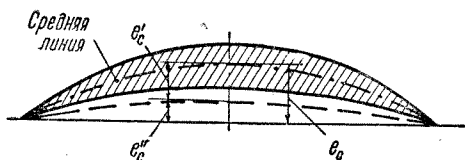


Рис. 122. Эффективная и геометрическая стрелка прогиба средней линии профиля

предложил вводить поправку на кривизну потока, учитывающую то обстоятельство, что эффективная кривизна профиля сечения лопастей в искривленном потоке меньше геометрической.

Приближенное гидродинамическое решение задачи, связанной с определением кривизны линий тока, дано Людвигом и Гинцелем, которые ввели в рассмотрение поправочный коэффициент k_0 , равный отношению эффективной и геометрической стрелок прогиба средней линии профиля

$$k_0 = \frac{e'_c}{e_c} \quad \text{или} \quad \delta_c = \frac{e_c}{b} = \frac{1}{k_0} \cdot \frac{e'_c}{b}. \quad (54,3)$$

Здесь под e'_c понимается эффективная стрелка прогиба средней линии профиля (рис. 122), равная разности между его геометрической стрелкой прогиба e_c и стрелкой прогиба искривленного потока e'_c . Величину поправочного коэффициента k_0 для профилей на различных радиусах можно определить в зависимости от значения индуктивной поступи $\lambda_{i,r} = \operatorname{tg} \beta_{i,r}$ по графикам (рис. 123), относящимся к трех- и четырехлопастным винтам с различным диаметром отношения θ .

В тех случаях, когда для определения коэффициента подъемной силы профиля C_y используются диаграммы, полученные теоретическим путем, необходимо ввести в рассмотрение поправку на влияние трения, характеризующую уменьшение циркуляции скорости, обусловленное вязкостью жидкости. Уменьшение коэффициента C_y из-за вязкости жидкости может быть компенсировано

соответствующим увеличением угла атаки элемента лопасти (иначе, шагового угла)

$$\Delta \alpha_i = 2 \frac{1 - \mu_0}{\mu_0} \cdot \frac{1}{k_0} \cdot \frac{e_c}{b}, \quad (54,4)$$

где $\mu_0 \approx 0,75$ — поправка на влияние трения, равная отношению значений коэффициента C_y , полученных экспериментальным и теоретическим путем.

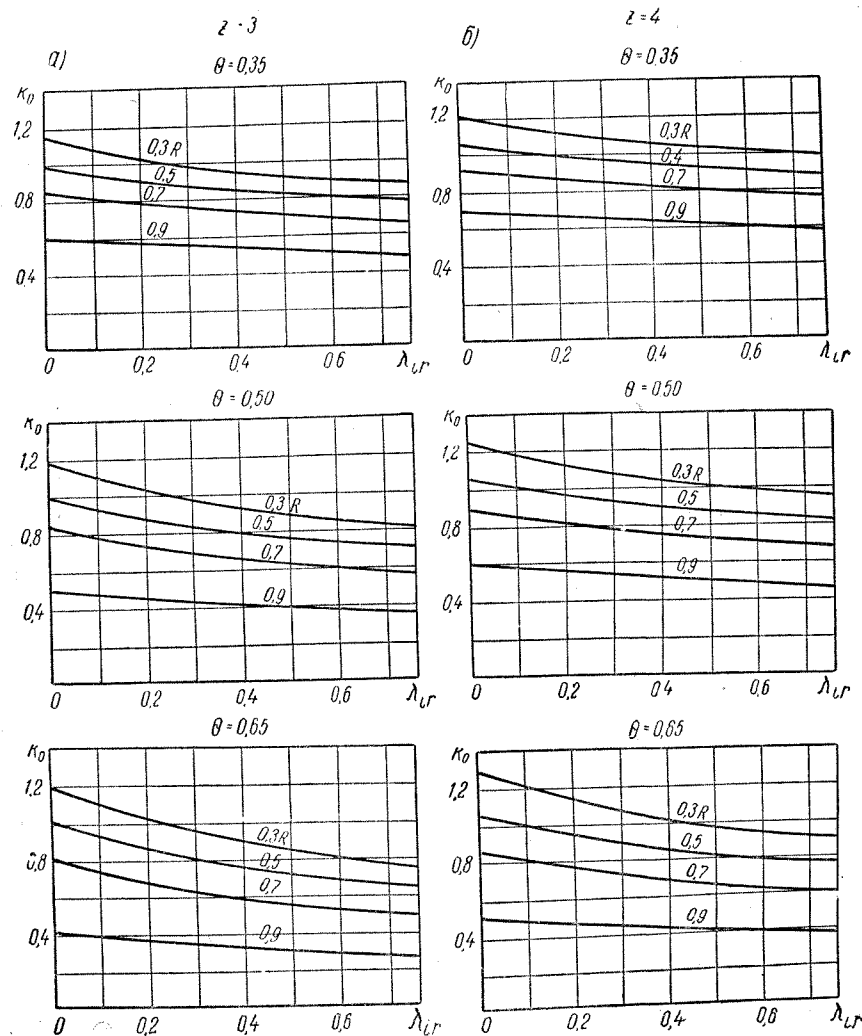


Рис. 123. Поправка Людвига-Гинцеля на кривизну потока для гребных винтов: а) при $z = 3$; б) при $z = 4$

§ 55. Гребной винт с наименьшими индуктивными потерями. Общие формулы для расчета винта по вихревой теории

Условие минимума индуктивных потерь винта. Задача о винте с наименьшими индуктивными потерями (т. е. потерями на создание осевых и окружных вызванных скоростей) сводится к отысканию наивыгоднейшего распределения циркуляции скорости вдоль лопасти.

Подобная задача о наивыгоднейшем распределении циркуляции по лопасти, обеспечивающем заданный упор винта при наименьших индуктивных потерях, впервые была решена Бетцем применительно к слабо нагруженным винтам. По Бетцу, условие минимума индуктивных потерь винта (условие оптимальности) заключается в следующем: наивыгоднейшее распределение циркуляции вдоль лопасти винта получается в том случае, если каждая вихревая пелена, сбегая с лопасти, не деформируясь, движется назад с постоянной скоростью ω . Иными словами, для обеспечения наивысшего значения индуктивного к. п. д. необходимо, чтобы движение жидкости за винтом происходило подобно тому, как если бы винтовые поверхности вихрей отвердели и перемещались назад с постоянной скоростью.

Для слабо нагруженного винта с бесконечным числом лопастей винтовые поверхности вихрей, сбегаящие с каждой лопасти, являются цилиндрическими, а осевые и окружные вызванные скорости (w_a и w_t) распределены по окружности равномерно. При этих условиях скорость ω осевого перемещения каждой такой поверхности связана с результирующей вызванных скоростей

$$w_n = \sqrt{w_a^2 + w_t^2}$$

зависимостью (рис. 124)

$$\omega = \frac{w_n}{\cos \beta} = \text{const}, \quad (55,1)$$

где β — шаговый угол поверхности, равный в данном случае углу поступи, значение которого определяется из соотношения (39,2).

Из выражений (55,1) и (39,2) видно, что скорость w_n нормальна к «отвердевшей» винтовой поверхности, а ее шаг, принимаемый по формуле (54,1), не зависит от вызванных скоростей.

Следуя Прандтлю, приведенные здесь предпосылки, выполняемые строго только для слабо нагруженных винтов, с известным приближением можно распространить на умеренно нагруженные винты, для которых вызванная скорость w_n не является пренебрежимо малой величиной по сравнению с действующей скоростью v_i .

Величина v_i с учетом вызванных скоростей на данном радиусе r равна (см. рис. 124)

$$v_i = \frac{r\omega - \frac{w_t}{2}}{\cos \beta_i}, \quad (55,2)$$

где β_i — гидродинамический шаговый угол вихревой поверхности, соответствующий углу индуктивной поступи и определяемый из соотношения (39,1):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_i &= \frac{v_p + \frac{w_a}{2}}{r\omega - \frac{w_t}{2}} = \\ &= \frac{v_p + \frac{w}{2}}{r\omega}. \end{aligned} \quad (55,3)$$

В соответствии с предложением Прандтля, за шаг затвердевших винтовых поверхностей принимается шаг, величина которого принимается по формуле (54,2). Упомянутое выше условие минимума индуктивных потерь энергии в данном случае может быть выражено в следующем виде:

$$\frac{w}{2} = \frac{w_n}{2 \cos \beta_i} = (\lambda_i - \lambda_t) R\omega = \text{const}. \quad (55,4)$$

Здесь: λ_t — относительная поступь (или, для краткости, поступь винта), значение которой принимается в форме

$$\lambda_t = \frac{v_p}{R\omega} = \frac{\lambda_p}{\pi}; \quad (55,5)$$

λ_i — индуктивная поступь винта, равная

$$\lambda_i = \frac{v_p + \frac{w}{2}}{R\omega} = r \operatorname{tg} \beta_i. \quad (55,6)$$

Из условия (55,4) следует, что у винта с наименьшими индуктивными потерями индуктивная поступь не зависит от радиуса.

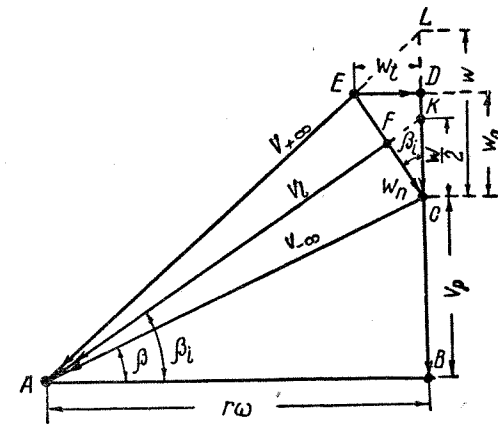


Рис. 124. Треугольник скоростей оптимального слабо нагруженного винта

Для такого винта получается следующее распределение осевой и окружной составляющих вызванной скорости вдоль радиуса (рис. 124):

$$\omega_a = \omega \cos^2 \beta_i; \quad \omega_t = \omega \sin \beta_i \cos \beta_i. \quad (55,7)$$

Для действующей скорости в этом случае справедлива формула

$$v_i = \frac{R\omega \left(1 - \frac{\omega_t}{2r\omega}\right)}{\cos \beta_i} = \frac{R\omega (\bar{r}^2 + \lambda_i \lambda_i)}{\sqrt{\bar{r}^2 + \lambda_i^2}}. \quad (55,8)$$

Для винта с бесконечным числом лопастей, обладающего равномерным распределением вызванных скоростей ω_t и ω_a по окружности, циркуляция $(z\Gamma)_\infty$ на любом радиусе может быть представлена в виде

$$(z\Gamma)_\infty = 2\pi r \omega_t = 4\pi R^2 \omega \lambda_i (\lambda_i - \lambda_i) \frac{\bar{r}^2}{\bar{r}^2 + \lambda_i^2}. \quad (55,9)$$

Из выражения (55,9) видно, что для бесконечнолопастного винта циркуляция скорости изменяется по радиусу от нуля на оси винта до некоторой конечной величины у края лопасти. Для винта же с конечным числом лопастей из-за перетекания жидкости в крайних сечениях циркуляция всегда обращается в нуль и у края лопасти.

Поправки на конечное число лопастей. Конечное число лопастей винта приводит к тому, что между сходящимися с них вихревыми поверхностями возникает неравномерность распределения вызванных скоростей по окружности данного радиуса. Для винта с конечным числом лопастей средняя циркуляция уменьшится до некоторого значения $z\Gamma = \kappa (z\Gamma)_\infty$, а средняя окружная вызванная скорость — до значения $\kappa \omega_t$, что обусловлено уменьшением этих величин между лопастями.

Значение поправочного коэффициента κ , учитывающего влияние конечного числа лопастей винта, можно определить в виде

$$\kappa = \frac{z\Gamma}{(z\Gamma)_\infty}. \quad (55,10)$$

Величина κ называется поправкой Прандтля-Гольдштейна и является сложной функцией числа лопастей z , относительного радиуса \bar{r} и индуктивной поступи λ_i . Наиболее точно значения этой поправки можно определить по графикам, приведенным на рис. 125, а, б, для трех- и четырехлопастных винтов.

Общие формулы для расчета винтов по вихревой теории. Ниже приводятся исходные формулы вихревой теории для расчета гребных винтов с наименьшими индуктивными потерями.

Зная величину циркуляции для винта с конечным числом лопастей, можно вычислить значения упора dP_i и момента dM_i рассматриваемого элемента лопасти без учета вязких потерь

$$dP_i = \rho z \Gamma v_i \cos \beta_i dr, \quad (55,11)$$

$$dM_i = \rho z \Gamma v_i \sin \beta_i dr. \quad (55,12)$$

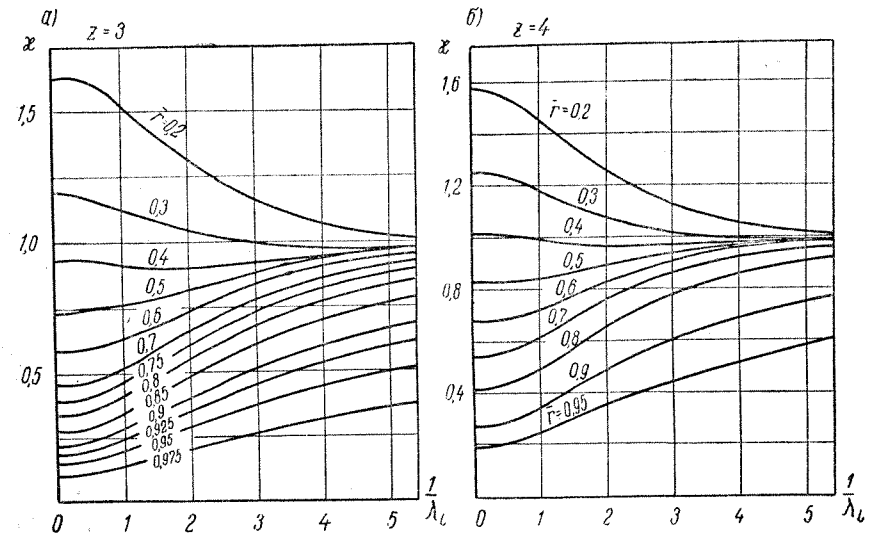


Рис. 125. Поправка Гольдштейна на конечное число лопастей: а) при $z = 3$; б) при $z = 4$

При этом условии для коэффициента полезного действия элемента лопасти η_{r_i} получается выражение

$$\eta_{r_i} = \frac{dP_i v_p}{\omega dM_i} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta_i} = \frac{\lambda_t}{\lambda_i}. \quad (55,13)$$

Из выражения (55,13) следует, что к. п. д. элемента лопасти винта с наименьшими индуктивными потерями не зависит от радиуса и равен индуктивному к. п. д. винта в целом, т. е.

$$\eta_{r_i} = \eta_{p_i} = \frac{\lambda_t}{\lambda_i} = \frac{v_p}{v_p + \frac{\omega}{2}}. \quad (55,14)$$

Коэффициенты нагрузки по упору σ_{p_i} и по мощности σ_{N_i} (см. § 30) для винта с наименьшими индуктивными потерями можно представить в виде

$$\sigma_{p_i} = \frac{8P_i}{\rho v_p^2 \pi D^2} = \frac{8}{\pi^2 \lambda_i^2} K_{1i} = \frac{8(1-\eta_{p_i})}{\eta_{p_i}^2} \left[I_{3,1}^{(z)} - \frac{\lambda_i^2(1-\eta_{p_i})}{\eta_{p_i}^2} I_{3,2}^{(z)} \right] \quad (55,15)$$

$$\sigma_{N_i} = \frac{8M_i \omega}{\rho v_p^3 \pi D^2} = \frac{16}{\pi^2 \lambda_i^3} K_{2i} = \frac{8(1-\eta_{p_i})}{\eta_{p_i}^3} \left[I_{3,1}^{(z)} - \frac{\lambda_i^2(1-\eta_{p_i})}{\eta_{p_i}^2} I_{3,2}^{(z)} \right] \quad (55,16)$$

Здесь обозначено:

K_{1i} , K_{2i} — коэффициенты упора и момента, соответственно равные

$$K_{1i} = \frac{P_i}{\rho n^2 D^4}; \quad K_{2i} = \frac{M_i}{\rho n^3 D^5} = \frac{75 N_{p_i}}{\omega \rho n^2 D^5}, \quad (55,17)$$

(где $75 N_{p_i} = \omega M_i$ — затраченная мощность);

$I_{3,1}^{(z)}$ и $I_{3,2}^{(z)}$ — интегралы типа

$$I_{m,n}^{(z)} = \int_0^1 \frac{z r^m}{(r^2 + \lambda_i^2)^n} dr. \quad (55,18)$$

Для бесконечнолопастного винта поправка $z = 1,0$, благодаря чему интегралы типа (55,18) вычисляются в конечном виде

$$I_{3,1}^{(\infty)} = \frac{1}{2} \left[1 - \lambda_i^2 \ln \left(1 + \frac{1}{\lambda_i^2} \right) \right]; \quad I_{3,2}^{(\infty)} = \frac{1}{2} \left[\ln \left(1 + \frac{1}{\lambda_i^2} \right) - \frac{1}{1 + \lambda_i^2} \right]. \quad (55,19)$$

На рис. 126 представлена диаграмма, полученная Крамером на основании результатов расчета численных значений коэффициентов $\sigma_{p_i} = f(\lambda_i; \eta_{p_i}; z)$ для бесконечнолопастного винта, а также для винтов с любым конечным числом лопастей.

Учет профильного сопротивления. На основании приведенных выше формул упор dP и момент dM элемента лопасти винта с учетом профильного сопротивления можно представить в виде

$$dP = dP_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i); \quad (55,20)$$

$$dM = dM_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i). \quad (55,21)$$

В общем случае величина $\varepsilon = \frac{C_x}{C_y}$ обратного качества изменяется вдоль лопасти. Если принять некоторое осредненное по радиусу значение этой величины $\bar{\varepsilon} = \operatorname{const}$, то из формул (55,15) и

(55,16) можно получить следующие выражения для определения коэффициентов нагрузки винта с учетом вязких потерь:

$$\sigma_p = \sigma_{p_i} (1 - \bar{\varepsilon} \lambda_i f_p); \quad (55,22)$$

$$\sigma_N = \sigma_{N_i} \left(1 + \frac{\bar{\varepsilon}}{\lambda_i} f_N \right). \quad (55,22)$$

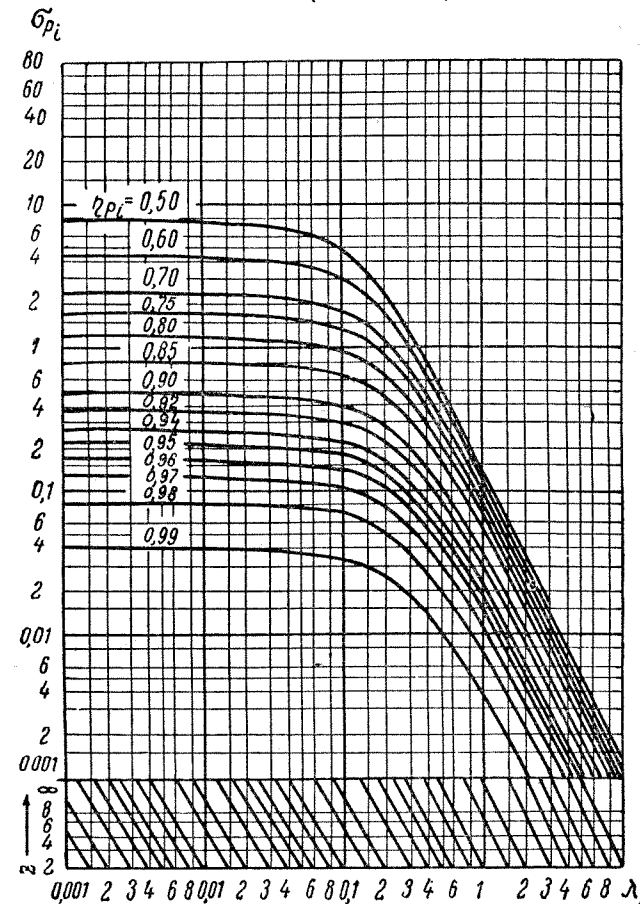


Рис. 126. Диаграмма Крамера для расчета оптимальных гребных винтов по вихревой теории

Здесь приняты следующие обозначения:

$$f_p = \frac{I_{2,1}^{(z)} - \lambda_i (\lambda_i - \lambda_i) I_{2,2}^{(z)}}{I_{3,1}^{(z)} - \lambda_i (\lambda_i - \lambda_i) I_{3,2}^{(z)}}; \quad f_N = \frac{I_{4,1}^{(z)} - \lambda_i (\lambda_i - \lambda_i) I_{4,3}^{(z)}}{I_{3,1}^{(z)} - \lambda_i (\lambda_i - \lambda_i) I_{3,2}^{(z)}}, \quad (55,24)$$

где $I_{m,n}^{(z)}$ — интегралы типа (55,18).

Из приведенных формул видно, что величины f_p и f_N являются функциями значений λ_t , λ_i и $I_{m,n}^{(z)}$. Результаты расчетов величин f_p и f_N представлены графически (рис. 127, а, б) для трех- и четырехлопастных винтов.

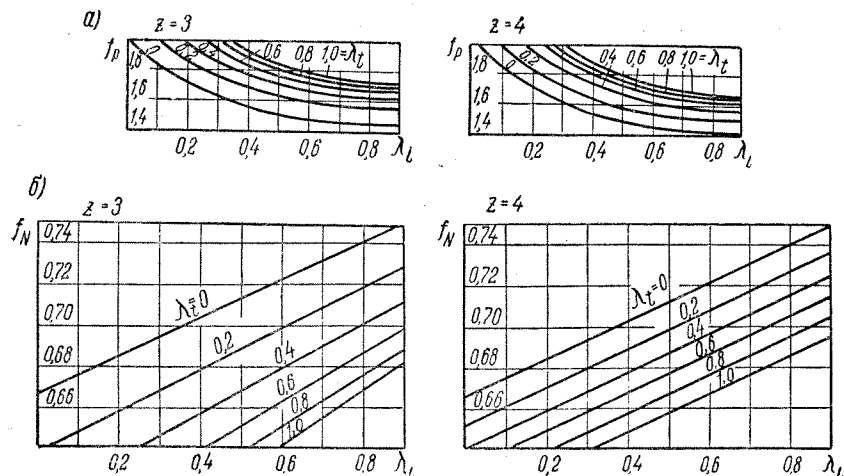


Рис. 127. Графики для учета профильного сопротивления: а) $f_p - \lambda_i$ при $z = 3$ и $z = 4$; б) $f_N - \lambda_i$ при $z = 3$ и $z = 4$

Для к. п. д. винта получается следующее выражение:

$$\eta_p = \frac{P v_p}{\omega M} = \frac{\sigma_p}{\sigma_N} = \eta_{pi} \eta_{pe}, \quad (55,25)$$

где η_{pi} и η_{pe} — индуктивный и конструктивный к. п. д. винта, соответственно равные

$$\eta_{pi} = \frac{\sigma_{pi}}{\sigma_{Ni}}, \quad (55,26)$$

$$\eta_{pe} = \frac{1 - \bar{\varepsilon} \lambda_i f_p}{1 + \frac{\varepsilon}{\lambda_i} f_N}. \quad (55,27)$$

Расчеты показывают, что величина η_e при $\lambda_i > 0,3$; $0 < \lambda_t \leq 1,0$ и $\bar{\varepsilon} = \text{const}$ практически мало зависит от относительной поступи λ_t (или, в обычной форме, λ_p). Если принять, что величина ε не изменяется по радиусу, а упор винта равномерно распределен по

гидравлическому сечению, то можно получить следующие формулы для упора, момента и к. п. д. винта с наименьшими индуктивными потерями:

$$P = P_i (1 - 2\bar{\varepsilon} \lambda_i); \quad K_1 = K_{1i} (1 - 2\bar{\varepsilon} \lambda_i); \quad (55,28)$$

$$M = M_i \left(1 + \frac{2}{3} \frac{\bar{\varepsilon}}{\lambda_i} \right); \quad K_2 = K_{2i} \left(1 + \frac{2}{3} \frac{\bar{\varepsilon}}{\lambda_i} \right); \quad (55,29)$$

$$\eta_p = \frac{\lambda_t}{\lambda_i} \frac{1 - 2\bar{\varepsilon} \lambda_i}{1 + \frac{2}{3} \frac{\bar{\varepsilon}}{\lambda_i}} = \frac{K_{1i} \lambda_t}{K_{2i} 2} \frac{(1 - 2\bar{\varepsilon} \lambda_i)}{\left(1 + \frac{2}{3} \frac{\bar{\varepsilon}}{\lambda_i} \right)} = \eta_{pi} \eta_{pe}. \quad (55,30)$$

Результаты численных расчетов показывают, что величина конструктивного к. п. д. η_e изменяется от 0,93 для винтов с дисковым отношением $\theta = 0,40$ до 0,85 для винтов с $\theta = 0,60$.

Связь характеристик потока винта с конструктивными элементами лопасти (уравнение связи). Связь характеристик потока винта с конструктивными элементами лопасти может быть установлена в результате сопоставления следующих двух выражений для подъемной силы элемента лопасти (по теореме Н. Е. Жуковского и по теории гидромеханического подобия):

$$dY = \rho \Gamma v_i dr; \quad dY = C_y \frac{\rho}{2} v_i^2 b dr. \quad (55,31)$$

В результате сопоставления обоих выражений для dY получаем так называемое уравнение связи

$$B_i = C_y \frac{b}{D} = \frac{2\Gamma}{v_i D} = \frac{4\pi}{z} \lambda_i \operatorname{tg}(\beta_i - \beta) \cos \beta_i \quad (55,32)$$

или, иначе

$$C_y \sigma = 4\pi \frac{\bar{r} \lambda_i (\lambda_i - \lambda_t)}{(\bar{r}^2 + \lambda_t \lambda_i) \sqrt{\bar{r}^2 + \lambda_i^2}}, \quad (55,33)$$

где

$$\sigma = \frac{zb}{2\pi r}.$$

Уравнение связи, представленное в форме (55,32) или (55,33), может служить для определения конструктивных элементов лопасти винта (см. § 57).

§ 56. Работа гребного винта в неравномерном поле скоростей за корпусом судна

Характеристика поля скоростей за корпусом судна. Неравномерность поля скоростей за корпусом судна можно разделить на окружную (периферическую) неравномерность на данном радиусе диска

винта и на радиальную неравномерность (см. § 42). Окружная неравномерность потока является лишь причиной нестационарности движения и мало влияет на гидромеханические характеристики винта. Поэтому в расчетах гребных винтов обычно принимают во внимание только радиальную неравномерность потока и считают относительное движение винта установившимся.

Характеристики взаимодействия гребного винта и корпуса судна для каждого кольцевого элемента на относительном радиусе $\bar{r} = \frac{r}{R}$ определяются следующими соотношениями (см. § 32):

а) коэффициент номинального попутного потока

$$\psi(\bar{r}) = \frac{\bar{v} - \bar{v}_p(\bar{r})}{\bar{v}} = \psi_p(\bar{r}) + \psi_f(\bar{r}) + \psi_w(\bar{r}); \quad (56,1)$$

б) коэффициент засасывания

$$t(\bar{r}) = \frac{dP - dP_e}{dP} = t_p(\bar{r}) + t_f(\bar{r}) + t_w(\bar{r}). \quad (56,2)$$

Здесь: $\psi_p(\bar{r})$, $\psi_f(\bar{r})$ и $\psi_w(\bar{r})$ — соответственно коэффициенты чисто потенциальной, вязкостной и волновой составляющих попутного потока (номинальные значения);

$t_p(\bar{r})$, $t_f(\bar{r})$ и $t_w(\bar{r})$ — коэффициенты чисто потенциальной, вязкостной и волновой составляющих засасывания.

Величина $\psi_w(\bar{r})$ обычно колеблется в пределах от 0,03—0,05 на оси винта и до 0,10 в части диска винта, наиболее близко расположенной к свободной поверхности воды. У современных транспортных судов волновой попутный поток очень мал, и его обычно не учитывают при расчете винта.

Материалы модельных испытаний приводят к выводу о том, что при двухвальной установке попутный поток распределен по диску винта более равномерно, чем при одновальной установке, когда этот поток концентрируется в местах, расположенных непосредственно за ахтерштевнем (рис. 128). Среднее значение коэффициента номинального попутного потока на данном радиусе r вычисляется по формуле

$$\psi(\bar{r}) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \psi_\varphi d\varphi, \quad (56,3)$$

где ψ_φ — значение ординаты кривой распределения попутного потока по окружности данного радиуса (для мгновенного угла поворота винта φ).

Среднее значение коэффициента номинального попутного потока по диску винта определяется по формуле

$$\psi = \frac{\int_{r_0}^R \psi(\bar{r}) 2\pi r dr}{\int_{r_0}^R 2\pi r dr} = \frac{2 \int_{r_0}^R \psi(\bar{r}) r dr}{R^2 - r_0^2}. \quad (56,4)$$

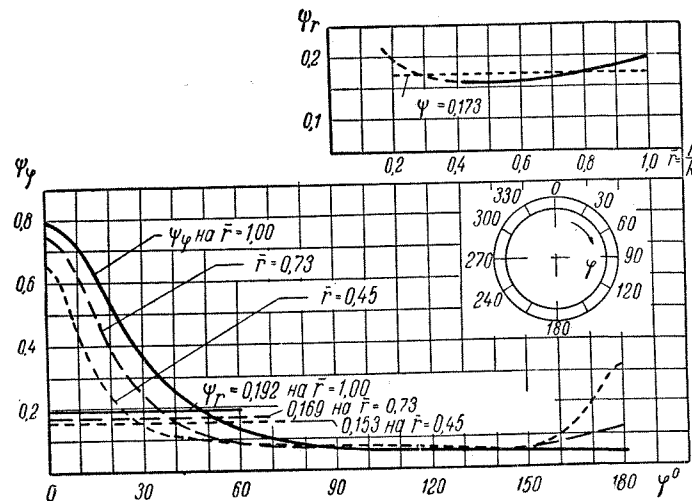


Рис. 128. Распределение попутного потока по диску гребного винта

Результаты модельных испытаний показывают, что для одновинтовых судов распределение отношения $\frac{1 - \psi(\bar{r})}{1 - \psi}$ носит устойчивый характер и может быть представлено в виде, показанном на рис. 129.

Потенциальная и вязкостная составляющие попутного потока, согласно рекомендациям Э. Э. Папмеля, находятся по формулам

$$\psi_p = C_\psi \psi, \quad (56,5)$$

$$\psi_f = \psi - \psi_p = (1 - C_\psi) \psi. \quad (56,6)$$

Здесь: $C_\psi = 0,3$ — для винтов в диаметральной плоскости для судна с U-образными кормовыми шпангоутами;

$C_\psi = 0,5$ — то же, но при V-образных шпангоутах;

$C_\psi = 0,4$ — для бортовых винтов и для винтов в туннелях.

Коэффициент потенциального засасывания для случая работы винта в идеальной жидкости вычисляется по формуле вида (см. § 32)

$$t_p = \frac{\psi_p + \frac{\omega_a}{2v} t_0}{1 + \frac{\omega_a}{2v}} \quad (56,7)$$

Здесь: t_0 — коэффициент засасывания при работе винта с нулевой скоростью (на швартовах), определяемый по формуле

$$t_0 = C_t \psi_p, \quad (56,8)$$

где $C_t = 1,5; 1,25$ — соответственно для винтов, расположенных в диаметральной плоскости, и бортовых винтов.

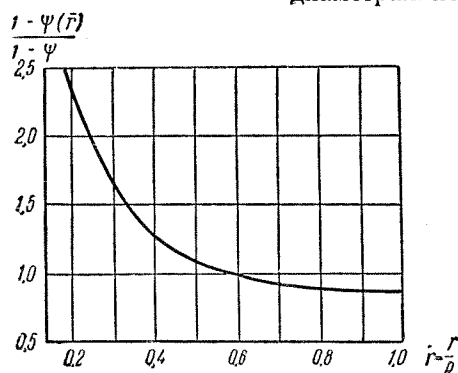


Рис. 129. График для учета радиальной неравномерности попутного потока в диске гребного винта при одновалной установке

Величину волновой составляющей засасывания обычно можно принимать равной нулю (т. е. $t_w = 0$). В большинстве случаев можно также пренебрегать коэффициентом засасывания трения t_f по сравнению с величиной t_p . Коэффициент засасывания с учетом попутного потока трения определяется по формуле

$$t = \frac{\psi - \psi'_f + \frac{\omega_a}{2v} t_0}{1 - \psi'_f + \frac{\omega_a}{2v}}, \quad (56,9)$$

где ψ'_f — коэффициент попутного потока трения далеко за винтом, принимаемый равным

$$\psi'_f = 1 - \sqrt{(1 - \psi_f)^2 + 2\psi_p \psi_f}, \quad (56,10)$$

причем приближенно можно считать, что $\psi'_f = \psi_f$.

Чтобы связать распределение засасывания по радиусу винта с распределением номинального попутного потока, можно пользоваться эмпирической формулой, предложенной Ван-Маненом

$$\frac{1 - t(\bar{r})}{1 - t} = \left[\frac{1 - \psi(\bar{r})}{1 - \psi} \right]^{1/4}, \quad (56,11)$$

в которой значения t и ψ принимаются осредненными по диску винта.

Особенности расчета винта в неравномерном поле скоростей за корпусом судна. При проектировании винта, приспособленного к распределению попутного потока за корпусом судна, необходимо стремиться к обеспечению наибольшего значения пропульсивного к. п. д. системы корпус—винт, т. е. к минимальным потерям энергии на взаимодействие системы.

Исследование влияния составляющих гидромеханических характеристик взаимодействия винта и корпуса судна на величину пропульсивного к. п. д. приводит к выводу, что попутный поток трения оказывает положительное влияние на пропульсивный к. п. д. Увеличение же потенциального попутного потока сопровождается возрастанием потенциального засасывания. Поэтому для повышения пропульсивного к. п. д. целесообразно размещать винт в области интенсивного попутного потока трения и под гребнем волны.

Решение задачи об оптимальном винте, работающем в радиально неравномерном поле скоростей за корпусом судна и обладающем минимальными индуктивными потерями энергии, приводит к выводу, что пропульсивный к. п. д. элементов лопасти не должен изменяться вдоль радиуса, т. е. должно соблюдаться условие

$$(\eta)_{r_i} = \frac{dP_e v}{\omega dM_i} = \frac{dP_i}{dM_i} \cdot \frac{v_p(\bar{r})}{\omega} \cdot \frac{1 - t(\bar{r})}{1 - \psi(\bar{r})} = \text{const} \quad (56,12)$$

или, иначе

$$(\eta)_{r_i} = (\eta)_i = \frac{1 - t}{1 - \psi} \cdot \frac{P_i v_p}{\omega M_i} = \frac{1 - t}{1 - \psi} \eta_{p_i}. \quad (56,13)$$

Выражение (56,12) для η_{r_i} может быть преобразовано следующим образом:

$$(\eta)_{r_i} = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg } \beta_i} = \frac{1 - t(\bar{r})}{1 - \psi(\bar{r})} \eta_{p_i}. \quad (56,14)$$

Условие (56,14) минимума индуктивных потерь у винта, работающего в неравномерном радиальном попутном потоке, может быть представлено в виде

$$\frac{\text{tg } \beta_i}{\text{tg } \beta} = \frac{1}{\eta_{p_i}} \cdot \frac{1 - \psi}{1 - \psi(\bar{r})} \cdot \frac{1 - t(\bar{r})}{1 - t}. \quad (56,15)$$

Используя эмпирическое соотношение (56,12), можно получить

$$\frac{\text{tg } \beta_i}{\text{tg } \beta} = \frac{1}{\eta_{p_i}} \left[\frac{1 - \psi}{1 - \psi(\bar{r})} \right]^{3/4}. \quad (56,16)$$

Многочисленные расчеты и эксперименты свидетельствуют о том, что если при проектировании винтов, приспособленных к попутному потоку в случае одновалной установки, использовать значения η_{p_i} , α и k_0 , обычно применяемые для винтов, работающих

в однородном поле скоростей, то величина шагового отношения $\frac{H}{D}$ винта за корпусом получается несколько заниженной (до 10%).

Опыт работы Вагенингенского бассейна показывает, что для получения правильного шага при проектировании винтов, приспособленных к попутному потоку, целесообразно вводить поправку к значению η_{pi} в начальной стадии расчета, а не в конце его. По данным Ван-Манена указанное уменьшение к. п. д. $\Delta\eta_{pi}$ приближенно составляет 0,03—0,04 значения к. п. д. η_{pi} , полученного

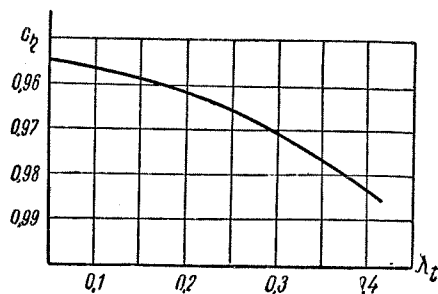


Рис. 130. Влияние радиальной неравномерности поля скоростей на к. п. д. гребного винта

для равномерного поля скоростей. Величину к. п. д. η'_{pi} для случая неравномерного распределения попутного потока по радиусу винта можно вычислить более точно, если использовать отношение

$$c_{\eta} = \frac{\eta'_{pi}}{\eta_{pi}}, \quad (56,17)$$

которое определяется по графику рис. 130 при заданном значении λ_t .

§ 57. Практический расчет гребного винта по вихревой теории

Особенности расчета винтов по вихревой теории. Применение вихревой теории для проектирования гребных винтов позволяет в значительной мере устранить недостатки расчета винтов по диаграммам, основанным на результатах модельных испытаний, так как с помощью формул вихревой теории представляется возможным:

1) спроектировать винт, обладающий максимально возможным к. п. д. применительно к особенностям работы движительной установки в каждом конкретном случае (например, для винтов, работающих в неравномерном поле скоростей при одновальной установке);

2) выполнить уточненный расчет характеристик кавитации для всех выбранных элементов лопасти, исходя из величины сил и скоростей в данном сечении (что особенно важно для винтов, применяемых на быстроходных судах).

В настоящее время применяются многочисленные практические схемы расчета гребных винтов по вихревой теории, разработанные отечественными и иностранными учеными (например, схемы расчета Э. Э. Папмеля, В. М. Лаврентьева, И. А. Титова, Лербса, Хилла, Экхарта и Моргана).

Проектировочный расчет гребного винта по вихревой теории обычно производится в двух стадиях:

I. Определение оптимальных элементов винта, обеспечивающих наивысшую скорость хода (для небуксирных судов) или наибольшую тягу на гаке (для буксиров) при полном использовании мощности главных двигателей.

II. Профилирование лопастей и конструирование винта.

Предварительный расчет гребного винта при определении мощности и выборе типа главных двигателей целесообразно производить по диаграммам серийных испытаний моделей винтов в соответствии с указаниями, приведенными в § 52. В результате этого расчета становятся известными перечисленные ниже характеристики движительного комплекса судна.

1. Мощность двигателей N_e (л. с.), работающих на один гребной вал (или мощность N_p , подведенная к винту), и число оборотов винта n в секунду.

2. Основные элементы корпуса судна (главные размерения, водоизмещение, форма кормовых обводов), кривая сопротивления корпуса $R = f(v)$ (кг), а также ориентировочные значения полезной тяги винта P_e (кг) и скорости судна v (м/сек).

3. Средние значения коэффициентов попутного потока ψ и засасывания t , определяемые в соответствии с указаниями § 45.

4. Диаметр D (м), а также число лопастей z гребного винта, которое выбирается согласно рекомендациям § 46. При отсутствии ограничений, связанных с размещением винтов в кормовой оконечности судна, оптимальное значение D можно определить не только по расчетным диаграммам испытаний моделей винтов в свободной воде (см. гл. XII), но и по графикам, приведенным ниже.

5. Глубина погружения h_b (м) оси винта под свободную поверхность воды (включая ординату волнового профиля, если она известна).

Определение оптимального диаметра винта. 1. Одновинтовое судно. Оптимальный диаметр D_{opt} гребного винта при одновальной установке ($x = 1$) можно определить по заданным значениям перечисленных выше величин (v, P_e, n), если воспользоваться графиком, который изображен на рис. 131 (по кривой I для четырехлопастных винтов, обычно применяемых на одновинтовых судах). Упомянутый график устанавливает связь между значениями относительной поступи λ_t и коэффициента нагрузки по упору B_p , представленными в виде

$$\lambda_t = \frac{v_p}{\pi D n}; \quad (57,1)$$

$$B_p = \frac{n}{v_p^2} \sqrt{P_e}. \quad (57,2)$$

Здесь: v_p — расчетная скорость винта, вычисляемая по формуле (45,1);

P_i — упор винта без учета сил трения, который в первом приближении определяется по формуле

$$P_i = \frac{P}{1 - 2\bar{\varepsilon}\lambda_i} = \frac{P_e}{(1-t)(1-2\bar{\varepsilon}\lambda_i)} = \frac{R}{x(1-t)(1-2\bar{\varepsilon}\lambda_i)}, \quad (57,3)$$

где $\bar{\varepsilon}$ — среднее значение обратного качества профилей в составе лопасти, ориентировочно равное

$$\bar{\varepsilon} = \frac{0,4}{z} \theta - 0,02,$$

причем на этой стадии расчета можно принять $\theta = 0,55$;

λ_i — индуктивная поступь винта, принимаемая в виде

$$\begin{aligned} \lambda_i &= 0,978\lambda_t + 0,081 = \\ &= 0,978 \frac{v_p}{\pi D n} + 0,081. \end{aligned} \quad (57,4)$$

Оптимальный диаметр D_{opt} винта, соответствующий значению поступи $\lambda_t = f(B_p)$, определяемому по графику рис. 131, находится последовательными приближениями. В качестве

первого приближения для определения λ_t принимается ориентировочное значение диаметра (D_1), полученное по результатам предварительного расчета винта с использованием диаграмм модельных испытаний. Если значение диаметра винта, вычисленное по формуле

$$D_2 = \frac{v_p}{\pi n \lambda_t} \quad (57,5)$$

для величины λ_t , снятой с графика рис. 131, отличается от принятого значения D_1 , то расчет производится в следующем приближении, и т. д.

II. Двухвинтовое судно. Расчет оптимального диаметра D_{opt} гребного винта при двухвальной установке ($x = 2$) производится по схеме, которая применяется для одновинтовых

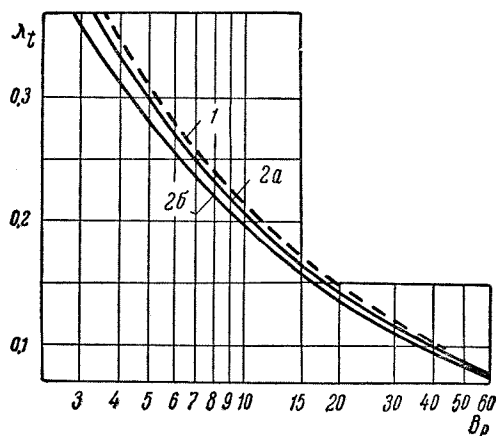


Рис. 131. Выбор оптимального диаметра гребного винта по вихревой теории
1 — в неравномерном поле скоростей (при $x = 1$; $z = 4$); 2а и 2б — в равномерном поле скоростей (при $x = 2$; $z = 4$ и $z = 3$)

судов. Различие заключается только в том, что вместо кривой 1 на рис. 131 используется кривая 2а (при $z = 4$) или 2б (при $z = 3$), а для определения поступи λ_t вместо формулы (57,4) применяются следующие формулы:

$$\begin{aligned} \lambda_t &= 0,958\lambda_t + 0,068; \\ \lambda_t &= 0,972\lambda_t + 0,072, \end{aligned} \quad (57,6)$$

которые относятся соответственно к трех- и четырехлопастным винтам.

Расчет винта, обеспечивающего наивысшую скорость хода судна. Расчет гребного винта, обеспечивающего наивысшую скорость хода судна при использовании полной мощности главных двигателей, производится последовательными приближениями. В качестве первого приближения принимается предполагаемая скорость хода судна v_1 , полученная в результате предварительного расчета винта по диаграмме модельных испытаний. По кривой сопротивления $R = f(v)$ определяется полезная тяга P_{e1} , которую должен развивать винт для обеспечения скорости v_1 .

Дальнейший расчет производится применительно к эквивалентному элементу лопасти, расположенному на относительном радиусе $\bar{r} = \frac{r}{R} = 0,7$. Схема расчета гидромеханических характеристик данного элемента лопасти по формулам вихревой теории гребного винта приведена в табл. 41. В заголовке таблицы выписываются исходные величины, известные из предварительного расчета или принятые в качестве первого приближения.

При определении расчетной величины коэффициента местного разрежения ξ_{max} в строке 12 табл. 41 принимается запас на кавитацию, равный 20%. Значение толщины сечения лопасти $e_{0,7}$ на радиусе $r = 0,7 R$, используемое в строке 13, приближенно можно найти из соотношения $\frac{e_{0,7}}{D} = 0,018$. Относительная толщина сече-

ния лопасти $\delta_{0,7} = \left(\frac{e}{b}\right)_{0,7}$ на этом радиусе определяется по графику рис. 132 в зависимости от значений $\frac{C_{yb}}{e}$ и ξ_{max} . Величину коэффициента

профильного сопротивления в строке 16 можно принимать равной $C_x = 0,008$. Для определения индуктивного к. п. д. η_{pi} используется диаграмма Крамера, связывающая значения σ_{pi} , z , λ_t и η_{pi} (рис. 126).

Если в первом приближении мощность N_{p1} в строке 26 табл. 41 будет отличаться от заданного значения N_p , то скорость судна v_2 во втором приближении должна быть уточнена по формуле (49,7). После этого расчет повторяется, с той лишь разницей, что величина

Таблица 41

Расчет гребного винта по вихревой теории для небуксирного судна

$N_p = \dots$ л. с.; $n = \dots$ об/сек; $x = \dots$; $D = 2R = \dots$ м; $z = \dots$; $\bar{r} = 0,7$; $r = 0,35D = \dots$ м; $h_B = \dots$ м; $\psi = \dots$; $t = \dots$; $v_1 = \dots$ м/сек; $v_{p1} = v_1(1 - \psi) = \dots$ м/сек; $\lambda_{t1} = \frac{v_{p1}}{\pi D n} = \dots$; $\lambda_{i1} = f(\lambda_{t1}; z) = \dots$; $R_1 = f(v_1) = \dots$ кг; $\sigma_{p1} = \frac{8R_1}{x(1-t)\rho v_{p1}^2 \pi D^2} = \dots$					
1	v Последоват. приближ.	м/сек	v_1	v_2	...
2	$v_p = v(1 - \psi) = (1)(1 - \psi)$	м/сек			
3	$\lambda_t = \frac{v_p}{\pi D n} = \frac{(2)}{\pi D n}$	—			
4	λ_i Последоват. приближ.	—			
5	$\operatorname{tg} \beta = \frac{\lambda_t}{\bar{r}} = \frac{(3)}{0,7}$	—			
6	$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{\lambda_i}{\bar{r}} = \frac{(4)}{0,7}$	—			
7	$\operatorname{tg}(\beta_i - \beta) = \frac{\operatorname{tg} \beta_i - \operatorname{tg} \beta}{1 + \operatorname{tg} \beta_i \operatorname{tg} \beta} = \frac{(6) - (5)}{1 + (5)(6)}$	—			
8	$x = f(\lambda_i; z; \bar{r} = 0,7)$ По рис. 125	—			
9	$C_{yb} = x \frac{4\pi D}{z} \bar{r} \sin \beta_i \operatorname{tg}(\beta_i - \beta) =$ $= \frac{8,8D}{z} \frac{(6)(7)(8)}{\sqrt{1 + (6)^2}}$	м			
10	$(v_i)_{0,7} = v_p \frac{\cos(\beta_i - \beta)}{\sin \beta} = \frac{(2) \sqrt{1 + (5)^2}}{(5) \sqrt{1 + (7)^2}}$	м/сек			

Продолжение

11	$\varkappa_k = \frac{\rho a + \gamma(h_B - r) - \rho d}{2} \approx \frac{10100 + 1000(h_B - r)}{2} \approx \frac{1}{2} \rho (v_i)_{0,7}^2$	—			
12	$\xi_{\max} = 0,8 \varkappa_k = 0,8 \cdot (11)$	—			
13	$\frac{C_y b}{e} = \frac{(9)}{e}$	—			
14	$\delta_{0,7} \left(\frac{e}{b} \right)_{0,7} = f \left(\frac{C_y b}{e}; \xi_{\max} \right)$ По рис. 132	—			
15	$C_y = \frac{C_y b}{e} \delta_{0,7} = (13)(14)$	—			
16	$\varepsilon = \frac{C_x}{C_y} = \frac{0,008}{(15)}$	—			
17	$f_p = f(z; \lambda_i; \lambda_t)$ По рис. 127	—			
18	$f_N = f(z; \lambda_i; \lambda_t)$ По рис. 127	—			
19	$\sigma_{pi} = \frac{\sigma_{p1}}{1 - \varepsilon f_p} = \frac{\sigma_{p1}}{1 - (16)(17)}$	—			
20	$P = \frac{\rho v_p^2}{8} \pi D^2 \sigma_{pi} (1 - \varepsilon f_p) =$ $= 0,393 \rho D^2 (2)^2 (19) [1 - (16)(17)]$	кг			
21	$\eta_{pi} = f(\sigma_{pi}; \lambda_i; z)$ По рис. 126	—			
22	$c_\eta = \frac{\eta_{pi}}{\eta_{pi}} = f(\lambda_t)$ По рис. 130	—			
23	$\lambda_i = \frac{\lambda_t}{\eta_{pi}} = \frac{(3)}{(21)(22)}$	—			
24	$\eta_{pe} = \frac{1 - \varepsilon f_p}{1 + \varepsilon f_N} = \frac{1 - (16)(17)}{1 + (16)(18)}$	—			
25	$\eta_p = \eta_{pi} c_\eta \eta_{pe} = (21)(22)(24)$	—			
26	$N_p = \frac{P v_p}{75 \eta_p} = \frac{(20)(2)}{75(25)}$	л. с.	N_{p1}		

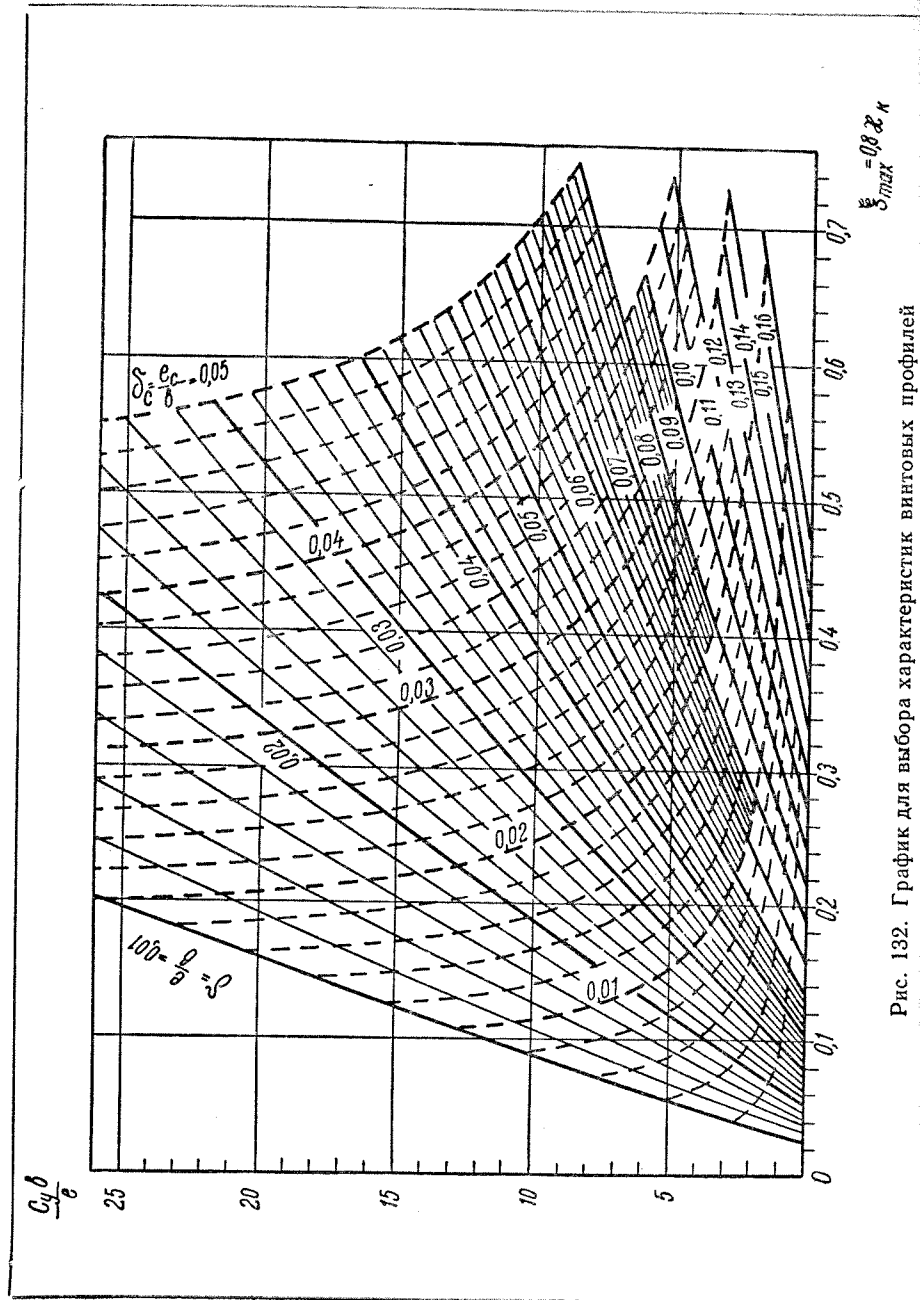


Рис. 132. График для выбора характеристик винтовых профилей

λ_i определяется не по приведенным выше формулам (57,4) и (57,6), а принимается по строке 4 первого приближения, и т. д. Приближения производятся до тех пор, пока в строке 26 не получится мощность, равная заданному значению N_p .

Результаты расчета характеризуются значениями величин, которые получаются в последнем приближении и являются исходными для последующего профилирования лопасти и конструирования винта (см. ниже).

Исходные положения для выбора размеров и формы сечений лопасти винта. Размеры и форма сечений лопасти при проектировании некавитирующих гребных винтов по вихревой теории выбираются из следующих условий: а) обеспечение минимального профильного сопротивления; б) предотвращение опасности кавитации; в) обеспечение достаточной прочности лопастей винта.

Ниже излагается методика выбора размеров и формы сечений лопастей, основные положения которой используются главным образом в расчетных схемах, принятых в Вагенингенском опытовом бассейне (см. ниже). Выбор размеров и формы сечений лопасти винта производится в указанной ниже последовательности после того, как получены значения $C_{y\delta}$ для сечений лопасти на нескольких относительных радиусах ($\bar{r} = \frac{r}{R} = 0,2; 0,3 \dots 0,9; 0,95$).

1. Определяем толщины сечений лопасти e на относительных радиусах $\bar{r} = 0,2; 0,6$ и $1,0$ (или только $\bar{r} = 0,2$ и $1,0$), а затем находим закон распределения толщин $e = f(\bar{r})$.

Толщина сечения лопасти на радиусах $\bar{r} = 0,2$ и $0,6$ определяется в результате расчета прочности по методу Ромса (см. § 51), исходя из того, что относительная толщина δ на этих радиусах не должна превышать значений $\delta_{0,2} = \left(\frac{e}{b}\right)_{0,2} = 0,20 \div 0,22$ и $\delta_{0,6} = \left(\frac{e}{b}\right)_{0,6} = 0,08 \div 0,10$, так как ее дальнейшее увеличение приводит к резкому возрастанию профильного сопротивления. При выборе толщины сечений на этих радиусах желательно удовлетворить условию равнопрочности.

Определение толщины края лопасти e_R (при $\bar{r} = 1,0$) рекомендуется производить в соответствии с указаниями, приведенными в § 50. Для той же цели можно пользоваться рекомендациями Вагенингенского опытового бассейна, согласно которым толщина края лопасти и кромок ее сечений e_R (мм) должна быть не менее $0,004 D$ для винтов диаметром $D \leq 3000$ мм и $0,0035 D$ — для винтов $D > 3000$ мм.

Закон распределения толщин лопасти на радиусах $0,2 < \bar{r} < 0,6$ можно принимать прямолинейным, а на радиусах $\bar{r} \geq 0,6$ — по плавной кривой. В первом приближении этот закон может быть

прямолинейным вдоль всей лопасти (т. е. можно не вычислять значений e на радиусе $\bar{r} = 0,6$).

2. Определяем число кавитации χ_k для выбранных сечений лопасти (см. § 40). В дальнейшем расчетное значение χ_k принимается с запасом, равным 20% для учета влияния масштабного эффекта, наличия растворенного в воде воздуха, а также неравномерности поля скоростей на условия возникновения кавитации.

3. Выбираем длину элементов лопасти b (спрямленную ширину) на радиусах $\bar{r} > 0,6$, исходя из условия, чтобы при значениях C_y и $\delta = \frac{e}{b}$, удовлетворяющих принятым ранее законам распределения $C_y b = f(\bar{r})$ и $e = f(\bar{r})$, коэффициент местного разрежения на профиле получался равным $\xi_{\max} = 0,8 \chi_k$. Значения b , соответствующие требованиям отсутствия кавитации, можно определить по приведенному ранее графику рис. 132. Затем по графику рис. 133 для профилей Кармана-Трефтца, образованных двумя круговыми дугами и имеющих безударный вход, находятся относительная толщина $\delta = \frac{e}{b}$ и относительная стрелка прогиба (эффективная) средней линии профиля $\delta'_c = \frac{e'_c}{b}$, если известны значения C_y и $\xi_{\max} =$

$0,8 \chi_k$.

Для обеспечения более высокого к. п. д. винта длину сечений лопасти в некавитирующей зоне ($0,2 < \bar{r} < 0,6$) рекомендуется принимать большей, чем это требуется из соображений кавитации. Контур спрямленной поверхности лопасти строится по значениям $b = f(\bar{r})$, полученным расчетным путем для $\bar{r} \geq 0,6$, и значению b на $\bar{r} = 0,2$, принятому из указанного выше соотношения для $\delta_{0,2} = \left(\frac{e}{b}\right)_{0,2}$.

Зная длину сечений b на каждом из рассматриваемых радиусов, можно определить необходимое значение коэффициента подъемной силы C_y .

4. Выбираем форму сечений лопасти, исходя из условий, что тип сечений, расположенных у края лопасти и имеющих поэтому наибольшие окружные скорости, определяется прежде всего соображениями кавитации, а тип сечений вблизи ступицы — требованиями снижения профильного сопротивления. Выбор формы сечения лопасти сводится к решению следующих двух задач: а) определение ординат средней линии кривизны профиля; б) распределение толщины сечения относительно средней линии кривизны.

Средняя линия кривизны профиля обычно выбирается в виде дуги окружности, как это, например, имеет место у профилей Кармана-Трефтца, которые обладают достаточно равномерным распределением давления, что благоприятно с точки зрения кавитации.

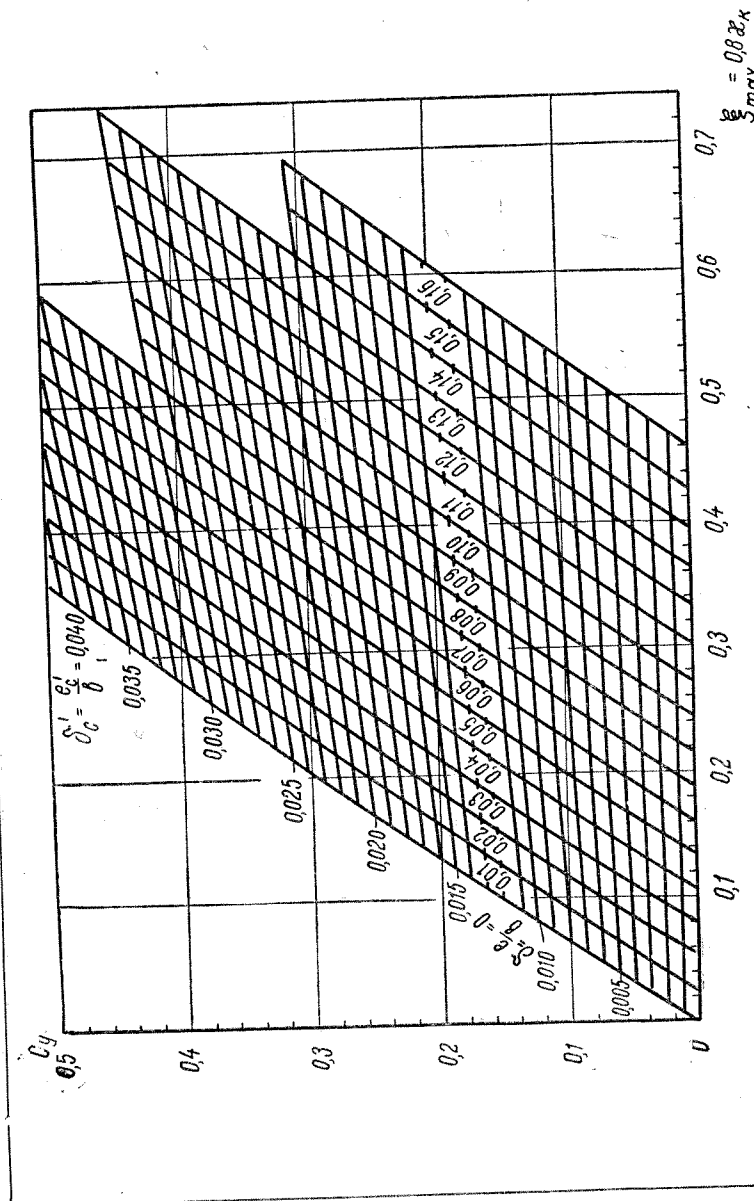


Рис. 133. График для определения коэффициента подъемной силы винтовых профилей

Для определения относительной стрелки прогиба средней линии кривизны такого профиля на различных радиусах могут служить графики рис. 133, на которых величина $\delta'_c = \frac{e'_c}{b}$ находится в зависимости от заданных значений $C_y b$, $\delta = \frac{e}{b}$ и $\xi_{\max} = 0,8 \times \kappa$.

Ординаты засасывающей и нагнетающей стенки профилей Кармана-Трефтца, образованных двумя круговыми дугами, находятся расчетным путем по принятой средней линии. Однако на практике в большинстве случаев применяется несколько отличное распределение толщин относительно средней линии кривизны профиля, которое обеспечивает возможность более широкого изменения углов атаки при сохранении безударности входа и достаточно низкого профильного сопротивления. Распределение толщин для рекомендуемых типов винтовых профилей приведено в табл. 42, где обо-

Таблица 42

Распределение толщин сечений лопасти гребного винта

Тип профиля Сечения	„Вальхнер“	Эллиптический	NACA-16	NACA-66	„a = 1,0“	„a = 0,8“
	$\frac{x}{b}$	$\frac{y}{e}$	$\frac{y}{e}$	$\frac{y}{e}$	$\frac{y_c}{e_c}$	$\frac{y_c}{e_c}$
0,0125	—	0,111	0,108	0,116	0,097	0,091
0,025	0,152	0,156	0,150	0,153	0,169	0,159
0,050	0,210	0,218	0,209	0,210	0,287	0,271
0,075	0,254	0,263	0,253	0,254	0,384	0,366
0,10	0,287	0,300	0,288	0,292	0,469	0,448
0,20	0,398	0,400	0,389	0,400	0,722	0,699
0,30	0,460	0,458	0,451	0,463	0,881	0,863
0,40	0,492	0,490	0,488	0,495	0,921	0,961
0,50	0,500	0,500	0,500	0,496	1,000	1,000
0,60	0,483	0,490	0,486	0,465	0,971	0,978
0,70	0,428	0,454	0,439	0,404	0,881	0,889
0,80	0,338	0,378	0,350	0,311	0,772	0,703
0,90	0,207	0,238	0,210	0,187	0,469	0,359
0,95	0,015	0,134	0,118	0,114	0,287	0,171
1,0	—	0,010	0,010	0,033	0	0

значено: x — абсциссы профиля (от входящей кромки); y — ординаты сечения; y_c — ординаты средней линии профиля.

Способ сочетания средней линии профиля с распределением его толщин относительно этой линии показан на приведенном ранее рис. 82.

В табл. 42 приведены также средние линии «a = 1,0» и «a = 0,8» для профилей типа NACA-16, отличающиеся от средней линии, образованной дугой круга меньшим радиусом закругления входящей и выходящей кромок. Преимуществом этих средних линий является меньшая длина сечения, необходимая для предотвращения кавитации.

К наиболее благоприятным результатам приводит использование средней линии «a = 0,8», имеющей почти равномерное распределение давления вдоль профиля и безударность входа на 80% длины хорды. Эту среднюю линию рекомендуется сочетать с распределением толщин, принятым для профиля типа NACA-16. Для определения относительной толщины $\delta = \frac{e}{b}$ и относительной стрелки

прогиба средней линии $\delta_c = \frac{e_c}{b}$ профиля NACA-16 из соображений кавитации может быть использован график, приведенный на рис. 132. Значение $\delta_c = \frac{e_c}{b}$, снятое с этого графика, должно быть исправлено в соответствии с формулой (54,3).

При выборе формы сечений лопасти винта следует обращать внимание на обеспечение достаточных радиусов закругления входящей и выходящей кромок. Для сечений на $\bar{r} = 0,2$ и $\bar{r} = 0,95$ значения радиусов закругления кромок рекомендуется принимать не менее указанных в табл. 43. Промежуточные сечения должны иметь радиусы закругления кромок, плавно изменяющиеся вдоль лопасти.

Таблица 43

Радиусы закругления кромок лопастей винта

Диаметр винта D, м	1,0	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7
	Радиус закругления кромок лопастей, мм	На $\bar{r} = 0,2$	2	3	5	7	9
На $\bar{r} = 0,95$		1,25	1,5	2	2,5	3	3,5

Профилирование лопастей и конструирование гребного винта. Применение вихревой теории для расчета элементов гребного винта позволяет сконструировать винт, приспособленный к попутному потоку за корпусом судна. Это достигается соответствующим профилированием сечений лопастей на всех выбранных радиусах (от $\bar{r} = 0,2$ до $\bar{r} = 0,95$) и имеет особенно важное значение для радио-

нального проектирования гребных винтов при одновальной установке, когда наблюдается резко выраженная неравномерность поля скоростей по диску винта (см. § 56).

Значения коэффициентов попутного потока $\psi(\bar{r})$ и засасывания $t(\bar{r})$ на каждом из выбранных радиусов (после осреднения по окружности) могут быть получены в данном случае по результатам модельных испытаний (см. § 42). При отсутствии результатов модельных испытаний характерные для одновинтовых судов значения $\psi(\bar{r})$ и $t(\bar{r})$ на различных радиусах приближенно можно определить по табл. 44, если известны осредненные по диску винта величины коэффициентов ψ и t .

Таблица 44

Распределение попутного потока и засасывания по радиусу гребного винта при одновальной установке

$\bar{r} = \frac{r}{R}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$\frac{1-\psi(\bar{r})}{1-\psi}$	0,426	0,609	0,781	0,909	1,000	1,059	1,099	1,126	1,139
$\frac{1-t(\bar{r})}{1-t}$	1,204	1,135	1,073	1,022	0,992	0,980	0,978	0,978	0,978

Бортовые гребные винты можно проектировать исходя из условия, что попутный поток распределен равномерно по диску винта, и принимать $\psi(\bar{r}) = \psi$. В остальном метод расчета винтов, работающих в равномерном поле скоростей, остается таким же, как и для винтов, приспособленных к попутному потоку. Ниже излагается расчетная схема, которая предусматривает определение следующих характеристик гребного винта:

А. Расчет радиального распределения величины $C_y b = f(\bar{r})$ для винта, приспособленного к попутному потоку.

Б. Определение числа кавитации κ_k .

В. Выбор длины b (спрямленной) и толщины e сечений лопасти.

Г. Определение относительной стрелки прогиба $\delta_c = \frac{e_c}{b}$ средней линии сечений лопасти.

Д. Выбор закона распределения шага вдоль лопасти $H = f(\bar{r})$.

Е. Расчет распределения упора $\frac{dP}{dr} = f(\bar{r})$ и момента $\frac{dM}{dr} = f(\bar{r})$ и вычисление значений мощности N_p и к. п. д. η_p .

Расчет величин $C_y b$ и κ_k (пп. А и Б) производится в данном случае в соответствии с указаниями, приведенными выше в табл. 41, с той лишь разницей, что значения $C_y b$ и κ_k определяются с учетом неравномерности поля скоростей (для всех выбранных радиусов).

В соответствии с условием минимума потерь на создание вызванных скоростей (см. § 55), значение индуктивного к. п. д. винта на всех выбранных радиусах \bar{r} можно считать постоянным $\eta'_p = \text{const}$ и принимать на основании предыдущего расчета для эквивалентного сечения лопасти на радиусе $\bar{r} = 0,7$ (т. е. по результатам, полученным в табл. 41).

Кривая распределения толщин сечений вдоль лопасти $e = f(\bar{r})$ строится по трем значениям e на относительных радиусах $\bar{r} = 0,2$; $0,6$; $1,0$ согласно рекомендациям, приведенным ранее.

Как указано выше, распределение длин сечений b вдоль лопасти находится из условия кавитации только для радиусов $\bar{r} > 0,6$ (п. В). Поэтому контур спрямленной поверхности лопасти строится по значениям b , полученным расчетным путем для радиусов $\bar{r} \geq 0,6$, и значению b на $\bar{r} = 0,2$, принятому из соотношения $\delta_{0,2} = \left(\frac{e}{b}\right)_{0,2} = 0,20 \div 0,22$ (с последующим уточнением длины сечений на всех радиусах из условия плавности контура).

Для определения относительной стрелки прогиба (геометрической) $\delta_c = \frac{e_c}{b}$ средней линии кривизны сечений лопасти (п. Г) первоначально находится эффективное значение стрелки прогиба с учетом поправки Людвиг-Гинцеля (см. § 54) $k_0 = f(\theta; \bar{r})$ на кривизну потока, принимаемой по рис. 123. Дисковое отношение θ , необходимое для определения указанной поправки, наиболее точно подсчитывается по принятому контуру спрямленной поверхности лопасти $b = f(\bar{r})$, характеризующему площадь лопасти. Величины $e_c = \frac{e}{2}$, рассчитанные для радиусов $\bar{r} > 0,6$, определяют характер расположения нагнетающей стенки профиля сечений по отношению к основной линии.

При определении шагового угла φ элементов лопасти на различных радиусах \bar{r} (п. Д) вводится поправка на трение $\mu_0 = 0,75$ (см. § 54). Полный расчет геометрических элементов лопасти гребного винта, приспособленного к попутному потоку, заканчивается построением кривой распределения шага винта вдоль радиуса $H = f(\bar{r})$.

Полученные данные позволяют перейти к расчету распределения упора P и вращающего момента M винта вдоль лопасти (п. Е).

Таблица 45

Расчет характеристик гребного винта, приспособленного к попутному потоку

$N_D = \dots$ л. с.; $n = \dots$ об/сек, $D = 2R = \dots$ м; $z = \dots$; $e_{0,2} = \dots$ м; $e_{0,6} = \dots$ м; $e_R = \dots$ м; $h_B = \dots$ м; $\psi = \dots$; $t = \dots$; $\eta'_{p_i} = \dots$; $v = \dots$ м/сек; $\bar{v}_D = v(1 - \psi) = \dots$ м/сек				
1	$\bar{r} = \frac{r}{R}$ задается	—	\bar{r}_1	$\bar{r}_2 \dots$
2	$\frac{1 - \psi(\bar{r})}{1 - \psi} = f(\bar{r})$ По табл. 44	—		
А. Расчет $C_y b = f(\bar{r})$				
3	$v_D(\bar{r}) = v[1 - \psi(\bar{r})] = \bar{v}_D \cdot (2)$	м/сек		
4	$\text{tg } \vartheta = \frac{v_D(\bar{r})}{\pi D n \bar{r}} = \frac{(3)}{\pi D n (1)}$	—		
5	$\text{tg } \beta_i = \frac{\text{tg } \vartheta}{\eta'_{p_i}} \left[\frac{1 - \psi}{1 - \psi(\bar{r})} \right]^{3/4} = \frac{(4)}{(2)^{3/4} \eta'_{p_i}}$	—		
6	$\lambda_i = \bar{r} \text{tg } \beta_i = (1)(5)$	—		
7	$\alpha = f(\lambda_i; z; \bar{r})$ По рис. 125	—		
8	$\text{tg}(\beta_i - \beta) = \frac{\text{tg } \beta_i - \text{tg } \beta}{1 + \text{tg } \beta_i \text{tg } \beta} = \frac{(5) - (4)}{1 + (4)(5)}$	—		
9	$C_y b = \alpha \frac{4\pi D}{z} \bar{r} \sin \beta_i \text{tg}(\beta_i - \beta) =$ $= \frac{4\pi D}{z} \cdot \frac{(1)(5)(7)(8)}{\sqrt{1 + (5)^2}}$	м		

Продолжение

Б. Определение α_k и ξ_{\max}				
10	$\gamma r = \gamma \bar{r} R = \gamma R \cdot (1)$	кг/м ²		
11	$v_i(\bar{r}) = v_p(\bar{r}) \frac{\cos(\beta_i - \beta)}{\sin \beta} = \frac{(3) \sqrt{1 + (4)^2}}{(4) \sqrt{1 + (8)^2}}$	м/сек		
12	$p_a + \gamma(h_B - r) - p_d = 10\,100 + \gamma h_B - (10)$	кг/м ²		
13	$\alpha_k = \frac{p_a + \gamma(h_B - r) - p_d}{\frac{1}{2} \rho [v_i(\bar{r})]^2} = \frac{2 \cdot (12)}{\rho (11)^2}$	—		
14	$\xi_{\max} = 0,8 \alpha_k = 0,8 \cdot (13)$	—		
В. Расчет $e = f(\bar{r})$ и $b = f(\bar{r})$				
15	$e = f(\bar{r})$ По значениям e на $\bar{r} = 0,2; 0,6; 1,0$	м		
16	$\frac{C_y b}{e} = \frac{(9)}{(15)}$ (для $\bar{r} \geq 0,6$)	—		
17	$\delta = \frac{e}{b} = f\left(\frac{C_y b}{e}; \xi_{\max}\right)$ По рис. 132 при $\bar{r} > 0,6$ (для $\bar{r} = 0,2: \delta = 0,20 + 0,22$)	—		
18	$b = \frac{e}{\delta} = \frac{(15)}{(17)}$ При $\bar{r} > 0,6$ (для $\bar{r} = 0,2:$ $b = 0,20e + 0,22e$)	м		
19	$b = f(\bar{r})$ Уточненные значения при $\bar{r} = 0,2 + 1,0$	м		
20	$\delta = \frac{e}{b} = \frac{(15)}{(19)}$ Уточненные значения	—		
21	$C_y = \frac{C_y b}{e} \delta = (16) (20)$	—		

Продолжение

Г. Определение $\delta_c = \frac{e_c}{b} = f(\bar{r})$				
22	$\frac{e_c'}{b} = f\left(C_y; \frac{e}{b}\right)$ По рис. 133	—		
23	$k_0 = f(\theta; \bar{r})$ По рис. 123 при θ по $b = f(\bar{r})$	—		
24	$\delta_c = \frac{e_c}{b} = \frac{1}{k_0} \cdot \frac{e_c'}{b} = \frac{(22)}{(23)}$	—		
25	$\frac{e_c}{e} = \frac{\delta_c}{\delta} = \frac{(24)}{(20)}$	—		
26	$e_c = \left(\frac{e_c}{e}\right) e = (25)(15)$	м		
27	$e_c - \frac{e}{2} = (26) - \frac{1}{2} (15)$	м		
Д. Выбор $H = f(\bar{r})$				
28	$\beta_i^\circ = \arctg \beta_i$ По (5)	град.		
29	$\Delta\alpha_i^\circ = \frac{2}{k_0} \cdot \frac{e_c'}{b} \cdot \frac{1 - \mu_0}{\mu_0} 57,3 = \frac{2}{3} (24) 57,3$	град.		
30	$\varphi^\circ = \beta_i^\circ + \Delta\alpha_i^\circ = (28) + (29)$	град.		
31	$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} (30)$	—		
32	$\frac{H}{D} = \pi \bar{r} \operatorname{tg} \varphi = \pi \cdot (1)(31)$	—		
33	$\frac{H}{D} = f(\bar{r})$ С уточнением по кривой	—		
34	$H = \left(\frac{H}{D}\right) D = D \cdot (39)$	м		

Продолжение

Е. Расчет $\frac{dP}{dr}$ и $\frac{dM}{dr}$				
35	$\frac{dY}{dr} = \frac{1}{2} \rho [v_i(\bar{r})]^2 C_y b = \frac{1}{2} \rho \cdot (9)(11)^2$	кг/м		
36	$\frac{dP_i}{dr} = \frac{dY}{dr} \cos \beta_i = \frac{(35)}{\sqrt{1 + (5)^2}}$	кг/м		
37	$\varepsilon = f\left(C_y; \frac{e}{b}\right)$ По рис. 84	—		
38	$\frac{dP}{dr} = \frac{dP_i}{dr} (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) = (36) [1 - (5)(37)]$	кг/м		
39	$\frac{dT_i}{dr} = \frac{dY}{dr} \sin \beta_i = \frac{(5)(35)}{\sqrt{1 + (5)^2}}$	кг/м		
40	$\frac{dT}{dr} = \frac{dT_i}{dr} (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) = (39) \left[1 + \frac{(37)}{(5)}\right]$	кг/м		
41	$\frac{dM}{dr} = \frac{dT}{dr} r = \frac{dT}{dr} \bar{r} R = (1)(40) \cdot R$	кг		

Результаты расчета гидродинамических характеристик спроектированного винта представляются в виде кривых $\frac{dP}{dr} = f(\bar{r})$ и $\frac{dM}{dr} = f(\bar{r})$.

Расчет перечисленных выше геометрических и гидродинамических характеристик гребного винта по предлагаемой схеме рекомендуется производить в табличном виде для всех выбранных значений \bar{r} одновременно (табл. 45).

По кривым $\frac{dP}{dr} = f(\bar{r})$ и $\frac{dM}{dr} = f(\bar{r})$, характеризующим распределение упора P и вращающего момента M вдоль лопасти, можно найти значения этих величин для винта в целом. Значения упора P (кг) и момента M (кгм) позволяют определить мощность N_p (л. с.), подведенную к винту, и его к. п. д. η_p по формулам

$$N_p = \frac{2\pi M}{75}; \quad \eta_p = \frac{Pv_p}{75N_p}.$$

Полученные результаты расчета должны находиться в соответствии с условиями задания.

ГЛАВА XIV СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

§ 58. Особенности работы гребных винтов при многовальных установках

Взаимное влияние гребных винтов. На крупных судах с трех- или четырехвальными установками гребные винты обычно располагаются таким образом, чтобы по возможности исключить взаимное влияние винтов друг на друга. Средний винт на судах с трехвальной установкой смещается по линии корпуса в корму на некоторое расстояние по отношению к бортовым винтам, а при четырехвальной установке такое смещение получают оба средних винта.

Во всех случаях винты размещаются по ширине судна так, чтобы не было перекрытия их дисков в осевом направлении. В противном случае расположенный впереди винт будет нарушать работу винта, стоящего за ним, и вызывать его вибрацию. Расстояние между осями гребных винтов при многовальных установках принимается обычно не менее 1,1 диаметра винтов D .

Однако и при отсутствии перекрытия дисков гребных винтов на судах с многовальными установками может наблюдаться влияние передних (бортовых) винтов на условия работы задних (средних), что можно объяснить следующими причинами:

1) за гребным винтом, работающим в вязкой жидкости, обычно происходит некоторое увеличение диаметра струи вследствие турбулентного размывания ее границ, несмотря на возрастание осевых вызванных скоростей;

2) при размещении винтов по бортам судна наблюдается некоторое искривление оси струи, обусловленное кривизной кормовых обводов в месте расположения винта.

Вопрос о выборе направления вращения гребных винтов для судов с многовальными установками решается в общем случае на основании результатов испытаний самоходных моделей.

Однако на практике, как правило, выбирается вращение бортовых винтов в наружную сторону, если это даже сопровождается некоторым снижением пропульсивного к. п. д. Отмеченное обстоятельство объясняется тем, что наружное направление вращения бор-

товых винтов имеет следующие преимущества эксплуатационного характера по сравнению с направлением вращения тех же винтов во внутреннюю сторону:

а) устраняется опасность подсоса атмосферного воздуха к средним винтам, вызывающего снижение упора, особенно при больших коэффициентах нагрузки;

б) уменьшается вероятность попадания плавающих предметов между винтами и корпусом судна, а также снижается опасность подсосывания последнего к стенке пристани при отходе от нее.

По этим причинам наружное направление гребных винтов обычно принимается также на судах, имеющих двухвальную установку.

Ходкость судна на парциальных режимах. Парциальными режимами работы гребных винтов называются такие режимы, при которых работает только группа винтов судна с многовальной установкой, а неработающие винты либо застопорены, либо отключены от главных двигателей и свободно вращаются от хода судна. Такие режимы представляют практический интерес в том отношении, что в случае работы только части гребных винтов и двигателей судна расход топлива на единицу пройденного пути (милю, километр) может оказаться меньше, чем при работе всех винтов и двигателей, несмотря на снижение скорости хода судна и пропульсивного к. п. д.

Расчеты ходкости судна на парциальных режимах отличаются от соответствующих расчетов для обычных условий только необходимостью учета дополнительного сопротивления, приходящегося на работающие гребные винты. Это дополнительное сопротивление состоит из двух частей, одна из которых преодолевалась ранее работающими гребными винтами (с учетом возможности появления дрейфа судна), а другая создается самими застопоренными или свободно вращающимися винтами.

Результаты буксировочных испытаний моделей судов с застопоренными гребными винтами показывают, что при движении на глубокой воде увеличение сопротивления корпуса одновинтовых судов, обусловленное влиянием застопоренного винта, составляет в среднем около 30%, а для двухвинтовых судов оно может достигать 100%. Большое сопротивление застопоренного гребного винта объясняется тем, что он представляет собой плохо обтекаемое тело, поскольку сечения лопастей такого винта обтекаются при закрыти-ческих углах атаки, возрастающих по мере приближения к краю лопасти.

Для приближенной оценки величины сопротивления $R_{з.в}$ (кг) застопоренного гребного винта можно воспользоваться формулой А. Н. Калмакова

$$R_{з.в} = C_{з.в} \frac{\rho v^2}{2} \theta D^2, \quad (58,1)$$

где $C_{з.в}$ — безразмерный коэффициент сопротивления, равный $0,8 \div 1,0$.

Величина $R_{з.в}$ определяется по формуле (58,1) как сопротивление некоторой эквивалентной пластины площадью θD^2 , расположенной поперек потока. Приведенная формула дает приемлемые результаты для двухвинтовых судов, особенно в тех случаях, когда шаговое отношение винта $\frac{H}{D} < 1,0$.

Момент сопротивления $M_{з.в}$ (кгм) застопоренного гребного винта, необходимый для определения прочных размеров стопорного устройства, можно вычислить по формуле того же автора

$$M_{з.в} = C'_{з.в} \frac{\rho v_p^2}{2} \theta D^3, \quad (58,2)$$

где $C'_{з.в} = 0,10$ — коэффициент момента сопротивления.

Скорость хода судна с застопоренным гребным винтом получается ниже, чем при наличии неработающего, но свободно вращающегося винта, поскольку в последнем случае дополнительное сопротивление винта значительно меньше по сравнению с первым случаем. Поэтому при буксировке судна с целью определения сопротивления его корпуса рекомендуется оставлять неработающие винты свободно вращающимися, если не представляется возможным вообще снять эти винты, чтобы избежать искажения результатов испытаний.

Со свободно вращающегося винта, работающего на турбинном режиме (см. § 39), снимается небольшая мощность, которая расходуется на преодоление сил трения в валопроводе. Величина момента сил трения гребного вала $M_{с.в}$ составляет обычно 1—4% от полного крутящего момента главных двигателей M и может быть определена по формуле

$$M_{с.в} = (1 - \eta_v) M, \quad (58,3)$$

где η_v — к. п. д. валопровода, принимаемый согласно указаниям § 47.

Для приближенного расчета сопротивления свободно вращающегося гребного винта можно воспользоваться диаграммой, по которой проектировался данный винт (см. § 44). С этой целью необходимо продлить кривые коэффициента упора $K_1 = f(\lambda_p)$ и коэффициента момента $K_2 = f(\lambda_p)$ на диаграмме в область турбинных режимов (иначе, авторотации), в которой значения K_1 и K_2 становятся отрицательными. Расчет сопротивления $R_{с.в}$ свободно вращающегося винта (иначе, отрицательного упора — $P_{с.в}$) производится в такой последовательности.

По кривой $K_2 = f(\lambda_p)$ на турбинных режимах снимаются значения K_2 (по абсолютной величине) для нескольких поступей λ_p . Для соответствующих значений K_2 и λ_p вычисляется расчетный коэффициент $K'_d = \frac{\lambda_p}{\sqrt{K_2}}$ и строится вспомогательный график $K''_d = f(\lambda_p)$. Затем, используя этот график и задаваясь несколькими значениями скорости хода v , определяются следующие величины:

$$v_p = v(1 - \psi); \quad K'_d = D v_p \sqrt{\frac{\rho D}{M_{с.в}}};$$

$$\lambda_p = f(K'_d); \quad n = \frac{v_p}{\lambda_p D}; \quad |K_1| = f(\lambda_p); \quad R_{с.в} = P_{с.в} = |K_1| \rho n^2 D^4.$$

Наиболее достоверно величину $R_{с.в}$ можно определить по результатам натурных испытаний судна, в процессе которых измеряется число оборотов n свободно вращающегося винта при нескольких значениях скорости хода судна.

Для устранения сопротивления неработающего гребного винта необходимо подкручивать его до шага нулевого упора так, чтобы величина $K_1 = 0$.

§ 59. Действие гребного винта в косом потоке

Особенности работы винта в косом потоке. Во многих случаях струи воды в диске гребного винта направлены к его оси под некоторым углом, называемым углом скоса потока. В общем случае угол скоса потока состоит из двух частей:

1) угла статического скоса, обусловленного установкой гребных валов под наклоном по отношению к направлению поступательного перемещения судна;

2) угла динамического скоса, возникающего при работе винта за корпусом судна вследствие влияния кормовых обводов последнего, его выступающих частей, дифферента судна на ходу и т. д.

Особенно заметно влияние косога потока на работу движительного комплекса быстроходных судов, имеющих значительные углы наклона гребных валов и углы ходового дифферента (например, у судов на подводных крыльях или глиссирующих судов).

Если гребной винт, вращающийся с постоянной угловой скоростью $\omega = 2\pi n$, работает в условиях равномерного скоса потока, то во всех точках диска винта вектор скорости набегающего потока v_p будет одинаков как по величине, так и по направлению, составляя один и тот же угол α_n с направлением оси винта (рис. 134, а).

Осевая и поперечная составляющие скорости v_p получаются соответственно равными

$$v_a = v_p \cos \alpha_n; \quad v_q = v_p \sin \alpha_n. \quad (59,1)$$

При данном угле поворота $\varphi = \omega t$ лопасти винта обтекание ее элемента, находящегося на радиусе r , характеризуется скоростями, изображенными на рис. 134, б и расположенными определенным образом в пространстве. За время полного оборота лопасти перемещение вектора v_p по отношению к рассматриваемому элементу происходит по поверхности кругового конуса с высотой v_a и радиусом основания v_q . Вследствие скоса потока возникают дополнительные радиальная и окружная скорости обтекания (v_r и v_t) элемента

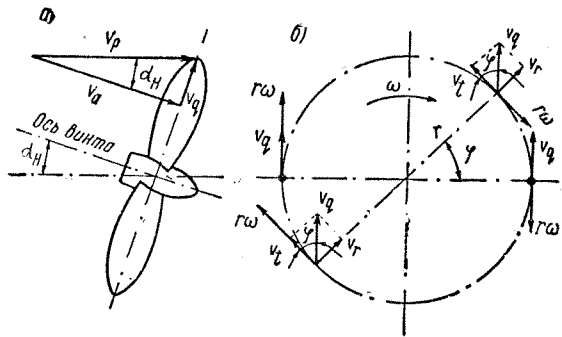


Рис. 134. Работа гребного винта в косом потоке: а) скос потока; б) дополнительные скорости

лопасти, которые являются проекциями скорости v_q на радиальное и нормальное к нему направления, т. е.

$$v_r = v_q \sin \varphi = v_p \sin \alpha_n \sin \varphi; \quad v_t = v_q \cos \varphi = v_p \sin \alpha_n \cos \varphi. \quad (59,2)$$

Значения v_r и v_t периодически изменяются в течение оборота лопасти винта, а величина v_a остается постоянной во времени.

Усилия, действующие на отдельные элементы лопасти, а также суммарные значения упора и момента лопастей в течение оборота при работе винта в косом потоке, периодически изменяются с частотой, равной числу оборотов гребного вала n . Размах колебаний упора и момента каждой лопасти винта может достигать при этом такой же величины, что и постоянные значения указанных характеристик в осевом потоке. Колебания тех же величин для винта в целом получаются значительно меньшими и снижаются с возрастанием числа лопастей z . Частота изменения значений упора и момента винта оказывается в z раз больше, чем частота их изменения для отдельной лопасти.

Учет влияния наклона вала на кривые действия винта. Влияние наклона гребного вала на кривые действия винта в косом потоке приближенно можно учесть введением в рассмотрение условных значений коэффициентов попутного потока ψ_a и засасывания t_a .

Результаты исследования работы гребного винта в косом потоке представлены на рис. 135 и 136 в виде графиков, предложенных В. Д. Цапиным. Первый из графиков (рис. 135) характеризует зависимость величины ψ_a от угла скоса (угла наклона гребного вала) α_n при постоянных значениях шагового отношения нулевого упора $\frac{H_1}{D}$. Остальные графики (рис. 136) показывают зависимость вели-

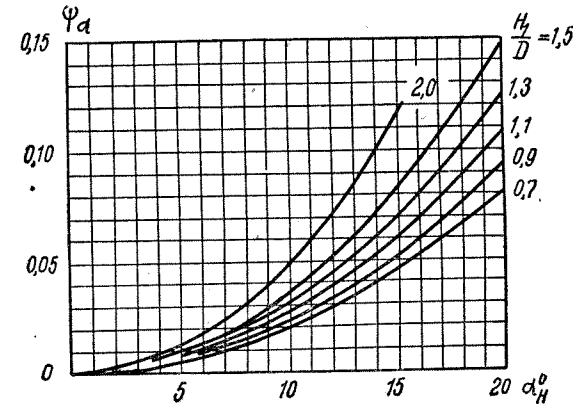


Рис. 135. Влияние наклона гребного вала на попутный поток

чины t_a от угла α_n при заданном шаговом отношении $\frac{H_1}{D}$ (1,0; 1,25 и 1,5) и постоянных значениях относительной поступи, принятой в форме

$$\lambda_{pa} = \frac{\lambda_p}{1 - \psi_a}. \quad (59,3)$$

Приведенные графики могут быть использованы для приближенного расчета гребного винта, работающего в косом потоке, если применить следующий метод.

1. По графику рис. 135 находим величину ψ_a в зависимости от заданных значений α_n и $\frac{H_1}{D}$; отношение $\frac{H_1}{D}$ для винта с заданным конструктивным шагом H снимается с расчетной диаграммы (приближенно $\frac{H_1}{D} \approx \frac{H}{D} + 0,1$).

2. Задаваясь рядом значений поступи $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$, снимаем значения коэффициентов упора K_1 и момента K_2 с кривых действия

винта в осевом потоке (при $\alpha_n = 0$) и определяем соответствующие значения поступи $\lambda_{p\alpha}$ по формуле (59,3).

3. Строим кривые $K_{1\alpha} = f(\lambda_{p\alpha})$ и $K_2 = f(\lambda_{p\alpha})$, исходя из условия, что $K_1 = K_{1\alpha}$ и $K_2 = K_{2\alpha}$ при соответствующих значениях λ_p и $\lambda_{p\alpha}$.

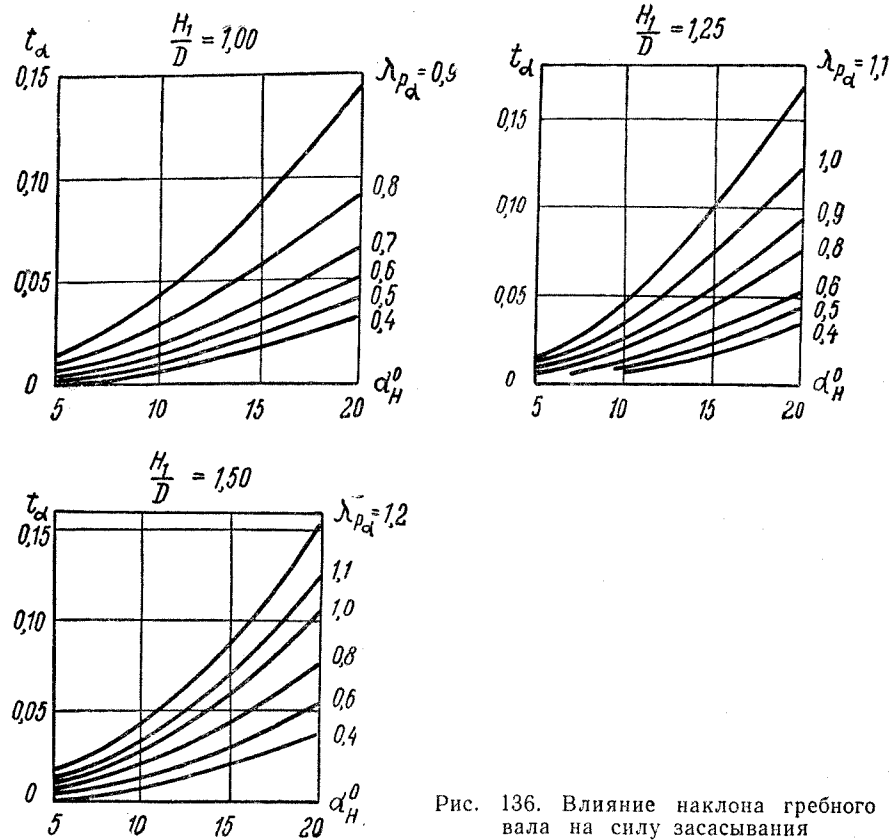


Рис. 136. Влияние наклона гребного вала на силу засасывания

4. По графикам рис. 136 определяем величину t_α в зависимости от угла α_n при выбранных значениях поступи $\lambda_{p\alpha}$.

5. Определяем исправленные значения коэффициента упора и к. п. д. винта в косом потоке, используя для этой цели формулы

$$K_{e\alpha} = K_{1\alpha} (1 - t_\alpha) \cos \alpha_n; \quad (59,4)$$

$$\eta_{p\alpha} = \frac{K_{e\alpha} \cdot \lambda_{p\alpha}}{K_{2\alpha} \cdot 2\pi}. \quad (59,5)$$

Дополнительные усилия и моменты, возникающие на винте в косом потоке. Косое натекание жидкости на гребной винт приводит к возникновению дополнительного (поперечного) усилия, действующего в плоскости диска винта по направлению скорости скоса потока, а также дополнительного момента, действующего в плоскости, нормальной к плоскости диска винта.

На быстроходных судах при углах скоса потока $\alpha_n \approx 10^\circ$ величина поперечного усилия Q_α может достигать 15—20% упорного давления винта P_α (осевой силы). Действие силы Q_α приводит к тому, что усилие P_0 , которое развивает винт в направлении своего относительного движения в жидкости, оказывается равным

$$P_0 = P_\alpha \cos \alpha_n - Q_\alpha \sin \alpha_n. \quad (59,6)$$

а к. п. д. $\eta_{1\alpha}$ винта в косом потоке снижается до величины

$$\eta_{p\alpha} = \frac{P_0 v_p}{2\pi n M} = \frac{P_\alpha v_p}{2\pi n M} \cos \alpha_n - \frac{Q_\alpha v_p}{2\pi n M} \sin \alpha_n. \quad (59,7)$$

Момент M_α не влияет на ходовые качества судна, но вызывает дополнительную нагрузку (изгиб), которая воспринимается гребным валом и должна учитываться в расчете его прочности. Для гребных валов на быстроходных судах при углах скоса потока $\alpha_n = 15 \div 20^\circ$ величина этого момента оказывается такого же порядка, как и величина вращающего момента M .

Влияние косого потока на кавитацию винта. Исследование влияния скоса потока на кавитационные характеристики гребного винта было выполнено В. Д. Цапиным на основании модельных испытаний. Анализ результатов испытаний показывает, что наличие скоса потока приводит к более раннему наступлению второй стадии кавитации гребного винта, которая начинается тем раньше, чем меньше число кавитации в условиях косого потока

$$x_\alpha = \frac{x}{\cos^2 \alpha_n}, \quad (59,8)$$

где x — число кавитации для осевого потока (см. § 40).

Для количественной оценки дополнительного падения коэффициентов упора и момента гребного винта вследствие кавитации при работе в косом потоке можно воспользоваться приближенной формулой

$$\frac{K_{1к}}{K_1} = \frac{K_{2к}}{K_2} = 1 - \frac{0,053 x_\alpha^0}{x_\alpha^2 + 0,047}. \quad (59,9)$$

Значения K_1 и K_2 относятся здесь к случаю отсутствия кавитации, а $K_{1к}$ и $K_{2к}$ — к ее второй стадии.

При одинаковых значениях коэффициента нагрузки гребного винта по упору $\sigma_p = \frac{8 K_1}{\pi \lambda_p^2}$ отношение критических чисел кавитации, соответствующих началу ее второй стадии для винта в косом и осевом потоке, приближенно можно определить по следующей формуле:

$$\frac{\kappa_\alpha}{\kappa} = \frac{1 + 5\sigma_p}{5\sigma_p \left[1 + \frac{0,0138}{\sigma_p} (14,5 - \alpha_n^\circ) \right]} \quad (59,10)$$

Приведенные выше формулы получены для серии моделей гребных винтов, имеющих определенные геометрические элементы ($z = 3$; $\theta = 1,0$; $\frac{H}{D} = 0,8 \div 1,4$; $\alpha_n < 14,5^\circ$) и заданные пределы изменения гидромеханических характеристик ($\sigma_p = 0,4 \div 2,0$; $\kappa_\alpha = 0,5 \div 2,0$).

При проектировании гребных винтов, работающих в условиях косоугольного потока, необходимо учитывать возможность более раннего появления кавитации, что требует увеличения дискового отношения θ по сравнению с его значением для осевого потока.

В связи с тем, что к. п. д. винта до поступи, соответствующей началу второй стадии кавитации в осевом потоке остается таким же, как и при отсутствии кавитации, то наименьшее значение θ , выбранное из условия $\kappa = \kappa_\kappa$, приближенно может быть сохранено без ущерба для величины к. п. д. и в случае винта, работающего в косом потоке. Дополнительное падение упора и момента винта в данном случае учитывается по формуле (59,9). Если же уменьшение упора гребного винта в косом потоке нежелательно, то значение θ следует увеличить в соответствии с условием $\kappa_\alpha \geq \kappa_{\alpha\kappa}$, хотя это и приведет к некоторому снижению к. п. д. винта.

§ 60. Особенности работы гребных винтов фиксированного шага на режимах реверса судна

Характеристики реверса винтового судна. Реверсом судна называется перемена направления движения судна на обратное, осуществляемая в результате соответствующего изменения направления действия силы упора судовых движителей. Для судов с гребными винтами фиксированного шага реверс осуществляется путем изменения направления вращения винта на обратное.

Маневренные качества винтового судна при реверсе определяются следующими характеристиками: 1) время остановки судна (время выбега); 2) путь, проходимый судном до полной остановки (путь выбега); 3) время остановки гребных винтов; 4) время разви-

тия заданных оборотов винта в обратном направлении; 5) время развития заданной скорости хода судна в обратном направлении. Характер обтекания элемента лопасти винта при различных режимах работы. Характерные режимы, через которые проходит

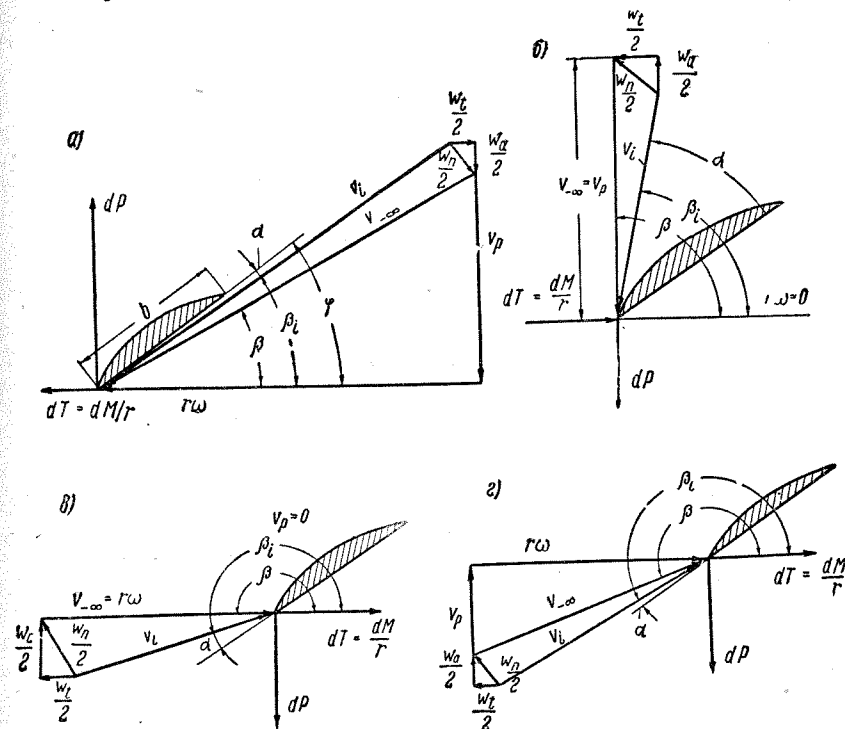


Рис. 137. Режимы работы гребного винта при реверсе с переднего хода на задний

элемент лопасти изолированного гребного винта в условиях, соответствующих процессу реверса судна с переднего на задний ход, наиболее подробно рассмотрены И. Я. Миниовичем и изображены на рис. 137.

Обтекание элемента лопасти винта на режиме установившегося переднего хода показано на рис. 137,а, причем направления скоростей и сил, соответствующие этому режиму, приняты положительными, т. е. $v_p > 0$; $n > 0$; $dP > 0$ и $dM > 0$ (при угле атаки $\alpha > 0$). В процессе реверса окружная скорость гребного винта под действием реверсивного момента двигателей уменьшается, и винт переходит на режим свободного вращения в направлении переднего хода, когда $v_p > 0$; $n > 0$; $dP < 0$; а $dM = 0$ (при $\alpha < 0$).

На рис. 137,б изображен характер обтекания элемента лопасти застопоренного винта, продолжающего двигаться вперед ($dP < 0$; $v_p > 0$; $n = 0$; угол поступи $\beta = \frac{\pi}{2}$).

В дальнейшем направление вращения гребного винта становится противоположным, однако вследствие влияния инерции корпуса судна в процессе реверса существует режим, при котором винт, вращаясь в направлении заднего хода, движется некоторое время вперед, так что $v_p > 0$; $n < 0$; $dP < 0$; $dM < 0$. Затем, под действием отрицательной силы упора винта, инерция корпуса гасится, и судно останавливается. На рис. 137,в показано обтекание элемента лопасти гребного винта на швартовном режиме заднего хода ($v_p = 0$; $n < 0$; $dP < 0$; $dM < 0$; $\beta = \pi$). Развитие установившегося заднего хода приводит к обтеканию элемента лопасти, представленному на рис. 137,г ($v_p < 0$; $n < 0$; $dP < 0$; $dM < 0$).

При реверсе с заднего хода на передний последовательность режимов обтекания элемента лопасти гребного винта аналогична рассмотренному выше случаю.

Обычно режимы обтекания элементов лопасти гребного винта при реверсе являются нестационарными. Поэтому для упрощения решения задачи о работе гребного винта при реверсе пользуются гипотезой квазистационарности, т. е. принимают, что силы, возникающие на элементе лопасти винта, определяются по величине и направлению скоростями потока, которые имеют место в данный момент времени.

Учет влияния нестационарности обтекания при определении гидродинамических характеристик гребного винта на режиме реверса приводит к незначительному их изменению, которое находится в пределах точности измерения упора и момента винта в процессе реверсных испытаний моделей в опытовых бассейнах.

Гидродинамические характеристики винта на режимах реверса. Для расчета реверса судна необходимо знать упор и момент гребных винтов при произвольном соотношении угловой скорости их вращения $\omega = 2\pi n$ и скорости движения судна v для любого режима работы винтов, возникающего в процессе реверса.

Современная теория гребного винта не позволяет рассчитывать гидродинамические характеристики винтов при реверсе. Поэтому такие характеристики обычно определяются по материалам серийных модельных испытаний винтов на режимах реверса.

Чтобы наиболее удобно представить результаты реверсных испытаний каждой модели гребного винта, И. Я. Миниович рекомендует пользоваться системой безразмерных динамических характеристик, включающей два семейства кривых действия винта:

$$a) K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4} = f_1(\lambda_p); K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5} = f_2(\lambda_p); \quad (60,1)$$

$$b) K_p = \frac{P}{\rho v_p^2 D^2} = f_1\left(\frac{1}{\lambda_p}\right); K_m = \frac{M}{\rho v_p^2 D^3} = f_2\left(\frac{1}{\lambda_p}\right), \quad (60,2)$$

где $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ — относительная поступь винта.

Необходимость использования двух семейств кривых действия винта при реверсе обусловлена тем, что на кривых первого типа не могут быть изображены режимы, близкие к режиму застопоренного винта, а на кривых второго типа — режимы, приближающиеся к швартовному. Сводные диаграммы величин K_1 , K_p , K_2 , K_m для гребного винта с $z = 3$ и $\theta = 0,55$ представлены на рис. 138 и 139.

Анализ результатов систематических испытаний моделей показывает, что кривые коэффициентов упора и момента имеют максимумы при поступях, близких к $\lambda_p = 0$ и $\frac{1}{\lambda_p} = 0$. Величина этих максимумов возрастает с уменьшением шагового отношения гребного винта, а их появление связано с переходом от безотрывного к отрывному обтеканию лопастей.

Результаты буксировочных и самоходных испытаний моделей на режимах заднего хода приводят к выводу, что пропульсивный к. п. д. судна при этом значительно ниже, чем на переднем ходу вследствие возрастания сопротивления, снижения коэффициента влияния корпуса и к. п. д. гребного винта. Как показывают результаты модельных испытаний, сопротивление корпуса судна в условиях установившегося заднего хода может возрасти на 16—20% по сравнению с величиной сопротивления на переднем ходу.

Снижение коэффициента влияния корпуса на установившемся заднем ходу объясняется тем, что в этих условиях практически сохраняется только потенциальная составляющая попутного потока, а засасывание на обшивке корпуса становится больше, чем на переднем ходу (приблизительно на 25%). Из-за ухудшения условий работы гребного винта и уменьшения коэффициента влияния корпуса пропульсивный к. п. д. может понизиться на 40—60% по сравнению с его величиной на переднем ходу.

Согласно экспериментальным данным Конна, при изучении реверса винтовых судов необходимо учитывать следующие положения:

1) реверсивные качества гребных винтов в основном определяются его диаметром и площадью лопастей, причем с увеличением этих характеристик указанные качества улучшаются;

2) эти качества не зависят от числа лопастей винта, но улучшаются при переходе от сегментных сечений к сечениям аэродинамического типа с подъемом кромок;

3) реверсивные качества винтов ухудшаются при чрезмерном наклоне образующей их лопастей или при использовании лопастей с узкими краями.

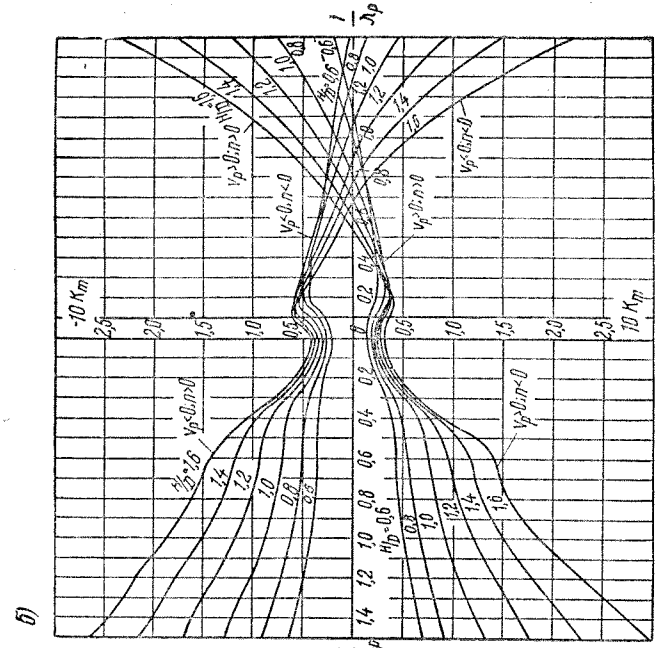
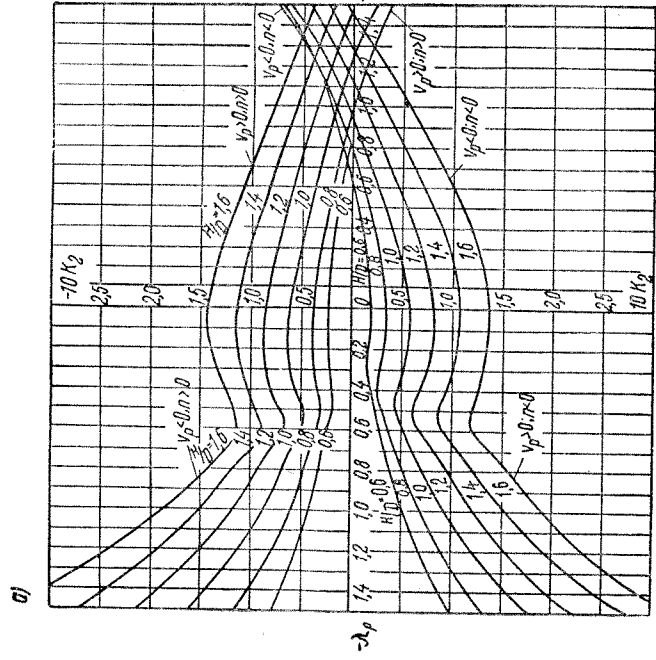


Рис. 138. Коэффициенты упора гребного винта на режимах реверса: а) $K_1 = f(\lambda_p)$; б) $K_p = f(\lambda_p)$

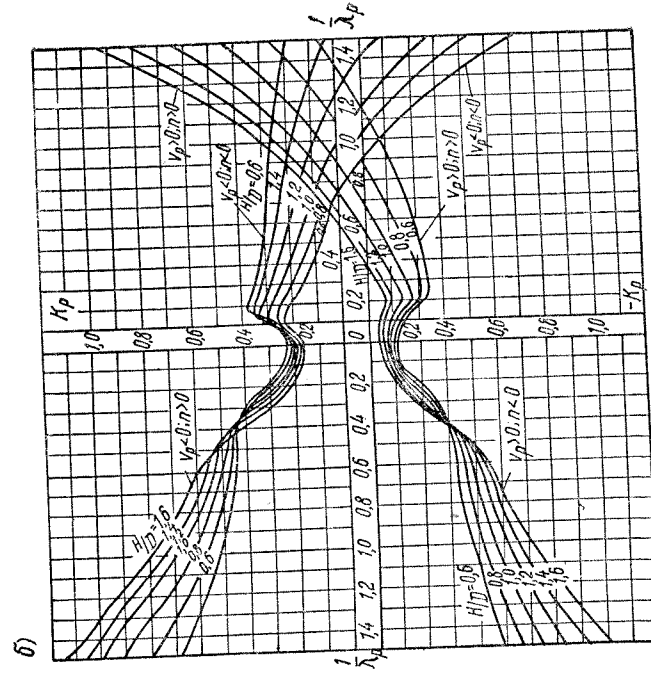
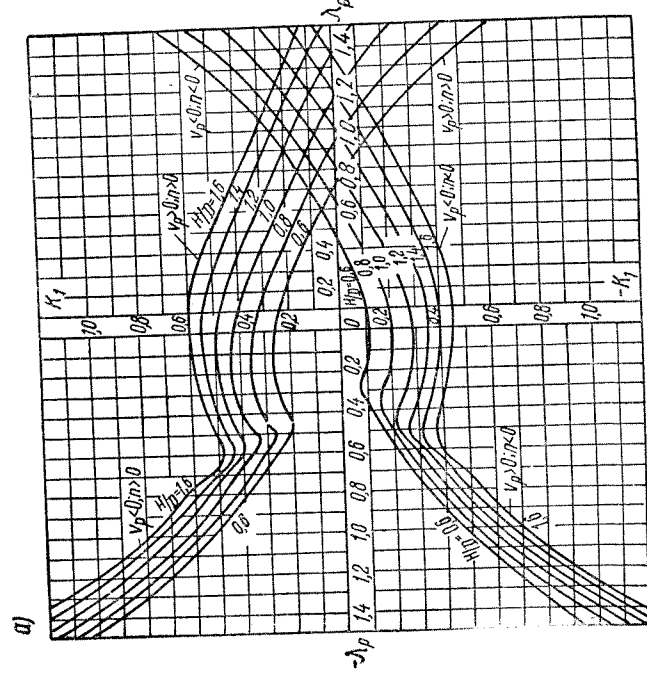


Рис. 139. Коэффициенты момента гребного винта на режимах реверса: а) $K_2 = f(\lambda_p)$; б) $K_m = f(\lambda_p)$

В качестве максимального отрицательного момента для расчета деталей главных двигателей и валопровода на прочность можно принимать момент при максимальном числе оборотов гребного винта и скорости хода судна, равной нулю (см. рис. 139).

На характеристики реверса судна влияет также тип главной силовой установки.

Приближенная оценка характеристик разгона и торможения винтового судна. Для приближенной оценки характеристик разгона и торможения винтовых судов можно воспользоваться приведенными далее формулами, полученными М. А. Гречиным.

Исходные данные. Для расчета характеристик разгона и торможения должны быть известны следующие данные:

1) водоизмещение V (м^3) и число гребных валов x судна;
2) ожидаемая скорость v_0 (м/сек) установившегося движения судна (в конце разгона или до начала торможения) и соответствующее этой скорости сопротивление корпуса $R = f(v_0)$ (кг);

3) общая мощность xN_p (л. с.), подведенная к гребным винтам, и их число оборотов n в секунду при нормальном режиме работы главных двигателей;

4) основные геометрические элементы гребных винтов — D (м), z , θ , $\frac{H}{D}$.

Расчет характеристик разгона. Время разгона судна до некоторой скорости v определяется по формуле

$$t_p = \frac{m(1+k_{11})v_0}{xP_0 + R} \ln \left[\frac{\frac{Rv}{xP_0v_0} + 1}{1 - \frac{v}{v_0}} \right]. \quad (60,3)$$

Здесь: $m = \frac{\rho V}{g}$ — масса судна;

$k_{11} = \frac{\lambda_{11}}{m} \approx 0,1$ — коэффициент присоединенной массы воды при разгоне (торможении) судна (см. подробнее § 75);

xP_0 — суммарная полезная тяга гребного винта при работе на швартовах, принимаемая в виде

$$xP_0 = x \frac{K_{10}}{K_{20}} \cdot \frac{M}{D}, \quad (60,4)$$

где K_{10} и K_{20} — коэффициенты упора и момента гребного винта на швартовах, определяемые по расчетным диаграммам (см. гл. XII);

M — вращающий момент гребного винта, принимаемый постоянным (для судов с двигателями внутреннего сгорания) и определяемый из выражения (37,3).

Чтобы получить конечные значения t_p по формуле (60,3), в практических расчетах приходится принимать $v = (0,97 \div 0,98)v_0$, поскольку при $v = v_0$ эта формула приводит к $t = \infty$. Скорость судна в различные моменты времени t после начала разгона определяется из выражения

$$\bar{v} = \frac{v}{v_0} = \frac{e^{\bar{t}} - 1}{\frac{R}{xP_0} + e^{\bar{t}}}, \quad (60,5)$$

где обозначено

$$\bar{t} = t \frac{m(1+k_{11})}{xP_0 + R}.$$

Длина пути разгона s_p в зависимости от скорости судна получается в виде

$$s_p = \frac{m(1+k_{11})v_0^2}{2R} \left[\frac{xP_0 - R}{xP_0 + R} \ln \frac{1 - \bar{v}}{\frac{R}{xP_0} \bar{v} + 1} - \ln \left(1 - \frac{P_0 - R}{P_0} \bar{v} - \frac{R}{P_0} \bar{v}^2 \right) \right]. \quad (60,6)$$

Расчет характеристик торможения. Процесс торможения судна можно разделить на три периода, имеющих следующую продолжительность: 1) с момента подачи команды с ходового мостика до прекращения подачи топлива в главные двигатели; 2) с момента прекращения подачи топлива до запуска двигателей на задний ход; 3) с момента запуска двигателей на задний ход до полной остановки судна ($v = 0$). Время (в сек.) первого и второго периодов ($t_1 + t_2$) считается заданным и определяется в основном конструктивными особенностями главных двигателей судна. Время t_3 (в сек.) третьего периода находится по формуле

$$t_3 = \frac{m(1+k_{11})v_0}{\sqrt{xP_0R}} \arctg \bar{v}_2 \sqrt{\frac{R}{xP_0}}. \quad (60,7)$$

Здесь:

\bar{v}_2 — относительная скорость судна в конце второго периода, равная

$$\bar{v}_2 = \frac{v_2}{v_0} = \frac{1}{1 + \frac{Rt_2}{m(1+k_{11})v_0}}. \quad (60,8)$$

Путь торможения в различные периоды (s_1, s_2, s_3) определяется по формулам

$$s_1 = t_1 v_0; \quad (60,9)$$

$$s_2 = \frac{m(1+k_{11})v_0^2}{R} \ln \left[1 + \frac{Rt_2}{m(1+k_{11})v_0} \right]; \quad (60,10)$$

$$s_3 = \frac{m(1+k_{11})v_0^2}{2R} \ln \left[1 + \frac{R}{xP_0} \bar{v}_2^2 \right]. \quad (60,11)$$

Общий путь и время торможения судна получаются равными

$$s_T = s_1 + s_2 + s_3; \quad (60,12)$$

$$t_T = t_1 + t_2 + t_3. \quad (60,13)$$

§ 61. Проверка согласованности главных двигателей и гребных винтов

Исходные положения. Мощность главных двигателей судна изменяется по винтовой характеристике, под которой обычно подразумевают зависимость между числом оборотов и мощностью двигателя, необходимой для вращения гребного винта при тех или иных условиях эксплуатации судна. Мощность двигателя N_e , которую необходимо затратить на преодоление момента сопротивления воды вращению гребного винта, можно представить в виде (при отсутствии редуктора)

$$N_e = \frac{K_2 \rho D^5}{11,93 \tau_{\text{в}}} n^3 = C_2 n^3, \quad (61,1)$$

где K_2 — коэффициент момента гребного винта;
 D и n — диаметр в м и число оборотов винта в секунду;
 $\tau_{\text{в}}$ — к. п. д. валопровода.

При определенном режиме работы судна винтовая характеристика двигателя (61,1) представляется на графике в виде кривой, достаточно близкой к кубической параболе. В данном случае величина C_2 будет сохранять постоянное значение, поскольку при указанных условиях зависимость между скоростью v_p и числом оборотов n приближается к линейной, что позволяет считать неизменными как поступь винта $h_p = \frac{v_p}{n}$, так и его коэффициент момента K_2 .

Для примера на рис. 140 показаны винтовые характеристики двигателя, относящиеся к различным режимам работы винтового буксирного судна (от швартовых до хода порожнем). Аналогичные кривые получаются для небуксирного судна при изменении осадки (в грузу, порожнем, с балластом и т. д.) или путевых и гидрометеорологических условий (глубина фарватера, ветер, волнение и т. д.). Здесь же нанесена внешняя характеристика двигателя (см. § 47), которая определяет зависимость между числом оборотов

и мощностью, располагаемой двигателем при неизменном тепловом режиме его работы (т. е. при постоянном положении органов управления).

Различие в законах изменения мощности двигателя, определяемых его внешней и винтовой характеристиками, приводит к тому, что мощность, развиваемая двигателем при неизменном тепловом режиме работы, может быть полностью использована гребным винтом фиксированного шага, согласованным с двигателем только при одном значении числа оборотов и соответствующей ему скорости хода судна. Обычно принято считать, что винт фиксированного шага будет согласован с главным двигателем, если при установке такого винта двигатель развивает номинальные значения мощности и числа оборотов применительно к тем условиям эксплуатации судна, для которых производился расчет элементов винта (см. § 52 и 53).

Для обеспечения мощности, потребляемой этим винтом на всем диапазоне возможного изменения числа оборотов, требуется производить регулировку теплового режима работы двигателя путем изменения подачи топлива, отсечки пара и т. п.

Понятие о «тяжелом» и «легком» гребном винте. Согласованность работы гребного винта и главного двигателя достигается при указанных выше условиях за счет правильного выбора шагового отношения винта $\frac{H}{D} = \left(\frac{H}{D}\right)_0$. При установке винта, согласованного с двигателем, винтовая характеристика двигателя (кривая 0 на рис. 140) будет пересекать его заданную внешнюю характеристику при номинальных значениях мощности и числа оборотов (N_{e0} и n_0). Однако спроектированный таким образом винт фиксированного шага ($H = H_0$) оказывается несогласованным с тем же двигателем на всех других режимах работы судна, отличающихся от расчетного режимом значения поступи винта h_p из-за возрастания или снижения сопротивления воды движению судна в различных эксплуатационных условиях.

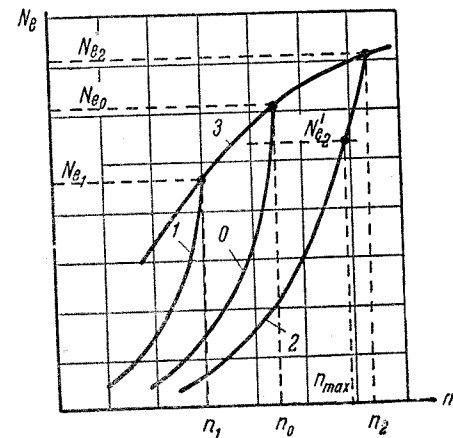


Рис. 140. Винтовые характеристики двигателя при работе с согласованным (0), «тяжелым» (1) и «легким» (2) винтом; 3 — внешняя характеристика двигателя

В результате возрастания сопротивления воды скорость хода снижается значительно быстрее, чем число оборотов винта, который становится гидродинамически «тяжелым» для данного двигателя из-за уменьшения поступи и соответствующего увеличения вращающего момента на гребном валу.

Винтовая характеристика двигателя при «утяжелении» винта (кривая 1 на рис. 140) изменяется таким образом, что мощность и число оборотов двигателя при неизменном тепловом режиме снижаются по сравнению с их номинальными значениями ($N_{e1} < N_{e0}$; $n_1 < n_0$). Еще более «тяжелым» винт становится при работе на швартовах ($h_p = \frac{v_p}{n} = 0$; $M = M_{\max}$).

При снижении сопротивления воды движению судна скорость хода будет возрастать быстрее, чем число оборотов винта, который при этих условиях оказывается «легким» (гидродинамически) для данного двигателя и потребует его форсировки, поскольку винтовая характеристика двигателя с таким винтом (кривая 2 на рис. 140) сдвигается от номинальной в сторону повышения мощности и числа оборотов ($N_{e2} > N_{e0}$; $n_2 > n_0$).

Однако число оборотов двигателя обычно ограничивается некоторым предельным значением (n_{\max}), обусловленным конструктивными особенностями данного двигателя. Поэтому и с легким винтом двигатель может работать при пониженной мощности ($N'_{e2} < N_{e0}$; $n = n_{\max}$), как и в случае «утяжеления» винта.

Проверка согласованности винта и двигателя по данным испытаний судна. Несогласованность работы винта фиксированного шага и главных двигателей судна может иметь место и в том случае, когда спроектированный винт не соответствует двигателям из-за допущенных неточностей в выборе шагового отношения (например, при использовании не вполне достоверных данных о сопротивлении воды, характеристиках взаимодействия и т. п.). Если выбранное

шаговое отношение $\left(\frac{H}{D}\right)_1$ превышает его значение $\left(\frac{H}{D}\right)_0$, которое необходимо для обеспечения заданной скорости хода судна при номинальных мощности и числе оборотов главного двигателя, то спроектированный гребной винт получается «тяжелым» для данного двигателя ($N_{e1} < N_{e0}$; $n_1 < n_0$). Напротив, в случае занижения

выбранного шагового отношения $\left(\frac{H}{D}\right)_2$ по сравнению с требуемым значением $\left(\frac{H}{D}\right)_0$, гребной винт оказывается «легким» для двигателя ($N_{e2} > N_{e0}$; $n_2 > n_0$).

Проверка согласованности спроектированного гребного винта и работающего на него двигателя может быть произведена на основании анализа материалов натуральных испытаний судна.

О согласованности винта и двигателя можно судить по соотношению между экспериментальным и расчетным значениями числа оборотов гребного вала (или вала двигателя), соответствующими величине номинального вращающего момента M_0 . Если число оборотов n'_0 , полученное по результатам испытаний для момента M_0 при предусмотренных проектом условиях эксплуатации судна, оказывается равным расчетному (номинальному) значению числа оборотов n_0 , то такой винт считается согласованным с двигателем; при $n'_0 < n_0$ винт получается «тяжелым», а при $n'_0 > n_0$ «легким». Для проверки согласованности винта и двигателя по результатам натуральных испытаний судна (при $M \approx n^2$, т. е. при $K_2 = \text{const}$) можно использовать соотношение

$$n'_0 = n' \sqrt{\frac{M_0}{M'}}. \quad (61,2)$$

Здесь:

M_0 и M' — значения вращающего момента, первое из которых определяется по номинальным мощности и числу оборотов ($N_{e0} = \text{const}$; $n_0 = \text{const}$), согласно зависимости (37,3), а второе — на основании результатов испытаний при выбранных скоростях хода (N'_e и n').

Рассмотренный выше закон изменения мощности двигателя при работе по винтовой характеристике позволяет также получить значения числа оборотов гребного вала (или вала двигателя) и скорости хода судна на режимах, отличающихся от расчетного. Искомые значения числа оборотов n и скорости хода v для винта, согласованного с двигателем, находятся по значениям тех же величин n' и v' при некотором данном режиме, исходя из следующих соотношений (при $v \sim n$ и $R \sim v^2$):

$$n = n' \sqrt[3]{\frac{N_e}{N'_e}}; \quad v = v' \sqrt[3]{\frac{N_e}{N'_e}}. \quad (61,3)$$

Мероприятия по корректировке элементов винта, не согласованного с двигателем. Согласование устанавливается путем изменения винта с главным двигателем производится путем изменения шагового отношения винта $\frac{H}{D}$, исходя из условия, что для «тяжелых» винтов значение $\frac{H}{D}$ должно быть уменьшено, а для «легких» — увеличено.

Обычно согласование гребного винта с главным двигателем производится на практике за счет изменения шага винта (ΔH) при неизменном диаметре ($\Delta D = 0$). Такой способ корректировки элементов гребных винтов применим в равной мере для любого несогласованного с двигателем винта. Изменение шага «тяжелого» или «легкого» винта может быть достигнуто поворотом лопастей на соответствующий угол (в нагретом состоянии) или подрубкой лопастей со стороны входящей или выходящей кромки.

Корректировка элементов гребного винта посредством изменения диаметра (ΔD) может быть использована только для «тяжелого» винта, работающего без насадки. Согласование такого винта с двигателем достигается уменьшением диаметра за счет обрезки концов лопастей винта. Однако обрезку лопастей «тяжелого» винта можно рекомендовать только в качестве временного мероприятия, так как при этом заметно снижается к. п. д. и возрастает опасность кавитации винта вследствие утолщения концевых сечений лопастей.

Согласование «легкого» винта с двигателем путем наварки металла на концы лопастей на практике обычно не находит применения из-за сложности подобной операции и опасности уменьшения зазора между концами лопастей и корпусом судна.

Численные значения изменения шага ΔH (или диаметра ΔD) могут быть установлены в соответствии с принятой методикой расчета винтов фиксированного шага по диаграммам (см. § 49), если по результатам натурных испытаний известны сопротивление воды движению судна и характеристики взаимодействия винта и корпуса. При отсутствии этих данных для определения элементов винта, согласованного с двигателем, можно воспользоваться некоторыми практическими приемами, дающими решение поставленной задачи непосредственно по результатам натурных испытаний судна.

Так, на основании многочисленных опытных данных, систематизированных Ван-Ламмереном, установлено, что необходимое изменение числа оборотов гребного винта (Δn) на 1% по отношению к номинальному требует соответствующего изменения шага (ΔH) или диаметра (ΔD) винта приблизительно на 1,2—1,5%. Указанное соотношение основано на том, что у гребного винта с размерами, близкими к наивыгоднейшим, можно изменять диаметр и шаг в некоторых пределах, не изменяя числа оборотов главных двигателей, если соблюдается условие

$$H + D = \text{const} \quad (61,4)$$

или, иначе

$$\Delta H = -\Delta D. \quad (61,5)$$

Это правило остается достаточно справедливым, если возможные отклонения шага и диаметра (т. е. величины ΔH и ΔD) как в ту, так и в другую сторону не превышают примерно 10%.

При корректировке элементов винта указанным способом происходит некоторое нарушение проектной геометрии лопастей винта. Особенно это заметно в том случае, когда корректировка элементов несогласованного винта производится только за счет обрезки концов лопастей, а прочие геометрические характеристики (ширина и толщина лопастей) пропорционально не изменяются во избежание неоправданно большой трудоемкости подобной работы.

Поэтому для уменьшения диаметра (ΔD) «тяжелого» винта длина обрезанной части лопасти должна быть примерно в 1,3 раза больше величины ΔD , которая требуется для геометрически подобного винта, подобранного расчетным путем. Увеличение толщины обрезанных лопастей на концах и относительное увеличение поверхности таких лопастей (по сравнению с площадью диска) приводит к тому, что к. п. д. винта снижается в этом случае приблизительно в два раза больше, чем при геометрически подобном уменьшении всех размеров винта.

§ 62. Гребные винты регулируемого шага

Конструктивные особенности винта регулируемого шага. В отличие от гребных винтов фиксированного шага (цельных или со съемными лопастями), винты регулируемого шага имеют лопасти, которые при помощи специального приводного механизма можно поворачивать на ходу судна от положения, соответствующего полному переднему ходу, до положения, отвечающего полному заднему ходу, изменяя таким образом не только величину, но и направление упора винта. Вследствие этого реверс судна с винтами регулируемого шага осуществляется без изменения направления вращения главных двигателей, которые в данном случае могут быть неререверсивными.

Винт регулируемого шага (сокращенно ВРШ) состоит из приводного механизма, который чаще располагается в машинном отделении, полого гребного вала, соединяющего механизм привода со ступицей винта, и механизма поворота лопастей, находящегося внутри ступицы (рис. 141). На судах мощностью от 1000 л. с. и выше чаще всего применяются ВРШ с гидравлическим приводом для поворота лопастей. Для судов небольшой мощности применяют ВРШ с механическим или электромеханическим приводом, а на мелких судах (моторных катерах и лодках) обычно используется ручной привод.

В большинстве случаев современные ВРШ выполняются трехлопастными, поскольку при установке четырех лопастей возникают затруднения с размещением механизма поворота внутри ступицы ограниченных размеров и с обеспечением надлежащей прочности как самих лопастей, так и шпилек для крепления лопастей к вращающимся частям ступицы винта. В последнее время появились конструкции четырехлопастных ВРШ типа «тандем», у которых

лопасти расположены попарно в двух плоскостях, смещенных вдоль оси винта на расстояние $(0,12-0,15) D$. Такое размещение лопастей позволяет обеспечить достаточную прочность конструкции винта при умеренном диаметре ступени ($d_0 = 0,2 D$), но приводит к увеличению длины последней на 30—50%.

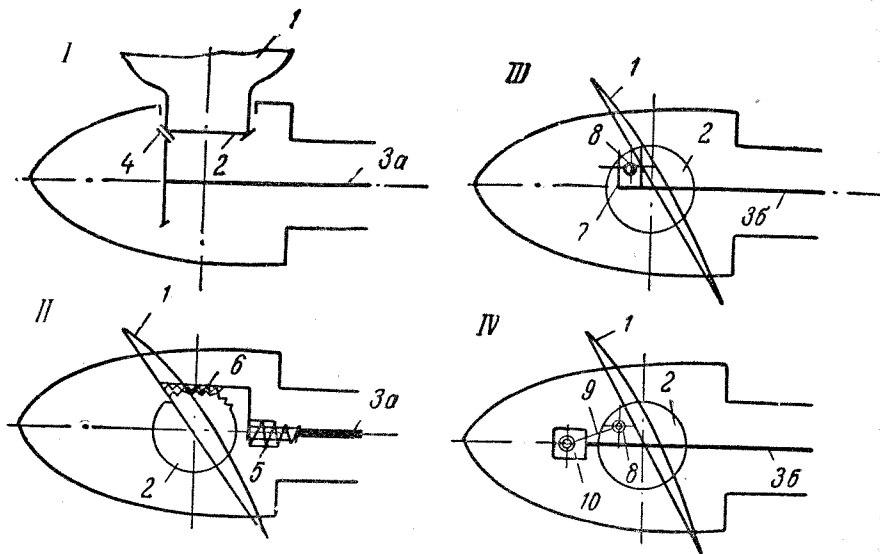


Рис. 141. Схемы механизмов поворота лопастей ВРШ: I — шестеренчатый; II — винтовой; III — поводковый; IV — шатунный
1 — лопасть; 2 — комель лопасти; 3а — вращающаяся штанга; 3б — штанга, движущаяся поступательно; 4 — пара конических шестерен; 5 — винтовая передача; 6 — зубчатая рейка, движущаяся поступательно; 7 — поводок; 8 — палец на комле лопасти; 9 — шатун; 10 — ползун с пальцем

Для изготовления ВРШ обычно применяют высокопрочную нержавеющую сталь (хромоникелевую) или высококачественную литейную бронзу, так как при изменении шага, осуществляемом во время хода с большими скоростями, в деталях винта возникают значительные усилия.

Особенности работы винта регулируемого шага. Действие ВРШ в случае установки его лопастей на номинальный шаг, соответствующий расчетному режиму работы винта при переднем ходе судна, не отличается с точки зрения гидродинамики от действия обычного винта, имеющего тот же шаг (фиксированный). Однако поворот каждой лопасти ВРШ относительно номинального положения приводит к тому, что ее сечения на данном радиусе сходят с соответствующих винтовых линий, вследствие чего нарушается правильное распределение шага по лопасти и происходит искажение принятой

формы сечений лопасти. При таком повороте лопасти изменение шага ее сечений у ступицы отстает от изменения шага сечений, находящихся ближе к краю лопасти.

В результате искажения геометрии лопастей значения к. п. д. винта на режимах, отличающихся от исходного, несколько снижаются. Особенно заметно снижение к. п. д. в случае поворота лопастей на малый шаг, когда наиболее тяжело нагруженные сечения их, расположенные на расстоянии $0,7-0,8$ радиуса винта от его оси, работают при углах атаки, близких к нулю. Вследствие этого иногда оказывается более рациональным регулировать скорость хода судна с ВРШ за счет изменения числа оборотов двигателей, а не шага винта.

Наиболее ответственными для работы ВРШ являются режимы реверса.

Обычно поворот лопастей ВРШ при переходе с переднего на задний ход или обратно осуществляется через нейтральное положение (т. е. поворот через нулевой шаг), при котором поверхности лопастей размещаются в плоскости вращения, а упор винта равен нулю. В этом случае углы поворота лопастей при переходе с полного переднего на полный задний ход составляют около $40-60^\circ$, причем во время заднего хода обе поверхности лопастей изменяют свое назначение на противоположное (нагнетающая работает как засасывающая, и наоборот), а их кромки продолжают работать так же, как и при переднем ходе.

Время, необходимое для поворота лопастей ВРШ, обычно не превышает 10—15 сек.

При повороте лопастей ВРШ для случая заднего хода судна сечения каждой лопасти, расположенные вблизи ступицы, частично продолжают работать с углами атаки, соответствующими переднему ходу, что приводит к уменьшению упора заднего хода. Если ВРШ имеет при этом лопасти с несимметричными сечениями, то изменение характера работы поверхностей или кромок таких лопастей обычно сопровождается снижением к. п. д. винта и дополнительной потерей упора.

Ходовые качества судов с винтами регулируемого шага. Гребной винт фиксированного шага обычно проектируется на полное использование мощности главных двигателей при основном (расчетном) режиме работы судна. Различные режимы работы судна с такими винтами достигаются исключительно изменением числа оборотов двигателя в результате увеличения или уменьшения его мощности за счет разной подачи топлива (см. § 61).

Применение гребных винтов с поворотными лопастями позволяет регулировать нагрузку на главный двигатель посредством изменения шага, которое сопровождается соответствующим увеличением или уменьшением момента сопротивления вращению винта. Благодаря этому можно поддерживать номинальное число оборотов

главного двигателя и использовать его полную мощность при различных скоростях хода судна. Таким образом, ВРШ всегда будет согласован с главным двигателем.

Наибольший экономический эффект от применения ВРШ получается для судов, винты которых работают в условиях резко изменяющихся нагрузок.

Благодаря возможности полного использования мощности главного двигателя тяга на гаке буксирного судна с ВРШ на режимах

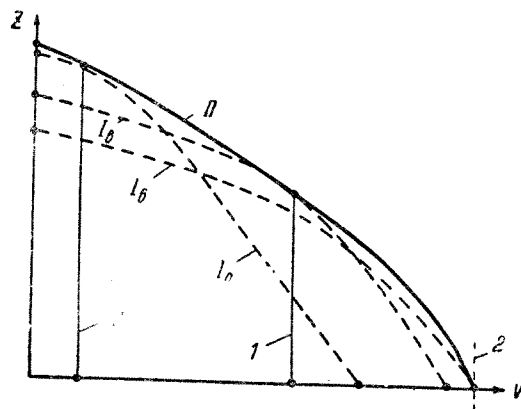


Рис. 142. Тяга на гаке буксирных судов с гребными винтами фиксированного и регулируемого шага: $I, a, б, в$ — с винтами фиксированного шага (буксирным, скоростным, компромиссным). II — с ВРШ
 1 — расчетный режим буксировки; 2 — ход без барж; 3 — буксировка «тяжелого» состава

става, диапазон изменения рабочих углов поворота лопастей винта обычно не превышает $10-12^\circ$. В связи с этим часто применяются нереверсивные ВРШ, отличающиеся более простой конструкцией и предназначенные специально для судов, винты которых работают в условиях переменных нагрузок.

Применение ВРШ позволяет также повысить ходовые качества небуксирных судов при плавании по ограниченному фарватеру, на волнении и т. п., поскольку в этих условиях обычные гребные винты, рассчитанные для случая хода судна по неограниченному фарватеру в тихую погоду, становятся «тяжелыми» и не используют полную мощность, развиваемую двигателем. Для примера на рис. 143 дано сравнение достижимой скорости хода судов с ВРШ и с обычными винтами.

Особенности гидромеханического расчета винтов регулируемого шага. Результаты модельных испытаний и опыт эксплуатации судов с ВРШ позволяют сделать следующие выводы относительно

выбора расчетного режима работы ВРШ (иначе, номинального шага).

1. Для судов, по условиям эксплуатации которых предусматривается как создание значительного тягового усилия, так и обеспечение максимальной скорости хода, номинальный шаг винта следует выбирать применительно к последнему из указанных режимов (для буксиров — ход без барж, для рыболовных судов — без трала).

2. Для судов, движительный комплекс которых должен обеспечивать возможно больший пропульсивный к. п. д. при всех скоростях хода и не предназначен для создания тягового усилия, предварительно необходимо определить номинальное значение шага винта путем гидромеханического расчета для наиболее часто встречающихся режимов работы, а затем на основании экономических расчетов (по расходу топлива) выбрать наиболее выгодный шаг.

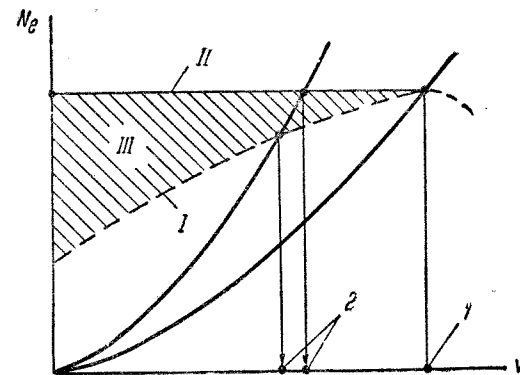


Рис. 143. Скорость хода небуксирных судов с гребными винтами фиксированного и регулируемого шага: I, II — мощность главных двигателей, используемая винтами фиксированного и регулируемого шага; III — мощность, не используемая винтами фиксированного шага

1 — расчетная скорость хода при нормальных условиях плавания судна; 2 — достижимая скорость при увеличении сопротивления корпуса

При проектировании ВРШ необходимо также учитывать следующие положения:

а) во избежание возникновения значительных крутящих моментов от действия центробежных сил целесообразно уменьшать ширину лопастей ВРШ;

б) для устранения опасности кавитации сечения лопасти желательно выбирать так, чтобы уменьшить пик разрежения на засасывающей стенке за счет обеспечения более равномерного распределения скоростей обтекания, которое возможно у профили с наибольшей толщиной, смещенной в сторону выходящей кромки.

Определение гидромеханических характеристик ВРШ (например, $K_1, K_2, \eta_p, \lambda_p$) при выборе номинального шагового отношения $\left(\frac{H}{D}\right)_0$ в первом приближении можно производить по тем же схемам, которые применяются для винтов фиксированного шага (см. гл. XI).

Наиболее правильное и полное представление о работе ВРШ на различных режимах можно получить в результате расчета, основанного на использовании материалов испытаний модели такого винта при соответствующих углах установки лопастей φ_i , т. е. при заданных значениях шагового отношения $\left(\frac{H}{D}\right)_i$. Результаты испытаний модели ВРШ могут быть представлены в виде безразмерных динамических характеристик (кривых действия) $K_1 = f(\lambda_p)$; $K_2 = f(\lambda_p)$ и $\eta_p = f(\lambda_p)$. По форме представления кривые $K_1 = f(\lambda_p)$; $K_2 = f(\lambda_p)$ и $\eta_p = f(\lambda_p)$ для ВРШ напоминают диаграммы систематических серийных испытаний моделей обычных гребных винтов (фиксированного шага). В действительности же эти кривые отличаются от аналогичных кривых, полученных для серии обычных гребных винтов и приближаются к ним лишь в области номинальной винтовой поверхности, определяемой проектным значением шага винта с поворотными лопастями, выбранными для основного расчетного режима работы.

При отсутствии кривых действия расчет ВРШ приближенно может быть выполнен по формулам вихревой теории или по обычным диаграммам для винтов фиксированного шага. При использовании этих формул или диаграмм в расчет необходимо вводить поправки, учитывающие изменение динамических характеристик (K_1 , K_2 , η_p) главным образом вследствие искажения проектной геометрии лопастей ВРШ при их повороте относительно номинального положения.

Величина этой поправки зависит от режима работы ВРШ, изменяясь от минимального значения в области, близкой к шагу номинальной винтовой поверхности, до максимального — в областях, наиболее удаленных от этого шага.

Ниже излагается метод определения указанных поправок, предложенный А. С. Лодкиным и А. А. Русецким на основании расчетных и экспериментальных данных.

Значения коэффициентов упора K'_1 и момента K'_2 для ВРШ с шаговым отношением $\left(\frac{H}{D}\right)'$, установленным для данного режима работы, получаются в виде

$$K'_1 = K_1 + \Delta K'_1; \quad (62,1)$$

$$K'_2 = K_2 + \Delta K'_2. \quad (62,2)$$

Здесь:

K_1 и K_2 — соответственно коэффициенты упора и момента винта фиксированного шага с шаговым отношением, равным значению $\left(\frac{H}{D}\right)'$ для ВРШ;

ΔK_1 и ΔK_2 — поправки к значениям коэффициентов упора и момента ВРШ, обусловленные изменением проектной геометрии поворотных лопастей и определяемые по формулам

$$\Delta K'_1 = -\Delta K_1 \left[1 - \frac{\left(\frac{H}{D}\right)'}{\left(\frac{H}{D}\right)_0} \right]; \quad (62,3)$$

$$\Delta K'_2 = -\Delta K_2 \left[1 - \frac{\left(\frac{H}{D}\right)'}{\left(\frac{H}{D}\right)_0} \right], \quad (62,4)$$

где ΔK_1 и ΔK_2 — значения поправок, полученные при расчетном шаговом отношении $\left(\frac{H}{D}\right)_0$ по графику рис. 144 для ВРШ с симметричным контуром лопастей и дисковым отношением $\theta = 0,50 \div 0,75$.

Расчет ВРШ с введением указанных поправок производится по схеме, предусматривающей определение изменения шагового отношения $\frac{H}{D}$ в зависимости от режима работы судна (см. схему 10 в табл. 26). Эта схема одновременно позволяет построить ходовые характеристики судна с ВРШ применительно к случаю полного использования мощности главного двигателя при номинальном числе оборотов.

Основные преимущества и недостатки винтов регулируемого шага. На основании приведенных ранее данных можно отметить следующие основные преимущества винтов регулируемого шага по сравнению с обычными гребными винтами (фиксированного шага).

1. ВРШ обеспечивают постоянство мощности и числа оборотов главного двигателя при различных условиях эксплуатации судна, что приводит к повышению скоростных и тяговых показателей судов, которые работают при переменных режимах или имеют несколько часто используемых скоростей хода (буксиры, ледокосы, паромы, рыбопромысловые, спасательные и пожарные суда).

2. Применение ВРШ дает возможность регулировать работу главного двигателя как изменением шага, так и изменением числа оборотов, что позволяет выбирать наиболее выгодный режим работы двигателя с точки зрения экономии расходов топлива (на 10—15%).

3. Установка ВРШ приводит к значительному сокращению времени на маневрирование судна и уменьшению длины его выбега по сравнению с судами, имеющими обычные гребные винты (соот-

ветственно на 20—30% и 30—40%), что особенно важно при плавании судна вблизи берегов, в каналах и т. д., а также в случае необходимости экстренной остановки судна в аварийных условиях.

4. При наличии ВРШ разгон судна из состояния покоя может начинаться при номинальных мощности и числе оборотов главного

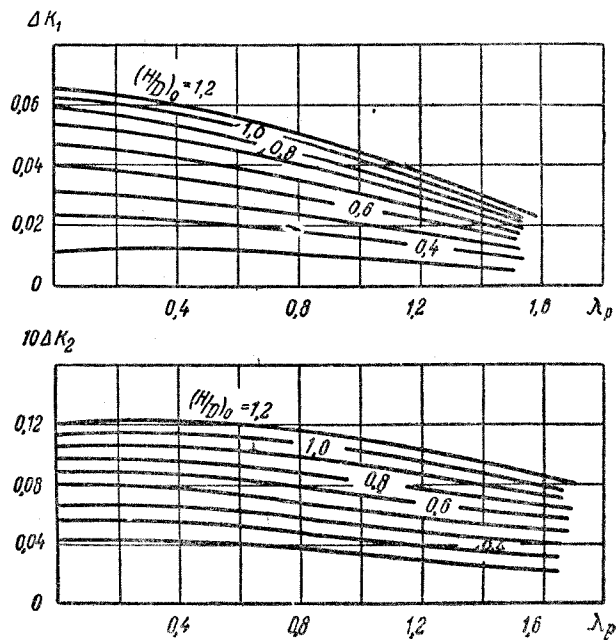


Рис. 144. Поправки к значениям коэффициентов упора и момента при повороте лопастей ВРШ от номинального положения

двигателя, не вызывая его перегрузки по вращающему моменту, и будет происходить значительно быстрее, чем с обычными винтами, что важно для судов, к которым предъявляются повышенные требования в отношении маневренности (буксиры, ледоколы, паромы).

5. ВРШ позволяют применять на судах нереверсивные двигатели, упрощая судовую силовую установку и уменьшая габариты машинного отделения ввиду отсутствия специальных устройств для реверса (турбины заднего хода, реверс-редукторы, электропривод и т. п.), а также способствуют повышению моторесурса главных двигателей за счет сокращения потребности в их остановках или пусках.

6. Управление судном с ВРШ легко осуществить дистанционным (непосредственно с ходового мостика), что обеспечивает не

только быстрое и надежное маневрирование, но и позволяет снизить эксплуатационные расходы по судну за счет сокращения численности судовой команды.

Дальнейшее повышение пропульсивных, маневренных и эксплуатационных качеств судов с ВРШ может быть достигнуто в результате применения на этих судах поворотных направляющих насадок.

Вместе с тем ВРШ имеют указанные ниже основные недостатки.

1. Наиболее существенным недостатком ВРШ является сложность конструкции как самого винта, так и линии валопровода, увеличение стоимости установки, необходимость особо тщательного ремонта, причем надлежащий осмотр и ремонт ВРШ осуществимы только при доковании судна.

2. Необходимость размещения сложного механизма поворота лопастей внутри ступицы ВРШ приводит к возрастанию ее габаритов, причем увеличение относительного диаметра ступицы до $\frac{d_0}{D} = 0,25 \div 0,32$ может вызвать понижение к. п. д. винта на 1—3% (особенно при двухвальтовой установке) по сравнению с обычными гребными винтами (фиксированного шага), у которых $\frac{d_0}{D} = 0,18 \div 0,20$.

3. При повороте лопастей ВРШ автоматически нарушается правильное распределение шага по лопасти и происходит искажение принятой формы сечений, в результате чего снижается к. п. д. винта на режимах, отличных от основного.

4. Ограниченные размеры фланцев лопастей ВРШ и необходимость обеспечения требуемого запаса прочности корневых сечений приводят к уменьшению их длины и соответствующему утолщению, что вызывает более раннее наступление кавитации указанных сечений, чем это имеет место для обычных гребных винтов.

В последние годы применяются также ВРШ, имеющие упрощенную конструкцию механизма поворота лопастей. Упрощение конструкции достигается за счет того, что поворот лопастей производится вручную при застопоренном винте. Операция изменения шага такого винта занимает одну—две минуты.

ГЛАВА XV

ГРЕБНЫЕ ВИНТЫ В НАПРАВЛЯЮЩИХ НАСАДКАХ

§ 63. Особенности работы и основные характеристики комплекса винт—насадка

Принцип действия насадки. Особенности работы комплекса винт—насадка. Общее описание направляющей насадки (неподвижной и поворотной) дано в § 29.

Установка кольцевой направляющей насадки, охватывающей с достаточно малым зазором концы лопастей гребного винта, приводит к изменению потока, вызванного работой винта. Это изменение потока при сравнительно больших нагрузках винта сопровождается повышением к. п. д. движительного комплекса гребной винт — направляющая насадка.

Повышение к. п. д. комплекса гребной винт — направляющая насадка можно объяснить тем, что часть свободных вихрей винта переходит в присоединенные вихри насадки, вследствие чего уменьшается сжатие струи, отбрасываемой винтом, и снижаются потери на создание осевых вызванных скоростей. Помимо того, направляющая насадка, препятствуя выравниванию разности давлений между засасывающей и нагнетающей поверхностями лопасти в крайних ее сечениях, почти полностью ликвидирует потери на перетекание жидкости через концы лопастей (так называемые концевые потери).

Возникновение дополнительного полезного упора на насадке, обтекаемой потоком винта, объясняется следующим образом (см. также § 33).

Благодаря скосу потока, который имеет место у концов лопастей работающего гребного винта, продольный профиль направляющей насадки (рис. 145), образованный ее продольным (меридиональным) сечением, обтекается под некоторым средним углом атаки α_i и действует как элемент крыла. Вследствие этого на профиле насадки, как на крыле, возникает подъемная сила dY_n , направленная перпендикулярно вектору средней скорости обтекания v_i , и сила профильного сопротивления dX_n , направленная по этой ско-

рости. Проектируя действующие силы на направление движения судна и на направление, перпендикулярное к первому, получим выражения для осевой и радиальной составляющих этих сил

$$dP_n = dY_n \sin \alpha_i - dX_n \cos \alpha_i = dP_{n_i} - dR_n; \quad (63,1)$$

$$dQ_n = dY_n \cos \alpha_i + dX_n \sin \alpha_i = dQ_{n_i} + dT_n, \quad (63,2)$$

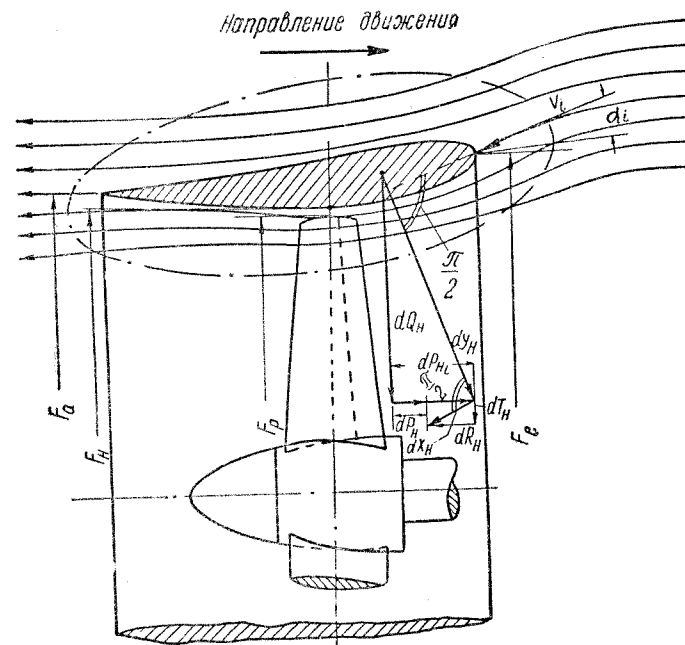


Рис. 145. Обтекание продольного профиля направляющей насадки при работе гребного винта

где dP_{n_i} и dQ_{n_i} — составляющие элементарных сил dY_n и dX_n при обтекании профиля насадки потоком идеальной жидкости ($dX_n = 0$);

dR_n и dT_n — части тех же составляющих, обусловленные вязкостью жидкости.

При сравнительно больших нагрузках гребного винта, работающего в насадке, составляющая dP_n направлена в сторону движения судна. Сумма таких сил dP_n , возникающих на различных элементах направляющей насадки, определяет величину упора насадки P_n (силы подсосывания насадки). Упор движительного комплекса

P_k в свободной воде (без учета влияния корпуса судна) получается равным

$$P_k = P + P_{\text{в}}, \quad (63,3)$$

где P — упор, создаваемый винтом при работе в насадке.

Сумму составляющих $dP_{\text{в}i}$ можно рассматривать как упор насадки $P_{\text{в}i}$ при обтекании ее потоком идеальной жидкости, а сумму составляющих $dR_{\text{в}}$ — как вязкостное сопротивление насадки $R_{\text{в}}$. Составляющие $dQ_{\text{в}}$, направленные по радиусу внутрь насадки и вызывающие ее сжатие, в среднем взаимно уравниваются и воспринимаются жесткой конструкцией насадки.

Образование циркуляционного потока вокруг профиля насадки (см. рис. 145) приводит к возрастанию скорости протекания воды через диск гребного винта. Вследствие этого увеличивается относительная поступь винта в насадке, что при одновременном уменьшении его упора из-за создания дополнительного упора на насадке вызывает разгрузку винта и приводит к некоторому снижению потерь на закручивание струи.

Затраты энергии на работу винта в насадке определяются значениями вращающего момента M или мощности N_p , подведенными к винту и связанными между собой зависимостью (37,3). К. п. д. винта η_p в насадке определяется по формуле вида (37,4). Эффективность действия комплекса винт—насадка при движении в свободной воде со скоростью v_e (см. § 33) характеризуется величиной к. п. д. комплекса, равной

$$\eta_k = \frac{P_k v_e}{75 N_p}. \quad (63,4)$$

Эффективность действия комплекса винт—насадка. Применение направляющих насадок дает наибольший эффект в тех случаях, когда гребные винты работают при относительно больших нагрузках, и основную долю потерь мощности составляют потери на сжатие струи и потери на перетекание жидкости у концов лопастей.

При уменьшении нагрузки доля этих потерь уменьшается и одновременно возрастают потери мощности на преодоление собственного сопротивления насадки, обусловленного вязкостью жидкости (т. е. сопротивления трения и сопротивления формы), вследствие чего эффективность действия комплекса винт—насадка снижается. Поэтому применение направляющих насадок сопровождается повышением пропульсивных качеств судна только до тех пор, пока потери на сжатие струи и концевые потери превосходят величину потерь на преодоление сопротивления насадки.

Установка правильно спроектированной и надлежащим образом сконструированной насадки на буксирных судах приводит к повышению тяги на гаке, которое достигает 50% на швартовах и 20—30% при буксировке состава барж со скоростью 8—10 км/час.

Выигрыш в тяге $\frac{\Delta Z}{Z}$ (в процентах) от установки насадок показан на рис. 146 в зависимости от величины $\frac{N_p}{v^3 F_D}$.

Накопленный за последнее время опыт применения направляющих насадок на грузовых судах речного флота показывает, что за

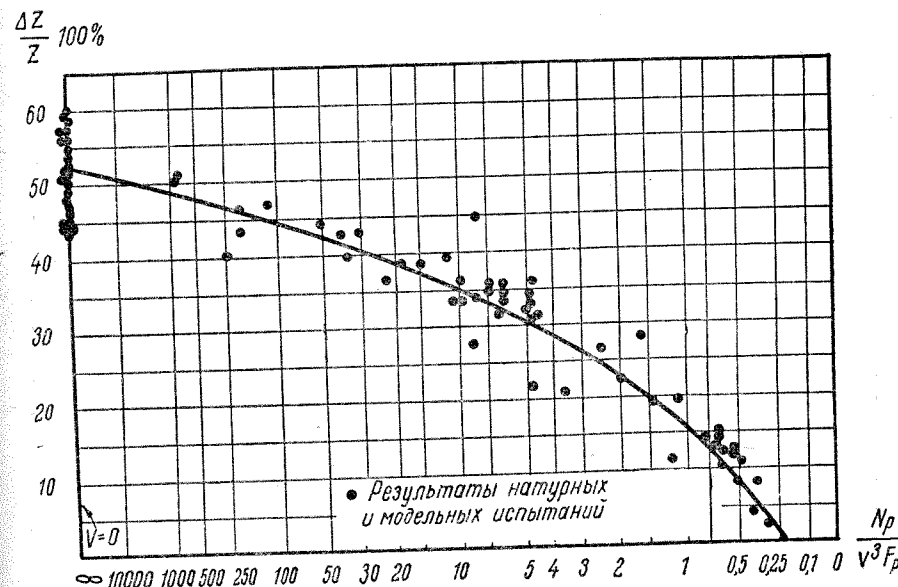


Рис. 146. Повышение тяговых показателей буксирных судов при установке направляющих насадок

счет установки насадок представляется возможным повысить скорость хода таких судов на 5—8% при неизменной мощности главных двигателей. Установка скоростных направляющих насадок, имеющих относительно малую длину и тонкий профиль сечений, позволяет добиться повышения скоростей хода грузо-пассажирских судов речного флота на 3—5%, особенно при ограниченном диаметре гребных винтов.

Особенности эксплуатации судов, оборудуемых направляющими насадками. Установка направляющих насадок на судах, плавающих в условиях волнения, уменьшает возможность оголения гребного винта и сглаживает колебания его числа оборотов, обеспечивая тем самым более спокойную работу движительного комплекса судна.

Направляющая насадка предохраняет гребной винт от возможных поломок при плавании судна в условиях мелководного фарватера, а при движении судна в канале уменьшает размыв его стенок и дна.

Установка направляющих насадок на буксирных судах позволяет обеспечить полное использование мощности главных двигателей практически на всех режимах работы этих судов — от швартовных до хода порожнем (без барж). Благодаря этому представляется возможным сохранить почти неизменное число оборотов винта в насадке при различных скоростях хода судна, если вращающий момент на валу двигателя остается постоянным.

Практика эксплуатации судов, оборудованных неподвижными направляющими насадками, показывает, что установка насадок обычно приводит к ухудшению управляемости судна, особенно при заднем ходе. Наиболее эффективным средством улучшения управляемости судов при переднем и заднем ходе является применение поворотных направляющих насадок.

Проектирование поворотных насадок, как составной части движительного комплекса, производится из условия обеспечения наибольшей эффективности действия при движении судна на прямом курсе (т. е. так же, как и неподвижной насадки). Однако при этом необходимо также принимать во внимание особые требования, связанные с обеспечением достаточной управляемости судна.

Конструктивные элементы направляющей насадки. Геометрическая форма направляющей насадки характеризуется значениями ее важнейших конструктивных элементов, которые определяются как указано ниже (рис. 145 и 147). Обозначения конструктивных элементов гребного винта, работающего в насадке, остаются при этом такими же ($D=2R$; $F_v = \frac{\pi D^2}{4}$; z ; θ ; $\frac{H}{D}$ и т. д.), как и для винта без насадки (см. § 35).

1) Площадь рабочего сечения насадки F_n (m^2). Под величиной F_n понимается площадь поперечного сечения насадки (кругового) в ее наиболее узком месте, где располагается гребной винт, т. е.

$$F_n = \frac{\pi}{4} (D + 2\Delta)^2 = F_v \left(1 + \frac{\Delta}{R}\right)^2, \quad (63,5)$$

где Δ — зазор между концами лопастей винта и внутренними стенками насадки.

2) Площадь входного сечения насадки F_e (m^2). Величина F_e измеряется по «живому сечению» входного отверстия насадки за вычетом площади шпангоута, расположенного в плоскости этого сечения. Входное сечение должно иметь по возможности круглую форму. Однако при ограниченной осадке судна это сечение нередко выполняется приплюснутым снизу и сверху так, чтобы тело насадки

не выходило за основную линию корпуса судна, а входная кромка насадки не выступала из воды.

3) Площадь выходного сечения насадки F_a (m^2). Под величиной F_a понимается площадь, ограниченная проекцией выходной кромочной линии насадки на вертикальную плоскость, перпендикулярную к оси винта. Форма выходного сечения насадки всегда выполняется круговой, а ее внутренняя хвостовая часть (от рабочего до выход-

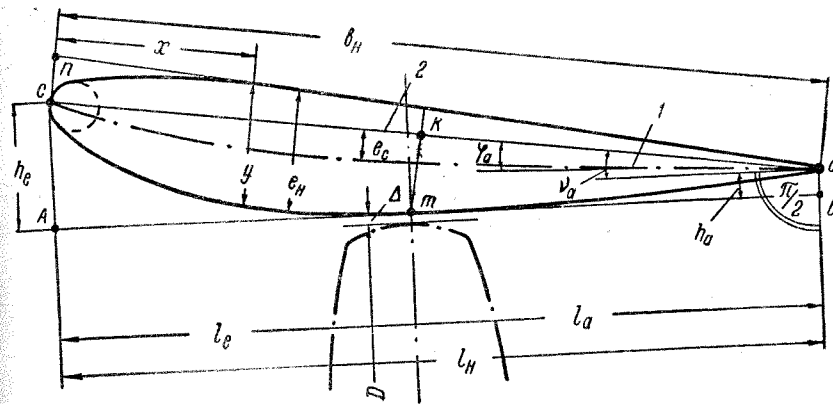


Рис. 147. Построение меридионального профиля направляющей насадки
1—средняя линия кривизны профиля; 2—хорда профиля

ного сечения) делается в виде раструба с прямолинейной обрабатываемой.

4) Длина хорды профиля сечения насадки b_n (м), измеряемая между входной и выходной кромками насадки.

5) Длина насадки l_n (м), равная длине проекции хорды профиля насадки на горизонтальную плоскость.

6) Длина входной части насадки l_e (м), измеряемая от входной кромки насадки до плоскости диска винта, проходящей через середину осевого размера концевой сечения лопастей.

7) Длина выходной части (иначе, хвостовой части) насадки l_a (м), измеряемая от выходной кромки насадки до плоскости диска винта.

8) Наибольшая толщина профиля насадки e_n (м), которая обычно располагается на 0,3 длины хорды профиля от входной кромки.

9) Стрелка прогиба средней линии кривизны профиля насадки e_c (м).

На практике обычно используются безразмерные геометрические характеристики направляющей насадки, которые принимаются в сле-

дующем виде: 1) коэффициент раствора насадки $\alpha_e = \frac{F_e}{F_n}$; 2) коэффициент расширения насадки $\beta_a = \frac{F_a}{F_n}$; 3) относительная длина насадки $\bar{l}_n = \frac{l_n}{D}$, 4) относительная длина входной части насадки $\frac{l_e}{l_n}$; 5) относительная длина хвостовой части насадки $\frac{l_a}{l_n}$; 6) угол расширения насадки ν_a , т. е. угол, образуемый хордой профиля насадки с осью гребного вала; 7) относительная толщина профиля насадки (наибольшая) $\delta_n = \frac{e_n}{b_n}$; 8) относительная стрелка прогиба средней линии кривизны профиля $\delta_{c_n} = \frac{e_c}{b_n}$.

Кинематические и динамические характеристики комплекса винт—насадка при работе за корпусом судна. Обычно принимают, что установка направляющей насадки практически ликвидирует потенциальную составляющую попутного потока ($\psi_p \simeq 0$), возникающего за корпусом судна. Поэтому скорость поступательного перемещения комплекса винт—насадка v_e (м/сек) при работе за корпусом судна, движущегося со скоростью v , получается равной

$$v_e = v(1 - \psi_f), \quad (63,6)$$

где ψ_f — коэффициент попутного потока трения.

При одинаковом числе оборотов гребного вала n расчетная скорость поступательного перемещения винта в насадке v_p обычно отличается от его скорости без насадки, так как последняя существенно изменяет условия работы винта. В дальнейшем при расчете элементов винта в насадке по диаграммам модельных испытаний изолированных винтов под величиной v_p понимается скорость эквивалентного винта для случая работы в насадке (см. § 33).

Упор комплекса винт—насадка—корпус судна P_k (кг) в идеальной жидкости (значок «i» опускается), можно принять в виде

$$P_k = P + P_n - \Delta P, \quad (63,7)$$

где ΔP — сила засасывания, возникающая на обшивке корпуса судна при работе винта в насадке (см. § 32).

Связь между отдельными составляющими упора комплекса, входящими в выражение (63,7), удобно характеризовать значениями коэффициентов засасывания для насадки t_n и корпуса судна t соответственно равными

$$t_n = \frac{P_n}{P}; \quad t = \frac{\Delta P}{P}. \quad (63,8)$$

Упор комплекса винт—насадка—корпус судна можно связать с упором винта в насадке при помощи коэффициента засасывания

$t_k = t_n - t$, вычисленного с учетом влияния корпуса судна, и представить в виде

$$P_k = P(1 + t_k) = P(1 + t_n - t). \quad (63,9)$$

При благоприятном расположении насадки с винтом относительно корпуса судна (см. § 45) сила ΔP обычно получается меньше, чем при установке винта без насадки.

Полезная тяга комплекса винт—насадка—корпус судна P_n может быть выражена двояким образом:

$$\left. \begin{aligned} \text{а) } P_n &= \frac{R}{x} \quad \text{или} \quad P_n = \frac{R_0 + Z}{x}; \\ \text{б) } P_n &= P_k - R_n = P + P_n - (\Delta P + R_n). \end{aligned} \right\} \quad (63,10)$$

Здесь:

R (или R_0) — сопротивление корпуса судна без насадок;
 R_n — сопротивление направляющей насадки, представленное в виде

$$R_n = \zeta_n \frac{\rho v_e^2}{2} F_p, \quad (63,11)$$

где ζ_n — безразмерный коэффициент сопротивления насадки. Величина пропульсивного к. п. д. η комплекса винт—насадка—корпус судна определяется по формуле

$$\eta = \frac{P_n v}{75 N_p}. \quad (63,12)$$

Безразмерными кинематическими характеристиками комплекса и винта в насадке могут служить соответствующие расчетные значения относительной поступи λ_e и λ_p , которые обычно принимаются в виде

$$\lambda_e = \frac{v_e}{nD}, \quad (63,13)$$

$$\lambda_p = \frac{v_p}{nD} = \gamma_p \lambda_e, \quad (63,14)$$

где величина $\gamma_p = \frac{v_p}{v_e}$ определяется по формуле (33,14).

В качестве безразмерных динамических характеристик движительного комплекса в целом и его составных частей можно использовать следующие величины:

а) коэффициенты упора K_1 и момента K_2 винта в насадке, которые соответственно определяются по формулам вида (37,7) и (37,8);

б) коэффициент упора насадки

$$K_n = \frac{P_n}{\rho n^2 D^4}; \quad (63,15)$$

в) коэффициенты упора K_k и полезной тяги K_n комплекса винт—насадка—корпус судна

$$K_k = \frac{P_k}{\rho n^2 D^4}; \quad K_n = \frac{P_n}{\rho n^2 D^4}; \quad (63,16)$$

г) коэффициенты нагрузки винта в насадке по упору σ_p и по мощности σ_N , вычисляемые по формулам (30,3) и (30,4);

д) коэффициенты нагрузки комплекса по упору σ_k и по полезной тяге σ_n , соответственно равные

$$\sigma_k = \frac{2P_k}{\rho v_e^2 F_p} = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{K_k}{\lambda_e^2}, \quad (63,17)$$

$$\sigma_n = \frac{2P_n}{\rho v_e^2 F_p} = \frac{8K_n}{\pi \lambda_e^2} = \sigma_k \left(1 - \frac{\zeta_n}{\sigma_k}\right). \quad (63,18)$$

Между динамическими характеристиками винта в насадке и комплекса существуют следующие зависимости, выраженные через значения коэффициентов засасывания

$$K_k = (1 + t_k) K_1; \quad \sigma_k = (1 + t_k) \gamma_p \sigma_p. \quad (63,19)$$

Величину пропульсивного к. п. д. комплекса можно представить в виде

$$\eta = \frac{K_n}{K_2} \cdot \frac{\lambda}{2\pi} = \frac{\sigma_n}{\sigma_N} = \frac{\left(1 - \frac{\zeta_n}{\sigma_k}\right) (1 + t_k)}{(1 - \psi_f) \gamma_p} \eta_p, \quad (63,20)$$

где η_p — к. п. д. винта в насадке при работе за корпусом, равный

$$\eta_p = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi} = \frac{\sigma_p}{\sigma_N}; \quad (63,21)$$

λ — относительная поступь, выраженная в форме

$$\lambda = \frac{v}{nD} = \frac{\lambda_e}{1 - \psi_f}. \quad (63,22)$$

Основные особенности исследования взаимодействия идеального движителя с насадкой и корпусом судна. При теоретическом исследовании работы комплекса идеальный движитель—направляющая насадка—корпус судна принимаются следующие предположения относительно характеристик взаимодействия между отдельными частями комплекса:

1) от корпуса судна к движителю в насадке подходит только попутный поток трения, определяемый величиной коэффициента ψ_f ;

2) коэффициент потенциального встречного потока насадки при расположении ее за корпусом судна ψ_k практически остается таким же, как и для изолированной насадки ψ_n (см. § 33), т. е. $\psi_k \approx \psi_n$;

3) коэффициент засасывания при работе комплекса на швартовах t_{0k} рассматривается как алгебраическая сумма аналогичных коэффициентов для изолированных насадки и корпуса судна при том же режиме, т. е. $t_{0k} = t_{0n} - t_0$.

Если принять эти предположения, то все гидромеханические характеристики комплекса идеальный движитель—направляющая насадка—корпус судна могут быть определены по тем же формулам, которые были получены ранее для аналогичных характеристик комплекса без учета влияния корпуса судна (см. § 33). Для вычисления этих характеристик в соответствующие формулы необходимо подставлять значения коэффициентов t_{0k} и ψ_k вместо t_{0n} и ψ_n , а скорость комплекса принимать равной $v_e = v(1 - \psi_f)$.

§ 64. Основные рекомендации по проектированию комплекса винт—насадка

Выбор основных конструктивных элементов комплекса винт—насадка. При выборе основных конструктивных элементов гребного винта в направляющей насадке можно пользоваться рекомендациями, приведенными в § 46 для винтов без насадок, но учитывать при этом влияние установки насадки на работу винта (создание дополнительного упора за счет действия насадки, увеличение скорости протекания воды через диск винта и т. д.).

Выбор числа лопастей z и дискового отношения θ для винта, работающего в насадке, производится на основании соответствующих формул § 46, в которые должны входить расчетные значения скорости v_p и упора P , полученные для винта в насадке.

При выборе основных конструктивных элементов неподвижной направляющей насадки рекомендуется исходить из приведенных ниже указаний, полученных на основании результатов экспериментально-теоретических исследований комплекса винт—насадка и опыта эксплуатации судов, оборудованных насадками.

1. Диаметр рабочего сечения насадки D_n выбирается из условия обеспечения возможно минимального зазора между концами лопастей винта и стенками насадки ($\Delta \approx 0,01$ м или $\Delta \leq 0,01 R$) и обычно принимается равным $D_n = D + 2\Delta = (1,005 \div 1,01) D$.

2. Относительную длину направляющей насадки $\bar{l}_n = \frac{l_n}{D}$ для буксиров и толкачей рекомендуется принимать в пределах $0,60 \leq \bar{l}_n \leq 0,75$. Верхний предел относится к комплексу винт—

насадка, работающему при больших расчетных значениях коэффициента нагрузки ($\sigma_k > 10$), а нижний — к комплексу, имеющему умеренные значения этого коэффициента ($\sigma_k \approx 3,0$). Для грузовых судов можно принимать $0,50 \leq \bar{l}_n \leq 0,65$ (при $\sigma_n \geq 2,5$), а для грузо-пассажирских судов речного флота — $0,40 \leq \bar{l}_n \leq 0,55$ (при $\sigma_k \approx 2,0$).

3. Коэффициент раствора насадки α_e следует принимать таким, чтобы обеспечить безударный вход струи воды в насадку при основном (расчетном) режиме работы движительного комплекса. Этому условию приближенно соответствует соотношение

$$\alpha_e = 1 + t_k, \quad (64,1)$$

где t_k — коэффициент засасывания насадки с учетом влияния корпуса при расчетном значении коэффициента нагрузки комплекса σ_k .

Полученные таким образом значения α_e не должны превосходить следующих пределов: $\alpha_e = 1,35$ — для буксиров и толкачей; $\alpha_e = 1,30$ — для грузовых и грузо-пассажирских судов речного флота.

4. Оптимальное значение коэффициента расширения насадки β_a выбирается из условия обеспечения достаточно высокой эффективности работы комплекса при переднем ходе с одновременным выполнением требований заднего хода. При уменьшении коэффициента нагрузки комплекса σ_k это значение β_a возрастает до некоторого допустимого предела, определяемого условиями безотрывного обтекания хвостовой части насадки и приближенно равного $\beta_a = 1,15 \div 1,20$. Для буксиров и толкачей рекомендуется принимать величину $\beta_a = 1,08 \div 1,12$, а для грузовых и грузо-пассажирских судов — $\beta_a = 1,13 \div 1,15$.

При проектировании насадок, обеспечивающих повышенные ходовые качества судна на заднем ходу без заметного снижения их при переднем ходе, приведенные выше значения β_a можно увеличивать на $\Delta\beta_a = 0,02 \div 0,04$, соблюдая при этом условие $\beta_a \leq \alpha_e$.

5. Относительную толщину профиля насадки $\delta_n = \frac{e_n}{b_n}$ (наибольшую) рекомендуется выбирать в пределах $0,12 \leq \delta_n \leq 0,15$, принимая верхние значения при больших нагрузках комплекса ($\sigma_k > 10$), а нижние — при умеренных ($\sigma_k \approx 3$). Наружную стенку профиля насадки на большей части ее длины следует выполнять прямолинейной.

Внутренняя часть профиля в районе расположения винта делается цилиндрической на длине $(0,10 \div 0,15) D$. Все прочие конструктивные элементы комплекса гребной винт—направляющая насадка либо определяются в результате гидромеханического расчета (см. § 67 и 68), либо выбираются при последующей разработке проекта и конструкции винта и насадки (см. § 66).

Расположение комплекса относительно корпуса судна. Влияние туннеля на работу комплекса. Гидромеханическая характеристика комплекса гребной винт—направляющая насадка—корпус судна, а следовательно, и эффективность его работы, в значительной мере зависят от взаимного расположения частей этого комплекса (винта и насадки относительно корпуса судна).

Наиболее благоприятные гидромеханические характеристики комплекса винт—насадка—корпус судна могут быть обеспечены

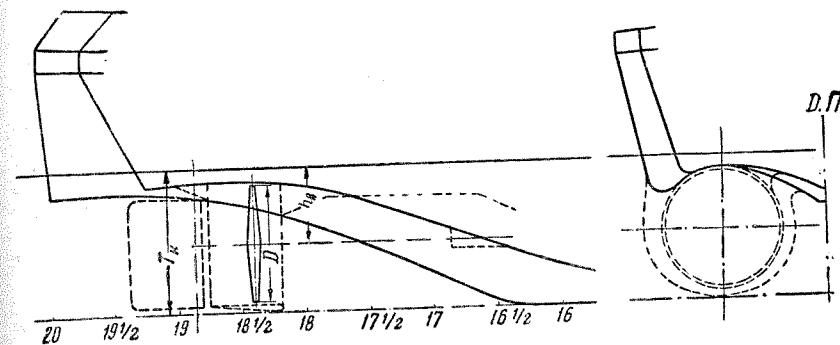


Рис. 148. Расположение комплекса винт—насадка относительно корпуса судна при двухвальной установке

в тех случаях, когда насадка и винт достаточно отдалены от корпуса судна, имеющего в кормовой оконечности пологие батоксы и значительный срез дейдвуда, как это показано на рис. 148, для двухвальной установки (см. также § 45). Менее удачное расположение винта с насадкой относительно корпуса судна получается в тех случаях, когда крутые батоксы и отсутствие среза дейдвуда в кормовой оконечности судна не позволяют достаточно отдалить винт и насадку от корпуса и приводят к возрастанию силы засасывания ΔP на обшивке судна.

При расположении винта с насадкой в туннеле, образованном кормовыми обводами судна, возникают дополнительные потери энергии на подъем воды в туннеле, если в этом случае, как и при отсутствии насадки, ось винта недостаточно погружена под ватерлинию (см. § 45). Помимо того, при наличии туннельных обводов в кормовой оконечности судна верхняя часть кольца направляющей насадки, переходящая в свод туннеля, недостаточно эффективно участвует в создании дополнительного упора P_n .

Определение гидромеханических характеристик комплекса. Проектирование гребного винта в направляющей насадке рекомендуется производить по методу, основанному на использовании диаграмм

модельных испытаний изолированных винтов в сочетании с формулами теории эквивалентного винта. В этом случае гидромеханические характеристики комплекса винт—насадка—корпус судна следует определять в соответствии с приведенными ниже указаниями.

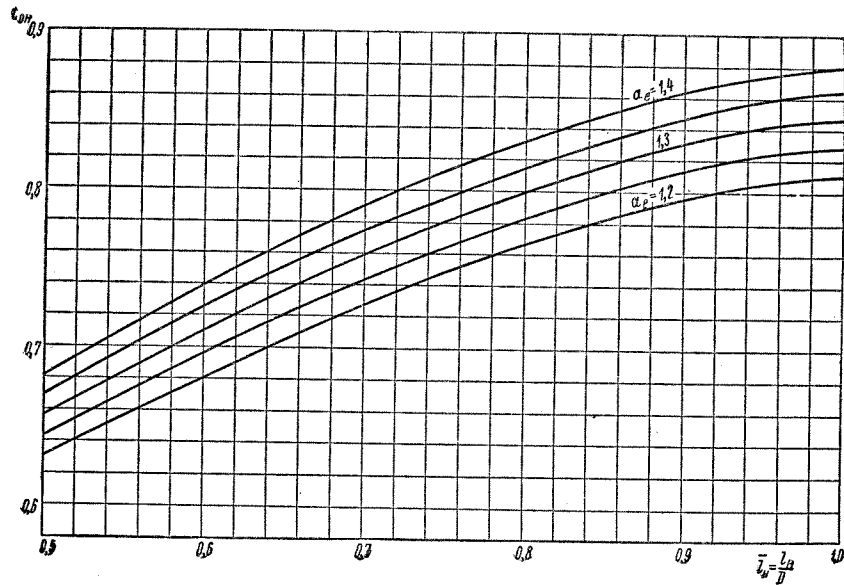


Рис. 149. Коэффициент засасывания насадки на швартовах

1. Коэффициент потенциального встречного потока насадки при работе за корпусом, приближенно можно принимать равным

$$\psi_k \approx \psi_n = \beta_a - 1. \quad (64,2)$$

2. Коэффициент попутного потока трения при работе комплекса винт—насадка за корпусом судна определяется по формуле

$$\psi_f = (1 - C_\psi) \psi, \quad (64,3)$$

где ψ — коэффициент полного попутного потока, вычисляемый как указано в § 45;

C_ψ — множитель, принимаемый в соответствии с указаниями к формуле (56,7).

В том случае, когда при вычислении коэффициента ψ диаметр винта в насадке неизвестен, то рекомендуется принимать значения диаметра, уменьшенные в среднем на 10—15% по сравнению с значениями D для винтов без насадок (см. § 45).

3. Коэффициент засасывания насадки и корпуса судна t_{0k} при работе комплекса на швартовах (при $\sigma_k = \infty$) можно считать равным

$$t_{0k} = t_{0n} - t_0. \quad (64,4)$$

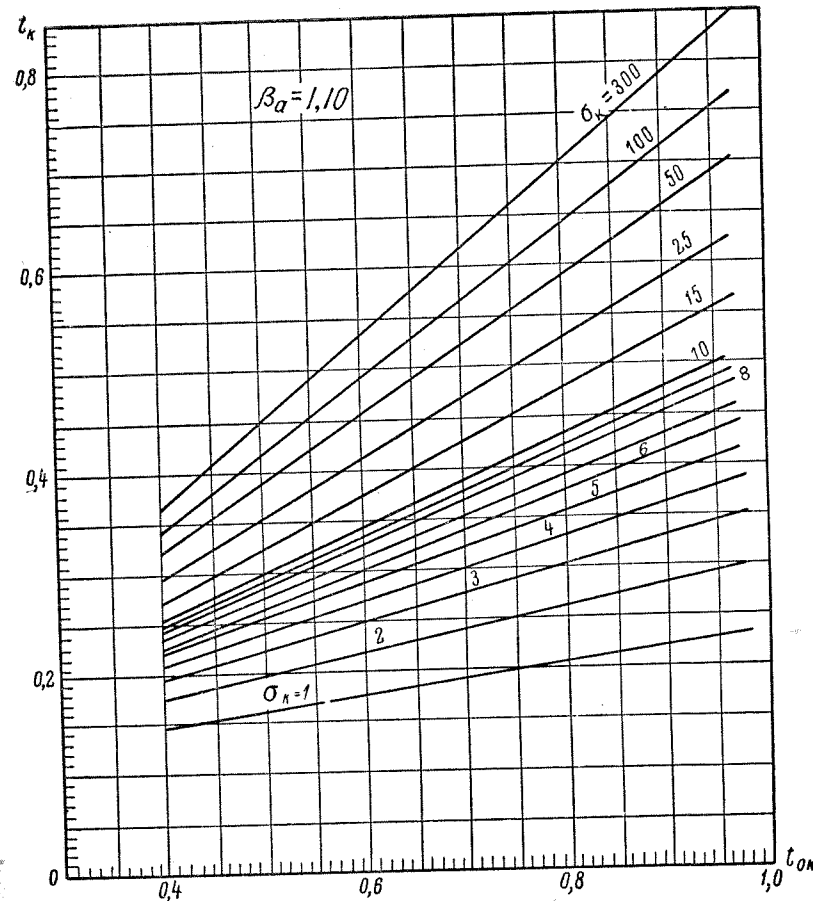


Рис. 150. Коэффициент засасывания насадки на рабочих режимах при $\beta_a = 1,10$

Если значения l_n и α_e принимаются в указанных выше пределах, то величину коэффициента засасывания насадки на швартовах рекомендуется определять по приближенной формуле

$$t_{0n} = 2,24 \bar{l}_n^2 \left(\sqrt{1 + \frac{1}{1,29 \bar{l}_n^2}} - 1 \right) \sqrt{\alpha_e} \quad (64,5)$$

или по графику, приведенному на рис. 149. Величину коэффициента засасывания корпуса судна на швартовах можно принимать в виде

$$t_0 = C_\psi \psi \quad (64,6)$$

4. Коэффициент засасывания насадки и корпуса судна для любого ходового режима t_k (т. е. при $\infty < \sigma_n < 0$) можно определить по формуле (см. § 33 и 63)

$$t_k = \frac{\psi_k + t_{0k} \frac{\omega_a}{2v_e}}{1 + \frac{\omega_a}{2v_e}}, \quad (64,7)$$

в которой величина $\frac{\omega_a}{v_e}$ равна

$$\frac{\omega_a}{v_e} = \frac{1 + \psi_k}{1 + t_{0k}} \left[\sqrt{1 + \frac{(1 + t_{0k}) \sigma_k}{(1 + \sigma_k)^2}} - 1 \right]. \quad (64,8)$$

Для определения коэффициента $t_k = f(t_{0k}; \sigma_k)$ можно также воспользоваться графиками, приведенными на рис. 150 и 151. График рис. 150 относится к насадкам, имеющим коэффициент расширения $\beta_a = 1,10$, а график рис. 151 — к насадкам с коэффициентом $\beta_a = 1,15$.

5. Относительную расчетную скорость винта в насадке рекомендуется определять следующим образом.

а) при проектировочных или поверочных расчетах движительного комплекса — по формуле (см. § 33 и 63)

$$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = (1 + t_k) + \frac{(2 + t_k) t_k}{2(1 + t_k)} \left(\sqrt{1 + \frac{\sigma_k}{1 + t_k}} - 1 \right); \quad (64,9)$$

б) при ориентировочных или предварительных расчетах комплекса — по графику рис. 152, на котором нанесены кривые $\gamma_p = f(\sigma_k; t_k)$.

6. Коэффициент нагрузки комплекса винт—насадка—корпус судна по полезной тяге σ_n при обычных (нетуннельных) кормовых обводах определяется из соотношения

$$\sigma_n = \sigma_k \left(1 - \frac{\zeta_n}{\sigma_k} \right), \quad (64,10)$$

а величина полезной тяги P_n вычисляется по формуле

$$P_n = \sigma_n \frac{\rho v_e^2}{2} F_p = \sigma_k \left(1 - \frac{\zeta_n}{\sigma_k} \right) \frac{\rho v_e^2}{2} F_p, \quad (64,11)$$

где величина $\frac{\zeta_n}{\sigma_k}$ находится по графику рис. 153, на котором нанесена кривая $\frac{\zeta_n}{\sigma_k} = f(\tau_k)$.

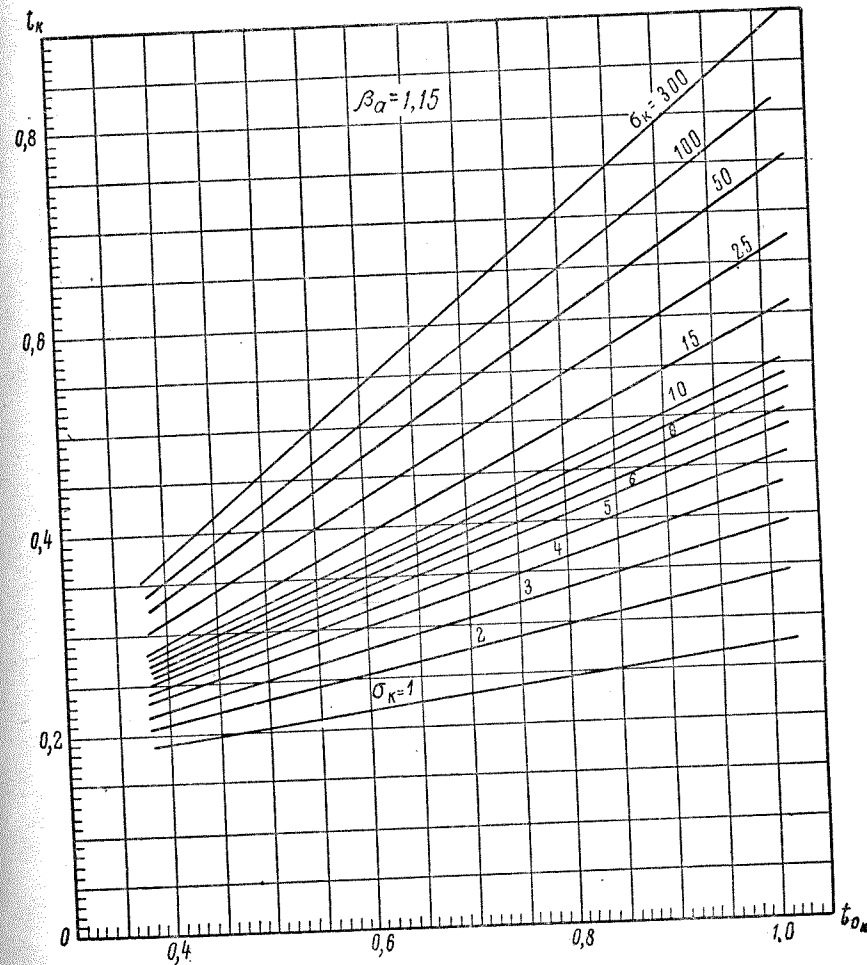


Рис. 151. Коэффициент засасывания насадки на рабочих режимах при $\beta_a = 1,15$

7. Для мелкосидящих судов с туннельными обводами кормовой оконечности, когда ограниченная осадка не позволяет обеспечить достаточное погружение винта под ватерлинию и выполнить

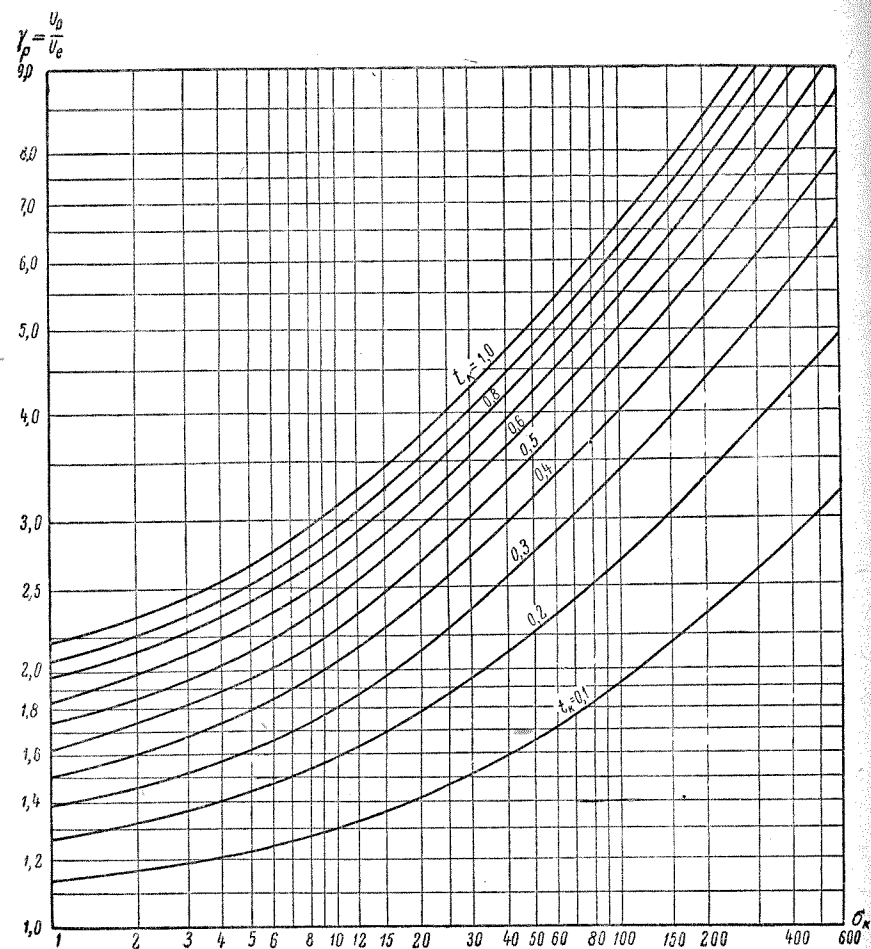


Рис. 152. Относительная расчетная скорость винта в насадке

насадку в виде полноценного кольца, значения σ_n и P_n определяются по формулам

$$\sigma_n = \sigma_k \left(\frac{1 + kt_k - \Delta t'}{1 + t_k} - k \frac{\zeta_n}{\sigma_k} \right); \quad (64, 12)$$

$$P_n = \sigma_k \left(\frac{1 + kt_k - \Delta t'}{1 + t_k} - k \frac{\zeta_n}{\sigma_k} \right) \frac{\rho v_e^2}{2} F_p. \quad (64, 13)$$

Здесь:

$\Delta t'$ — коэффициент засасывания, учитывающий дополнительные потери энергии на подъем воды в туннеле и определяемый в зависимости от относительного погружения нижней кромки винта под ватерлинию $\frac{T_v}{D}$ (см. рис. 153);

k — коэффициент полноценности насадки при размещении ее в туннеле, равный отношению длины дуги (или величины угла) охвата винта полноценным аэродинамическим профилем насадки к длине (или углу) полной окружности насадки.

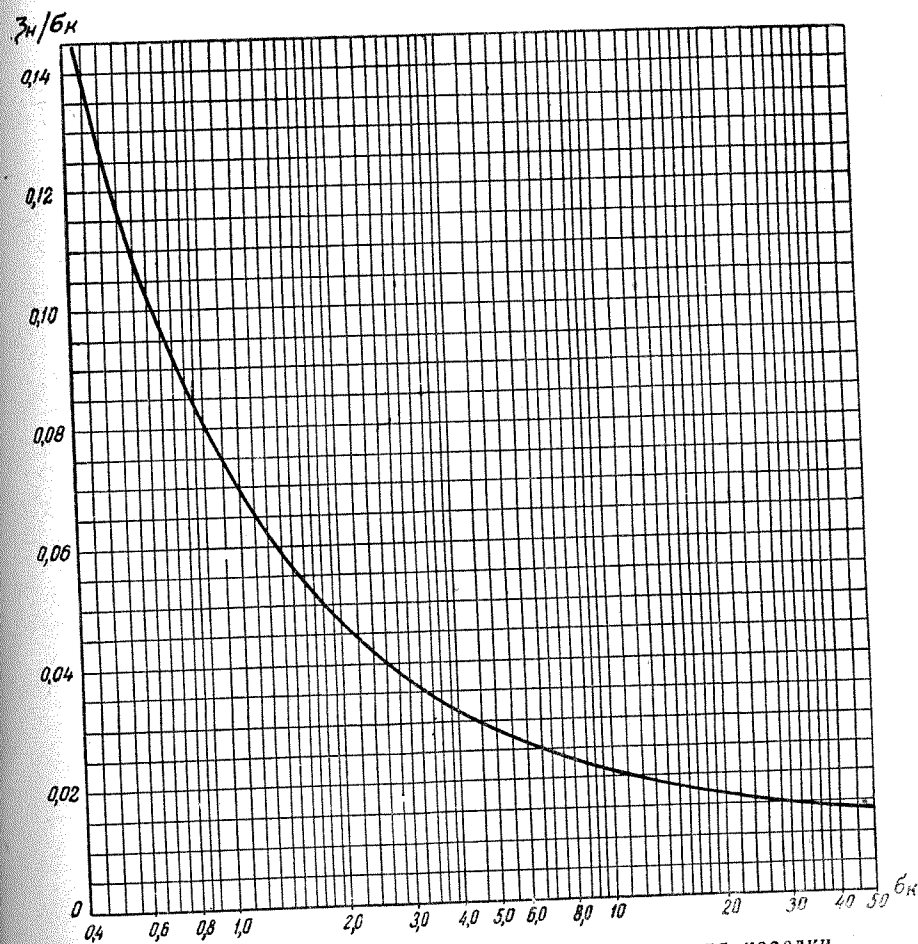


Рис. 153. Относительный коэффициент сопротивления насадки

При отсутствии теоретического чертежа кормовой оконечности судна с туннельными обводами величину k ориентировочно можно выбрать в следующих пределах:

$\frac{T_B}{D}$	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
k { от до	0,61 0,69	0,68 0,75	0,74 0,80	0,80 0,85	0,86 0,90	0,91 0,94

8. Величина коэффициента нагрузки винта в насадке получается равной

$$\sigma_p = \frac{2P}{\rho v_p^2 F_p} = \frac{\sigma_k}{(1 + t_k) \gamma_p^2}. \quad (64,14)$$

9. Значения расчетной скорости, относительной поступи и коэффициента нагрузки винта в насадке для случая работы комплекса на швартовах (при $v = 0$; $\sigma_k = \infty$) вычисляются по следующим формулам:

$$v_{p0} = \frac{t_{0k} (2 + t_{0k})}{2(1 + t_{0k})} \sqrt{\frac{2P_k}{\rho F_p (1 + t_{0k})}}; \quad (64,15)$$

$$\lambda_{p0} = \frac{t_{0k} (2 + t_{0k})}{2(1 + t_{0k})} \sqrt{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{K_k}{1 + t_{0k}}}; \quad (64,16)$$

$$\sigma_{p0} = \left[\frac{2(1 + t_{0k})}{t_{0k} (2 + t_{0k})} \right]^2. \quad (64,17)$$

Сравнительная оценка эффективности комплекса винт—насадка—корпус судна. Для сравнительной оценки гидромеханической эффективности спроектированного комплекса гребной винт—направляющая насадка—корпус судна можно использовать величину коэффициента качества комплекса в виде (см. § 34)

$$\zeta_{pk} = \frac{\eta}{\eta'_i} = \frac{P_{пв}}{75N_p} \cdot \frac{3 + \sqrt{1 + 2\sigma'_п}}{4}. \quad (64,18)$$

Здесь:

η — пропульсивный к. п. д. комплекса, вычисляемый по формуле (63,12);

η'_i — к. п. д. комплекса идеальный движитель—насадка, определяемый по формуле типа (33,13) в предположении цилиндрической формы струи, выходящей из движителя, и с учетом влияния корпуса судна;

$\sigma'_п$ — коэффициент нагрузки комплекса по полезной тяге, принимаемый в виде

$$\sigma'_п = \frac{2P_{п}}{\rho v^2 F_p} = \sigma_{п} (1 - \psi_f)^2. \quad (64,19)$$

§ 65. Методы расчета комплекса винт—насадка

Особенности расчета винтов в насадках по диаграммам модельных испытаний изолированных винтов. Расчет гребного винта, работающего в насадке, с достаточной для практики точностью можно производить по диаграммам, полученным на основании результатов систематических серийных испытаний моделей изолированных винтов (без насадки). Возможность использования этих диаграмм в рассматриваемом случае основана на выполнении указанных ниже требований, связанных с учетом изменения условий работы винта при установке насадки по сравнению с изолированным винтом.

1. Под скоростью поступательного перемещения винта в насадке при определении его элементов по диаграммам модельных испытаний изолированных винтов следует понимать величину расчетной скорости $v_p = \gamma_p v_e$ эквивалентного движителя, вычисляемую в данном случае на основании формулы (33,14) или (64,9).

2. В величину коэффициента упора K_1 (или, иначе, коэффициента нагрузки σ_p), полученную по диаграммам модельных испытаний изолированных винтов, вводится поправка κ , которая учитывает уменьшение концевых потерь при работе винта в насадке по сравнению с тем же винтом без насадки (см. § 63). Для определения этой поправки можно пользоваться графиком, изображенным на рис. 154 и выражающим связь между значениями σ_p и $\kappa \sigma_p$ (соответственно для винта в насадке и изолированного винта) при постоянной величине относительной поступи λ_p , вычисленной по расчетной скорости винта в насадке v_p . При пользовании этим графиком следует иметь в виду, что сплошные линии относятся к значениям $\sigma_p \leq 2,0$, а пунктирные — к $\sigma_p > 2,0$.

Диаграммное значение коэффициента упора винта находится по формуле

$$K_1 = \frac{\pi}{8} (\kappa \sigma_p) \lambda_p^2 = 0,393 (\kappa \sigma_p) \lambda_p^2 \quad (65,1)$$

и связано с действительным упором P , который развивает винт в насадке, следующей зависимостью

$$K_1 = \kappa \frac{P}{\rho n^2 D^4}. \quad (65,2)$$

При использовании расчетных диаграмм для проектирования изолированных винтов (см. приложение II) оптимальный диаметр винта в насадке можно определять по формуле (49,6) в зависимости от значения поступи $\lambda_p = a\lambda_p$, исправленного на вели-

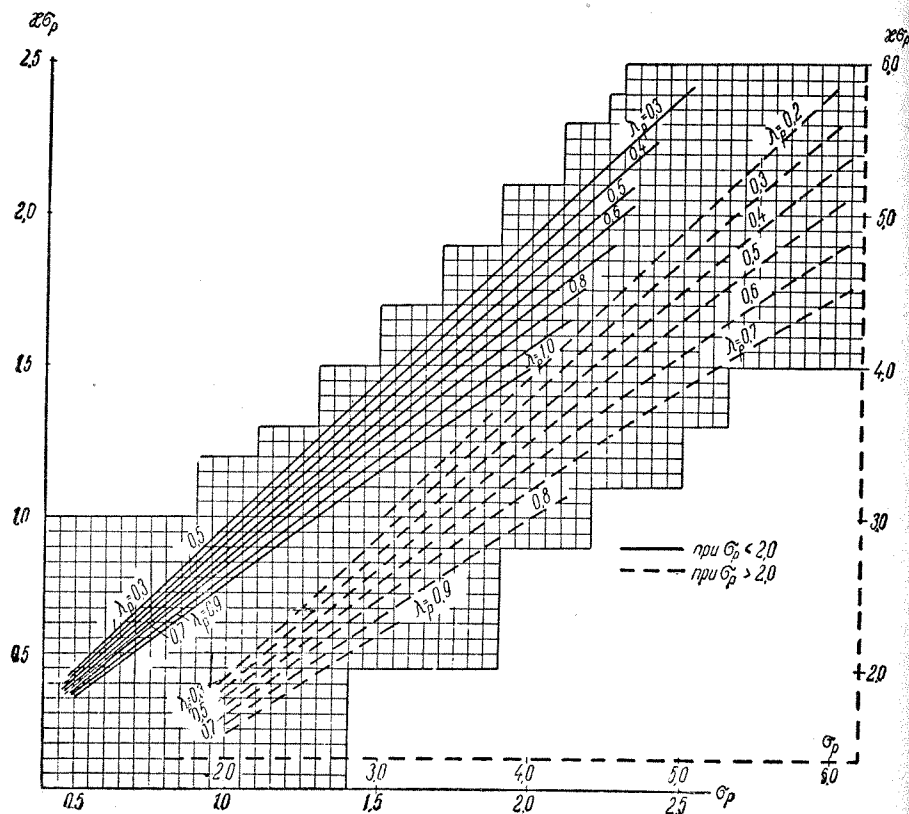


Рис. 154. Поправки на уменьшение концевых потерь при работе винта в насадке

чину a , которая применяется такой же, как и для винтов без насадок (см. § 49).

Поскольку при использовании указанных диаграмм учет уменьшения концевых потерь винта в насадке отнесен к величине упора P (или к значению к. п. д. винта η_p), то коэффициент момента K_2 , подведенного к винту в насадке, принимается в виде

$$K_2 = \frac{K_1}{\eta_p} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi} = 0,0625 \sigma_p \frac{\lambda_p^3}{\eta_p} \quad (65,3)$$

Аналогично этому, мощность $N_p = \frac{Pv_p}{75\eta_p}$, потребляемая винтом при работе в насадке, определяется по формуле

$$N_p = \sigma_p \frac{\rho v_p^2}{2} F_p \frac{v_p}{75\eta_p} = 0,534 D^2 \sigma_p \frac{v_p^3}{\eta_p} \quad (65,4)$$

Практические схемы расчета гребных винтов в направляющих насадках по диаграммам модельных испытаний изолированных винтов рассматриваются ниже и поясняются на численных примерах (см. §§ 67 и 68). В случае установки комплекса винт—насадка в туннеле рекомендуется откорректировать шаговое отношение $\frac{H}{D}$, полученное по расчетным диаграммам, используя формулу

$$\left(\frac{H}{D}\right)' = \frac{H}{D} \left(\frac{9}{9-k}\right) \quad (65,5)$$

Для расчета и построения ходовых характеристик судна с направляющими насадками должны быть известны характеристики всех звеньев комплекса корпус судна—двигатель—винт в насадке, а именно (см. также § 48):

- кривые изменения сопротивления корпуса судна в зависимости от скорости хода v , т. е. кривые $R = f(v)$, которые при данных условиях плавания судна являются характеристикой корпуса, имеющего заданные основные элементы (L, B, T_k, V, δ, x);
- расчетные (номинальные) значения судна, а также внешняя характеристика силовой установки в виде кривых $N_e = f(n_m)$ или $N_i = f(n_m)$ при заданном тепловом режиме ее работы;
- основные конструктивные элементы движительного комплекса винт—насадка $\left(D, \frac{H}{D}, z, \theta, l_n, \alpha_e, \beta_a\right)$ и его динамические характеристики за корпусом в виде кривых $K_n = f(\lambda)$ и $K_2 = f(\lambda)$, построенных в зависимости от относительной поступи $\lambda = \frac{v}{nD}$, вычисленной по скорости хода судна.

Увязка характеристик главного двигателя и винта в насадке производится путем приравнивания коэффициентов момента K_2 , подведенного от двигателя к винту и затраченного последним при работе в насадке. Увязка характеристик корпуса судна и комплекса винт—насадка выполняется исходя из условия, что при расчетной скорости хода судна суммарная полезная тяга комплекса винт—насадка xP_n равна сопротивлению корпуса R (и тяге на гаке Z — для буксиров).

Способ расчета, построения и представления ходовых (тяговых) характеристик судна, оборудованного направляющими насадками,

принципиально не отличается от способа, принятого для винтового судна без насадок (см. §§ 48, 52 и 53). Исключение составляет лишь расчет динамических характеристик движительного комплекса винт—насадка, работающего за корпусом судна, по сравнению с расчетом аналогичных характеристик для винта без насадки.

Практический способ расчета ходовых (тяговых) характеристик судна, оборудованного направляющими насадками, излагается далее и поясняется на численном примере (см. § 67).

Вспомогательная диаграмма для ориентировочных расчетов комплекса винт—насадка. Наиболее просто ориентировочные расчеты оптимальных и неоптимальных четырехлопастных гребных винтов, имеющих закругленные концы лопастей (при $\theta = 0,55$) и работающих в направляющих насадках ($\alpha_e = 1,30$; $\beta_a = 1,10$; $\bar{T}_n = 0,5 \div 0,9$), могут быть произведены по вспомогательной диаграмме, которая приведена на рис. 155. Диаграмма получена на основании модельных испытаний комплекса винт—насадка, проведенных в свободной воде (без корпуса судна) в Вагенингенском опытовом бассейне, и применима при соблюдении указанных в § 64 требований относительно выбора основных конструктивных элементов направляющих насадок. На диаграмме в зависимости от значений расчетного коэффициента K_n'' , принятого в виде $K_n'' =$

$= \frac{v_e}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho v_e}{N_p}}$ нанесены три семейства кривых: $\lambda_e = \frac{v_e}{nD} = f(K_n'')$;

$\eta_k = \frac{P_{кв} v_e}{75 N_p} = f(K_n'')$ и $\frac{H}{D} = f(K_n'')$. Для каждой из перечисленных

выше величин (λ_e , η_k , $\frac{H}{D}$) построено пять кривых, из которых одна относится к винту в насадке, имеющему оптимальный диаметр (на рис. 155 кривые «opt»), а остальные к винтам, имеющим диаметр, составляющий от 0,95 до 0,80 его оптимального значения.

Диаграмма, приведенная на рис. 155, дает возможность определить оптимальный диаметр гребного винта D_{opt} , работающего в направляющей насадке, а также выяснить, насколько ухудшаются характеристики комплекса винт—насадка в случае установки винта, диаметр которого меньше оптимального. Учет взаимодействия винта в насадке и корпуса судна в первом приближении можно производить так же, как и для винта без насадки (см. § 46). Результаты расчетов по этим диаграммам могут быть также использованы для определения величин P и v_p , которые необходимы для выбора значений z и θ в том случае, когда предварительный расчет комплекса при выборе силовой установки не производился (см. § 67), но характеристики ее известны.

I. Ориентировочный расчет комплекса винт—насадка для буксирного судна.

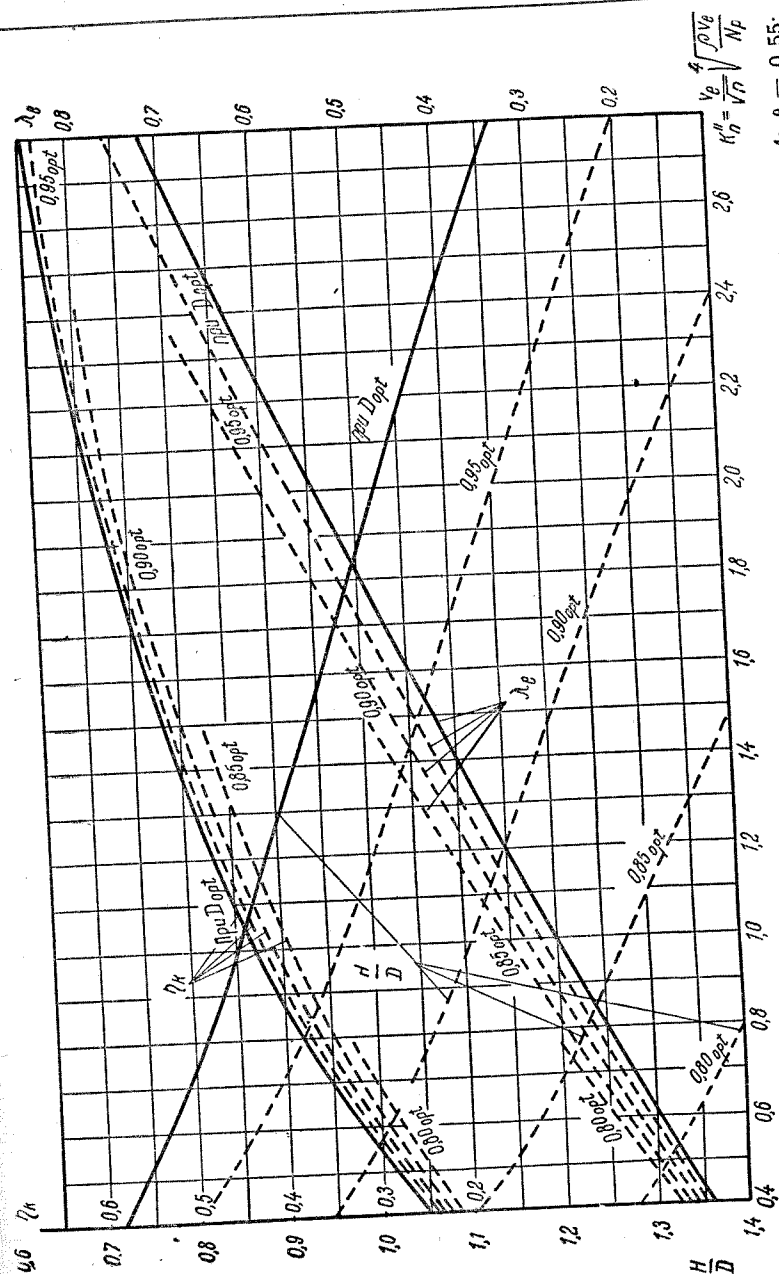


Рис. 155. Вспомогательная диаграмма для ориентировочного расчета винтов в насадках (при $z = 4$; $\theta = 0,55$; $\bar{T}_n = 0,5 \div 0,9$; $\alpha_e = 1,30$; $\beta_a = 1,10$)

Заданы: L, B, T_k (м); V (м³) и δ ; x ; v (м/сек) при буксировке; R_0 (кг) при данном значении v ; N_p (л. с.) и n (об/сек).

Требуется определить: D_{opt} , H (м), а также P_n (кг) при наивысшем значении η_k .

Расчет рекомендуется производить в табличной форме, соблюдая такую последовательность:

$$v_e = v(1 - \psi); K_n'' = \frac{v_e}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho v_e}{N_p}}; \lambda_e = f(K_n'');$$

$$\eta_k = f(K_n''); \frac{H}{D} = f(K_n''); D = \frac{v_e}{n \lambda_e}; \eta = \frac{1 - t}{1 - \psi} \eta_k;$$

$$P_n = \frac{75 N_p \eta}{v}; Z = x P_n - R_0; \eta_z = \frac{Z v}{75 x N_p}.$$

Значения λ_e , η_k и $\frac{H}{D}$ снимаются с выбранной для расчета диаграммы по соответствующим кривым, относящимся к винтам оптимального диаметра (кривые «орт»), в зависимости от величины K_n'' .

Если полученный по диаграмме оптимальный диаметр D_{opt} не удовлетворяет условиям размещения комплекса винт—насадка за кормой при данной осадке судна, то для последующего расчета необходимо принять предельно допустимый диаметр винта D_{max} . Установив необходимое уменьшение принятого диаметра по сравнению с оптимальным значением $a_0 = \frac{D_{max}}{D_{opt}}$ (например, $a_0 = 0,95; 0,90; 0,85; 0,80$), повторяем расчет по приведенной ранее схеме, но по кривым « a_0 орт» (с применением интерполяции).

II. Ориентировочный расчет комплекса винт—насадка для небуксирного судна.

Заданы: L, B, T_k (м); V (м³) и δ ; x ; кривая $R = f(v)$ (кг); N_p (л. с.) и n (об/сек).

Требуется определить: D_{opt} , H (м), а также достижимую скорость v (м/сек) при наивысшем значении η_k .

Расчет рекомендуется производить в табличной форме, придерживаясь такой же последовательности, которая используется для буксирного судна (без вычисления значений Z и η_z).

Величины λ_e , η_k и $\frac{H}{D}$ снимаются по соответствующим кривым «орт», нанесенным на выбранной диаграмме, для нескольких значений коэффициента K_n'' , которые соответствуют скоростям хода v_1, v_2, v_3 , близким к ожидаемому значению скорости. Результаты расчета представляются графически в виде кривых $D, \frac{H}{D}$ и $x P_n = f(v)$. Здесь же наносится заданная кривая $R = f(v)$. Точка пе-

ресечения кривых $x P_n = f(v)$ и $R = f(v)$, построенных в одном и том же масштабе, определяет искомую наивысшую скорость хода судна v . Значения $D, \frac{H}{D}$ и η_k , соответствующие этой скорости, также снимаются с графика.

Если полученный таким образом диаметр D_{opt} не удовлетворяет условиям размещения комплекса винт—насадка за кормой судна, то следует задаться предельно допустимым диаметром винта D_{max} и повторить расчет в соответствии с приведенными выше указаниями (для тех же значений скорости).

Расчет винтов в насадках по диаграммам модельных испытаний комплекса винт—насадка. Для определения элементов гребного винта в направляющей насадке удобно пользоваться расчетными диаграммами, полученными на основании результатов систематических серийных испытаний моделей комплекса винт—насадка в свободной воде (без корпуса судна).

Метод построения таких диаграмм принципиально не отличается от метода, принятого при построении диаграмм, полученных по результатам модельных испытаний изолированных гребных винтов (см. § 44). Разница заключается лишь в том, что при построении рассматриваемых диаграмм используются значения упора $P_k = P + P_n$ и к. п. д. η_k комплекса винт—насадка вместо соответствующих значений P и η_p для изолированного винта.

При отсутствии результатов испытаний самоходных моделей винтовых судов, оборудованных направляющими насадками, для приближенного учета взаимодействия между винтом в насадке и корпусом судна можно пользоваться теми же эмпирическими данными, которые получены для коэффициентов ψ и t , характеризующих попутный поток корпуса и силу засасывания на поверхности судна с винтом без насадки (см. § 44). По известным значениям ψ и t можно определить расчетные значения скорости поступательного перемещения v_e , упора P_k и пропульсивного к. п. д. η комплекса винт—насадка при работе за корпусом судна, соответственно равные

$$v_e = v(1 - \psi); \quad (65,6)$$

$$P_k = \frac{P_n}{1 - t} = \frac{1}{1 - t} \cdot \frac{R}{x} \quad (\text{или } P_k = \frac{1}{1 - t} \cdot \frac{R_0 + Z}{x}); \quad (65,7)$$

$$\eta = \frac{1 - t}{1 - \psi} \eta_k. \quad (65,8)$$

В приложении II приведены расчетные диаграммы VIII («корпусная» и «машинная») для проектирования гребных винтов в направляющих насадках, построенные на основании экспериментальных материалов, полученных В. М. Ивановым, В. К. Турбалом и Е. Н. Воеводской для комплекса винт—насадка в свободной воде.

Диаграммы относятся к гребным винтам, имеющим закругленные концы лопастей (при $z = 4$ и $\theta = 0,58$) и работающим в направляющей насадке с заданными геометрическими элементами ($\bar{l}_n = 0,60$; $\alpha_e = 1,30$; $\beta_a = 1,12$; $\delta_n \approx 0,13$).

«Корпусная» и «машинная» диаграммы построены соответственно в осях $K_k - \lambda_e$ и $K_2 - \lambda_e$, причем значения коэффициента упора K_k , относительной поступи λ_e комплекса винт—насадка и коэффициента момента K_2 винта в насадке приняты в виде

$$K_k = \frac{P_k}{\rho n^2 D^4} = K_1 + K_n; \lambda_e = \frac{v_e}{nD}; K_2 = \frac{11,93 N_p}{\rho n^3 D^5}. \quad (65,9)$$

На обеих диаграммах нанесены кривые постоянных значений конструктивного шагового отношения ($\frac{H}{D} = \text{const}$) и к. п. д. комплекса ($\eta_{\text{к}} = \frac{P_k v_e}{75 N_p} = \text{const}$). Для облегчения расчета оптимальных элементов винта в насадке ($n_{\text{опт}}$ или $D_{\text{опт}}$) на диаграммах также даны кривые следующих расчетных коэффициентов:

$$\left. \begin{aligned} K'_d &= D v_e \sqrt{\frac{\rho}{P_k}}; K'_n = \frac{v_e}{V n} \sqrt{\frac{\rho}{P_k}}; \\ K''_d &= D v_e \sqrt{\frac{\rho v_e}{N_p}}; K''_n = \frac{v_e}{V n} \sqrt{\frac{\rho v_e}{N_p}}. \end{aligned} \right\} \quad (65,10)$$

Для определения элементов гребного винта в направляющей насадке по указанным диаграммам могут быть использованы те же расчетные схемы, которые применяются в случае подбора и проверки винтов без насадок по диаграммам испытаний моделей в свободной воде (см. табл. 26 и 27), если в эти схемы ввести значения P_k и $\eta_{\text{к}}$ вместо P и η_p .

Для расчета элементов гребных винтов в направляющих насадках можно также пользоваться динамическими характеристиками (кривыми действия) K_k , $K_n = K_k - K_1 = t_n K_1$, $\eta_{\text{к}} = f(\lambda_e)$ для комплекса винт—насадка в свободной воде, полученными Ван-Маненом по результатам модельных испытаний и приведенными на рис. 156, а, б. Указанные кривые относятся к гребному винту серии К 4-55 (при $z = 4$; $\theta = 0,55$), имеющему уширенные концы лопастей и работающему в направляющей насадке с заданными элементами ($\bar{l}_n = 0,50$; $\alpha_e \approx 1,22$; $\beta_a = 1,02$; $\delta_n = 0,16$). Для удобства расчета оптимального диаметра $D_{\text{опт}}$ винта в насадке на рис. 157 нанесены кривые λ_e , $\frac{H}{D}$ и $\eta_{\text{к}} = f(K''_n)$, соответствующие этому условию.

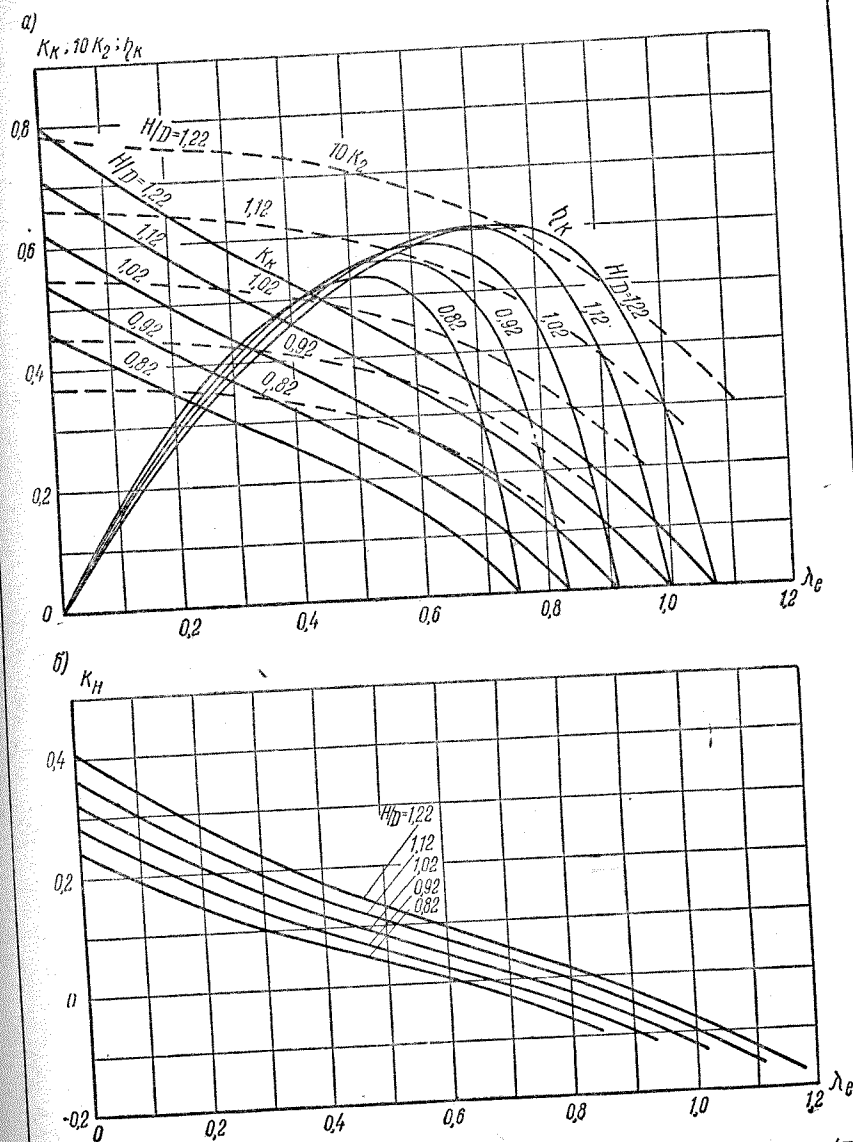


Рис. 156. Кривые действия комплекса винт—насадка в свободной воде (при $z = 4$; $\theta = 0,55$; $\alpha_e = 1,22$; $\beta_a = 1,02$; $\bar{l}_n = 0,50$): а) $K_k = f(\lambda_e)$; $K_2 = f(\lambda_e)$, $\eta_{\text{к}} = f(\lambda_e)$; б) $K_n = f(\lambda_e)$

Значения коэффициентов ψ и t принимаются такими же, как и в предыдущем случае. Коэффициент засасывания комплекса винт-насадка при работе за корпусом определяется в виде разности $t_k = t_n - t$.

Для определения оптимальных элементов винта в насадке по приведенным выше графикам можно использовать те же расчетные

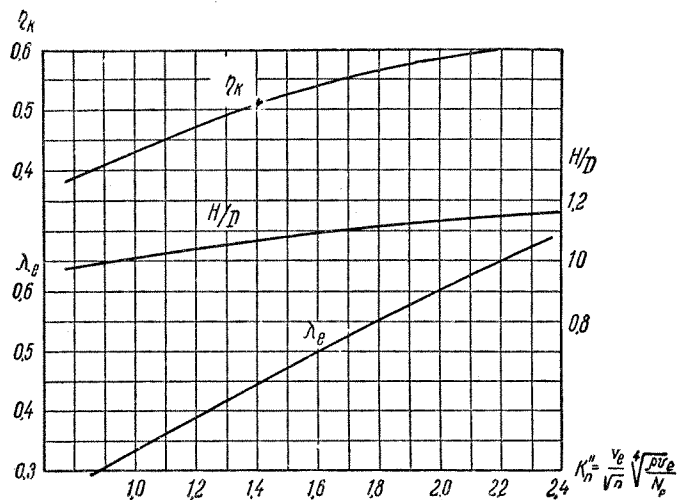


Рис. 157. График для выбора оптимальных элементов винта в насадке

схемы, которые принципиально не отличаются от соответствующих схем, применяемых при определении этих элементов по вспомогательной диаграмме рис. 155. В частности, при определении оптимальных элементов винта в насадке, обеспечивающих наивысшую скорость небуксирного судна, расчет рекомендуется производить

в такой последовательности: $v_e = v(1 - \psi)$; $K_n'' = \frac{v_e}{V_n} \sqrt[4]{\frac{\rho v_e}{N_p}}$; $\lambda_e = f(K_n'')$ и $\frac{H}{D} = f(K_n'')$ по рис. 157; $D = \frac{v_e}{n \lambda_e}$; $K_k = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_e\right)$ по рис. 156, а; $K_n = f\left(\frac{H}{D}; \lambda_e\right)$ по рис. 156, б; $K_1 = K_k - K_n$; $t_n = \frac{K_n}{K_1}$; $t_k = t_n - t$; $P_n = K_1 \rho n^2 D^4 (1 + t_k)$.

Элементы и характеристики винта в насадке, имеющего заданный (предельно допустимый) диаметр, можно определять непосредственно по кривым, изображенным на рис. 156, используя ана-

логичные расчетные схемы для винтов без насадок (см. табл. 26 и 27).

Расчет элементов винта в насадке по вихревой теории. В основу приведенного ниже метода расчета элементов гребного винта в насадке по формулам вихревой теории положена схема (см. также § 57), принятая в Вагенингенском опытовом бассейне и предпо-

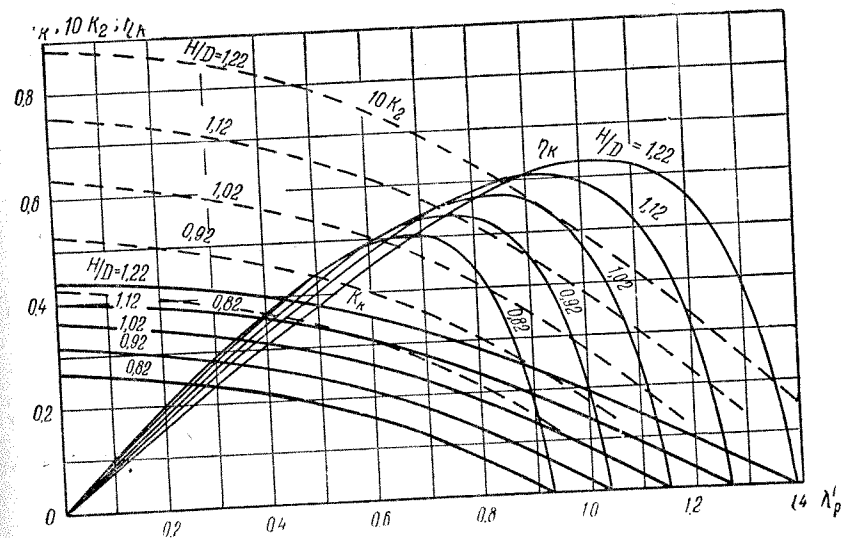


Рис. 158. Кривые действия комплекса винт-цилиндр

лагающая, что известны результаты расчета, выполненного предварительно на основании материалов модельных испытаний (рис. 156). Последующий расчет выполняется в указанном далее порядке.

1. По известным значениям $\frac{H}{D}$ и K_k (или K_2) находится величина относительной поступи λ_p' комплекса винт-цилиндр, по кривым действия этого комплекса, изображенным на рис. 158.
2. Зная значения $\frac{H}{D}$ и λ_p' , определяем относительную поступь λ_p винта в насадке по графику рис. 159.
3. Вычисляем расчетное значение скорости протекания воды в месте расположения винта в насадке, исходя из соотношения

$$v_p = \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_e}\right) v_e. \quad (65,11)$$

4. Находим необходимую величину среднего перепада давления Δp , вызванного работой винта в насадке

$$\Delta p = \frac{4P}{\pi (D^2 - d_0^2)}, \quad (65,12)$$

где $P = K_{1\rho n^2 D^4$ — упор винта в насадке, полученный по результатам предварительного расчета (см. выше);
 $d_0 \approx 0,2 D$ — расчетный диаметр ступицы винта.

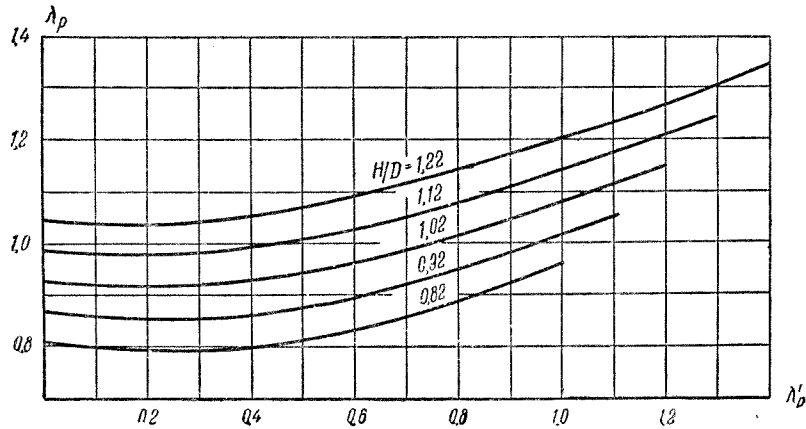


Рис. 159. График для определения расчетной поступи винта в насадке

5. Теоретическое значение Δp_i перепада давления принимается равным

$$\Delta p_i = \Delta p + \Delta p' + \Delta p'' \approx 1,04 \Delta p. \quad (65,13)$$

Здесь:

$\Delta p' \approx 0,02 \Delta p$ — перепад давления, необходимый для преодоления концевых потерь в зазоре между краем лопастей винта и стенкой насадки;

$\Delta p'' \approx 0,02 \Delta p$ — перепад давления, который требуется для преодоления профильных потерь.

6. Во избежание значительной перегрузки внутренней части лопастей винта принимается следующий закон радиального распределения перепада давления: на относительных радиусах $\bar{r} = \frac{r}{R} \geq 0,6$ величина Δp берется на 9% выше, чем среднее значение, на $\bar{r} = 0,5$ она равна этому значению, а на радиусах $\bar{r} < 0,5$ линейно убывает до величины $\frac{1}{3} \Delta p$ на $\bar{r} = 0,2$.

7. Вычисляем окружную вызванную скорость ω_t для нескольких значений $\bar{r} = \frac{r}{R}$, используя выражение

$$\omega_t = r\omega - \sqrt{(r\omega)^2 - \frac{2\Delta p_i}{\rho}}, \quad (65,14)$$

которое получается на основании следующих формул:

$$\left. \begin{aligned} \Gamma &= \frac{2\pi r \omega_t}{z}; \quad dP_i = \rho \left(r\omega - \frac{\omega_t}{2} \right) z \Gamma dr; \\ \Delta p_i &= \frac{dP_i}{2\pi r dr} = \rho \left(r\omega - \frac{\omega_t}{2} \right) \omega_t, \end{aligned} \right\} \quad (65,15)$$

где Γ — циркуляция скорости на элементе лопасти;
 dP_i — элементарный упор винта без учета влияния профильных потерь.

8. Находим закон распределения скоростей $v_{p\bar{r}} = f(\bar{r})$ на элементах лопасти винта, задаваясь несколькими значениями $\bar{r} = \frac{r}{R}$, для которых последовательно вычисляются следующие величины: $r\omega$; Δp_i ; ω_t ; $r\omega - \frac{\omega_t}{2}$; $\bar{v}_p = \frac{v_{p\bar{r}}}{v_p} = f(\bar{r})$, причем значения

$\frac{v_{p\bar{r}}}{v_p} = f(\bar{r})$ определяются по графику рис. 160.

9. Вычисляем угол поступи β_i для выбранных относительных радиусов \bar{r} , принятый в виде

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{v_{p\bar{r}}}{r\omega - \frac{\omega_t}{2}}. \quad (65,16)$$

10. Определяем число кавитации κ_k для каждого значения \bar{r} по формуле

$$\kappa_k = \frac{2p_{\bar{r}}}{\rho v_i^2}. \quad (65,17)$$

Здесь:

v_i — скорость, определяемая из соотношения

$$v_i = \frac{v_{p\bar{r}}}{\sin \beta_i}; \quad (65,18)$$

p_r — давление воды, которое испытывает элемент лопасти

$$p_r = p_0 - p_d - \frac{\rho}{2} (v_{pr}^2 - v_e^2) - \gamma \bar{r} R, \quad (65,19)$$

где p_0 — гидростатическое давление на уровне оси винта;
 $p_d = f(t^\circ)$ — давление насыщенных паров воды, зависящее от температуры (см. § 40).

11. Вычисляем произведение коэффициента подъемной силы C_y на спрямленную длину b элемента лопасти по формуле

$$C_y b = \frac{2\Delta p_i \pi D \bar{r}}{\rho v_i^2 \cos \beta_i}. \quad (65,20)$$

12. Принимаем закон распределения наибольших толщин сечений вдоль лопасти $e = f(\bar{r})$ согласно рекомендациям § 57.

13. Рассчитываем значения спрямленной длины b , стрелки кривизны e_c (см. рис. 147) и шага H для выбранных сечений лопасти, используя следующую схему (более подробно см. табл. 45):

а) $C_y \frac{b}{e}$; б) $\xi_{\max} = 0,8 \kappa_c$ (с запасом на кавитацию); в) $\delta = \frac{e}{b} = f\left(\frac{C_y b}{e}; \xi_{\max}\right)$ по гра-

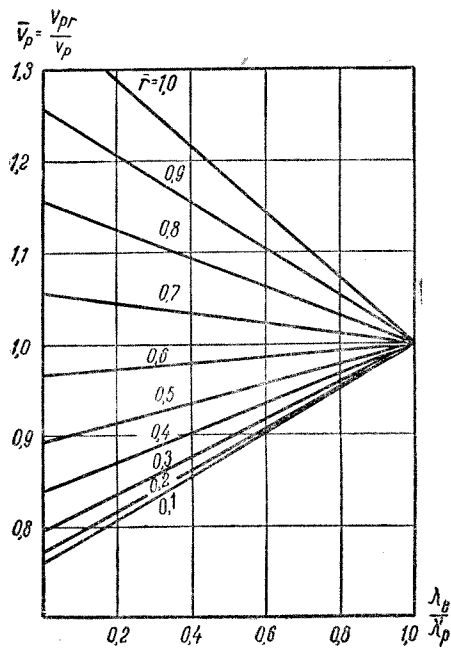


Рис. 160. График для учета радиальной неравномерности потока винта в насадке

фику рис. 132; г) $b = \frac{e}{\delta}$ (с последующей корректировкой значений b по спрямленному контуру лопасти); д) $\delta_c = \frac{e_c}{b} = f\left(\frac{C_y b}{e}; \xi_{\max}\right)$ по графику рис. 132; е) $e_c = \delta_c b$; ж) $\Delta \alpha^\circ = 2 \frac{1 - \mu_0}{\nu_0} \cdot \frac{e_c}{b} \cdot 57,3$ — поправка к углу атаки (в град.) сечения лопасти на трение при $\mu_0 = 0,89$; з) $\beta'_i = \beta_i + \Delta \alpha$; и) $\frac{H}{D} = \pi \bar{r} \operatorname{tg} \beta'_i$.

§ 66. Особенности конструирования комплекса винт—насадка

Контур лопасти и профиль ее сечений для винта в насадке. При разработке конструкции и построении чертежа гребного винта, работающего в направляющей насадке, остаются справедливыми основные положения, которые принимаются во внимание при конструировании и вычерчивании винтов без насадок (см. § 50). Учет изменения условий работы винтов в насадках распространяется только на выбор контура лопасти и профиля ее сечений для этих винтов по сравнению с изолированными винтами.

Контур спрямленной поверхности лопасти гребного винта, работающего в направляющей насадке, рекомендуется принимать уширенным к краю и симметричным. Уширение края лопасти позволяет нагрузить ее концевые сечения, которые из-за уменьшения концевых потерь у винта в насадке становятся рабочими, а симметричная форма контура является более благоприятной с точки зрения кавитации такого винта. При построении контура спрямленной поверхности лопасти винта в насадке применяется график, представленный на рис. 161.

Форму сечений лопасти винта в насадке на радиусах $r \leq 0,6 R$ рекомендуется принимать в соответствии с приведенными ранее графиками рис. 113 и 114 для винтов без насадок. Сечения лопасти при $r > 0,6 R$ следует строить по относительным ординатам, полученным для сечения на $r = 0,6 R$. Распределение толщин сечений по длине лопасти принимается для винта в насадке таким же, как и при отсутствии ее. Если толщина сечения лопасти у ее края e_R (на внешнем радиусе винта R), вычисленная по формуле (50,2), получается настолько малой, что относительная толщина этого сечения будет меньше $\delta = \frac{e_R}{b} = 0,03 \div 0,04$, то рекомендуется

принимать указанное здесь минимальное значение δ , с последующей корректировкой толщин лопасти на $r > 0,6 R$. Во всяком случае, не следует принимать толщину e_R менее 5—8 мм.

Вес винта в насадке можно определять согласно рекомендациям § 51, причем вес лопастей, вычисленный по формуле (51,4), следует увеличивать на 2% для учета уширения края лопасти, т. е. вводить в эту формулу поправочный множитель 1,02.

Построение теоретического чертежа насадки. Для построения теоретического чертежа направляющей насадки должны быть известны следующие конструктивные элементы насадки, выбранные в соответствии с приведенными ранее рекомендациями (см. § 64):

диаметр рабочего сечения $D_n = D + 2\Delta$ (или площадь $F_n = \frac{\pi D_n^2}{4}$), длина $l_n = l_e + l_a$, коэффициенты раствора $\alpha_c = \frac{F_e}{F_n}$ и расширения $\beta_a = \frac{F_a}{F_n}$.

При выполнении чертежа насадки прежде всего необходимо построить профиль ее продольного сечения в горизонтальной плоскости, проходящей через ось винта. Особое внимание следует обра-

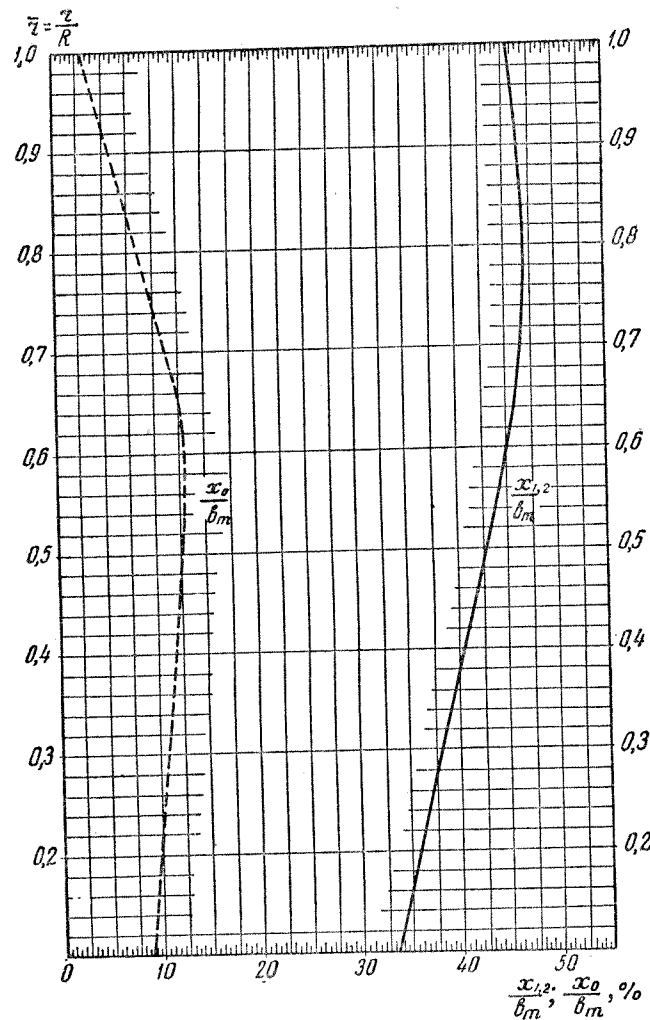


Рис. 161. График для построения контура спрямленной поверхности лопасти винта в насадке

зывать на то, чтобы форма профиля с внутренней стороны насадки отвечала требованиям плавности нарастания скоростей по мере подтекания к винту при заданных значениях коэффициентов

α_e и β_a . Выбор формы рабочего, входного и выходного сечений производится с учетом указаний, приведенных в § 64.

Для построения контура входного сечения насадки рекомендуется поступать следующим образом.

На теоретическом чертеже кормовой оконечности корпуса судна соответствующим радиусом очерчивают площадь рабочего сечения насадки $F_n = \frac{\pi D_n^2}{4}$. Чтобы облегчить последующее придание не-

обходимой приплюснутости входному сечению насадки, предварительно очерчивают окружностью заданную площадь F_e . Ориентируясь на эту окружность, вычерчивают «приплюснутую» кривую, которая должна дать действительный плавный контур входного сечения насадки, имеющий площадь F_e и соответствующий условиям размещения насадки в кормовой оконечности судна.

После того как окончательно установлена форма контура входного отверстия насадки, делают несколько ее продольных (меридиональных) сечений плоскостями, проходящими через ось насадки. Число этих сечений должно быть достаточным для построения чертежа насадки (не менее пяти). По этим сечениям снимают величины h_e и h_a (см. рис. 147), характеризующие положение выходной и входной кромочных линий относительно окружности рабочего сечения, и приступают к построению профилей насадки.

Ниже приводится способ построения меридиональных сечений насадки, который предложен В. М. Лаврентьевым для наиболее распространенной на практике относительной длины входной части насадки, равной $l_e = 0,4 l_n$, и заключается в следующем.

Параллельно оси гребного винта проводим основную линию профиля \overline{AB} (рис. 147). На перпендикулярах, восстановленных к этой линии в крайних сечениях насадки откладываем отрезки h_e и h_a и находим таким образом точки c и d . Соединяя точки c и d , получаем внутреннюю хорду профиля $\overline{cd} = b_n$. Затем из точки m пересечения прямой \overline{AB} со следом плоскости диска винта опускаем перпендикуляр на внутреннюю хорду. Измерив длину \overline{mk} этого перпендикуляра, определяем наибольшую толщину профиля насадки $e_n = 1,205 \overline{mk}$. Это соотношение получено в предположении, что наибольшая толщина e_n располагается на расстоянии $0,3 b_n$ от носика профиля (точки c), имеющего подъем $0,25 e_n$ по отношению к внешней хорде \overline{dn} , а толщина профиля на расстоянии $0,4 b_n$ равна $0,98 e_n$. Для определения положения внешней хорды профиля \overline{dn} необходимо от точки c отложить по перпендикуляру к отрезку \overline{cd} величину подъема носика, равную $0,25 e_n$.

Контур профиля насадки с внутренней ее стороны можно построить по ординатам y (относительно внешней хорды), приведенным в табл. 46 для определенных значений x , которые характери-

зуют отстояния выбранных ординат от носика профиля (см. рис. 147). Для обеспечения плавного перехода прямолинейной внешней части профиля к его закругленной входящей кромке достаточно воспользоваться только значением ординаты $y = 0,040 e_n$ при $x = 0,05 b_n$.

Таблица 46

Значения относительных ординат профиля направляющей насадки

$\frac{x}{b_n}$	0	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
$\frac{y}{e_n}$	0,250	0,550	0,720	0,910	1,000	0,980	0,880	0,725	0,555	0,380	0,205	0,025

§ 67. Разработка проекта комплекса винт — насадка буксирного судна

Приведенная ниже методика и последовательность выполнения проекта комплекса гребной винт—направляющая насадка иллюстрируется на численном примере для буксирного судна. Пояснения к численному примеру касаются только тех вопросов, которые при разработке проекта комплекса винт—насадка решаются в принципиальном отношении иначе, чем в случае проектирования винта без насадки (см. § 52 и 53). Особенности проектирования комплекса винт—насадка для небуксирных судов и буксиров-толкачей рассматриваются особо (см. § 68 и 69).

1. Расчет комплекса винт—насадка при выборе главной силовой установки судна.

Задание. Определить необходимую мощность главной силовой установки и выбрать ее тип для двухвинтового буксирного судна, оборудованного направляющими насадками, если известны перечисленные ниже данные.

1. Основные элементы корпуса судна (см. также § 53): $L = 37,2$ м; $B = 7,40$ м; $T_k = 1,80$ м; $V = 320$ м³ и $\delta = 0,646$; $x = 2$.

2. Расчетная скорость буксировки $v_k = 9,0$ км/час ($v = 2,50$ м/сек) и сопротивление корпуса буксира при данной скорости $R_0 = 500$ кг.

3. Тяга на гаке при заданной скорости буксировки должна быть не менее $Z = 7500$ кг.

Расчет. Предварительный расчет гребного винта в направляющей насадке при выборе главной силовой установки судна производится в указанной далее последовательности.

1. В соответствии с рекомендациями § 64, ориентировочно принимаем следующие конструктивные элементы насадки:

$$\bar{l}_n = \frac{l_n}{D} = 0,65;$$

$$\alpha_e = \frac{F_e}{F_n} = 1,35; \quad \beta_a = \frac{F_a}{F_n} = 1,10.$$

2. По данным, приведенным в § 64 (см. также § 45) определяем характеристики взаимодействия комплекса винт—насадка—корпус судна:

а) коэффициенты полного попутного потока $\psi = 0,18$ и попутного потока трения $\psi_f = (1 - C_\psi) \psi = 0,11$ вычисляем по формулам (45,4) и (64,3), в которых принимаем $D \simeq 0,8 T_k = 1,45$ м; $C_\psi = 0,4$ при $x = 2$;

б) коэффициент потенциального встречного потока насадки при работе за корпусом на основании соотношения (64,2) получается равным $\psi_k = \beta_a - 1 = 0,10$;

в) коэффициент засасывания насадки на швартовах с учетом влияния корпуса судна находим из выражения (64,4) $t_{0k} = t_{0n} - t_0 = 0,68$, в котором составляющие этого коэффициента для насадки и для корпуса принимаются соответственно по графику рис. 149 и по формуле (64,6), т. е. $t_{0n} = f(\bar{l}_n; \alpha_e) = 0,75$; $t_0 = C_\psi \psi = 0,07$.

3. По формулам (63,6) и (63,10) вычисляем расчетные значения скорости движения комплекса v_e и его полезной тяги P_n , соответственно равные

$$v_e = v(1 - \psi_f) = 2,22 \text{ м/сек}; \quad P_n = \frac{R_0 + Z}{x} = 4000 \text{ кг.}$$

4. Дальнейший расчет основных элементов винта в насадке при определении необходимой мощности главной силовой установки судна N_e или N_i (л. с.) производим для нескольких последовательных значений числа оборотов гребного вала n в секунду. Оптимальный диаметр винта в насадке D_{opt} (м) ориентировочно находится по формуле, рекомендуемой В. М. Лаврентьевым

$$D_{opt} = \frac{1,45}{Vn} \sqrt[4]{\frac{P_n}{\rho}}. \quad (67,1)$$

Если условия размещения движительного комплекса за кормой судна позволяют установить в насадке винт оптимального диаметра, то дальнейший расчет элементов винта для каждого из выбранных значений числа оборотов (в данном случае для $n_m = 100; 200; 300$ и 400 в минуту) производится по схеме, принятой в табл. 47. По-

скольку на данной стадии расчета не имеет особого смысла уточнять число лопастей z и дисковое отношение θ винта в насадке, то для определения его шагового отношения $\frac{H}{D}$ и к. п. д. η_p рекомендуется пользоваться диаграммой V приложения II, построенной применительно к винтам с $z = 4$ и $\theta = 0,55$.

Результаты расчета представляются в виде графика (по типу рис. 120), на котором наносятся кривые $N_e = f(n_m)$ — для двигателей внутреннего сгорания и $N_i = f(n_m)$ — для паровых машин (на один вал), а также кривая $D = f(n_m)$. Выбор главных двигателей судна в данном случае производится из тех же соображений, которые учитываются при разработке проекта винта без насадки (см. § 52).

В качестве главных двигателей, обеспечивающих выполнение условий задания ($Z = 7500$ кг при $v_k = 9,0$ км/час) и имеющих приемлемые эксплуатационно-технические и экономические показатели, в данном случае целесообразно выбрать два двигателя внутреннего сгорания мощностью $N_e = 300$ л. с. каждый при числе оборотов $n_m = 300$ в минуту. Диаметр винта в этом случае получается равным $D \approx 1,60$ м. Прочие характеристики данного винта ($\lambda_p, \frac{H}{D}, \eta_p$ и т. д.) могут быть определены по табл. 47 при $n = 5,0$ об/сек (редуктор не устанавливается).

В том случае, когда по условиям размещения движительного комплекса за кормой судна нельзя установить винт оптимального диаметра D_{opt} (обычно при ограниченной осадке судна), то определение необходимой мощности главной силовой установки должно производиться на основании результатов расчета элементов винта в насадке, имеющего предельно допустимый диаметр D_{max} . Если при этом судно имеет обычные (нетуннельные) обводы кормовой оконечности, то расчет элементов винта в насадке производится по схеме:

$$n = \frac{n_m}{60}; \quad \lambda_p = \frac{v_p}{nD};$$

$$K_1 = 0,393 (x\sigma_p) \lambda_p^2; \quad \frac{H}{D} = f(K_1; \lambda_p);$$

$$\eta_p = f(K_1; \lambda_p); \quad N_p = 0,534 D^2 \sigma_p \frac{v_p^3}{\eta_p} \text{ и т. д.}$$

Так как в рассматриваемом случае величина $D = \text{const}$, то для всех выбранных значений числа оборотов n характеристики $\sigma_p, \sigma_k, v_p, \sigma_p$ и γ_p получаются одинаковыми и могут быть определены предварительно.

Результаты расчета в данном случае (при $D = D_{max}$) представляются на графике только в виде кривых $N_e = f(n_m)$ или $N_i = f(n_m)$.

Таблица 47

Расчет оптимальных элементов гребного винта в направляющей насадке при выборе силовой установки

$v = 2,50$ м/сек; $P_{II} = 4000$ кг; $\psi_f = 0,11$; $t_{0k} = 0,68$; $v_e = 2,22$ м/сек; $\bar{I}_H = 0,65$; $\beta_a = 1,10$; $z = 4$; $\theta = 0,55$						
1	$n = \frac{n_m}{60}$ (задается)	об/сек	1,67	3,33	5,00	6,67
2	$D = \frac{1,45}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{P_{II}}{\rho}}$	м	2,81	1,99	1,62	1,41
3	$\sigma_{II} = \frac{8P_{II}}{\rho v_e^2 \pi D^2}$	—	2,56	5,12	7,76	10,20
4	$\frac{\zeta_H}{\sigma_k} = f(\sigma_k)$ По рис. 153 при $\sigma_k \approx \sigma_{II}$	—	0,041	0,028	0,024	0,021
5	$\sigma_k = \frac{\sigma_{II}}{1 - \frac{\zeta_H}{\sigma_k}}$	—	2,67	5,27	7,95	10,42
6	$t_k = f(\sigma_k; t_{0k})$ По рис. 150	—	0,256	0,320	0,360	0,381
7	$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = f(\sigma_k; t_k)$ По рис. 152	—	1,43	1,67	1,87	2,01
8	$v_p = \gamma_p v_e$	—	3,18	3,70	4,14	4,47
9	$\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$	—	0,676	0,559	0,511	0,474
10	$\sigma_p = \frac{\sigma_k}{(1 + t_k) \gamma_p^2}$	—	1,04	1,43	1,68	1,87
11	$x\sigma_p = f(\sigma_p; \lambda_p)$ По рис. 154	—	0,91	1,29	1,53	1,71
12	$K_1 = 0,393 (x\sigma_p) \lambda_p^2$	—	0,164	0,162	0,150	0,151
13	$\frac{H}{D} = f(K_1; \lambda_p)$ По диагр.	—	0,940	0,830	0,760	0,730
14	$\eta_p = f(K_1; \lambda_p)$ По диагр.	—	0,654	0,602	0,580	0,560
15	$N_p = 0,534 D^2 \sigma_p \frac{v_p^3}{\eta_p}$	л. с.	215	256	289	316

Продолжение

16а	$\left. \begin{aligned} N_e &= \frac{N_p}{\eta_B \eta_r} \\ N_t &= \frac{N_p}{\eta_B \eta_r \eta_M} \end{aligned} \right\}^1$	л. с.	222	264	298	326
16б		л. с.	278	330	373	408

¹ Здесь приняты следующие значения к. п. д.: $\eta_B = 0,97$; $\eta_M = 0,80$; η_r — не учитывается (установка редуктора не предполагается).

Выбор главных двигателей производится при этом точно так же, как и в предыдущем случае.

Если движительный комплекс винт—насадка устанавливается в кормовой оконечности судна, имеющего туннельные обводы, то расчет элементов винта заданного диаметра ($D = D_{\max}$) в насадке производится по приведенной выше схеме с той лишь разницей, что гидромеханические характеристики комплекса (v_p , σ_p , λ_p) определяются после вычисления его коэффициента нагрузки по упору σ_k методом последовательных приближений (σ_k , t_k , $\frac{\zeta_n}{\sigma_k}$, σ_n). В качестве первого приближения можно принимать $\sigma_{k1} = 1,25 \sigma_n$, где $\sigma_n = \frac{8P_n}{\rho v_e^2 \pi D^2}$. Значения $\Delta t'$ и k , учитывающие влияние туннельных обводов судна на эффективность работы движительного комплекса винт—насадка, принимаются на основании рекомендаций, приведенных в § 64.

Если коэффициент σ_{n1} , подсчитанный по формуле (64,12), не совпадет с заданным его значением σ_n , то необходимо выполнить расчет во втором приближении, задаваясь новым значением коэффициента нагрузки комплекса, равным

$$\sigma_{k2} = \sigma_{k1} \frac{\sigma_n}{\sigma_{n1}} \quad (67,2)$$

Уточнение величины коэффициента σ_k производится до тех пор, пока значение σ_{n1} , подсчитанное в последнем приближении, не совпадет с заданным. Полученные при этом величины σ_k и t_k являются исходными для использования в расчетной схеме, составленной применительно к судну с нетуннельными кормовыми обводами.

II. Расчет комплекса винт—насадка, обеспечивающего полное использование мощности силовой установки.

Задание. Выполнить расчет элементов комплекса винт—насадка, обеспечивающего при заданной скорости буксировки наибольшую тягу на гаке в случае полного использования мощности главных

двигателей буксирного судна, если известны данные, которые приведены в п. I.

Расчет. Проектировочный расчет комплекса винт—насадка, обеспечивающего наибольшую тягу на гаке при заданной скорости буксировки и полном использовании мощности двигателей ($N_p = \eta_B N_e = 0,97 \cdot 300 = 291$ л. с.), производится в указанном ниже порядке.

1. В соответствии с указаниями § 64 выбираем основные конструктивные элементы направляющей насадки: $l_n = 0,65 D$; $l_e = 0,4 l_n$; $l_a = 0,6 l_n$; $\beta_a = 1,10$; величина $\alpha_e = 1 + t_k$ определяется в результате последующего расчета.

2. Характеристики взаимодействия комплекса винт—насадка—корпус судна принимаем на основании предварительного расчета комплекса при выборе силовой установки судна, т. е. считаем, что $\psi_f = 0,11$; $\psi_k = 0,10$; $t_{0k} = 0,68$, так как полученное при этом значение диаметра винта сравнительно мало отличается от намеченного первоначально.

3. Расчетная скорость движения комплекса на основании приведенных выше данных получается равной $v_e = v (1 - \psi_f) = 2,22$ м/сек (см. также п. I).

4. Согласно указаниям § 66 (см. также § 46), выбираем число лопастей z и дисковое отношение θ винта в насадке, используя для этой цели величины $D = 1,60$ м; $\frac{H}{D} = 0,760$; $\lambda_p = 0,511$; $v_p = 4,14$ м/сек; $P = \frac{P_n}{1 + t_k} = 2940$ кг, полученные на основании результатов предварительного расчета комплекса винт—насадка при определении мощности главных двигателей судна. При отсутствии таких результатов перечисленные величины можно получить по приведенной ранее вспомогательной диаграмме (рис. 155).

Выполняя те же расчеты, которые производятся при выборе значений z и θ для винта без насадки (см. примеры в §§ 52 и 53), в данном случае получаем $z = 4$ (по $K'_n = 0,80 < 1,0$); $\theta'_{\min} = 0,45$ и $\theta''_{\min} = 0,32$.

5. Дальнейший расчет элементов винта в насадке производим последовательными приближениями в табличной форме (табл. 48), используя диаграмму, относящуюся к винтам с $z = 4$ и $\theta = 0,55 > \theta''_{\min}$. В первом приближении за расчетное значение коэффициента нагрузки комплекса принимаем значение $\sigma_{k1} = 8,0$, полученное по результатам предварительного расчета (см. п. I). При отсутствии таких результатов в качестве первого приближения можно принять предполагаемое значение

$$\sigma_{k1} \approx \sigma_n = \frac{8P_n}{\rho v_e^2 \pi D^2}.$$

Так как в первом приближении мощность N_{p_1} , полученная в строке 14 табл. 48, не совпадает с заданным значением $N_p = 291$ л. с., расчет повторяется во втором приближении, исходя из величины

$$\sigma_{k_2} = \sigma_{k_1} \frac{N_p}{N_{p_1}} \quad (67,3)$$

Таблица 48

Расчет оптимальных элементов гребного винта в насадке для буксирного судна

$N_p = 291$ л. с.; $n = 5,0$ об/сек; $v = 2,50$ м/сек; $\psi_f = 0,11$; $v_e = 2,22$ м/сек; $l_n = 0,65$; $\beta_a = 1,10$; $\psi_k = 0,10$; $t_{0k} = 0,68$; $z = 4$; $\theta = 0,55$				
1	σ_k Последоват. приближ.	—	8,00	8,60
2	$t_k = f(\sigma_k; t_{0k})$ По формулам (64,7), (64,8) или по рис. 150	—	0,360	0,366
3	$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = f(\sigma_k; t_k)$ По формуле (64,9) или по рис. 152	—	1,87	1,90
4	$v_p = \gamma_p v_e$	м/сек	4,14	4,22
5	$K_n'' = \frac{v_p^4}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{\rho v_p}{N_p}}$	—	2,03	2,08
6	$\lambda_p = f(K_n'')$ По диагр.	—	0,514	0,525
7	$\lambda_p' = a \lambda_p$	—	0,530	0,541
8	$D = \frac{v_p}{n \lambda_p'}$	м	1,56	1,56
9	$\sigma_p = \frac{\sigma_k}{(1 + t_k) \gamma_p^2}$	—	1,69	1,74
10	$\alpha \sigma_p = f(\sigma_p; \lambda_p')$ По рис. 154	—	1,53	1,57
11	$K_1 = 0,393 (\alpha \sigma_p) (\lambda_p')^2$	—	0,169	0,181
12	$\frac{H}{D} = f(K_1; \lambda_p')$ По диагр.	—	0,820	0,860
13	$\eta_p = f(K_1; \lambda_p')$ По диагр.	—	0,584	0,584
14	$N_p = 0,534 D^2 \sigma_p \frac{v_p^3}{\eta_p}$	л. с.	267	291

В рассматриваемом случае можно ограничиться вторым приближением, позволяющим получить следующие величины:

1) основные элементы гребных винтов в насадках $D = 1,56$ м;
 $\frac{H}{D} = 0,860$; $H = 1,34$ м; $z = 4$ и $\theta = 0,55$;

2) конструктивные элементы направляющих насадок — $l_n = 0,65 D = 1,01$ м; $l_e = 0,4 l_n = 0,40$ м; $l_a = 0,6 l_n = 0,61$ м; $\beta_a = 1,10$ и $\alpha_e = 1,35$ (предельное значение);

3) полезную тягу и прогульсивный к. п. д. движительного комплекса при скорости буксировки $v_k = 9,0$ км/час, равные

$$P_n = \frac{\rho v_e^2}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \sigma_n = 4040 \text{ кг};$$

$$\eta = \frac{P_n v}{75 N_p} = 0,463,$$

где $\sigma_n = \sigma_k \left(1 - \frac{\zeta_n}{\sigma_k}\right) = 8,41$, причем величина $\frac{\zeta_n}{\sigma_k} = 0,022$ определяется по графику рис. 153;

4) тяговые показатели буксирного судна, которые характеризуются значением тяги на гаке и буксировочного к. п. д.

$$Z = x P_n - R_0 = 7580 \text{ кг} \left(\frac{Z}{x N_p} = 13 \text{ кг/л. с.}\right);$$

$$\eta_z = \frac{Z v}{75 x N_p} = 0,435$$

при полном использовании мощности силовой установки $2N_e = 2 \times 300$ л. с. ($n_m = 300$ об/мин) и скорости $v_k = 9$ км/час;

5) коэффициент качества комплекса винт—насадка—корпус судна, равный (см. § 64)

$$\zeta_{pk} = \eta \frac{3 + \sqrt{1 + 2\sigma_n'}}{4} = 0,785,$$

где

$$\sigma_n' = \sigma_n (1 - \psi_f)^2 = 6,61.$$

Сопоставление значений ζ_{pk} , полученных по расчету для данного судна и по результатам натурных испытаний подобных судов (см. рис. 78) свидетельствует о том, что спроектированный комплекс винт—насадка имеет достаточно высокую эффективность при относительно большой величине $\frac{N_p}{F_p}$. В результате установки винтов в насадках тяговые показатели рассматриваемого буксира повы-

шаются более чем на 20% (см. для сравнения значения η_z и $\frac{Z}{xN_p}$, полученные для этого судна без насадок в § 53).

В том случае, когда диаметр винта в насадке, подсчитанный в строке 8 приведенной выше табл. 48, не соответствует условиям размещения движительного комплекса за кормой судна, то основные элементы винта определяются для предельно допустимого диаметра

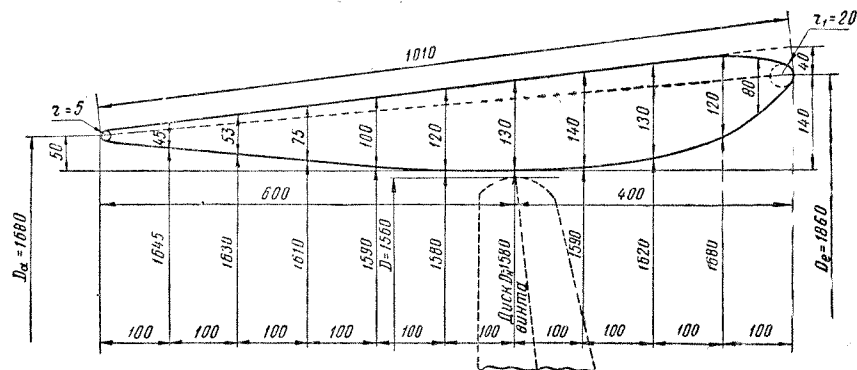


Рис. 162. Меридиональный профиль насадки (для численного примера)

Гребной винт: $D = 1,56$ м; $H = 1,36$ м; $\frac{H}{D} = 0,860$; $z = 3$; $\theta = 0,55$. Направляющая насадка: $D_{II} = 1,58$ м; $\frac{H}{D} = 0,65$; $\alpha_e = 1,35$; $\beta_a = 1,10$

D_{max} . Расчет элементов винта в этом случае также производится последовательными приближениями, но по видоизмененной схеме (по $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ и K_1). В первом приближении коэффициент нагрузки комплекса $\sigma_{к1}$ рекомендуется принимать в соответствии с приведенными ранее указаниями при заданном значении $D = D_{max}$.

III. Расчет основных конструктивных элементов гребного винта в насадке и построение его чертежа.

Задание. Рассчитать основные конструктивные элементы гребного винта в направляющей насадке и построить его чертеж для буксирного теплохода мощностью 2×300 л. с.

В результате предыдущего расчета (см. п. II) известны следующие основные характеристики винта в насадке (табл. 48): $D = 1,56$ м; $\frac{H}{D} = 0,860$; $z = 4$; $\theta = 0,55$; $n = 5,0$ об/сек ($n_m =$

$= 300$ об/мин); $v_R = 7^\circ$ (по условиям размещения насадки за кормой судна); упор, развиваемый винтом при расчетном режиме ($v_k = 9,0$ км/час), составляет $P = 2940$ кг.

Расчет конструктивных элементов, проверка прочности лопастей и определение веса гребного винта в направляющей насадке производятся точно так же, как это делается для винтов без насадок (см. §§ 50 и 52). Поэтому численные результаты этого расчета, выполненные с учетом указаний § 66, здесь не приводятся (см. чертеж винта на рис. Б в приложении III).

Теоретический чертеж направляющей насадки, построенный для ее меридионального профиля согласно рекомендациям § 66, приведен на рис. 162 (при $\frac{H}{D} = 0,65$; $\alpha_e = 1,35$; $\beta_a = 1,10$). При разработке проекта судна, оборудованного направляющими насадками, выполняются более подробные чертежи насадки с учетом расположения ее относительно корпуса судна и особенностей технологии изготовления.

IV. Расчет тяговых характеристик судна, оборудованного направляющими насадками.

Задание. Рассчитать и построить тяговые характеристики буксирного теплохода мощностью 2×300 л. с., оборудованного направляющими насадками, если известны перечисленные ниже данные (см. п. II).

1. Основные элементы корпуса судна: $L = 37,2$ м; $B = 7,40$ м; $T_k = 1,80$ м; $V = 320$ м³; $\delta = 0,646$; $x = 2$; кривая сопротивления корпуса буксира на глубокой воде, заданная ординатами в табличном виде

v_k , км/час	6,0	9,0	12,0	15,0	18,0
R_6 , кг	240	500	970	1700	3050

2. Конструктивные элементы движительного комплекса:

а) гребные винты — $D = 1,56$ м; $\frac{H}{D} = 0,860$, $z = 4$; $\theta = 0,55$;

б) направляющие насадки — $\frac{H}{D} = 0,65$; $D = 1,01$ м; $D_{II} = 1,58$ м (при $\Delta = 0,01$ м); $\alpha_e = 1,35$; $\beta_a = 1,10$.

3. Основные характеристики главных двигателей: два двигателя внутреннего сгорания номинальной мощностью $N_e = 300$ л. с. каждый при числе оборотов $n_m = 300$ в мин. (редуктор не устанавливается); к. п. д. валопровода $\eta_{в} = 0,97$.

Внешняя характеристика двигателя $N_e = f(n_m)$ при наиболее выгодном тепловом режиме его работы (иначе, при некотором постоян-

ном значении среднего эффективного давления $p_c = \text{const}$ (задана графически по типу рис. 106).

Расчет. При выполнении расчета тяговых характеристик судна рекомендуется соблюдать такую последовательность (см. §§ 52 и 64).

1. Подсчитываем безразмерную характеристику двигателя $K_2 = f(n_m)$, задаваясь несколькими значениями n_m и выполняя расчеты в табличной форме (по типу табл. 34). Подсчитанные таким образом значения коэффициента момента представляются в виде кривой $K_2 = f(n_m)$ на том же графике, где ранее была нанесена зависимость $N_e = f(n_m)$.

2. Устанавливаем необходимую для последующего расчета зависимость гидромеханических характеристик винта в насадке K_1 , σ_p , χ_{σ_p} и η_p от величины его относительной поступи $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$.

Для этой цели используем соответствующую расчетную диаграмму V (см. приложение II), выбранную при определении основных элементов данного гребного винта, и график для учета уменьшения концевых потерь винта в насадке (рис. 154). Расчет упомянутых характеристик винта в насадке удобно производить в табличной форме (табл. 49), задаваясь несколькими значениями λ_p , которые охватывают предполагаемый диапазон изменения коэффициента нагрузки σ_k (для буксирных судов — от швартовых до хода без барж, порожнем).

Таблица 49

Определение гидромеханических характеристик гребного винта в насадке

$D = 1,56 \text{ м}; \frac{H}{D} = 0,860; z = 4; \theta = 0,55$					
1	λ_p (задаем)	0,40	0,50	0,60	0,70
2	$K_1 = f\left(\lambda_p; \frac{H}{D}\right)$ По диагр.	0,240	0,200	0,155	0,110
3	$\eta_p = f\left(\lambda_p; \frac{H}{D}\right)$ По диагр.	0,460	0,553	0,624	0,660
4	$\chi_{\sigma_p} = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{K_1}{\lambda_p^2}$	3,82	2,04	1,10	0,57
5	$\sigma_p = f(\chi_{\sigma_p}; \lambda_p)$ По рис. 154	4,17	2,25	1,24	0,65

Результаты расчета по табл. 49 представляются в виде кривых $\sigma_p = f(\lambda_p)$ и $\eta_p = f(\lambda_p)$, изображенных на вспомогательном графике рис. 163.

3. Производим расчет динамических характеристик комплекса винт—насадка при работе за корпусом судна (см. § 64) $K_n = f(\lambda)$ и $K_2 = f(\lambda)$, используя полученные ранее коэффициенты $\psi_f = 0,11$; $\psi_k = 0,10$; $t_{0k} = 0,68$ (см. п. II) и вспомогательный график рис. 163.

Расчет динамических характеристик комплекса винт—насадка при работе за корпусом судна выполняем в табличном виде

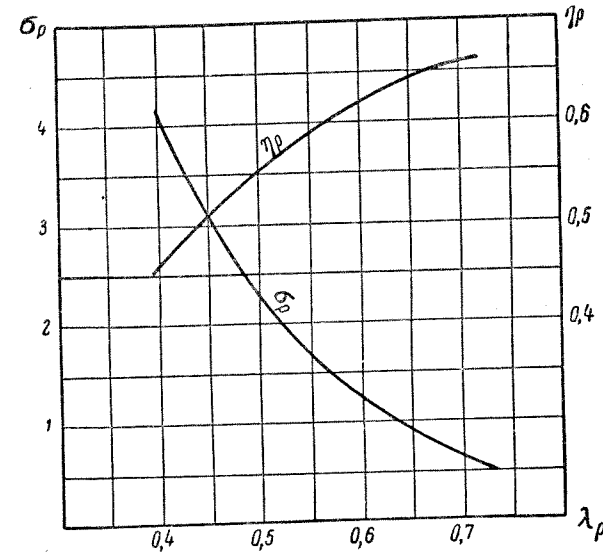


Рис. 163. Вспомогательный график для определения гидромеханических характеристик винта в насадке (численный пример)

(табл. 50), задаваясь последовательным рядом значений коэффициента нагрузки комплекса σ_k . Для буксирных судов достаточно принять следующие значения $\sigma_k = \infty; 100; 10; 5; 2$ и 1 , охватывающие возможный диапазон изменения режимов работы судна от швартовых до хода без барж (порожнем). Для уточнения тяговых характеристик судна можно добавить промежуточные значения $\sigma_k = 300; 40; 25$ и 3 . Величины t_k и $\gamma_p = \frac{v_p}{v_e}$ при различных значениях σ_k находятся точно так же, как и при определении основных элементов винта в насадке (см. п. II).

Для проверки правильности вычислений, выполненных в табл. 50, результаты расчета рекомендуется представить графически в виде кривых $K_n = f(\lambda)$ и $K_2 = f(\lambda)$, аналогично тому как это делается для винтов без насадок (т. е. по типу рис. 107).

Расчет динамических характеристик комплекса винт — насадка за корпусом судна

$D = 1,56 \text{ м}; \frac{H}{D} = 0,860; z = 4; \theta = 0,55; \bar{t}_H = 0,65; e_e = 1,35; \beta_a = 1,10; \psi_f = 0,11; \psi_k = 0,10; t_{0k} = 0,68$

1	σ_k (задаются)	300	100	25	10	5	2
2	$t_k = f(\sigma_k, t_{0k})$ По формулам (64,7), (64,8) или по рис. 150	0,600	0,550	0,456	0,380	0,315	0,235
3	$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = f(\sigma_k; t_k)$ По формуле (64,9) или по рис. 152	7,79	4,75	2,71	1,99	1,64	1,37
4	$\sigma_p = \frac{\sigma_k}{(1 + t_k)^2}$	3,07	2,87	2,35	1,82	1,41	0,87
5	$\lambda_p = f(\sigma_p)$ По рис. 163 ¹	0,450	0,462	0,495	0,537	0,578	0,655

Продолжение

6	$\gamma_p = f(\sigma_p)$ По рис. 163 ¹	0,510	0,520	0,550	0,583	0,610	0,647
7	$\lambda = \frac{\lambda_e}{1 - \psi_f} = \frac{\lambda_p}{(1 - \psi_f) \gamma_p}$	0,065	0,109	0,205	0,303	0,394	0,537
8	$K_2 = 0,0625 \sigma_p \gamma_p$	0,0342	0,0338	0,0323	0,0300	0,0279	0,0235
9	$\frac{\zeta_H}{\sigma_k} = f(\sigma_k)$ По рис. 153	0,010	0,011	0,016	0,021	0,028	0,047
10	$\sigma_n = \sigma_k \left(1 - \frac{\zeta_H}{\sigma_k}\right)$	297	98,9	24,6	9,79	4,86	1,90
11	$K_n = 0,393 \sigma_n \left(\frac{\lambda_p}{\gamma_p}\right)^2$	0,387	0,367	0,324	0,278	0,236	0,172

¹ Для данного примера.

Расчет динамических характеристик комплекса винт—насадка за корпусом судна с туннельными обводами производится по схеме, приведенной в табл. 50, с той лишь разницей, что в этом случае коэффициент полезной тяги σ_n вычисляется по формуле (64,12).

Если необходимо определить динамические характеристики комплекса винт—насадка для швартовного режима работы (при $\sigma_k = \infty$), то расчет их производится по видоизмененной схеме. По формуле (64,17) определяем значение $\sigma_p = \sigma_{p0}$, затем по графику, подобному тому, который приведен на рис. 163 (для данного численного примера), находим величины $\lambda_p = f(\sigma_p)$ и $\eta_p = f(\sigma_p)$. Потом вычисляем коэффициенты

$$K_2 = 0,0625 \sigma_p \frac{\lambda_p^3}{\eta_p};$$

$$K_k = (1 + t_{0k}) 0,393 \sigma_p \lambda_p^3.$$

Наконец, находим значения $K_n = 0,99 K_k$ — для судна с не-туннельными обводами ($\frac{R_n}{P_k} \approx 0,010$ при $\sigma_k = \infty$) или

$$K_n = \left(\frac{1 + kt_{0k} - \Delta t'}{1 + t_{0k}} - 0,01k \right) 0,393 \sigma_p \lambda_p^3,$$

для судна с туннельными обводами.

4. Производим расчет тяговых характеристик судна при различных режимах работы главной силовой установки.

а) Рассчитываем кривые зависимости $P_n = f(v)$ и $N_e = f(v)$ при $\rho_c = \text{const}$.

Этот расчет выполняем в таблице, являющейся продолжением предыдущей, согласно которой принимаем исходные значения $\lambda = \frac{v}{nD}$; $K_n = f(\lambda)$ и $K_2 = f(\lambda)$. Для определения искомых величин v , P_n и N_e используется аналогичная расчетная схема, принятая в табл. 36 (применительно к судну без насадок), а также внешняя характеристика данного двигателя, представленная на графике (по типу рис. 106).

Результаты расчета представляем графически (по типу рис. 108). На том же графике в масштабе P_n наносится заданная кривая сопротивления корпуса буксира $R_0 = f(v)$.

Для судов, оборудованных направляющими насадками, но имеющих другой тип главной силовой установки (например, паросиловая или дизельэлектрическая), расчет тяговых характеристик производится по соответствующим схемам, которые применяются для судов с такими же установками и винтами без насадок (см. § 48 и 52).

б) Рассчитываем кривые зависимости $P_n = f(v)$ и $N_e = f(v)$ при $n_m = \text{const}$ (например, для данного случая при $n_m = 280; 290;$

300 в минуту). Номинальное число оборотов $n_m = 300$ в минуту рассматриваем в дальнейшем как максимально допустимое по конструктивным особенностям данного двигателя. При определении искомых величин v , P_n и N_e можно использовать аналогичную расчетную схему, принятую в табл. 37 (для судна без насадок). Расчет этих величин при каждом значении числа оборотов $n_m = \text{const}$ выполняется в соответствующей таблице, которая по-прежнему является продолжением табл. 50 (т. е. определение v , P_n и N_e производится при тех же поступях λ).

Результаты расчета представляем графически (также по типу рис. 109). Помимо кривых $P_n = f(v)$ и $N_e = f(v)$ при $\rho_c = \text{const}$ и $n_m = \text{const}$, на графике наносятся кривые $Z = f(v)$ и $\eta_z = f(v)$, полученные подобно тому, как это делается для буксирного судна без насадок (см. § 53). В соответствии с указаниями § 53, значения полезной тяги для скоростей $v_k \leq 9,0$ км/час принимаются по кривой 2 $P_n = f(v)$ при $\rho_c = \text{const}$, а для скоростей $v_k > 9,0$ км/час — по аналогичной кривой при $n_m = \text{const} = 300$ об/мин.

Полученные таким образом тяговые характеристики двухвинтового буксирного теплохода, оборудованного направляющими насадками, дают возможность определить также скорость хода судна порожнем (без барж), которая в данном случае получается равной $v_k = 18,6$ км/час при мощности двигателей $2N_e = 400$ л. с. и максимальном числе оборотов $n_m = 300$ в минуту.

§ 68. Особенности расчета комплекса винт—насадка небуксирного судна

I. Расчет комплекса винт—насадка, обеспечивающего полное использование мощности силовой установки.

Задание. Выполнить расчет элементов комплекса винт—насадка, обеспечивающего наивысшую скорость хода при полном использовании мощности главных двигателей озерного сухогрузного теплохода ($2N_e = 2 \times 375$ л. с.), если известны перечисленные ниже данные.

1. Основные элементы корпуса судна: $L = 90,0$ м; $B = 13,0$ м; $T_k = 2,80$ м; $V = 2740$ м³; $\delta = 0,836$; $x = 2$.

2. Кривая сопротивления корпуса на глубокой воде при $V = 2740$ м³, заданная ординатами $R = f(v)$ в табличном виде

v_k , км/час	18,0	18,5	19,0	19,5
R , кг	6290	6780	7280	7790

а также предполагаемая скорость хода судна $v_k = 18,5$ км/час ($v = 5,14$ м/сек).

3. Основные характеристики главных двигателей: два двигателя внутреннего сгорания мощностью $N_e = 375$ л. с. каждый при числе оборотов $n_m = 450$ в мин.; мощность, подведенная к винту, составляет $N_p = \eta_{вв} N_e = 368$ л. с. (к. п. д. валопровода $\eta_{вв} = 0,98$) при числе оборотов гребного вала $n = \frac{n_m}{60} = 7,5$ в секунду (редуктор не устанавливается).

Расчет. Проектировочный расчет комплекса винт—насадка, обеспечивающего наивысшую скорость хода, производится в указанной ниже последовательности.

1. В соответствии с рекомендациями § 66, выбираем в первом приближении следующие конструктивные элементы направляющей насадки:

$$\bar{l}_n = \frac{l_n}{D} = 0,60; \quad \alpha_e = \frac{F_e}{F_n} = 1,30; \quad \beta_a = \frac{F_a}{F_n} = 1,15.$$

2. По данным, приведенным в § 64 (см. также § 45), определяем характеристики взаимодействия комплекса винт—насадка—корпус судна. В данном случае эти характеристики определяются точно так же, как это было показано в § 67 для буксирного судна, и получаются равными: $\psi = 0,29$ (при $D = 1,30$ м по графику рис. 100); $\psi_f = 0,17$ (при $C_\psi = 0,4$); $\psi_k = 0,15$ (при $\beta_a = 1,15$): $t_{ок} = 0,59$ (при $t_{0n} = 0,71$ и $t_0 = 0,12$).

3. В соответствии с указаниями § 66 (см. также § 46), выбираем число лопастей z и дисковое отношение θ винта в насадке. Так как в рассматриваемом случае предварительный расчет винта не производился, то все величины, необходимые для выбора значений z и θ , приходится находить по вспомогательной диаграмме рис. 155 (см. схему для небуксирных судов, приведенную в § 65).

Выполняя расчеты, подобные тем, которые производятся при выборе значений z и θ для винта без насадки (см. пример в § 52), в данном случае получим: $z = 4$ (по $K'_d = 1,56 \leq 2,0$); $\theta_{\min} = 0,48$ и $\theta''_{\min} = 0,47$.

4. Дальнейший расчет элементов винта в насадке производится методом последовательных приближений в табличном виде (табл. 51), используя диаграмму, относящуюся к винтам с $z = 4$ и $\theta = 0,55 > \theta'_{\min}$. В качестве первого приближения принимаем скорость судна $v_1 = 5,8$ м/сек, полученную в результате расчета комплекса винт—насадка по вспомогательной диаграмме. Значение коэффициента $\psi_f = 0,18$ (при $\psi = 0,30$) уточнено для винта диаметром $D = 1,26$ м.

Таблица 51

Расчет оптимальных элементов гребного винта в насадке для небуксирного судна

$N_p = 368$ л. с.; $n = 7,5$ об/сек; $D = 1,26$ м (только для первого приближения); $\psi_f = 0,18$; $\bar{l}_n = 0,60$; $\beta_a = 1,15$; $\psi_k = 0,15$; $t_{ок} = 0,59$; $z = 4$; $\theta = 0,55$				
1	v Последоват. приближ.	м/сек	5,18	5,20
2	$P_n = \frac{R}{x} = f(v)$ По кривой $R=f(v)$	кг	3465	3500
3	$v_e = v(1 - \psi_f)$	м/сек	4,25	4,26
4	$\sigma_n = \frac{8P_n}{\rho v_e^2 \pi D^2}$	—	3,04	3,08
5	$\frac{\zeta_n}{\sigma_k} = f(\sigma_k)$ По рис. 153 при $\sigma_k \approx \sigma_n$	—	0,037	0,037
6	$\sigma_k = \frac{\sigma_n}{1 - \frac{\zeta_n}{\sigma_k}}$	—	3,16	3,20
7	$t_k = f(\sigma_k; t_{ок})$ По формулам (64,7), (64,8) или по рис. 151	—	0,28	0,28
8	$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = f(\sigma_k; t_k)$ По формуле (64,9) или по рис. 152	—	1,50	1,50
9	$v_p = \gamma_p v_e$	м/сек	6,38	6,40
10	$K_n'' = \frac{v_e^4}{V n} \sqrt{\frac{\rho v_p}{N_p}}$	—	2,70	2,71
11	$\lambda_p = f(K_n'')$ По диагр.	—	0,660	0,662

Продолжение

12	$\lambda'_p = a\lambda_p$	—	0,680	0,682
13	$D = \frac{v_p}{n\lambda'_p}$	м	1,25	1,25
14	$\sigma_p = \frac{\sigma_k}{(1+t_k)\gamma_p^2}$	—	1,095	1,110
15	$\kappa\sigma_p = f(\sigma_p; \lambda'_p)$ По рис. 154	—	0,960	0,965
16	$K_1 = 0,393 (\kappa\sigma_p)(\lambda'_p)^2$	—	0,174	0,176
17	$\frac{H}{D} = f(K_1; \lambda'_p)$ По диагр.	—	0,960	0,965
18	$\eta_p = f(K_1; \lambda'_p)$ По диагр.	—	0,950	0,653
19	$N_p = 0,534D^2\sigma_p \frac{v_p^3}{\eta_p}$	л. с.	364	369

В рассматриваемом случае можно ограничиться вторым приближением, позволяющим получить следующие величины:

1) основные элементы гребных винтов в насадках — $D = 1,25$ м;

$$\frac{H}{D} = 0,965 \quad (H \simeq 1,20 \text{ м}); \quad z = 4; \quad \theta = 0,55;$$

2) конструктивные элементы направляющей насадки — $l_n = 0,60 D = 0,75$ м; $l_e = 0,35 l_n = 0,26$ м и $l_a = 0,65 l_n = 0,49$ м (согласно рекомендациям § 66 для грузовых судов); $\beta_a = 1,15$ и $\alpha_e = 1 + t_k = 1,28$;

3) достижимую скорость хода судна и пропульсивный к. п. д. комплекса при заданных условиях плавания

$$v_k = 18,7 \text{ км/час } (v = 5,20 \text{ м/сек}); \quad \eta = \frac{P_n v}{75 N_p} = 0,657;$$

4) коэффициент качества комплекса винт—насадка—корпус судна, равный (см. § 66)

$$\zeta_{pk} = \eta \frac{3 + \sqrt{1 + 2\sigma'_n}}{4} = 0,865,$$

где

$$\sigma'_n = \sigma_n (1 - \psi_f)^2 = 2,07.$$

В том случае, когда диаметр гребного винта в насадке, подсчитанный в строке 13 табл. 51, не соответствует условиям размещения движительного комплекса за кормой судна (обычно при ограниченной осадке), то дальнейший расчет следует производить для винта, имеющего предельно допустимый диаметр D_{\max} . Для судна с нетуннельными кормовыми обводами этот расчет производится также последовательными приближениями по схеме:

$$v; P_n = \frac{R}{x} = f(v); \dots; v_p = \gamma_p v; \lambda_p = \frac{v_p}{nD};$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_k}{(1+t_k)\gamma_p^2}; \quad \kappa\sigma_p = f(\sigma_p; \lambda_p) \text{ и т. д.}$$

Для небуксирного судна, оборудованного направляющими насадками и имеющего туннельные обводы кормовой оконечности, определение элементов гребного винта заданного диаметра $D = D_{\max}$ производится по видоизмененной расчетной схеме (табл. 52). Предварительно определяются коэффициенты k'' и $\Delta t' = f\left(\frac{T_B}{D}\right)$,

учитывающие влияние туннельных кормовых обводов судна на эффективность работы движительного комплекса винт—насадка.

Последующий расчет выполняется последовательными приближениями, причем в качестве первого из них применяется величина коэффициента нагрузки комплекса, равная

$$\sigma_{k1} = \frac{8R}{xrv^2(1-\psi_f)^2\pi D^2},$$

где $R = f(v)$ — сопротивление корпуса судна, соответствующее предполагаемой скорости хода v .

II. Особенности расчета ходовых характеристик небуксирного судна с направляющими насадками. Расчет ходовых характеристик небуксирного судна, оборудованного направляющими насадками, принципиально не отличается от расчета тяговых характеристик для буксира с насадками и производится для нескольких значений коэффициента σ_k , близких к его величине при основном режиме работы комплекса. Результаты расчетов изображаются в виде тех же кривых, что и для буксирного судна (за исключением Z и η_2). Здесь же наносятся кривые сопротивления корпуса судна $R = f(v)$ при заданных условиях плавания судна.

Таблица 52

Расчет гребного винта заданного диаметра в насадке для небуксирного судна с туннельными кормовыми обводами

$D = \dots \text{м}; N_p = \dots \text{л. с.}; n = \dots \text{об/сек};$ $t_{0к} = \dots; \psi_f = \dots; \frac{T_B}{D} = \dots; \Delta t' = \dots;$ $k = \dots; \bar{l}_H = \dots; \beta_a = 1,15; \psi_k = 0,15; z = \dots; \theta = \dots$				
1	σ_k Последоват. приближ.	—	σ_{k1}	σ_{k2}
2	$t_k = f(\sigma_k; t_{0к})$ По формулам (64,7), (64,8) или по рис. 151	—		
3	$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = f(\sigma_k; t_k)$ По формуле (64,9) или по рис. 152	—		
4	$\frac{\zeta_H}{\sigma_k} = f(\sigma_k)$ По рис. 153	—		
5	$\sigma_{II} = \sigma_k \left(\frac{1 + kt_k - \Delta t'}{1 + t_k} - k \frac{\zeta_H}{\sigma_k} \right)$	—		
6	$R = x \frac{\rho v_e^2}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \sigma_{II}^1$	кг		
7	$v = f(R)$ По кривой $R=f(v)$	м/сек		
8	$v_e = v(1 - \psi_f)$	м/сек		
9	$v_p = \gamma_p v_e$	м/сек		
10	$\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$	—		

¹ Значения v_e принимаются по результатам предыдущего приближения; в первом приближении v_e определяется по предполагаемой скорости хода судна v .

Продолжение

11	$\sigma_p = \frac{\sigma_k}{(1 + t_k) \gamma_p^2}$	—		
12	$x\sigma_p = f(\sigma_p; \lambda_p)$ По рис. 154	—		
13	$K_1 = 0,393 (x\sigma_p) \lambda_p^2$	—		
14	$\frac{H}{D} = f(K_1; \lambda_p)$ По диагр.	—		
15	$\eta_p = f(K_1; \lambda_p)$ По диагр.	—		
16	$N_p = 0,534 D^2 \sigma_p \frac{v_p^3}{\eta_p}$	л. с.	N_{p1}	

§ 69. Особенности расчета движительного комплекса толкача

1. Расчет движительного комплекса, обеспечивающего наивысшую скорость толкаемого состава судов. В данном случае предполагаются известными основные элементы корпуса толкача и барж, форма толкаемого состава, характеристики главных двигателей толкача, а также кривая сопротивления воды движению данного состава (баржи + толкач) $R_c = f(v)$. При этих условиях схема проектировочного расчета движительного комплекса толкача и ходовых характеристик заданного толкаемого состава принципиально не отличается от соответствующих схем для небуксирного судна с винтами без насадок (см. § 52) или с винтами, установленными в насадках (см. § 68).

Однако при использовании упомянутых расчетных схем следует иметь в виду, что расчетное значение коэффициента попутного потока ψ_c в диске гребного винта зависит не только от характеристик корпуса толкача и условий размещения его движительного комплекса за кормой, но и от соотношения между основными элементами корпуса толкача и расположенных непосредственно перед ним толкаемых барж. При расположении толкача за кильватерным составом барж, движущихся со скоростью v_T относительно спокойной воды, величину коэффициента ψ_c и расчетную скорость движитель-

ного комплекса v_p (или v_e) ориентировочно можно определить следующим образом:

а) для толкача с открытыми гребными винтами

$$\psi_e = \psi + \Delta\psi_c = \psi \left(1 + \frac{\Delta\psi_c}{\psi} \right); \quad (69,1)$$

$$v_p = v_T (1 - \psi_e); \quad (69,2)$$

б) для толкача с винтами, установленными в направляющих насадках

$$\psi_e = \psi_f + \Delta\psi_c = \psi \left(1 - C_\psi + \frac{\Delta\psi_c}{\psi} \right); \quad (69,3)$$

$$v_e = v_T (1 - \psi_e). \quad (69,4)$$

Здесь обозначено:

ψ — коэффициент попутного потока (полного) в диске гребного винта толкача при ходе без барж, определяемый согласно указаниям § 45;

ψ_f — коэффициент попутного потока трения для комплекса винт—насадка толкача при ходе без барж, вычисляемый по формуле (64,3);

$\Delta\psi_c$ — коэффициент, который характеризует дополнительный попутный поток от состава барж и принимается в виде

$$\Delta\psi_c = 0,168 \frac{\delta'}{\delta} \cdot \frac{L'}{L} \psi, \quad (69,5)$$

где δ и δ' — значения коэффициента общей полноты толкача и расположенной непосредственно перед ним баржи;

L и L' — значения длины по ватерлинии тех же судов.

Особенности расчета ходовых характеристик, относящихся к случаю работы данного толкача при расположении за различными составами барж, рассматриваются ниже (см. п. III).

II. Расчет движительного комплекса, обеспечивающего наибольшую тягу на гаке буксира-толкача. Подобный расчет движительного комплекса буксира-толкача, работающего за толкаемым составом барж, производится в том случае, когда не имеется кривой сопротивления воды движению состава.

Определение основных элементов движительного комплекса толкача при работе за составом барж, а также расчет тяговых характеристик судна, можно производить по соответствующим схемам, которые применяются для буксирных судов без направляющих насадок или с насадками (см. соответственно § 53 и 67), но с учетом дополнительного попутного потока от состава барж, принимая в первом приближении среднюю величину $\Delta\psi_c = 0,10$.

III. Пересчет ходовых характеристик толкаемого состава. Ниже приводится практический способ представления заданной тяговой

характеристики буксирного судна в универсальной форме, одинаково пригодной как для оценки тяговых показателей буксира, так и для определения скорости движения толкача с любым составом барж.

В этом случае имеющиеся кривые изменения полезной тяги движителей, мощности и числа оборотов главных двигателей, представленные в зависимости от скорости хода буксирного судна, следует перестроить таким образом, чтобы они выражали зависимость тех же величин от расчетной скорости движительного комплекса. В частности, для буксира, оборудованного направляющими насадками, расчетная скорость движительного комплекса принимается

$$v_e = v_0 (1 - \psi_f), \quad (69,6)$$

где v_0 — скорость буксировки относительно спокойной воды.

Откладывая по оси абсцисс графика, определяющего тяговые характеристики данного буксирного судна, значения скорости v_e вместо соответствующих значений v_0 , можно получить универсальные характеристики. Если под величиной v_e понимать скорость, вычисленную по формуле (63,6), то такие характеристики удобно использовать для оценки тяговых качеств буксирного судна, поскольку универсальные характеристики получаются попутно при расчете тяговых характеристик буксира обычным способом (см., например, § 67). Если же под величиной v_e понимать расчетную скорость комплекса толкача, полученную по формуле (69,4), то представленная в том же виде универсальная характеристика будет относиться к толкаемому составу.

Для определения скорости движения толкаемого состава по универсальной характеристике, а также мощности и числа оборотов главных двигателей толкача при этой скорости поступаем следующим образом.

Ординаты кривой сопротивления воды движению толкаемого состава (баржи + толкач) R_c , заданные графически или в табличной форме в зависимости от скорости толкания v_T , относятся к расчетной скорости движительного комплекса толкача v_e , определяемой по формуле (69,4). В результате этого заданная кривая сопротивления $R_c = f(v_T)$ оказывается представленной в виде $R_c = f_1(v_e)$.

Нанося полученную таким образом кривую сопротивления на универсальные характеристики, находим искомое значение скорости v_e , соответствующее точке пересечения кривых $xP_n = f(v_e)$ и $R_c = f_1(v_e)$. По известной величине v_e определяем скорость движения толкаемого состава v_T , используя соотношение (69,4). Значения суммарной мощности xN_e и числа оборотов n_m главного двигателя толкача находятся непосредственно по универсальным характеристикам при полученной величине скорости v_e .

ГЛАВА XVI

ВОДОМЕТНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

§ 70. Особенности работы и характеристики водометного комплекса

Особенности работы гребного винта водомета. Общее описание устройства современных водометных установок дано в § 29. Эти установки состоят из водометной трубы, гребного винта, контрпропеллера, защитной решетки, каналов заднего хода и рулей (см. рис. 71).

Работа гребного винта, расположенного в трубе водометной установки, сопровождается снижением потерь на создание осевых вызванных скоростей вследствие ликвидации сжатия струи движителя, а также уменьшения потерь на перетекание жидкости между концами лопастей винта и внутренними стенками трубы при достаточно малом зазоре между ними. Благодаря этому при сравнительно больших нагрузках винта водомета, когда гидравлические потери в трубе относительно невелики, наблюдается повышение к. п. д. движительного комплекса, как это имеет место и при работе винта в насадке (см. § 63). При уменьшении коэффициента нагрузки эффективность работы водометного комплекса снижается более резко, чем комплекса винт—насадка, что объясняется интенсивным возрастанием гидравлических потерь в трубе водомета.

Конструктивные элементы водометной трубы. Для исследования работы движительного водометного комплекса используются перечисленные ниже конструктивные элементы трубы водомета, показанные также на рис. 164 для установки с полуподводным выбросом струи. Обозначения геометрических характеристик винта водомета принимаются такими же, как для винта в направляющей насадке ($D=2R$; $F_p = \frac{\pi D^2}{4}$; z ; θ ; $\frac{H}{D}$; $\frac{d_0}{D}$ и т. д.). Конструктивные элементы направляющего аппарата (контрпропеллера) рассматриваются особо (см. § 73).

1) Площадь рабочего сечения трубы водомета F_T (м^2) в месте расположения гребного винта

$$F_T = \frac{\pi}{4} (D + 2\Delta)^2 = F_p \left(1 + \frac{\Delta}{R}\right)^2, \quad (70,1)$$

где Δ — зазор между концами лопастей винта и внутренними стенками трубы.

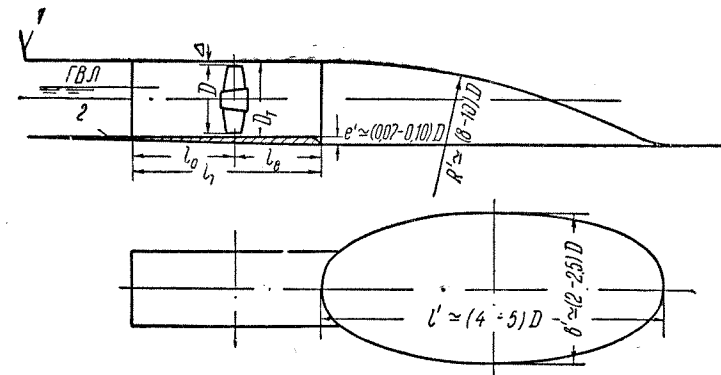


Рис. 164. Основные конструктивные элементы водометной трубы
1 — корпус судна; 2 — площадка для рулей

- 2) Площадь входного сечения трубы F_e (м^2).
 - 3) Площадь ее выходного сечения F_a (м^2).
 - 4) Длина водометной трубы l_T (м), измеренная как горизонтальная проекция оси трубы между входным и выходным ее сечениями.
 - 5) Длины входной и выходной (напорной) частей трубы l_e и l_a (м).
 - 6) Погружение оси трубы h_a (м) под свободную поверхность воды в выходном сечении трубы.
- На практике находят применение следующие безразмерные геометрические характеристики водометной трубы: 1) относительный диаметр трубы $\frac{D + 2\Delta}{T_k} \simeq \frac{D}{T_k}$; 2) коэффициент раствора $\alpha_e = \frac{F_e}{F_T} \simeq \frac{F_e}{F_p}$; 3) коэффициент расширения (сжатия) $\beta_a = \frac{F_a}{F_T} \simeq \frac{F_a}{F_p}$;
- 4) относительная длина трубы $\bar{l}_T = \frac{l_T}{D}$ и т. д.

Перечисленные выше элементы и характеристики водометной трубы в принципиальном отношении имеют тот же смысл, что и для направляющей насадки (см. § 63), но некоторые из них являются менее определенными вследствие существенного влияния на них кор-

мовых обводов судна (F_e ; α_e). В целом форма трубы водомета выбирается из соображений обеспечения условий благоприятного подтекания воды к винту при данных кормовых обводах судна, уменьшения рассеивания энергии струи на выходе и возможного снижения величины гидравлических сопротивлений в водопроводящих каналах.

Кинематические и динамические характеристики водометного комплекса судна. Расчетная скорость поступательного перемещения водометного комплекса v_e (м/сек) при работе за корпусом судна, движущимся со скоростью v , принимается равной

$$v_e = v(1 - \psi_b), \quad (70,2)$$

где ψ_b — коэффициент попутного потока корпуса в месте расположения всасывающего отверстия трубы водомета (осредненное значение).

Скорость протекания жидкости через гидравлическое сечение движителя v_s и скорость выброса струи v_a (м/сек) определяются на основании результатов экспериментально-теоретического исследования работы водометного комплекса. Под расчетной скоростью поступательного перемещения винта водомета v_p в дальнейшем понимается скорость эквивалентного винта для случая работы в трубе (см. ниже). Упор движительного комплекса водометного судна P_k (кг) в идеальной жидкости можно представить в виде

$$P_k = P + \Delta P = P(1 + t'_b), \quad (70,3)$$

где P — упор винта водомета;

ΔP , $t'_b = \frac{\Delta P}{P}$ — соответственно сила и коэффициент засасывания водометной трубы при работе комплекса за корпусом судна (без учета сопротивления трубы).

Полезная тяга водометного комплекса судна P_e (кг) выражается двойным образом:

$$\left. \begin{aligned} \text{а) } P_e &= \frac{R}{x} \text{ или } P_e = \frac{R_6 + Z}{x}; \\ \text{б) } P_e &= P_k - R_r. \end{aligned} \right\} \quad (70,4)$$

Здесь:

R или R_6 — сопротивление корпуса водометного судна (без учета сопротивления трубы);

R_r — сопротивление водометной трубы, представленное в виде

$$R_r = \zeta_r \frac{\rho v_s^2}{2} F_p, \quad (70,5)$$

где ζ_r — безразмерный коэффициент сопротивления трубы.

Связь между значениями P_e и P можно характеризовать коэффициентом засасывания, учитывающим влияние сопротивления трубы водомета и равным

$$t_b = \frac{P_e - P}{P} = t'_b - \frac{\zeta_r}{\sigma_s}, \quad (70,6)$$

где σ_s — коэффициент нагрузки винта водомета, принятый в виде

$$\sigma_s = \frac{2P}{\rho v_s^2 F_p}. \quad (70,7)$$

Значения к. п. д. винта водомета η_p и пропульсивного к. п. д. водометного комплекса судна η соответственно равны

$$\eta_p = \frac{P v_p}{75 N_p}; \quad (70,8)$$

$$\eta = \frac{P_e v}{75 N_p} = \frac{(1 - t_b) v}{v_p} \eta_p, \quad (70,9)$$

где N_p — мощность в л. с., подведенная к винту водомета.

В качестве безразмерных кинематических характеристик движительного комплекса водометного судна и винта водомета используются соответствующие значения относительной поступи λ_e и λ_p , которые обычно принимаются в виде

$$\lambda_e = \frac{v_e}{nD}; \quad (70,10)$$

$$\lambda_p = \frac{v_p}{nD} = \gamma_p \lambda_e, \quad (70,11)$$

где

$$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e}.$$

Безразмерными динамическими характеристиками винта водомета и движительного комплекса в целом могут служить следующие величины:

а) коэффициенты упора K_1 и момента K_2 винта водомета, которые соответственно определяются по формулам вида (37,9) и (37,10);

б) коэффициенты нагрузки винта по упору σ_p и по мощности σ_n ; вычисляемые по формулам (30,3) и (30,4);

в) коэффициенты нагрузки комплекса по упору σ_k и по полезной тяге σ_e , соответственно равные

$$\sigma_k = \frac{2P_k}{\rho v_e^2 F_p} = (1 + t_b) \gamma_p^2 \sigma_p; \quad (70,12)$$

$$\sigma_e = \frac{2P_e}{\rho v_e^2 F_p} = \sigma_k \left(1 - \frac{\zeta_r}{\sigma_k} \cdot \frac{v_s^2}{v_e^2} \right); \quad (70,13)$$

г) коэффициенты упора и полезной тяги комплекса

$$K_k = \frac{P_k}{\rho n^2 D^4} = K_1 (1 + t_b) = \frac{\pi}{8} \sigma_k \lambda_e^2; \quad (70,14)$$

$$K_e = \frac{P_e}{\rho n^2 D^4} = K_1 (1 + t_b) = \frac{\pi}{8} \sigma_e \lambda_e^2. \quad (70,15)$$

Значения η_p и η можно представить в виде

$$\eta_p = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi} = \frac{\sigma_p}{\sigma_N}, \quad (70,16)$$

$$\eta = \frac{K_e}{K_2} \cdot \frac{\lambda}{2\pi} = \frac{\sigma_e}{\sigma_N}. \quad (70,17)$$

Результаты испытаний водометного комплекса моделей судов с полуподводным выбросом струи. Ниже приводятся некоторые результаты экспериментального исследования водометного комплекса, полученные С. П. Медведевым на основании обработки и анализа материалов самоходных и буксировочных испытаний моделей судов с водометными установками.

1. Упор винта водомета P и средняя скорость протекания воды через гидравлическое сечение винта v_s практически мало зависят от скорости хода судна и ограниченности фарватера, если число оборотов гребного вала остается постоянным ($n = \text{const}$). Отсюда следует, что режим работы гребного винта в водометной трубе практически сохраняется неизменным для всего диапазона возможного изменения скоростей судна и близким к швартовному.

2. Изменение погружения винта водомета в обычных для практики пределах при плавании на глубокой воде сравнительно мало влияет на установившийся режим работы винта и на характеристики взаимодействия водометного движителя с корпусом судна (при полуподводном выбросе струи). При плавании на мелководье ($\frac{H}{T} < 3,0$) уменьшение погружения винта приводит к заметному возрастанию силы засасывания на обшивке корпуса.

3. Уменьшение глубины фарватера сопровождается резким снижением эффективности работы движительного водометного комплекса вследствие значительного возрастания силы засасывания на обшивке корпуса судна.

Результаты самоходных испытаний моделей судов с водометными установками позволяют также определить величину коэффициента засасывания движительного комплекса $t_b = \frac{P_e}{P} - 1$ и относительную скорость протекания воды в месте расположения винта

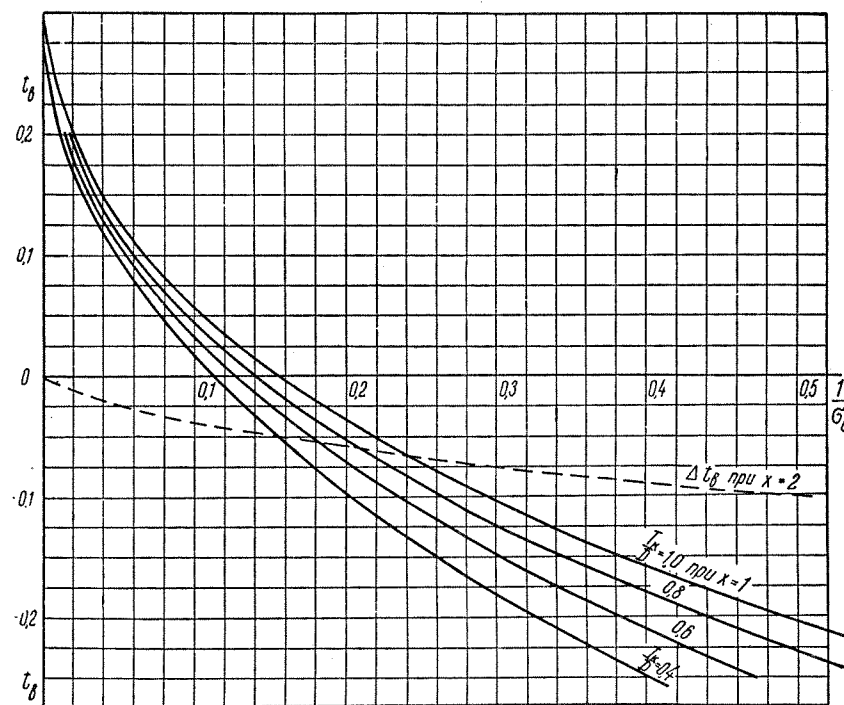


Рис. 165. Коэффициент засасывания водометного комплекса

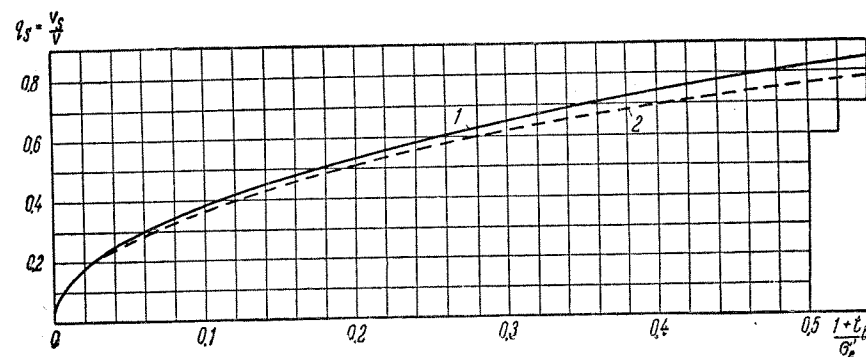


Рис. 166. Относительная скорость протекания жидкости через диск водомета
1, 2 — одно- и двухвальная установка

$\frac{v_s}{v} = q_s$ при различных значениях коэффициента нагрузки комплекса, принятого в виде

$$\sigma'_e = \frac{2P_e}{\rho v^2 F_p} = \sigma_e (1 - \psi_B)^2. \quad (70,18)$$

Кривые изменения величин $t_B = f\left(\frac{1}{\sigma'_e}\right)$ и $q_s = f\left(\frac{1 + t_B}{\sigma'_e}\right)$,

полученные на основании результатов упомянутых ранее модельных испытаний, приведены на рис. 165 и 166 (для двухвальных установок коэффициент засасывания следует принимать равным $t_B + \Delta t_B$).

§ 71. Основные рекомендации по проектированию водометных движителей

Выбор основных конструктивных элементов водометного комплекса с полуподводным выбросом струи. Выбор числа лопастей z и дискового отношения θ гребного винта, работающего в водометной трубе, производится из тех же условий, которые используются при выборе значений z и θ для винтов в направляющих насадках (см. § 64). Прочие конструктивные элементы винта водомета либо получаются на основании расчета, либо выбираются при последующей разработке конструкции винта, выполняемой как и для винтов в насадках (см. § 66).

При выборе основных конструктивных элементов водометной трубы рекомендуется исходить из приведенных ниже указаний, полученных на основании анализа результатов испытаний самоходных моделей и материалов натурных испытаний судов с водометными движителями. Для буксиров-толкачей целесообразно применять водометную установку с полуподводным выбросом струи, а выходной (напорной) части трубы придавать цилиндрическую форму (при $\beta_a = \frac{F_e}{F_T} = 1,0$). Коэффициент раствора трубы можно принимать равным $\alpha_e = 1,3 \div 1,4$.

При размещении водометной трубы в корпусе судна должно быть выполнено условие обеспечения засасывания воды движителем в момент пуска главного двигателя. Поэтому диаметр рабочего сечения водометной трубы $D_T = D + 2\Delta$ (обычно $\Delta \approx 0,01$ м), определяемый в общем случае на основании результатов расчета винта, не должен превосходить предельно допустимого значения, которое выбирается таким образом, чтобы ось винта располагалась несколько ниже поверхности воды при минимально возможной осадке судна кормой ($T_K \geq 0,55D$).

Общую длину прямого горизонтального участка водометной трубы для установок с полуподводным выбросом струи рекомен-

дуется принимать равной $l_T = (1,5 \div 2,5) D$. Наименьшая длина входной части трубы (от входного сечения до диска винта) должна составлять $l_e = (0,4 \div 0,5) l_T$.

Стенки водометной трубы в районе ее входного сечения должны плавно сопрягаться с туннельными обводами кормовой оконечности корпуса судна. Выбор формы, размеров и места расположения водоприемника, который образуется перед входной частью трубы, существенно зависит от характера кормовых обводов. Примерные размеры и расположение водоприемника при днишном заборе воды показаны на рис. 164. Водоподводящий канал в плоскости днища судна рекомендуется простирать до выхода к бортам, приподнимая здесь скулу на величину $(0,25 \div 0,35) T_K$.

Определение гидромеханических характеристик водометного комплекса. Гидромеханические характеристики движительного комплекса водометного судна, необходимые для расчета винта водомета по рекомендуемым диаграммам, определяются по приведенным далее формулам, которые получены на основании теоретического исследования взаимодействия идеального движителя с корпусом водометного судна в безграничной жидкости и проверены по результатам модельных и натурных испытаний. Приведенные формулы справедливы для водомета с направляющим аппаратом (см. § 73), поскольку они получены при условии отсутствия потерь на закручивание струи.

1. Средняя скорость протекания жидкости через гидравлическое сечение водометного движителя может быть определена по формуле

$$v_s = v_e + k_w \omega_a. \quad (71,1)$$

Здесь:

ω_a — полная величина осевой вызванной скорости в потоке далеко за движителем;

$k_w = \frac{v_s - v_e}{\omega_a}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние водометной трубы на величину осевых вызванных скоростей в сечении движителя (см. ниже).

2. Осевая вызванная скорость может быть вычислена при различных значениях коэффициента нагрузки комплекса по упору исходя из соотношения

$$\frac{\omega_a}{v_e} = \frac{\sqrt{1 + 2k_w \sigma_K} - 1}{2k_w}. \quad (71,2)$$

3. Упор винта водомета получается равным

$$P = \rho F_p \left(v_e + \frac{\omega_a}{2} \right) \omega_a. \quad (71,3)$$

4. Полный упор, развиваемый идеальным движительным комплексом при работе за корпусом водометного судна, можно представить в виде

$$P_k = \rho F_p v_s w_a = \rho F_p (v_e + k_w w_a) w_a. \quad (71,4)$$

5. Коэффициент засасывания водометной трубы при различных режимах работы движительного комплекса за корпусом судна в идеальной жидкости определяется следующим образом:

$$t_b = \frac{\Delta P}{P} = \frac{\frac{w_a}{v_e} \left(k_w - \frac{1}{2} \right)}{1 + \frac{w_a}{2v_e}} \quad (71,5)$$

или, иначе,

$$1 + t_b = \frac{2k_w \sqrt{1 + 2k_w \sigma_k} + 1}{4k_w + \sqrt{1 + 2k_w \sigma_k} - 1}. \quad (71,6)$$

6. Идеальный к. п. д. движительного водометного комплекса вычисляется по формуле

$$\eta_i = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + \frac{2\sigma_k}{\beta_a}}}. \quad (71,7)$$

7. Относительная расчетная скорость винта водомета при определении его элементов по диаграммам изолированных винтов может быть принята в виде

$$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = \frac{\sqrt{1 + 2k_w \sigma_k} - 1}{2} + \frac{\sqrt{1 + 2k_w \sigma_k} - 1}{4k_w (1 + t_b)}. \quad (71,8)$$

Данная формула получена из условия эквивалентности работы изолированного винта (в свободной воде) и винта в трубе водомета.

8. Связь между коэффициентами нагрузки комплекса по упору σ_k и по полезной тяге σ_e с достаточной точностью можно определить по приближенной формуле

$$\sigma_k = \frac{\sigma_e + \frac{\zeta_T}{2} (\sqrt{1 + 2k_w \sigma_e} + 1)}{1 - k_w \frac{\zeta_T}{2}}, \quad (71,9)$$

если известны значения коэффициента сопротивления водометной трубы ζ_T и поправочного коэффициента k_w .

9. Коэффициент нагрузки винта водомета по упору может быть представлен в виде

$$\sigma_p = \frac{2P}{\rho v_p^2 F_p} = \frac{\sigma_k}{(1 + t_b) \gamma_p^2}. \quad (71,10)$$

10. Значения средней скорости протекания жидкости через сечение винта водомета, его расчетной скорости и коэффициента нагрузки для случая работы комплекса на швартовах (при $v = 0$; $\sigma_k = \infty$) можно вычислить по следующим формулам:

$$v_{s_0} = k_w \sqrt{\frac{2P}{\rho F_p}}; \quad (71,11)$$

$$v_{p_0} = \frac{4k_w^2 - 1}{4k_w} \sqrt{\frac{2P}{\rho F_p}} = \frac{4k_w^2 - 1}{4k_w} \sqrt{\frac{P_k}{k_w \rho F_p}}; \quad (71,12)$$

$$\sigma_{p_0} = \left(\frac{4k_w}{4k_w^2 - 1} \right)^2. \quad (71,13)$$

11. Для сравнительной оценки гидромеханической эффективности движительного водометного комплекса судна можно использовать величину коэффициента качества комплекса в виде

$$\zeta'_p = \frac{\eta}{\eta_i} = \frac{P_e v}{75 N_p} \cdot \frac{3 + \sqrt{1 + 2\sigma'_e}}{4}. \quad (71,14)$$

Здесь:

η — пропульсивный к. п. д. комплекса, определяемый по формуле (70,17).

12. Анализ результатов модельных и натурных испытаний судов, имеющих водометные установки с полуподводным выбросом струи, показывает, что в первом приближении можно принимать следующие численные значения перечисленных выше характеристик взаимодействия водометного комплекса: а) $\psi_b = 0,20$ (иначе, $v_e = 0,80 v$); $k_w = 0,66$; $\zeta_T = 0,30$ — при одновальной установке; б) $\psi_b = 0,05$ ($v_e = 0,95 v$); $k_w = 0,66$; $\zeta_T = 0,35$ — при двухвальной.

Особенности расчета винтов водометов по диаграммам модельных испытаний изолированных винтов. При проектировании гребного винта водомета по расчетным диаграммам (см. приложение II), полученным на основании результатов систематических модельных испытаний изолированных винтов (в свободной воде), должны быть учтены перечисленные ниже особенности расчета, которые определяются различием условий работы винта в свободной воде и в трубе водомета.

1. В качестве расчетной скорости поступательного перемещения винта водомета v_p при определении его элементов по указанным диаграммам следует принимать скорость, которая вычисляется в виде $\gamma = \frac{v_p}{v_e}$ по формуле (71,8) из условия эквивалентности работы винта в свободной воде и винта, расположенного в водометной трубе.

Для определения расчетной скорости эквивалентного винта можно также воспользоваться результатами модельных испытаний водометного комплекса (см. § 70), представленными в виде кривых

$q_s = \frac{v_s}{v} = f\left(\frac{1+t_b}{\sigma_e}\right)$ и $t_b = f\left(\frac{1}{\sigma_e}\right)$. В этом случае первоначально вычисляется относительная скорость винта водомета, равная

$$\gamma'_p = \frac{v_p}{v} = q_s - \frac{\sigma'_e}{4(1+t_b)q_s}, \quad (71,15)$$

а затем определяется искомое значение относительной расчетной скорости в виде

$$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = \frac{\gamma'_p}{1-\psi_b}. \quad (71,16)$$

2. При использовании диаграмм модельных испытаний изолированных винтов для расчета элементов винта водомета необходимо учитывать уменьшение концевых потерь при работе его в трубе. Поправка x на уменьшение концевых потерь вводится при этом в диаграммное значение коэффициента упора винта водомета K_1 (или в значение σ_p) и определяется по графику рис. 154, который используется в случае расчета винтов в направляющих насадках по тем же диаграммам (см. § 64).

3. Для учета влияния формы контура лопасти на эффективный шаг винта, работающего в водометной трубе, рекомендуется вводить поправку к значению шагового отношения $\left(\frac{H}{D}\right)'$, полученному по диаграммам модельных испытаний изолированных винтов. Указанная поправка заключается в уменьшении конструктивного шагового отношения винта водомета $\frac{H}{D}$ приблизительно на 6% по сравнению с диаграммным значением этого отношения, т. е. принимается в виде $\frac{H}{D} = 0,94 \left(\frac{H}{D}\right)'$.

В остальном расчет элементов винта водомета по диаграммам изолированных винтов в принципиальном отношении не отличается от аналогичного расчета винтов в направляющих насадках по тем же диаграммам. Практические схемы расчета винтов водометов по упомянутым диаграммам приводятся ниже и поясняются на численном примере (см. § 72).

§ 72. Разработка проекта движительного водометного комплекса судна

Приведенная ниже методика выполнения проекта движительного водометного комплекса с полуподводным выбросом струи иллюстрируется на численном примере для буксира-толкача с необходимыми пояснениями, касающимися особенностей проектиро-

вания винта водомета. В остальном проект винта водомета выполняется в таком же объеме и той же последовательности, что и винта в насадке (см. § 67).

1. Расчет движительного водометного комплекса при выборе главной силовой установки судна.

Задание. Определить необходимую мощность главной силовой установки и выбрать ее тип для буксира-толкача с водометным движителем, если известны перечисленные ниже данные.

1. Основные элементы корпуса судна: $L = 18,0$ м; $B = 3,85$ м; $T_k = 0,60$ м; $x = 1$; кормовые обводы выбраны из условия размещения водометной трубы с полуподводным выбросом струи.

2. Расчетная скорость буксировки $v_k = 8,0$ км/час ($v = 2,22$ м/сек) и сопротивление корпуса судна при этой скорости $R_0 = 160$ кг.

3. Тяга на гаке при заданной скорости буксировки должна быть не менее $Z = 1450$ кг.

Расчет. Предварительный расчет элементов гребного винта водомета при выборе главной силовой установки производится в указанной далее последовательности.

1. В соответствии с рекомендациями § 71 принимаем следующие значения характеристик взаимодействия: $k_w = 0,66$; $\psi_b = 0,20$; $\zeta_n = 0,30$.

2. Вычисляем расчетные значения скорости движения водометного комплекса v_e и его полезной тяги P_e соответственно по формулам (70,2) и (70,4)

$$v_e = v(1 - \psi_b) = 1,78 \text{ м/сек};$$

$$P_e = \frac{R_0 + Z}{x} = 1610 \text{ кг}.$$

3. Дальнейший расчет основных элементов гребного винта водомета при определении необходимой мощности N_e (л. с.) главной силовой установки производим для нескольких последовательных значений диаметра винта D (м), которые выбираются в зависимости от заданной осадки судна кормой T_k (например, в пределах от $D = T_k$ до $D = 2 T_k$). Данный расчет рекомендуется выполнять по схеме, принятой в табл. 53, используя при этом диаграмму V, относящуюся к винтам с $z = 4$ и $\theta = 0,55$ (см. приложение II).

Результаты расчета, полученные в табл. 53, представляются в виде графика (по типу рис. 120), на котором наносятся кривые $N_e = f(n_m)$ и $D = f(n_m)$ точно так же, как и для гребных винтов без направляющих насадок или в насадках (см. § 53 и 67). В качестве главного двигателя, обеспечивающего выполнение условий задания ($Z = 1450$ кг при $v_k = 8,0$ км/час), принят двигатель внутреннего сгорания, который при номинальном числе оборотов коленчатого

Таблица 53

Расчет оптимальных элементов гребного винта водомета при выборе силовой установки

$v = 2,22$ м/сек; $\psi_B = 0,20$; $v_e = 1,78$ м/сек; $P_e = 1610$ кг; $k_w = 0,66$; $\zeta_T = 0,30$; $z = 4$; $\theta = 0,55$; $\alpha = 0,90$ (в первом приближении)						
1	D (задаемся)	м	0,85	0,95	1,05	1,15
2	$\sigma_e = \frac{8P_e}{\rho v_e^2 \pi D^2}$	—	17,6	14,0	11,5	9,6
3	$\sigma_K = f(\sigma_e)$ По формуле (71,9)	—	20,5	16,4	13,6	11,4
4	$1 + t_B = f(\sigma_K)$ По формуле (71,6)	—	1,20	1,19	1,18	1,17
5	$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = f(\sigma_K; t_B)$ По формуле (71,8)	—	1,81	1,69	1,60	1,53
6	$K'_d = \gamma_p \sqrt{\frac{8(1+t_B)}{\pi \alpha \sigma_K}}$	—	0,74	0,77	0,79	0,83
7	$\left. \begin{aligned} \lambda_p &= f(K'_d) \\ \eta_p &= f(K'_d) \\ \left(\frac{H}{D}\right)' &= f(K'_d) \end{aligned} \right\}$ По диагр.	—	0,375	0,385	0,400	0,418
8		—	0,435	0,445	0,455	0,468
9		—	0,86	0,87	0,88	0,89
10	$\frac{H}{D} = 0,94 \left(\frac{H}{D}\right)'$	—	0,81	0,82	0,83	0,84
11	$n = \frac{v_p}{\lambda_p D} = \frac{\gamma_p v_e}{\lambda_p D}$	об/сек	10,1	8,23	6,77	5,67
12	$N_p = 0,534 D^2 \frac{\gamma_p \sigma_K}{1+t_B} \cdot \frac{v_e^3}{\eta_p}$	л. с.	153	141	132	126
13	$N_e = \frac{N_p}{\eta_B \eta_r}^1$	л. с.	158	145	136	130

¹ Под величиной N_e в данном случае понимается мощность двигателя на фланце реверс-редуктора (причем принято, что $\eta_B \eta_r = 0,97$).

вала $n'_m = 1350$ в минуту развивает мощность $N_e = 150$ л. с. на фланце реверс-редуктора (с передаточным числом 1 : 3,07). Диаметр винта водомета, соответствующий полученному числу оборотов гребного вала $n_m = \frac{n'_m}{3,07} = 440$ в минуту ($n = 7,33$ в секунду) оказывается равным $D = 1,01$ м. Однако для дальнейшего расчета целесообразно принять значение $D = D_{\max} = 0,95$ м, предельно допустимое по конструктивным и эксплуатационным соображениям (см. § 71).

II. Расчет движительного водометного комплекса, обеспечивающего полное использование мощности силовой установки.

Задание. Выполнить расчет элементов водометного комплекса, обеспечивающего при заданной скорости буксировки (толкания) наибольшую тягу на гаке (толкающую силу) в случае полного использования мощности главного двигателя буксира-толкача ($N_e = 150$ л. с.), если известны данные, приведенные п. I.

Расчет. Проектировочный расчет элементов водометного комплекса, обеспечивающего наибольшую тягу на буксирном гаке при заданном диаметре винта и полном использовании мощности двигателя, производим в такой последовательности.

1. Численные значения характеристик взаимодействия водометного комплекса принимаем такими же, как и в предварительном расчете его элементов (см. п. I): $k_w = 0,66$; $\psi_B = 0,20$ ($v_e = 0,80v = 1,78$ м/сек); $\zeta_T = 0,30$.

2. Выбираем число лопастей z и дисковое отношение θ винта водомета (см. § 71, а также § 66). В рассматриваемом случае можно принять $z = 4$; $\theta = 0,55$.

3. Дальнейший расчет элементов водометного комплекса производим последовательными приближениями по схеме, принятой в табл. 54 (при $D_{\max} = 0,95$ м). В качестве первого приближения принимается значение коэффициента нагрузки водометного комплекса по полезной тяге σ_e , полученное в результате предварительного расчета элементов комплекса (см. табл. 53).

Расчет производится до тех пор, пока мощность, подсчитанная в строке 13 табл. 54 не совпадет с заданной (см. § 67). Величины, полученные в последнем приближении, являются искомыми. Для рассматриваемого примера они получаются следующими.

1. Основные элементы винта водомета — $D = 0,95$ м; $\frac{H}{D} = 0,99$ ($H = 0,94$ м); $z = 4$ и $\theta = 0,55$.

2. Конструктивные элементы водометной трубы — $l_T = 2,1 D = 2,0$ м; $\beta_a = 1,0$; $l_e = 0,45 l_T = 0,9$ м; $l_a = l_T - l_e = 1,1$ м (согласно рекомендациям § 71).

Таблица 54

Расчет элементов гребного винта водомета при заданном диаметре для буксира-толкача

$D = 0,95 \text{ м}; N_p = 145 \text{ л. с.}; n = 7,33 \text{ об/сек};$ $v = 2,22 \text{ м/сек}; \psi_B = 0,20; v_e = v(1 - \psi_B) =$ $= 1,78 \text{ м/сек}; k_w = 0,66; \zeta_T = 0,30; z = 4; \theta = 0,55$				
1	σ_e (задается)	—	$\sigma_{e_1} = 14,0$	σ_{e_2}
2	$\sigma_K = f(\sigma_e)$ По формуле (71,9)	—	16,4	
3	$1 + t_B = f(\sigma_K)$ По формуле (71,6)	—	1,19	
4	$\gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = f(\sigma_K; t_B)$ По формуле (71,8)	—	1,69	
5	$v_p = \gamma_p v_e$	м/сек	3,01	
6	$\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$	—	0,432	
7	$\sigma_p = \frac{\sigma_K}{(1 + t_B) \gamma_p^2}$	—	4,83	
8	$\kappa_{\sigma_p} = f(\sigma_p; \lambda_p)$ По рис. 154	—	4,31	
9	$K_1 = 0,393 (\kappa_{\sigma_p}) \lambda_p^2$	—	0,315	
10	$\left(\frac{H}{D}\right)' = f(K_1; \lambda_p)$ По диагр.	—	1,05	
11	$\frac{H}{D} = 0,94 \left(\frac{H}{D}\right)'$	—	0,99	
12	$\eta_p = f(K_1; \lambda_p)$ По диагр.	—	0,440	
13	$N_p = 0,534 D^2 \sigma_p \frac{v_p^3}{\eta_p}$	л. с.	$N_{p_1} = 144$	

3. Полезная тяга и пропульсивный к. п. д. движительного комплекса судна, определяемые соответственно по формулам

$$P_e = \sigma_e \frac{\rho v_e^2}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 1590 \text{ кг}; \quad \eta = \frac{P_e v}{75 N_p} = 0,325.$$

4. Тяговые показатели судна, которые характеризуются значением тяги на гаке и буксировочного к. п. д.

$$Z = x P_e - R_0 = 1430 \text{ кг} \left(\frac{Z}{x N_p} = 9,85 \text{ кг/л. с.} \right);$$

$$\eta_z = \frac{Z v}{75 x N_p} = 0,292.$$

5. Коэффициент качества спроектированного движительного комплекса судна ζ'_p , вычисляемый по формуле

$$\zeta'_p = \eta \frac{3 + \sqrt{1 + 2\sigma'_e}}{4} = 0,596,$$

где

$$\sigma'_e = \sigma_e (1 - \psi_B)^2 = 8,96.$$

В том случае, когда диаметр гребных винтов водометной установки буксирного судна не ограничивается условиями их размещения в корпусе судна, то расчет оптимальных элементов винта водомета производится последовательными приближениями по схеме:

$$\sigma_e; \sigma_K = f(\sigma_e); 1 + t_B = f(\sigma_K); \gamma_p = \frac{v_p}{v_e} = f(\sigma_K; t_B); v_p = \gamma_p v_e;$$

$$K_n'' = \frac{v_p}{V_n} \sqrt[4]{\frac{\rho v_p}{N_p}}; \lambda_p = f(K_n''); D = \frac{v_p}{n \lambda_p}; \sigma_p = \frac{\sigma_K}{(1 + t_B) \gamma_p^2} \text{ и т. д.}$$

(по типу табл. 54).

III. Конструирование водометного комплекса. Конструирование гребного винта водомета производится теми же приемами, которые применяются для винтов в направляющих насадках (см. § 66). При конструировании водометной трубы и контрпропеллера необходимо учитывать указания, приведенные в § 71 и 73.

IV. Расчет тяговых характеристик судна. Расчет тяговых характеристик судна с водометными движителями в принципиальном отношении не отличается от соответствующего расчета для винтовых судов, оборудованных направляющими насадками (см. § 67).

§ 73. Приближенный расчет контрпропеллера водометной установки

Исходные данные. Контрпропеллер представляет собой неподвижный направляющий аппарат, лопасти которого изгибаются и устанавливаются таким образом, чтобы уменьшить потери энергии на закручивание струи гребного винта.

Лопастей контрпропеллера в водометных установках располагаются непосредственно за гребным винтом на неподвижной ступице, которая является продолжением ступицы винта, и прикрепляются к внутренней обшивке трубы водомета (см. рис. 71). Таким образом, диаметр кожуха контрпропеллера D_k получается одинаковым с диаметром водометной трубы в месте расположения винта $D_T = D + 2\Delta$. Число лопастей контрпропеллера принимается на единицу больше, чем у винта, т. е. $z_k = z + 1$. Расстояние между лопастями контрпропеллера и лопастями винта (вдоль оси) должно составлять от 0,05 до 0,15 D . Ширина кожуха контрпропеллера обычно равна (0,30 ÷ 0,35) D .

Целесообразность применения контрпропеллера в водометных установках обусловлена тем, что режим работы винта водомета можно считать практически неизменным при различных скоростях хода судна (см. § 70).

Для расчета лопасти контрпропеллера, которая выполняется в виде дужки, должны быть известны следующие величины:

а) основные конструктивные элементы винта водомета — диаметр D , число лопастей z , наибольшая ширина лопасти (спрямленная) b_m , диаметр ступицы d_0 ;

б) гидромеханические характеристики водометного комплекса при расчетном режиме его работы — коэффициент нагрузки по полезной тяге $\sigma_e = \frac{2P_e}{\rho v_e^2 F_p}$, относительная поступь $\lambda_e = \frac{v_e}{nD}$, коэффициент засасывания $t_a = f(\sigma_e)$ и т. д.

В результате расчета должны быть определены важнейшие геометрические характеристики лопасти контрпропеллера, соответствующие наибольшей эффективности его действия и отсутствию кавитации.

Расчет лопасти контрпропеллера производится в указанной ниже последовательности для нескольких относительных радиусов $\bar{r} = \frac{r}{R}$, причем рекомендуется принимать значения $\bar{r} = 1,0$; 0,8; 0,6; 0,4.

Схема расчета контрпропеллера. 1. По результатам гидромеханического расчета водометного комплекса определяем среднюю осевую скорость протекания жидкости v_s через диск гребного винта

водомета, используя соотношение (см. § 71)

$$q_s = \frac{v_s}{v_e} = f\left(\frac{1+t_a}{\sigma_e}\right) \quad (73,1)$$

и принимая эту скорость постоянной вдоль радиуса винта ($v_s = \text{const}$).

2. Для каждого из выбранных значений $\bar{r} = \frac{r}{R}$ вычисляем относительную окружную вызванную скорость по формуле

$$\frac{\omega_t}{R\omega} = \bar{r} - \sqrt{\bar{r}^2 - \frac{2\sigma_e \lambda_e^2}{\pi(1-\bar{r}_0^2)(1+t_a)}}, \quad (73,2)$$

где $\bar{r}_0 = \frac{r_0}{R}$ — относительный радиус ступицы.

3. Вычисляем величину циркуляции скорости вокруг лопасти контрпропеллера на выбранных радиусах по формуле

$$\Gamma_k = \frac{\Gamma}{z_k} = \frac{2\pi r \omega_t}{z_k}. \quad (73,3)$$

4. Ширину лопасти контрпропеллера (для спрямленного сечения) принимаем постоянной вдоль радиуса ($b_k = \text{const}$) и находим ее из условия

$$b'_m = c b_m, \quad (73,4)$$

где величина $c = 0,4 \div 0,5$, причем верхний предел рекомендуется принимать для тяжело нагруженных водометных движителей (например, на буксирах-толкачах).

5. Определяем скорость и угол натекания жидкости (соответственно v_k и β_k) на лопасть контрпропеллера для заданных значений $\bar{r} = \frac{r}{R}$ по формулам

$$v_k = \sqrt{v_s^2 + \left(\frac{\omega_t}{2}\right)^2}; \quad (73,5)$$

$$\text{ctg } \beta_k = \frac{\omega_t}{2v_s}. \quad (73,6)$$

6. Угол установки лопасти контрпропеллера (по хорде дужки) α_k выбираем из условия обеспечения безударного входа, приближенно принимая $\alpha_k = \beta_k$ (рис. 167).

7. Вычисляем шаг решетки контрпропеллера на заданных радиусах по формуле

$$\tau_k = \frac{2\pi r}{z_k b'_m}. \quad (73,7)$$

8. По графику, представленному на рис. 168, определяем коэффициент влияния решетки C_K в зависимости от значений τ_K и α_K , т. е. $C_K = f(\tau_K; \alpha_K)$.

9. Определяем угол нулевой подъемной силы лопасти контрпропеллера φ_K (см. рис. 167), используя соотношение

$$\varphi_K^\circ = \frac{\Gamma_K}{2v_K b'_m C_K} \cdot 57,3. \quad (73,8)$$

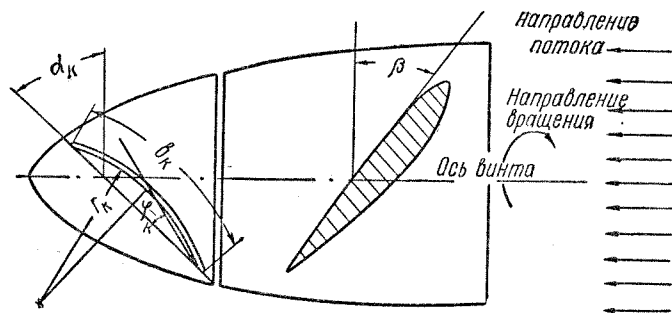


Рис. 167. Контрпропеллер водометного комплекса (схема расположения)

10. Находим стрелку прогиба дужки контрпропеллера и ее радиус по формулам

$$f_K = \frac{b'_m}{2} \operatorname{tg} \varphi_K; \quad r_K = \frac{f_K}{1 - \cos 2\varphi_K}. \quad (73,9)$$

11. По графику, изображенному на рис. 169, определяем поправку к углу установки дужки $\Delta\alpha_K = f(\varphi_K; \tau_K)$.

12. Находим исправленное значение угла установки дужки контрпропеллера, равное

$$\alpha'_K = \alpha_K + \Delta\alpha_K. \quad (73,10)$$

На этом заканчивается расчет лопасти контрпропеллера, если расчетное значение поправки $\Delta\alpha_K$, вычисленное в п. 11, не превышает предельного его значения, равного

α_K , град.	20	30	40	50	60	70	80
$\Delta\alpha_K$, град.	0,33	0,50	0,67	1,0	1,5	2,0	3,0

Если указанное условие не выполняется, расчет величин, определяемых в пп. 8—12, производится во втором приближении, причем в этом случае принимается предельное значение α'_K .

13. Толщина e_K (мм) сечения лопасти (дужки) контрпропеллера принимается равной

$$e_K = 0,005D_T + 2, \quad (73,11)$$

где D_T в мм.

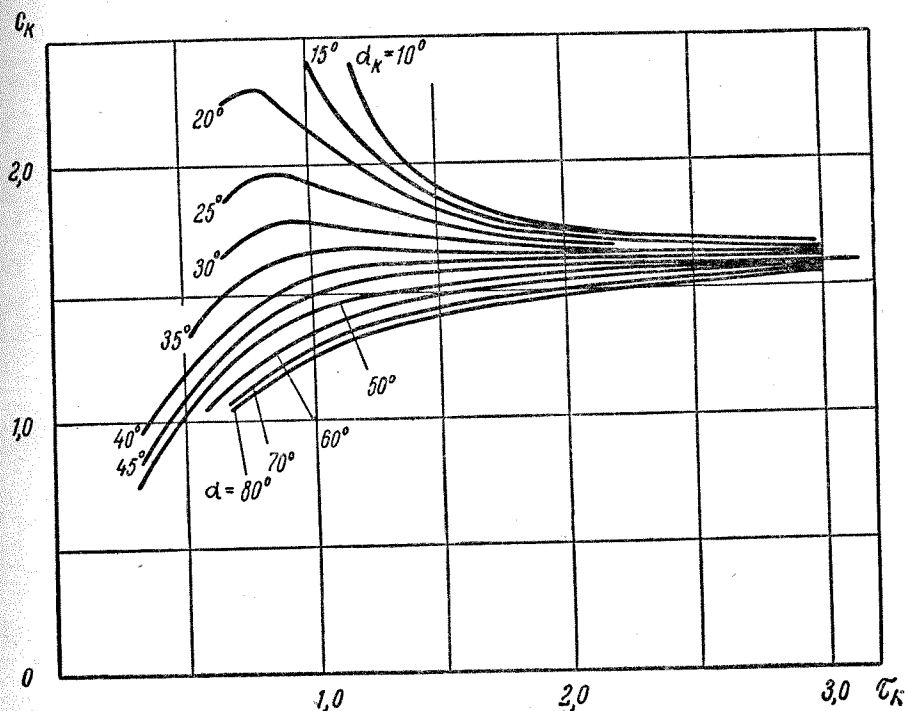


Рис. 168. Коэффициент влияния решетки для расчета контрпропеллера

Проверка контрпропеллера на кавитацию. Проверка контрпропеллера на кавитацию производится для сечения лопасти, расположенного на ближайшем к ступице расчетном радиусе. Критерием отсутствия кавитации контрпропеллера является выполнение условия

$$b'_m \geq \frac{b'_{mK}}{0,8}. \quad (73,12)$$

Здесь:

b'_{mK} — ширина рассматриваемого сечения, минимально допустимая из условия отсутствия кавитации

$$b'_{mK} = \frac{3,6\rho v_K^2 f_K}{\rho_1}, \quad (73,13)$$

где p_1 — абсолютное гидростатическое давление (кг/м^2), которое вычисляется в зависимости от погружения оси винта водомета под ватерлинию h_b (м) и давления насыщенных паров воды p_d (кг/м^2), т. е.

$$p_1 = p_0 - p_d \approx 10330 + \gamma h_b - p_d.$$

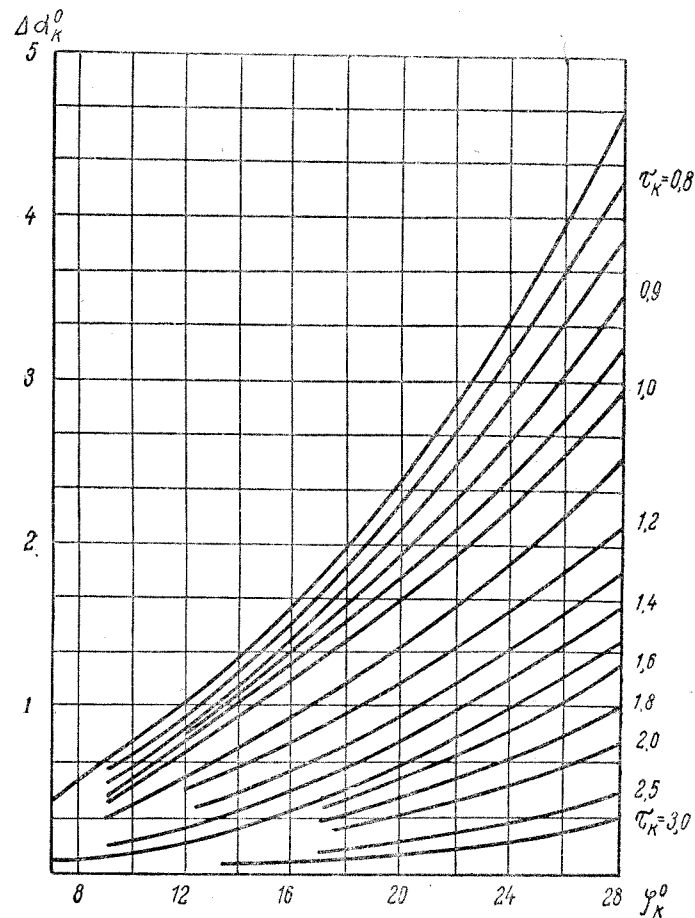


Рис. 169. Поправка к углу установки дужки контрпропеллера

В том случае, когда принятая ширина b_m сечения лопасти не удовлетворяет приведенному выше условию, расчет элементов контрпропеллера должен быть выполнен снова при $b'_m = \frac{b'_{mк}}{0,8}$.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

УПРАВЛЯЕМОСТЬ СУДОВ

ГЛАВА XVII

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И УРАВНЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДНА

§ 74. Общие сведения об управляемости судов

Основные определения. Управляемостью называется способность судна двигаться по заданной траектории или менять направление движения вполне определенным образом, отвечающим действию органа управления, установленного на судне.

Понятие управляемости объединяет два противоположных по своему характеру свойства судна — устойчивость движения и поворотливость.

Под устойчивостью движения судна понимают способность его сохранять заданный режим установившегося движения. Наиболее важным режимом установившегося движения является прямолинейное движение судна по заданному направлению. Способность судна сохранять прямолинейное движение называют устойчивостью на курсе. Эта устойчивость называется автоматической, если судно способно держаться на курсе без маневрирования органом управления. Если же судно держится на курсе за счет маневрирования органом управления, то такую устойчивость принято называть эксплуатационной.

Поворотливость судна — способность его изменять направление движения и перемещаться по заранее заданной криволинейной траектории.

Классификация средств для обеспечения управляемости судна. Для обеспечения управляемости суда снабжаются специальными рулевыми устройствами.

Наиболее распространенными органами, предназначенными для управления судном, являются рули. На некоторых судах для этой цели применяются поворотные насадки, активные рули или другие средства; у судов с крыльчатыми движителями управление осуществляется с помощью самих движителей.

1. Рули. Современный судовый руль представляет собой симметричное крыло (рис. 170), действие которого основано на том, что

подъемная сила (поперечная или боковая по отношению к плоскости симметрии руля), возникающая на пере руля при его отклонении от прямого положения, передается через баллер на корпус, вызывая поворот судна.

Рули могут быть разделены на следующие две категории: 1) простые рули, у которых вся площадь пера руля находится по одну сторону от баллера (рис. 170, а); 2) балансирные, у которых часть площади пера располагается впереди оси вращения. В зависимости от способа соединения пера руля с корпусом судна балансирные

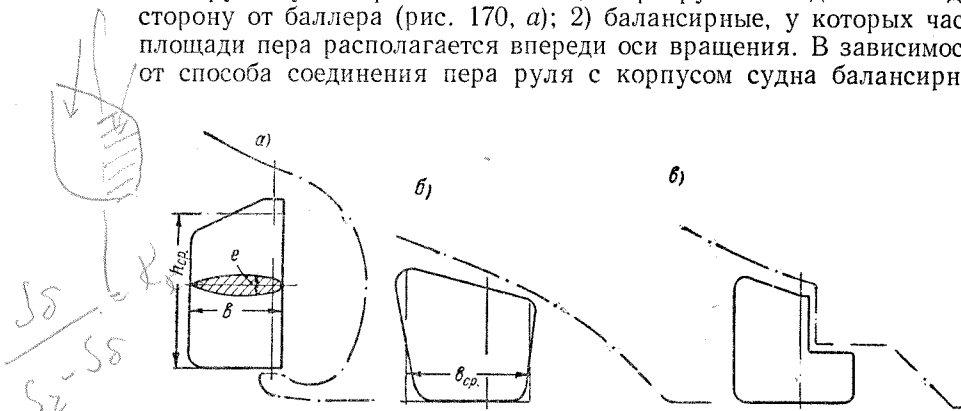


Рис. 170. Судовые рули: а) простые; б) балансирные подвесные; в) балансирные полуподвесные

рули, в свою очередь, разделяются на подвесные рули (рис. 170, б), полностью висящие на баллере, и полуподвесные рули (рис. 170, в), висящие на баллере и опертые на корпус судна или специальный кронштейн в одной точке.

Отношение площади балансирной части руля, находящейся впереди оси вращения, к площади остальной его части называется коэффициентом компенсации руля. Обычно этот коэффициент колеблется в пределах от 0,20 до 0,30. Смещение оси баллера по ширине руля оказывает значительное влияние на величину момента гидродинамических сил, действующих на руль, относительно оси баллера.

По форме профиля поперечного сечения рули бывают: а) плоские и б) обтекаемые.

Форма проекции контура руля на диаметральный плоскость судна (ДП) может быть различной: а) прямоугольной (например, небалансирный руль); б) трапецевидной (в частности, балансирный подвесной); в) неправильной формы.

Простые рули применяются обычно на судах, имеющих развитый кормовой дейдвуд (при одновальном устройстве). На судне могут быть установлены один, два и более рулей, которые, как правило, размещаются за винтами.

Наиболее важными геометрическими характеристиками руля (рис. 170) являются его площадь S_p , относительное удлинение $\lambda = \frac{S_p}{b_{cp}^2} = \frac{h_{cp}^2}{S_p}$ (где h_{cp} — средняя высота пера руля; b_{cp} — средняя ширина руля), форма и относительная толщина профиля поперечного сечения руля $\delta = \frac{e}{b}$ (e — наибольшая толщина профиля). Для ориентировочной оценки необходимой площади руля S_p , обычно используются данные, относящиеся к судну-прототипу. При отсутствии прототипа можно воспользоваться статистическими данными, характеризующими относительную площадь рулей $\frac{S_p}{LT}$ (в процентах) для различных типов судов (табл. 55).

Таблица 55

Площадь судовых рулей (по статистическим данным)

Тип судна	$\frac{S_p}{LT}$, %
Морские транспортные суда:	
с одним рулем	1,8—2,7
с двумя рулями	2,0—2,8
Танкеры	1,8—2,2
Крупные пассажирские суда	1,7—1,9
Суда прибрежного плавания	2,3—3,3
Рыбопромысловые суда	2,5—5,5
Морские буксиры	3,0—6,0
Паромы	2,5—4,0
Катера	4,0—5,0
Речные буксиры-толкачи (верхний предел для толкачей)	6,5—13,0
Речные грузовые самоходные суда	3,0—7,0
Речные пассажирские суда	4,0—8,0
Речные несамоходные суда	4,5—7,0

Окончательный выбор площади руля должен производиться по результатам расчета управляемости судна.

Относительное удлинение λ судовых рулей обычно колеблется в пределах от 0,8 до 2,5. Высота руля h_{cp} (размах) определяется из условия размещения руля в кормовом подзоре. Оптимальная отно-

сительная толщина профиля руля равна $\delta = \frac{e}{b} = 0,15 \div 0,18$. При проектировании рулей обычно используются симметричные обтекаемые профили типа НАСА, НЕЖ и ЦАГИ, относительные ординаты $\frac{y}{e}$ которых приведены в табл. 56 в зависимости от значения $\frac{x}{b}$, т. е. от их положения вдоль хорды профиля (относительно передней кромки).

Таблица 56

Ординаты профиля сечений судовых рулей

$\frac{x}{b}, \%$		0,0	1,25	2,5	5,0	10,0	20,0	30,0
$\frac{y}{e}, \%$	ЦАГИ	0,0	45,4	62,0	81,9	96,5	99,6	92,2
	НЕЖ	0,0	33,1	45,2	62,2	81,9	98,0	99,0
	НАСА	0,0	31,6	43,6	59,2	78,0	95,6	100,0
$\frac{x}{b}, \%$		40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0
$\frac{y}{e}, \%$	ЦАГИ	77,4	58,8	43,6	30,2	18,4	8,9	2,0
	НЕЖ	94,0	81,7	66,7	48,0	30,0	15,0	0,0
	НАСА	96,7	88,0	76,1	61,0	43,7	24,1	2,1

2. Поворотные насадки. Поворотная насадка (иначе, руль-насадка) представляет собой направляющую насадку гребного винта, укрепленную на вертикальном баллере, ось которого пересекается с осью гребного вала в плоскости диска винта (см. рис. 68).

Насадка, отклоненная от среднего положения, работает как кольцевое крыло, на котором возникает подъемная сила (поперечная по отношению к боковой поверхности насадки), вызывающая поворот судна.

Величина подъемной силы, действующей на насадку, в значительной степени зависит от режима работы движительного комплекса судна (см. гл. XV).

Поворотная насадка обычно является перебалансированным рулем. Перебалансировка насадки в условиях переднего хода судна вызвана необходимостью создания возможно большей поперечной

силы при работе на заднем ходу. В достаточной мере указанное требование обеспечивается только в том случае, когда диск гребного винта и, соответственно, ось баллера располагаются по середине длины насадки. При перемещении оси баллера к носовой (кормовой) части насадки улучшается управляемость судна на переднем (заднем) ходу.

При переднем ходе момент на баллере насадки резко возрастает с увеличением отстояния оси баллера от носовой кромки. Для уменьшения гидродинамического момента в кормовой части насадки устанавливается вертикальное крыло (стабилизатор поворотной насадки) с симметричным профилем и с размахом, равным диаметру выходного сечения насадки.

Геометрические элементы поворотной насадки выбираются с учетом требования обеспечения управляемости судна на заднем ходу.

Внутренний диаметр насадки D_n (м) в наиболее узком сечении, где установлен гребной винт, связан с диаметром последнего D соотношением $D_n = 1,01 D$.

Для обеспечения необходимой рулевой силы длина поворотной насадки l_n должна быть не менее $0,8 D_n$. Длина насадки для судов с многооборотными гребными винтами, а также для всех буксиров-толкачей обычно выбирается из условия $l_n = D_n$. Баллер поворотной насадки располагается, как правило, по середине ее длины.

Профилировку кольца поворотной насадки в диаметральной сечении рекомендуется выполнять по одному из вариантов, предложенных В. Н. Шушкиным и показанных схематически на рис. 171, а, б. Более благоприятные показатели для работы в условиях заднего хода имеют насадки с профилем сечений, изображенным на рис. 171, б. Профилировку стабилизатора (см. рис. 68) можно производить по ординатам $\frac{1}{2} y$ (от оси симметрии), приведенным

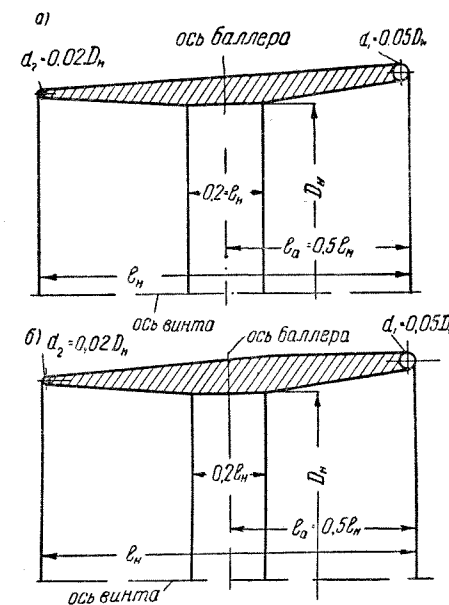


Рис. 171. Профилировка поворотной направляющей насадки (два варианта)

в следующей таблице в зависимости от их положения вдоль хорды b (относительно передней кромки):

$\frac{x}{b}, \%$	0,0	2,5	5	10	20	30	40	60	80	100
$\frac{y}{2b}, \%$	0,0	2,5	3,4	4,5	5,6	6,0	5,9	4,8	2,9	0,2

Стабилизатор, как правило, должен входить в насадку на расстоянии, равное $0,25 l_n$.

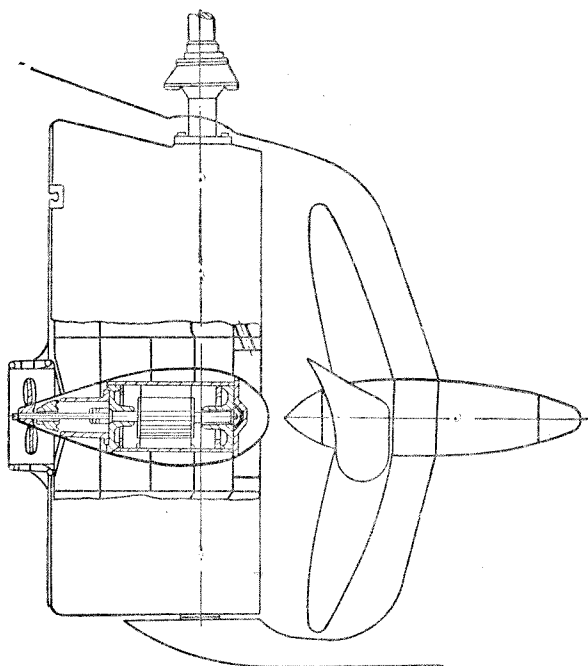


Рис. 172. Активный руль

3. Активный руль. Этот руль отличается от обычных рулей тем, что на нем установлен вспомогательный винт в короткой насадке (рис. 172), упор которого повышает эффективность действия движительно-рулевого комплекса судна. Активные рули применяются в настоящее время на крупных морских судах для повышения их маневренных качеств при малых скоростях хода.

Мощность электропривода вспомогательного винта, расположенного в грушевидном утолщении руля, составляет приблизительно 8—10% мощности главных двигателей судна, работающих на основной винт. Диаметр вспомогательного винта принимается

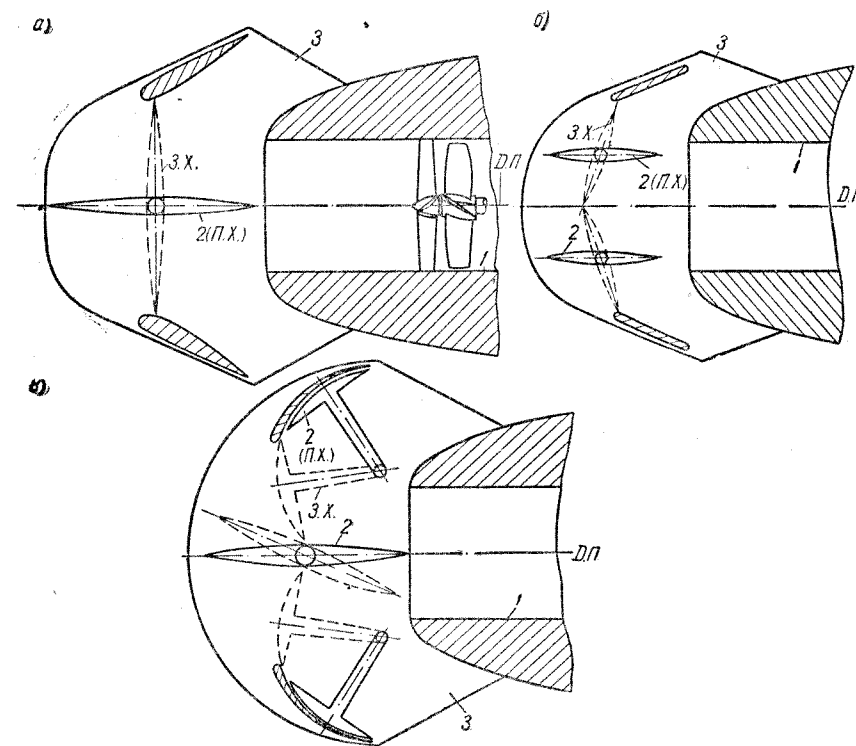


Рис. 173. Реверсивно-рулевые устройства водометных судов с полуподводным выбросом струи
1 — водометная труба; 2 — рули; 3 — каналы заднего хода (п. х. — передний ход; з. х. — задний ход)

равным 20—25% диаметра основного винта. Число оборотов существующих установок такого типа около 600 в минуту.

4. Реверсивно-рулевые устройства водометных судов. На судах с водометными движителями применяются различные конструкции реверсивно-рулевых устройств, схемы которых приведены на рис. 173 и 174.

Реверсивно-рулевые устройства, показанные на рис. 173, а, б, в, устанавливаются на одновинтовых водометных судах с полуподводным выбросом струи. Наиболее простым является устройство,

состоящее из одного балансирующего руля и обтекателей каналов заднего хода (рис. 173, а). Недостатком этого рулевого устройства является то, что оно не обеспечивает устойчивости движения судна в момент реверса (наблюдается «занос» кормовой оконечности). На рис. 173, б приведено рулевое устройство, состоящее из двух балансирующих рулей и обтекателей каналов заднего хода. Поворот судна в условиях переднего хода осуществляется переключкой рулей в одном и том же направлении. Для поворота судна при заднем ходе рули переключаются на одинаковые углы в противоположных направлениях.

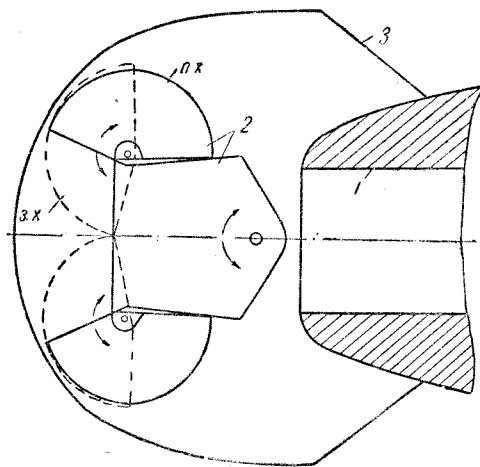


Рис. 174. Реверсивно-рулевое устройство водометного судна с атмосферным выбросом струи (см. обозначения на рис. 173)

Эффективным реверсивно-рулевым комплексом является устройство, состоящее из руля, расположенного в диаметральной плоскости, и двух створок заднего хода (вариант ЦТКБ МРФ, изображенный на рис. 173, в). При переднем ходе маневрирование осуществляется с помощью балансирующего руля. Створки заднего хода в этом случае прижаты к профилированным стенкам каналов заднего хода. При реверсе створки заднего хода выдвигаются и направляют отбрасываемую винтом струю через каналы заднего хода. Это реверсивно-рулевое устройство может устанавливаться как на одновинтовых, так и на двухвинтовых водометных судах. Для двухвинтовых судов также применяют реверсивно-рулевое устройство, аналогичное по своему устройству конструкции, приведенной на рис. 173, а.

При атмосферном выбросе струи движителя применяется реверсивно-рулевое устройство М. Д. Хренникова (рис. 174). Оно состоит из поворотной направляющей насадки, отклоняющей струю движителя при маневрировании в условиях переднего хода, и двух дефлекторов заднего хода.

У всех рассматриваемых рулевых устройств, применяемых на водометных судах, центр давления рулей расположен в нос от оси баллера.

5. Подруливающие устройства. Для улучшения управляемости крупных пассажирских судов внутреннего пла-

вания с развитыми надстройками применяются специальные подруливающие устройства, которые действуют независимо от основного рулевого органа судна.

Устройства этого типа состоят из канала, простирающегося от борта до борта внутри корпуса судна, и гидравлического механизма (реверсивного насоса или движителя), работающего от электромотора и создающего реактивную струю (поперечную по отношению к ДП), которая необходима для поворота судна. Обычно подруливающее устройство располагается в носовой оконечности судна; иногда применяются два устройства — носовое и кормовое. Натурные испытания судов, оборудованных подруливающими устройствами, показывают, что наиболее эффективными являются устройства с крыльчатыми движителями, так как они создают значительный упор и не требуют больших пусковых моментов.

Основные параметры криволинейного движения судна. Если отклонить руль от прямого положения на угол α , то на перо руля будет действовать сила R_p , направленная под некоторым углом к диаметральной плоскости судна. В общем случае эта сила вызывает боковое перемещение (дрейф) и поворот судна вокруг трех взаимно перпендикулярных осей — вертикальной оси (рысканье), продольной оси (крен) и поперечной оси (дифферент), а также некоторую потерю скорости хода из-за увеличения сопротивления воды движению.

Центр тяжести судна с отклоненным рулем будет двигаться по некоторой криволинейной траектории, называемой циркуляцией. В первом приближении можно считать, что это движение является плоским и происходит в горизонтальной плоскости.

Циркуляцию судна обычно делят на три периода — маневренный, эволюционный и установившийся. Маневренный период циркуляции измеряется от момента начала переключки руля до момента ее окончания. Эволюционный период начинается с момента окончания переключки руля и заканчивается, когда все параметры движения принимают установившийся характер. Период установившегося движения, начинающийся с момента окончания эволюционного периода, продолжается до тех пор, пока отклонены рули судна. Для изучения криволинейного движения судна удобно ввести в рассмотрение три системы координат (рис. 175) — связанную, неподвижную и скоростную.

Начало G первой системы координат (Gxy), связанной с судном, принимается в его центре тяжести (ЦТ). Оси этой системы направлены по главным осям инерции судна: ось Gx — по диаметральной плоскости в нос судна, а ось Gy — по нормали к ней в сторону правого борта. Вторая система $O\xi\eta$ — неподвижна в пространстве и расположена таким образом, что положительное направление оси $O\xi$ совпадает с направлением прямого курса, а положительное направление оси $O\eta$ принято в сторону правого борта судна. Третья

система Gx_1y_1 — скоростная — имеет начало в ЦТ судна и расположена так, что положительное направление оси Gx_1 совпадает с мгновенным направлением вектора скорости ЦТ судна, а за положительное направление оси Gy_1 принимается направление внутренней нормали к циркуляции.

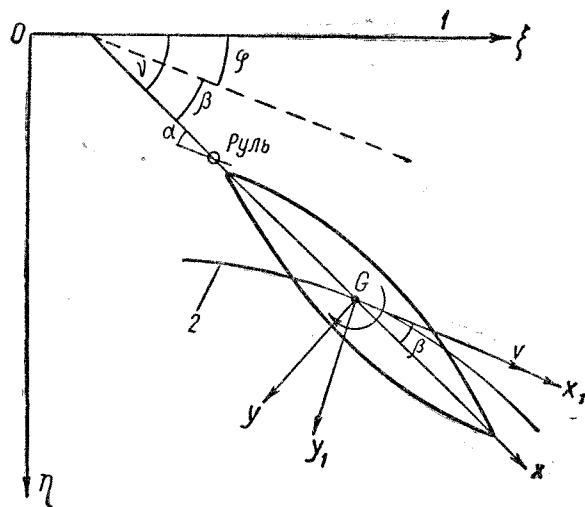


Рис. 175. Характеристики криволинейного движения судна
1 — прямой курс; 2 — траектория ЦТ судна

Положение корпуса судна вместе с установленными на нем двигателями и рулями можно характеризовать в пространстве (т. е. относительно системы координат $O\xi\eta$) следующими параметрами:

- а) координатами ξ_0, η_0 центра тяжести судна;
- б) углом курса ϑ (иначе, курсовым углом), образуемым следом диаметральной плоскости с осью $O\xi$;
- в) углом скорости φ (углом траектории), т. е. углом между касательной к траектории и осью $O\xi$;
- г) углом дрейфа β , который составляет вектор скорости ЦТ судна со следом диаметральной плоскости (иначе, углом между осями Gx и Gx_1).

Положительное направление перечисленных углов $\vartheta, \varphi, \beta$, как и положительное направление угла перекадки руля α , соответствует положению судна на циркуляции (см. § 80) и показано на рис. 175.

В любой момент времени криволинейное движение судна складывается из поступательного движения его ЦТ со скоростью v ,

направленной по касательной к траектории этой точки судна, и вращения с угловой скоростью $\omega = \frac{d\vartheta}{dt}$ относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна. При криволинейном движении судна на циркуляции его носовая оконечность все время находится внутри траектории ЦТ, а между параметрами этого движения соблюдаются соотношения

$$\vartheta = \beta + \varphi; \quad \frac{d\vartheta}{dt} = \omega = \frac{d\beta}{dt} + \frac{d\varphi}{dt}. \quad (74,1)$$

Проекции вектора скорости ЦТ судна на оси связанной системы получаются в виде

$$v_x = v \cos \beta; \quad v_y = -v \sin \beta. \quad (74,2)$$

Между параметрами вращения и поступательного движения судна существует следующая связь:

$$\omega = \frac{v}{R_{ц}} + \frac{d\beta}{dt}, \quad (74,3)$$

где $R_{ц}$ — радиус кривизны циркуляции.

Разделение сил и моментов, действующих на судно при криволинейном движении. В общем случае на судно при криволинейном его движении действуют гидродинамические силы, распределенные по поверхности корпуса судна и рулей, сила полезной тяги двигателей, а также сила давления ветра на надводную часть судна.

Движущееся судно совместно с окружающей жидкостью составляет сложную гидромеханическую систему, изучение которой пока не может привести к результатам, необходимым для решения практических задач. Поэтому при изучении управляемости судна вводятся допущения, значительно упрощающие решение задачи. Судно приближенно рассматривается как твердое тело, движущееся в идеальной жидкости под действием внешних сил, к которым должны быть добавлены гидродинамические силы, возникающие вследствие вязкости жидкости. Принятая гипотеза позволяет разделить действующие на судно гидродинамические силы и их моменты на следующие категории.

1. Силы и моменты инерционной природы, возникновение которых обусловлено инертностью судна и жидкости.
2. Силы и моменты, возникающие вследствие вязкости жидкости.

Силы инерционной природы определяются либо теоретическим путем, либо с помощью методов аналогий в гидродинамике. Силы вязкостного происхождения обычно находят экспериментальным путем. В вопросах управляемости обычно пренебрегают вертикальными перемещениями судна, рассматривая только движение судна в горизонтальной плоскости параллельно невозмущенной поверхности воды. При исследовании устойчивости движения судна можно

ограничиться, главным образом, рассмотрением случая установившегося движения, при котором все кинематические параметры остаются неизменными.

Для случая установившегося поступательного движения судна в реальной жидкости, когда величина и направление скорости ЦТ судна остаются неизменными, а вращение отсутствует, плоская система гидромеханических сил приводится к одной равнодействующей. Величина, направление и точка приложения этой равнодействующей обыкновенно задаются проекциями на выбранные оси координат и моментом относительно начала связанной системы координат.

Силы и моменты, действующие на судно при поступательном установившемся движении с постоянным углом дрейфа, называются позиционными. Силы и моменты, обусловленные вращением судна в реальной жидкости вокруг вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, называются демпфирующими. В дальнейшем позиционные силы и моменты будем обозначать индексом «п» (A_p, Y_p, M_p), а демпфирующие силы и моменты — индексом «ω» ($A_ω, Y_ω, M_ω$).

Определение гидродинамических сил и моментов, действующих на судно, может быть выполнено двумя путями. Первый путь состоит в изучении системы корпус—руль как единого гидромеханического комплекса, а второй — сводится к раздельному определению сил и моментов, действующих на корпус и на руль. В последнем случае необходимо ввести в рассмотрение коэффициенты взаимодействия между корпусом и рулем.

§ 75. Силы и моменты, действующие на корпус судна при криволинейном движении

Гидродинамические силы и моменты инерционной природы. Применим общие формулы гидромеханики к случаю плоского движения тела, имеющего плоскость симметрии, которой в данном случае является диаметральной плоскостью судна. Пренебрегая влиянием свободной поверхности, рассмотрим движение дублированного корпуса судна с плоскостью симметрии Gxu в идеальной безграничной жидкости.

При сделанных выше допущениях силы и моменты инерционной природы определяются в осях, связанных с судном, по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} R_{x_i} &= -(m + \lambda_{11}) \frac{dv_x}{dt} + (m + \lambda_{22}) v_y \omega + \lambda_{26} \omega^2; \\ R_{y_i} &= -(m + \lambda_{22}) \frac{dv_y}{dt} - (m + \lambda_{11}) v_x \omega - \lambda_{26} \frac{d\omega}{dt}; \\ M_i &= -(I_{zz} + \lambda_{66}) \frac{d\omega}{dt} - \lambda_{26} \frac{dv_y}{dt} + (\lambda_{11} - \lambda_{22}) v_x v_y - \lambda_{26} v_x \omega. \end{aligned} \right\} (75,1)$$

В этих формулах приняты следующие обозначения:

R_{x_i} и R_{y_i} — составляющие инерционных сил в направлении осей Gx и Gy ;

M_i — момент инерционных сил относительно вертикальной оси Gz , проходящей через ЦТ судна;

$m = \rho V$ — масса судна (где V — его объемное водоизмещение);

I_{zz} — момент инерции массы судна относительно оси Gz ;

λ_{ij} — коэффициенты присоединенных масс, определяемые для случая движения судна в безграничной жидкости (см. ниже).

Система уравнений (75,1) написана в предположении, что вертикальная составляющая гидродинамических сил R_{z_i} уравновешивается силой тяжести. Неизвестными величинами в этих уравнениях являются значения v_x, v_y и ω .

Для упрощения полученных уравнений примем, что плоскость Gyz также является плоскостью симметрии, вследствие чего коэффициент $\lambda_{26} = 0$. Кроме того, будем предполагать, что углы дрейфа, возникающие при движении судна, находятся в тех пределах, когда можно считать $\sin \beta \simeq \beta$; $\cos \beta \simeq 1,0$. При этих условиях уравнения (75,1) принимают вид

$$\left. \begin{aligned} R_{x_i} &= -\rho V (1 + k_{11}) \frac{dv}{dt} + \rho V (1 + k_{11}) v \beta \frac{d\beta}{dt} - \\ &\quad - \rho V (1 + k_{22}) v \omega \beta; \\ R_{y_i} &= \rho V (1 + k_{22}) \beta \frac{dv}{dt} + \rho V (1 + k_{22}) v \frac{d\beta}{dt} - \\ &\quad - \rho V (1 + k_{11}) v \omega; \\ M_i &= -I_{zz} (1 + \bar{k}_{66}) \frac{d\omega}{dt} - \rho V (k_{11} - k_{22}) v^2 \beta. \end{aligned} \right\} (75,2)$$

Здесь:

$$\left. \begin{aligned} k_{11} &= \frac{\lambda_{11}}{\rho V}; \quad k_{22} = \frac{\lambda_{22}}{\rho V}; \quad k_{66} = \frac{\lambda_{66}}{I_{zz}}; \\ I_{zz} &= \rho V r^2; \quad I_0 = V r_0^2; \quad \bar{k}_{66} = k_{66} \cdot \left(\frac{r_0}{r} \right)^2, \end{aligned} \right\} (75,3)$$

где r и r_0 — соответственно радиус инерции масс судна и радиус инерции объема подводной части судна относительно оси Gz .

Для вычисления величины r_0 можно воспользоваться теоретическим чертежом судна.

Теоретический расчет безразмерных значений коэффициентов присоединенных масс k_{11} и k_{22} и присоединенного момента инерции k_{66} для тела произвольной формы является очень сложным. В первом приближении можно ограничиться определением этих коэф-

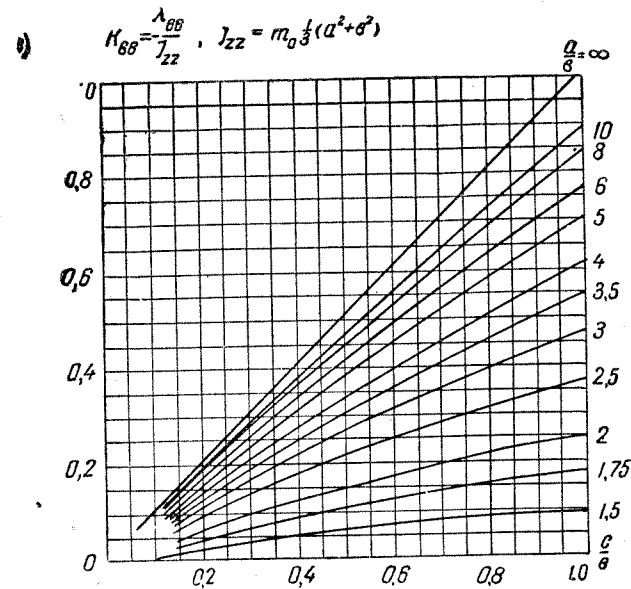
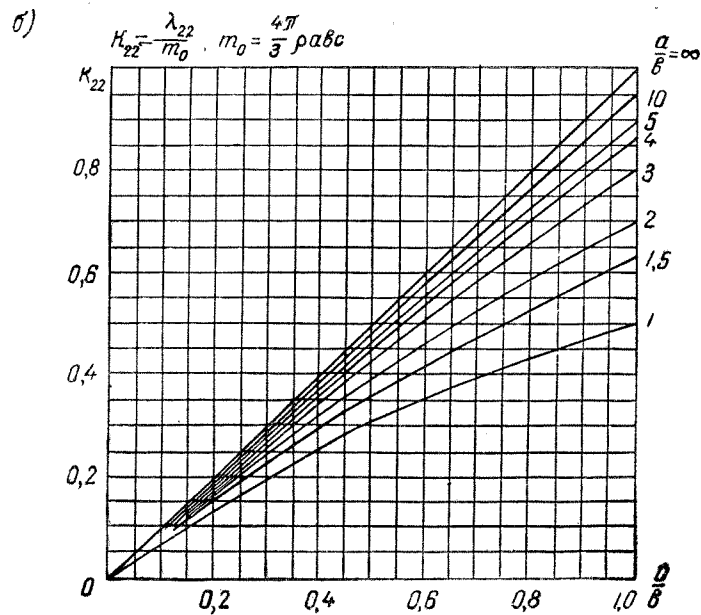
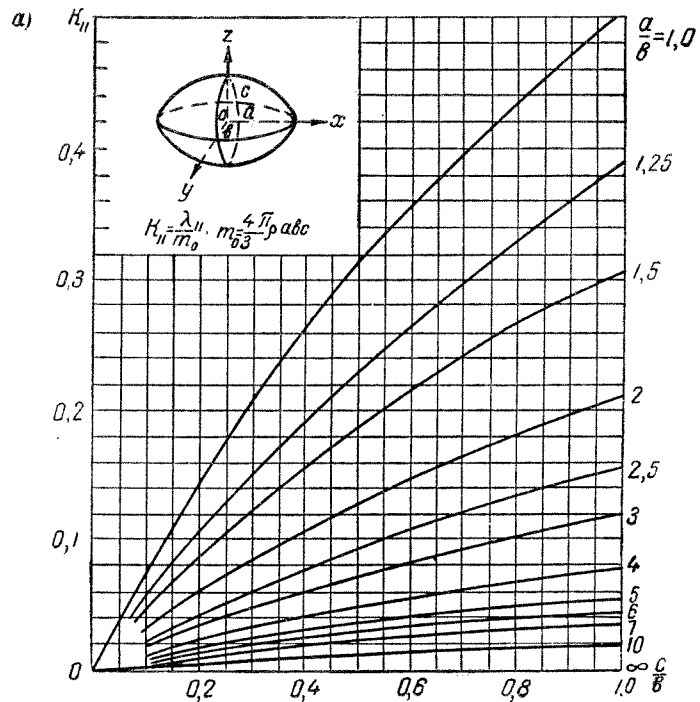


Рис. 176. Коэффициенты присоединенных масс трехосного эллипсоида: а, б, в) λ_{11} , λ_{22} , λ_{66}

фициентов для подводной поверхности корпуса судна, имеющей форму половины эллипсоида (рис. 176, а, б, в), оси которого равны длине, ширине и удвоенной осадке судна ($2a = L$; $2b = B$; $2c = 2T$). Величина момента инерции массы жидкости относительно оси Gz в объеме подводной части судна (половины эллипсоида) принимается равной

$$I_0 = \frac{V}{20}(L^2 + B^2). \quad (75,4)$$

Для определения присоединенных масс можно также воспользоваться методом плоских сечений, согласно которому

$$\lambda_{11} = 0; \quad \lambda_{22} = \int_L \bar{\lambda}_{22}(x) dx; \quad \lambda_{66} = \int_L \bar{\lambda}_{22}(x) x^2 dx. \quad (75,5)$$

Здесь:

$\bar{\lambda}_{22}(x)$ — отнесенные к единице длины значения присоединенных масс цилиндрических тел, имеющих в качестве основания контур шпангоута.

Значения $\bar{\lambda}_{22}(x)$ для произвольного профиля шпангоута могут быть определены с помощью метода электрогидродинамической аналогии.

Силы и моменты неинерционной природы, действующие на подводную поверхность корпуса судна. При криволинейном движении судна с углом дрейфа β главный вектор гидромеханических сил, действующих на подводную поверхность корпуса (с установленными рулями), может быть разложен на две составляющие:

а) составляющую W , которая направлена в сторону, противоположную скорости движения ЦТ судна v , и называется силой сопротивления воды движению;

б) составляющую A , которая направлена по нормали к этой скорости и называется подъемной силой корпуса, или силой дрейфа.

Значения этих составляющих при установившемся движении судна могут быть представлены в общем виде следующим образом:

$$W = C_w(\beta; \alpha; \omega; Fr; Re) \frac{\rho v^2}{2} S; \quad (75,6)$$

$$A = C_a(\beta; \alpha; \omega; Fr; Re) \frac{\rho v^2}{2} S. \quad (75,7)$$

Момент гидромеханических сил относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна, можно представить в виде

$$M = C_m(\beta, \alpha, \omega, Fr, Re) \frac{\rho v^2}{2} Sl. \quad (75,8)$$

В приведенных формулах приняты следующие обозначения:

S и l — характерные значения площади и линейного размера судна;

C_w , C_a , C_m — соответственно безразмерные коэффициенты сопротивления, подъемной силы и момента.

Под величиной S обычно понимают площадь погруженной части диаметральной плоскости судна, равную $S_0 = \sigma LT$ (где σ — коэффициент полноты этой площади), а под величиной l — длину корпуса L . Вместо значений $S = S_0$ и $l = L$ можно также использовать соответствующие характеристики, связанные с объемным водоизмещением судна V , т. е. величины $S = V^{2/3}$ и $l = V^{1/3}$.

Значения коэффициентов C_w , C_a и C_m зависят от формы обводов корпуса судна, угла дрейфа β , угла отклонения руля α , угловой скорости вращения ω , а также от параметров, характеризующих режим обтекания судна — числа Фруда $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ и числа Рейнольдса $Re = \frac{vL}{\nu}$.

Коэффициенты C_w , C_a и C_m , относящиеся к корпусу данного судна, называются гидромеханическими характеристиками судна и обычно представляются в виде кривых, которые выражают зависимость значений C_w , C_a и C_m от углов β и α при заданных величинах

нах ω , Fr и Re (рис. 177). Приближенно можно принять, что в пределах рассматриваемого режима возмущенного движения скорость мало изменяется, и коэффициенты C_a и C_m не зависят от значений Fr и Re .

Пользуясь гипотезой стационарности, можно считать, что при неустановившемся движении судна добавочные гидромеханические силы, обусловленные вязкостью жидкости, в рассматриваемый момент времени по величине равны силам, которые действуют на судно при установившемся движении с теми же значениями основных параметров.

В том случае, когда $\beta = 0$, $\alpha = 0$ и $\omega = 0$, величина C_w находится с помощью тех же методов, которые применяются для определения коэффициентов сопротивления воды при выполнении расчетов ходкости судов (см. раздел I). Результаты экспериментов показывают, что при углах дрейфа $\beta < 10^\circ$ величина C_w практически не изменяется по сравнению с ее значением C_{w0} при отсутствии дрейфа.

При решении практических задач управляемости главный вектор гидромеханических сил, действующих на подводную поверхность корпуса судна, удобно также разложить на составляющие по осям Gx и Gy , связанным с судном. Эти составляющие, первую из которых X принято называть продольной, а

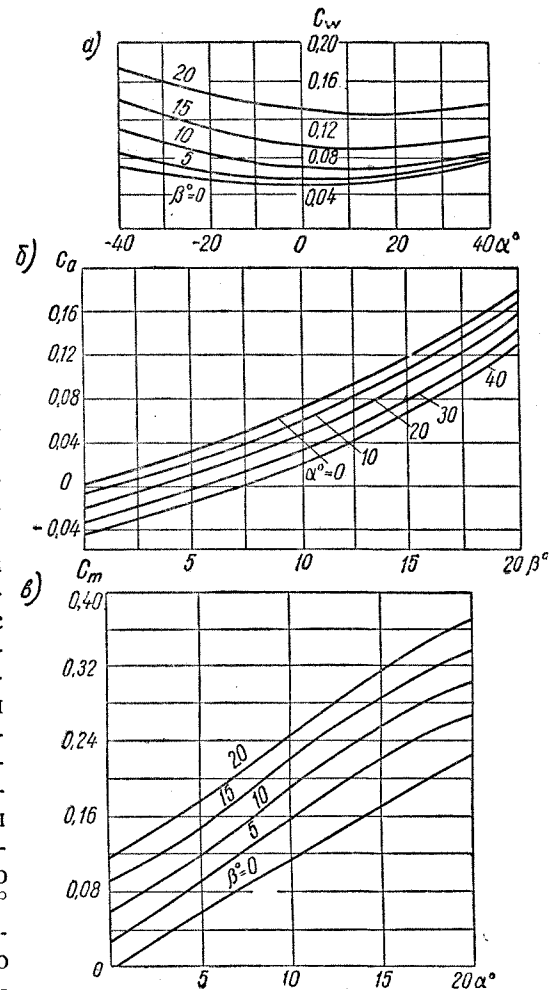


Рис. 177. Безразмерные коэффициенты гидромеханических характеристик судна. а) сопротивление; б) подъемная сила; в) момент

вторую Y —поперечной (нормальной) силой, можно представить в виде

$$X = C_x \frac{\rho v^2}{2} S = (C_w \cos \beta - C_a \sin \beta) \frac{\rho v^2}{2} S; \quad (75,9)$$

$$Y = C_y \frac{\rho v^2}{2} S = (C_a \cos \beta + C_w \sin \beta) \frac{\rho v^2}{2} S = Y_n + Y_\omega. \quad (75,10)$$

Здесь:

C_x и C_y — коэффициент продольной силы и коэффициент поперечной силы;

$Y_n + Y_\omega$ — позиционная и демпфирующая составляющие поперечной силы.

Выражение (75,8) для момента гидромеханических сил M можно представить следующим образом:

$$M = C_m \frac{\rho v^2}{2} Sl = M_n + M_\omega, \quad (75,11)$$

где M_n и M_ω — соответственно позиционный момент рысканья и демпфирующий момент.

Понятие о позиционных и вращательных производных. Коэффициенты C_a и C_n можно разложить в ряды по степеням β , α и ω , ограничиваясь следующими членами разложения:

$$C_w = C_{w_0}; \quad (75,12)$$

$$C_a = C_{a_0} + C'_{a\beta} \beta + C'_{a\alpha} \alpha + C'_{a\omega} \omega; \quad (75,13)$$

$$C_m = C_{m_0} + C'_{m\beta} \beta + C'_{m\alpha} \alpha + C'_{m\omega} \omega. \quad (75,14)$$

Индекс «0» в этих выражениях означает, что данная величина соответствует случаю установившегося прямолинейного движения (т. е. берется при $\alpha = 0$; $\beta = 0$; $\omega = 0$). Кроме того, здесь приняты следующие обозначения:

$$C'_{a\beta} = \left(\frac{\partial C_a}{\partial \beta} \right)_0; \quad C'_{a\alpha} = \left(\frac{\partial C_a}{\partial \alpha} \right)_0; \quad C'_{m\beta} = \left(\frac{\partial C_m}{\partial \beta} \right)_0; \quad C'_{m\alpha} = \left(\frac{\partial C_m}{\partial \alpha} \right)_0; \quad (75,15)$$

$$C'_{a\omega} = \left(\frac{\partial C_a}{\partial \omega} \right)_0; \quad C'_{m\omega} = \left(\frac{\partial C_m}{\partial \omega} \right)_0. \quad (75,16)$$

Очевидно, что

$$C_{a_0} = (C_a)_{\alpha=\beta=\omega=0} = 0; \quad C_{m_0} = (C_m)_{\alpha=\beta=\omega=0} = 0$$

вследствие симметрии судна относительно диаметральной плоскости.

Величины $C'_{a\beta}$, $C'_{a\alpha}$, $C'_{m\beta}$, $C'_{m\alpha}$ называются позиционными производными, а величины $C'_{a\omega}$ и $C'_{m\omega}$ — вращательными производными коэффициентов гидромеханических сил и моментов, действующих на судно. Если силы и моменты, действующие на корпус судна и на руль, рассматриваются раздельно, то в этом случае пользуются коэффициентами C_y и C_m , значения которых обычно представляются в виде

$$C_y(\beta, \omega) = C_y(\beta)_{\omega=0} + \left(\frac{\partial C_y}{\partial \omega} \right)_{\omega=0} \omega = C_{y_n} + C_{y_\omega}; \quad (75,17)$$

$$C_m(\beta, \omega) = C_m(\beta)_{\omega=0} + \left(\frac{\partial C_m}{\partial \omega} \right)_{\omega=0} \omega = C_{m_n} + C_{m_\omega}. \quad (75,18)$$

Результаты расчетов управляемости судов показывают, что влияние величины $\left(\frac{\partial C_y}{\partial \omega} \right) \omega$ в выражении для коэффициента C_y относительно мало, и им в первом приближении можно пренебречь.

Определение позиционных характеристик судна. Позиционные силы и моменты, действующие на корпус судна при прямолинейном установившемся движении с постоянным углом дрейфа, достаточно надежно определяются на основании результатов испытаний дублированных моделей подводной части судов в аэродинамической трубе или обычных моделей в опытовом бассейне. В величину гидродинамического момента, полученного по результатам этих испытаний, входит также инерционная составляющая момента $(\lambda_{22} - \lambda_{11})v_x v_y$.

Для приближенного определения позиционных характеристик корпуса судна без рулей и боковых килей можно также воспользоваться номограммами, полученными Р. Я. Першицем на основании систематических испытаний серии дублированных моделей подводной части судов в аэродинамической трубе. В серию входили модели, основные характеристики теоретического чертежа которых изменялись в следующих пределах: отношения $\frac{L}{B} = 3 \div 13$ и $\frac{T}{L} = 0,02 \div 0,07$ (иначе, $\frac{L}{T} = 50 \div 14$); коэффициенты полноты погруженной части мидель-шпангоута $\beta_{\text{мид}} = 0,5 \div 1,0$ и диаметральной плоскости $\sigma = 0,8 \div 1,0$.

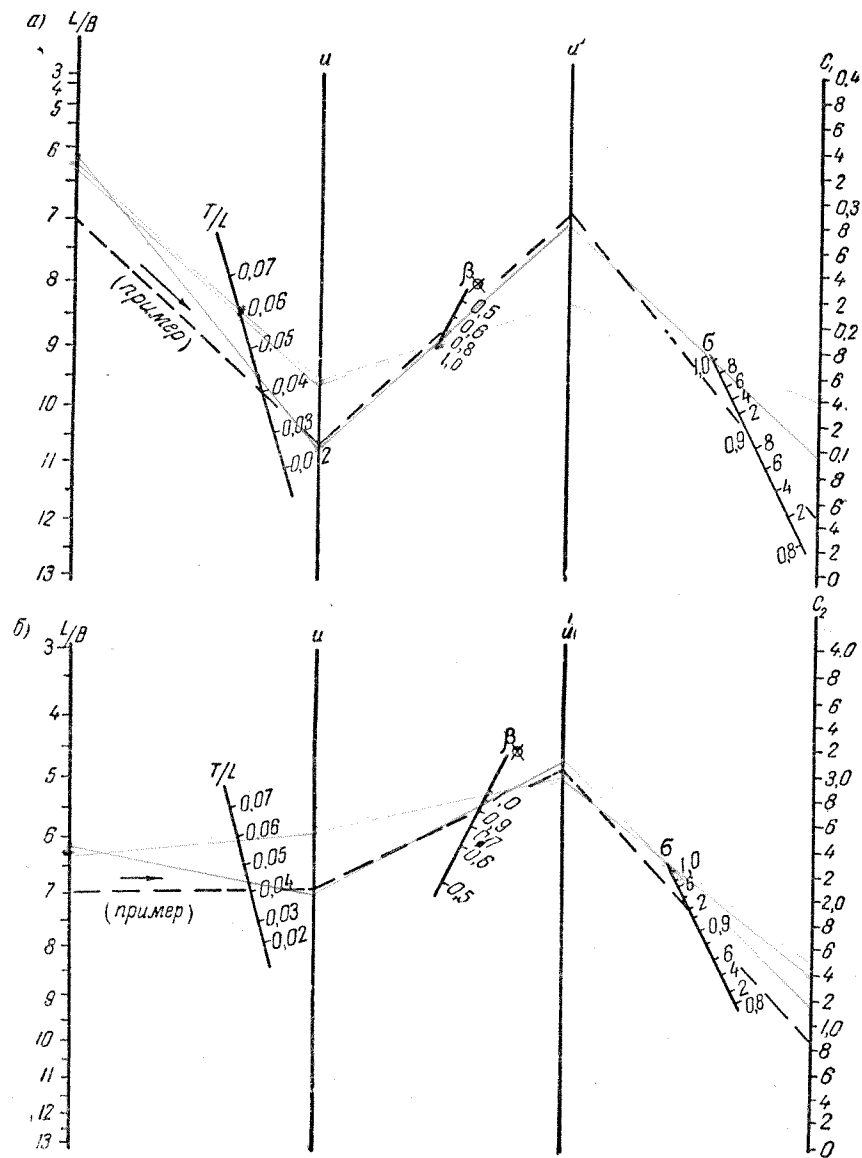


Рис. 178. Номограммы для определения коэффициентов боковой силы

Результаты модельных испытаний обобщены в виде зависимостей

$$Y = C_y(\beta) \frac{\rho v^2}{2} S = (C_1 \beta + C_2 \beta^2) \frac{\rho v^2}{2} S_0 \quad (75,19)$$

— для боковой силы;

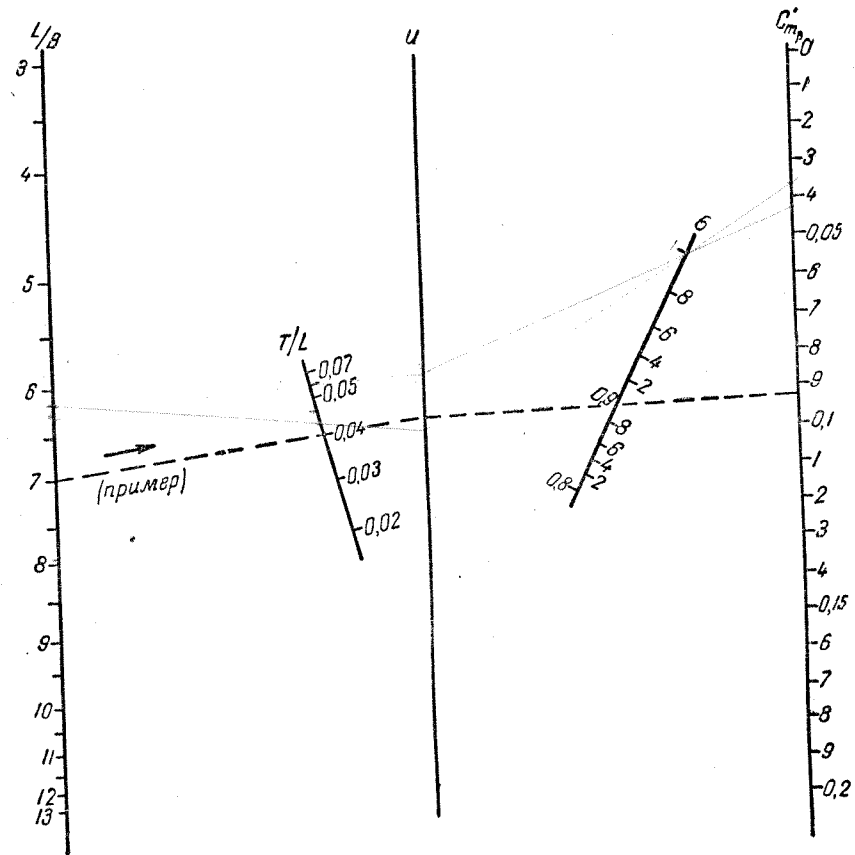


Рис. 179. Номограмма для определения коэффициента момента гидродинамических позиционных сил

$$M = C_m(\beta) \frac{\rho v^2}{2} S l = C'_{m\beta} \beta \frac{\rho v^2}{2} S_0 L \quad (75,20)$$

— для момента гидродинамических позиционных сил относительно вертикальной оси, расположенной в плоскости мидельшпангоута.

В качестве характерных значений площади S и линейного размера l в данном случае принимаются площадь погруженной части диаметральной плоскости $S_0 = \sigma LT$ и длина судна L . Коэффициенты C_1 и C_2 , которые входят в выражение (75,19), определяются по соответствующим номограммам (рис. 178, а, б) в зависимости от значений $\frac{L}{B}$, $\frac{T}{L}$, $\beta_{\text{мид}}$ и σ . Коэффициент C'_{m_3} , входящий в выражение (75,20), находится по номограмме рис. 179 в зависимости от значений $\frac{L}{B}$, $\frac{L}{T}$ и σ .

Способ пользования номограммами, приведенными на рис. 178, а, б, состоит в следующем:

а) при помощи линейки соединяем точки, соответствующие заданным значениям $\frac{L}{B}$ и $\frac{T}{L}$, и делаем засечку на вспомогательной шкале u ;

б) отмеченную точку соединяем с точкой, которая соответствует данному значению $\beta_{\text{мид}}$, и получаем засечку на другой вспомогательной шкале u' ;

в) соединяя полученную точку с точкой, отвечающей заданному значению σ , находим на крайней правой шкале искомую величину C_1 или C_2 (см. примеры на номограммах).

Аналогично находится величина C'_{m_3} , по номограмме, изображенной на рис. 179 и содержащей только одну вспомогательную шкалу. При пользовании номограммами следует иметь в виду, что величина σ представляет собой приведенное значение коэффициента полноты погруженной части диаметральной плоскости. Эта величина зависит от формы кормового подзора судна, а также от начального и ходового дифферента и вычисляется по формуле

$$\sigma = 1 - \frac{5}{20-i} \cdot \frac{f}{LT} + \frac{0,03}{\epsilon_{\text{к}} \frac{T}{L}} (\Delta_1 + \Delta_2). \quad (75,21)$$

Здесь обозначено (см. рис. 180):

i — номер теоретического шпангоута в корме, расположенного между шпангоутами U и V-образной формы (рис. 180,а);

f — площадь фигуры, дополняющей контур кормовой части диаметральной плоскости судна до прямоугольника (рис. 180,б);

$\epsilon_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к}}}{L}$ — относительное отстояние руля до ЦТ судна (где $L_{\text{к}}$ — расстояние между осью баллера руля и ЦТ судна);

$\Delta_1 = \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{н}}}{L}$ — угол начального дифферента судна ($T_{\text{к}}$ и $T_{\text{н}}$ — осадка кормой и носом);

Δ_2 — угол ходового дифферента, определяемый по графику рис. 181 в зависимости от значений относительной абсциссы ЦТ судна $\frac{x_{\text{г}}}{L}$ при посадке на ровный киль и числа Фруда $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$.

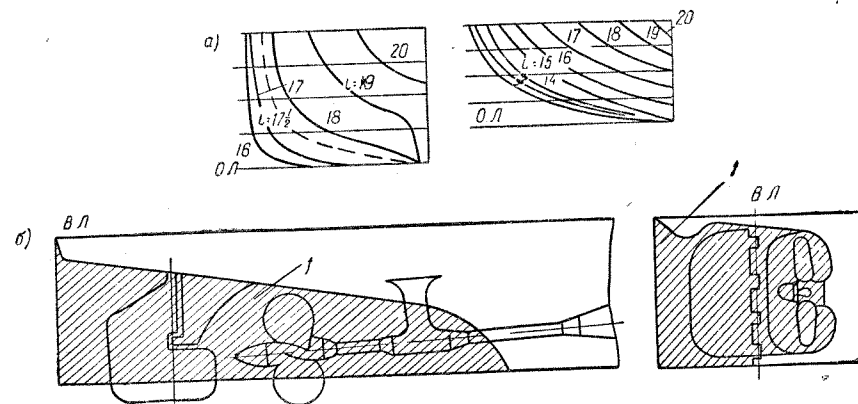


Рис. 180. Определение приведенного коэффициента полноты площади погруженной части диаметральной плоскости (учет влияния формы шпангоутов и наличия кормового подзора)

В том случае, когда U-образная форма шпангоутов сохраняется на всем протяжении кормовой оконечности судна (т. е. при отсутствии кормового дейдвуда), номеру i будет соответствовать первый шпангоут (считая от кормы), контур которого касается основной линии (см. рис. 180,а). Номограммы применимы только для судов с обычной формой кормовых обводов (без туннелей) и с батоксами, которые не имеют в подводной части резких искривлений или изломов.

Определение демпфирующей поперечной силы и момента. Приближенные формулы для расчета вращательных производных. Для приближенного определения производных по угловой скорости гидродинамической поперечной силы и гидродинамического момента рыскания, обусловленных влиянием вязкости (т. е. силы и момента вихревой природы), может быть использована гипотеза, предложенная К. К. Федяевским. Согласно этой гипотезе, указанные производные можно определить по величине разности местной гидроди-

намической нагрузки, вызванной действительным и бесциркуляционным обтеканием одного и того же тела.

Гидродинамическая нагрузка вихревой природы в данной точке поверхности тела находится в предположении, что при наличии вращения эта нагрузка определяется местным углом атаки (дрейфа)

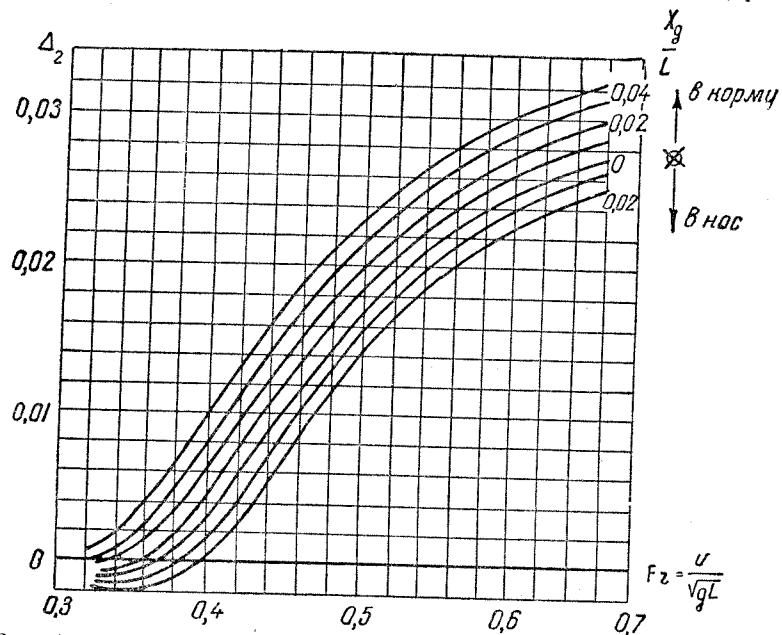


Рис. 181. График для учета влияния ходового дифферента на величину приведенного коэффициента полноты площади погруженной части диаметральной плоскости

и может быть воспроизведена при поступательном движении тела с углом атаки, равным его значению, измеренному в рассматриваемой точке.

В соответствии с этой гипотезой, приращение поперечной силы, обусловленное вращением тела, может быть представлено следующим образом:

$$Y_{\omega} = \frac{\omega}{v} \left[\frac{\partial M_{\Pi}}{\partial \beta} - \frac{\partial M}{\partial \beta} \right] = \frac{\omega L}{v} \left[\frac{\partial C_{m_{\Pi}}}{\partial \beta} - \frac{\partial C_m}{\partial \beta} \right] \frac{\rho v^2}{2} S, \quad (75,22)$$

где M_{Π} и M — моменты рыскания при потенциальном и действительном обтекании тела, соответственно равные

$$M_{\Pi} = (k_{22} - k_{11}) \frac{\rho v^2}{2} V \sin 2\beta = C_{m_{\Pi}} \frac{\rho v^2}{2} SL, \quad (75,23)$$

$$M = C_m \frac{\rho v^2}{2} SL. \quad (75,24)$$

Производная безразмерного коэффициента подъемной силы Y_{ω} по безразмерной угловой скорости $\bar{\omega} = \frac{\omega L}{v}$ определяется в виде

$$\frac{\partial C_y}{\partial \bar{\omega}} = \frac{\partial C_{m_{\Pi}}}{\partial \beta} - \frac{\partial C_m}{\partial \beta} = \frac{\partial C_y}{\partial \omega} \cdot \frac{v}{L}. \quad (75,25)$$

Как следует из формулы (75,22), для судна, симметричного относительно миделя, вращательная производная момента в идеальной жидкости равна нулю. Момент сопротивления вязкой жидкости вращению корпуса судна (без руля) M_{ω} определяется по следующей формуле:

$$M_{\omega} = \frac{\partial C_m}{\partial \bar{\omega}} \bar{\omega} \frac{\rho v^2}{2} SL = C'_{m_{\bar{\omega}}} \bar{\omega} \frac{\rho v^2}{2} SL, \quad (75,26)$$

где $C'_{m_{\bar{\omega}}}$ — безразмерная вращательная производная момента гидродинамических сил, равная

$$C'_{m_{\bar{\omega}}} = \frac{\partial C_m}{\partial \bar{\omega}} = \frac{\partial C_m}{\partial \omega} \cdot \frac{v}{L}. \quad (75,27)$$

Для определения величины $C'_{m_{\bar{\omega}}}$ можно пользоваться следующей формулой, полученной на основании материалов испытаний моделей в открытом водоеме:

$$C'_{m_{\bar{\omega}}} = \frac{1}{10} (\sigma - 0,417). \quad (75,28)$$

Влиянием вращения судна на силу сопротивления обычно пренебрегают, так как в настоящее время отсутствуют необходимые материалы, характеризующие это влияние.

Формулы для определения поперечной силы Y и гидродинамического момента M , действующих на корпус судна, окончательно можно представить в виде

$$Y = Y_{\Pi} + Y_{\omega} = (C_1 \beta + C_2 \beta^2) \frac{\rho v^2}{2} S + \frac{\partial C_y}{\partial \bar{\omega}} \bar{\omega} \frac{\rho v^2}{2} S; \quad (75,29)$$

$$M = M_{\Pi} + M_{\omega} = C'_{m_{\bar{\omega}}} \bar{\omega} \frac{\rho v^2}{2} SL - \frac{\partial C_m}{\partial \bar{\omega}} \bar{\omega} \frac{\rho v^2}{2} SL. \quad (75,30)$$

Применение теории крыла малого удлинения для определения сил и момента, действующих на корпус судна. Гидродинамические силы и момент, действующие на подводную поверхность судна при движении с углом дрейфа β и угловой скоростью ω , можно также определить по методу, разработанному К. К. Федяевским и Г. В. Соколовым, которые схематизировали корпус судна тонким крылом малого удлинения. Согласно этому методу, корпус судна заменяется крылом с размахом, равным удвоенному значению осадки судна

(2Т). Дублированием корпуса судна относительно плоскости ватерлинии приближенно учитывается влияние свободной поверхности воды, поскольку при числах Фруда $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} < 0,2$ оно эквивалентно влиянию твердой стенки.

За хорду крыла принимают длину судна по грузовой ватерлинии L , а удлинение крыла получается равным $\lambda = \frac{2T}{L}$. При обычных сочетаниях главных размерений судов величина λ составляет 0,03—0,15.

Гидродинамические силы и моменты, действующие на корпус судна, при использовании теории тонкого крыла малого удлинения, также разделяются на составляющие, обусловленные как инерцией, так и вязкостью жидкости. Вязкостные составляющие называют силами вихревой природы.

Силы инерционной природы для судна с учетом «телесности» его корпуса определяются по приведенным ранее методам. Определение сил вихревой природы производится на основании теории тонкого крыла предельно малого удлинения ($\lambda \rightarrow 0$) без учета влияния «телесности» корпуса судна.

Теория тонкого крыла предельно малого удлинения дает следующие выражения для коэффициентов поперечной (нормальной к диаметральной плоскости) силы C_y и момента C_{m_k} вихревой природы:

$$C_y = \frac{2Y}{\rho v^2 L T} = \frac{\pi \lambda}{2} \beta \left[1 + \frac{2\psi}{\lambda} + \left(\frac{\psi}{\lambda} \right)^2 \right] = \frac{\pi \lambda}{2} \beta k_y; \quad (75,31)$$

$$C_{m_k} = \frac{2M_k}{\rho v^2 L^2 T} = \frac{\pi \lambda}{4} \beta \left[1 - \frac{2\psi}{\lambda} - \frac{1}{3} \left(\frac{\psi}{\lambda} \right)^2 \right] \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{l_n}{L} \right) (5 - 4\sigma_k) = \\ = \frac{\pi \lambda}{4} \beta m_k. \quad (75,32)$$

Здесь обозначено:

$\psi \approx \frac{T_k - T_n}{L}$ — угол дифферента судна (T_n и T_k — осадка носом и кормой);

l_n — приведенная длина подреза форштевня, которая в случае фигурного очертания носа судна находится по формуле

$$\frac{l_n}{L} = 1 - \sigma_n,$$

где σ_n и σ_k — соответственно коэффициенты полноты носовой и кормовой части диаметральной плоскости, связанные с площадью этих частей (S_n и S_k) зависимостью

$$\sigma_n = \frac{2S_n}{LT}; \quad \sigma_k = \frac{2S_k}{LT}.$$

Коэффициент момента, действующего на корпус судна в реальной жидкости, будет равен разности между коэффициентом момента инерционной природы C_{m_n} и коэффициентом момента вихревой природы C_{m_k} , т. е.

$$C_m = C_{m_n} - C_{m_k} = 2\delta\mu\lambda\beta - \frac{\pi\lambda}{4}\beta m_k, \quad (75,33)$$

где

δ — коэффициент общей полноты судна;

μ — отношение коэффициента момента присоединенных масс для данного судна к значению этого коэффициента для эквивалентного эллипсоида.

Позиционные производные поперечной силы и момента будут равны

$$C'_{y_\omega} = \frac{\pi\lambda}{2} k_y; \quad (75,34)$$

$$C'_{m_\omega} = \left(2\delta\mu - \frac{\pi m_k}{4} \right) \lambda. \quad (75,35)$$

Для вращательных производных получаются следующие формулы

$$C'_{y_\omega} = \frac{\pi\lambda}{4} \left[1 + \frac{2\psi}{\lambda} + \left(\frac{\psi}{\lambda} \right)^2 \right] = \frac{\pi\lambda}{4} k_y; \quad (75,36)$$

$$C'_{m_\omega} = -\frac{\pi\lambda}{6} \left[1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\psi}{\lambda} + \left(\frac{\psi}{\lambda} \right)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{l_n}{L} \right)^2 - \frac{4}{3} \cdot \frac{l_n}{L} \right] = \\ = -\frac{\pi\lambda}{6} m'_k. \quad (75,37)$$

Составляющие сил и моментов инерционной природы с той точностью, которая получается при определении присоединенных масс при продольном движении тела, сводятся к центробежной силе инерции, возникающей в случае движения по траектории с радиусом кривизны R_k , т. е.

$$\frac{2}{\rho v^2 R_k L T} \frac{D}{g} v^2 = 2\delta \frac{B}{L} \omega.$$

В этом случае приведенный коэффициент вращательной производной для поперечной силы примет вид

$$C'_{y_\omega} = \frac{\pi\lambda}{4} k_y - 2\delta \frac{B}{L}. \quad (75,38)$$

Характерной особенностью крыльев малого удлинения ($\lambda < 0,2$), является нелинейная зависимость коэффициентов C_y

и C_m от угла атаки β . Появление нелинейности объясняется тем, что при увеличении относительной величины хорды крыла становится существенным влияние вязкости на обтекание боковых кромок крыла.

Поперечная составляющая скорости v_y получается переменной по длине судна и определяется в виде

$$v_y(\bar{x}) = v(\beta - \bar{x}\omega), \quad (75,39)$$

где $\bar{x} = \frac{x}{L}$ — относительная абсцисса поперечного сечения корпуса.

В точке, которая имеет координату $\bar{x}_0 = \frac{\beta}{\omega}$ и является центром вращения судна в относительном движении, скорость $v_y(\bar{x})$ изменяет знак.

Для коэффициентов поперечной силы и момента, возникающих из-за сопротивления воды при поперечном обтекании корпуса, можно получить следующие выражения:

$$C_{y_\delta} = \frac{2Y_\delta}{\rho v^2 L T} = \frac{1}{2} \bar{C}_w \left[\beta \bar{\omega} + \frac{4}{3} \beta^2 \bar{x}_0 \right]; \quad (75,40)$$

$$C_{m_\delta} = \frac{2M_\delta}{\rho v^2 L^2 T} = \frac{1}{6} \bar{C}_w \left[-\frac{3}{16} \bar{\omega}^2 - \frac{3}{2} \beta^2 + \beta^2 \bar{x}_0^2 \right], \quad (75,41)$$

где \bar{C}_w — осредненное значение коэффициента сопротивления поперечному обтеканию, определяемое для данного судна по формуле

$$\bar{C}_w = \frac{1,30}{\beta_{\text{мид}}} - 0,22 \frac{B}{T}. \quad (75,42)$$

В период установившейся циркуляции центр вращения для обычных судов располагается по длине корпуса в пределах $0,3 < \bar{x}_0 < 0,5$. Если принять $\bar{x}_0 = \frac{\beta}{\omega} = 0,4$, то из формул (75,40) и (75,41) можно получить следующие приближенные значения нелинейных коэффициентов сил и момента, обусловленных поперечным обтеканием при установившейся циркуляции:

$$C_{y_\delta} = 0,6 \bar{C}_w \beta \bar{\omega}; \quad (75,43)$$

$$C_{m_\delta} = -\frac{1}{6} \bar{C}_w \beta \bar{\omega}. \quad (75,44)$$

Для случая прямолинейного движения судна ($\omega = 0$) на основании экспериментальных данных можно получить соотношение

$$C_{y_\delta} = \bar{C}_w \beta^2. \quad (75,45)$$

Таким образом, суммарное значение позиционного коэффициента C_y с учетом поперечной составляющей можно представить в виде

$$C_y = C'_{y\beta} \beta + \bar{C}_w \beta^2 = \frac{\pi \lambda}{2} \beta k_y + \bar{C}_w \beta^2. \quad (75,46)$$

Нелинейность момента при поступательном движении оказывается менее существенной, чем для боковой силы. Поэтому можно принимать, что коэффициент момента выражается линейной функцией от угла β в соответствии с формулой (75,31).

§ 76. Силы и моменты, возникающие на гребных винтах и рулях судна

Особенности определения сил, действующих на винты и рули.

Силы и моменты, действующие на комплекс корпус судна—руль при работающих гребных винтах, могут значительно отличаться от сил и моментов, которые получаются в результате испытаний моделей при отсутствии винтов. Для исследования влияния работы гребного винта на управляемость судна необходимо ввести в рассмотрение дополнительную силу — полезную тягу P_e , создаваемую винтом (предполагается, что ось винта параллельна оси Gx).

При несовпадении направления потока, набегающего на винт, с направлением оси гребного вала происходит изменение гидродинамического режима работы винта, которое приводит к созданию дополнительной поперечной силы в диске винта и к некоторому изменению величины полезной тяги (см. § 59).

Учет влияния работы винта на силы, действующие на руль. Влияние работы гребного винта на силы и моменты, действующие на судовую руль, расположенный в струе винта, приводит к увеличению скорости набегающего на руль потока и к изменению направления вектора скорости, вызывающему скос потока. Для получения расчетных формул, учитывающих эти явления, обычно исходят из теории идеального движителя, работающего за корпусом судна (см. § 32).

Угол атаки руля при работе гребного винта возрастает на величину $\Delta\alpha_1$, что эквивалентно возрастанию угла отклонения руля на ту же величину $\Delta\beta_1 = \Delta\alpha_1$, которую можно найти из соотношения

$$\Delta\beta_1 = \beta \frac{w_b}{v_s}. \quad (76,1)$$

Здесь:

v_s — средняя скорость подтекания воды к рулю при работе винта;

w_b — средняя величина вызванной скорости винта в месте расположения руля.

В связи с тем, что скорости v_s и ω_b изменяются вдоль руля, значения этих скоростей следует принимать для наиболее характерного сечения руля, где расположен центр давления при безотрывном обтекании. Абсцисса этого сечения приблизительно равна $(0,30 \div 0,35) l$, где l — длина пера руля. Значение скоростей v_s и ω_b можно определить по формулам

$$v_s = v_p + \omega_b; \quad (76,2)$$

$$\omega_b = \chi \omega_a, \quad (76,3)$$

где v_p — средняя скорость подтекания воды к рулю при отсутствии винта, т. е. скорость судна v , исправленная на среднюю величину попутного потока;

ω_a — полная величина вызванной скорости винта;

χ — поправочный множитель, учитывающий отстояние центра давления руля от диска винта.

Значение скорости v_p приближенно принимается в виде

$$v_p = v(1 - \psi_1), \quad (76,4)$$

где ψ_1 — среднее значение коэффициента попутного потока в сечении, где расположен центр давления руля (см. ниже).

Величина ω_a находится из соотношения

$$\frac{\omega_a}{v_p} = \sqrt{1 + \sigma_p} - 1. \quad (76,5)$$

Здесь:

$\sigma_p = \frac{8P}{\rho v_p^2 \pi D^2}$ — коэффициент нагрузки винта по упору (см. § 30).

Поправочный множитель χ приближенно можно определить по формуле

$$\chi = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{\bar{x}_p}{\sqrt{1 + \bar{x}_p}} \right], \quad (76,6)$$

где $\bar{x}_p = \frac{2x_p}{D}$ — расстояние от плоскости диска винта до центра давления руля, выраженное в долях радиуса винта $R = \frac{D}{2}$.

В том случае, когда площадь руля, работающего в потоке за винтами, обтекается струей винта не полностью, эту площадь S_p следует рассматривать состоящей из двух частей S'_p и S''_p , т. е. $S_p = S'_p + S''_p$. Величина S'_p представляет ту часть площади руля, которая обтекается основным потоком со скоростью v_p , а величина S''_p — другую часть площади, обтекаемую со скоростью v_s .

Если используются результаты модельных испытаний комплекса корпус—руль, то взаимодействие между корпусом и рулем учитывается непосредственно. В этом случае дополнительно учитывается только взаимодействие между рулем и винтом.

При отсутствии винта часть силы дрейфа A_p и часть момента M_p , обусловленные действием руля (с учетом влияния корпуса), приближенно определяются по формулам

$$A_p = C'_{a\alpha} \alpha \frac{\rho v^2}{2} S; \quad (76,7)$$

$$M_p = C'_{m\alpha} \alpha \frac{\rho v^2}{2} Sl. \quad (76,8)$$

Влиянием гребного винта на сопротивление можно пренебречь. Действие винта изменяет силы и моменты, создаваемые рулем. Выражение для значений A_p и M_p с учетом влияния винта можно представить в виде

$$A_p = C'_{a\alpha} \alpha \frac{\rho v^2}{2} S \frac{S'_p}{S_p} + C'_{a\alpha} (\alpha + \Delta\alpha_1) \frac{\rho v^2}{2} S \frac{S''_p}{S_p} \cdot \frac{v_s^2}{v_p^2}; \quad (76,9)$$

$$M_p = C'_{m\alpha} \alpha \frac{\rho v^2}{2} Sl \frac{S'_p}{S_p} + C'_{m\alpha} (\alpha + \Delta\alpha_1) \frac{\rho v^2}{2} Sl \frac{S''_p}{S_p} \cdot \frac{v_s^2}{v_p^2}. \quad (76,10)$$

При установке нескольких рулей на судне значения A_p и M_p вычисляются для каждого из них по отдельности, а затем суммируются.

Вращение судна приводит к тому, что руль создает демпфирующий момент вследствие уменьшения угла атаки. При отсутствии винта это уменьшение приближенно равно

$$\Delta\alpha = \Delta\beta = \frac{\omega L_k}{v}, \quad (76,11)$$

где L_k — расстояние от центра давления воды на руль до ЦТ судна.

Для части площади руля S''_p , которая при работе гребного винта обтекается его струей, уменьшение угла атаки из-за наличия угловой скорости вращения судна составляет

$$\Delta\alpha = \Delta\beta = \frac{\omega L_k}{v_s}. \quad (76,12)$$

намической нагрузки, вызванной действительным и бесциркуляционным обтеканием одного и того же тела.

Гидродинамическая нагрузка вихревой природы в данной точке поверхности тела находится в предположении, что при наличии вращения эта нагрузка определяется местным углом атаки (дрейфа)

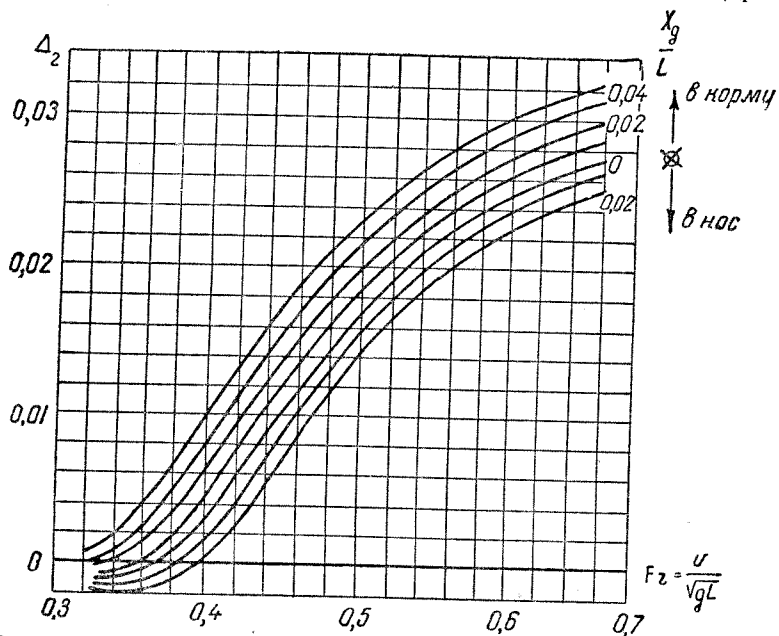


Рис. 181. График для учета влияния ходового дифферента на величину приведенного коэффициента полноты площади погруженной части диаметральной плоскости

и может быть воспроизведена при поступательном движении тела с углом атаки, равным его значению, измеренному в рассматриваемой точке.

В соответствии с этой гипотезой, приращение поперечной силы, обусловленное вращением тела, может быть представлено следующим образом:

$$Y_{\omega} = \frac{\omega}{v} \left[\frac{\partial M_{\Pi}}{\partial \beta} - \frac{\partial M}{\partial \beta} \right] = \frac{\omega L}{v} \left[\frac{\partial C_{m_{\Pi}}}{\partial \beta} - \frac{\partial C_m}{\partial \beta} \right] \frac{\rho v^2}{2} S, \quad (75,22)$$

где M_{Π} и M — моменты рыскания при потенциальном и действительном обтекании тела, соответственно равные

$$M_{\Pi} = (k_{22} - k_{11}) \frac{\rho v^2}{2} V \sin 2\beta = C_{m_{\Pi}} \frac{\rho v^2}{2} SL, \quad (75,23)$$

$$M = C_m \frac{\rho v^2}{2} SL. \quad (75,24)$$

Производная безразмерного коэффициента подъемной силы Y_{ω} по безразмерной угловой скорости $\bar{\omega} = \frac{\omega L}{v}$ определяется в виде

$$\frac{\partial C_y}{\partial \bar{\omega}} = \frac{\partial C_{m_{\Pi}}}{\partial \beta} - \frac{\partial C_m}{\partial \beta} = \frac{\partial C_y}{\partial \omega} \cdot \frac{v}{L}. \quad (75,25)$$

Как следует из формулы (75,22), для судна, симметричного относительно миделя, вращательная производная момента в идеальной жидкости равна нулю. Момент сопротивления вращения корпуса судна (без руля) M_{ω} определяется по следующей формуле:

$$M_{\omega} = \frac{\partial C_m}{\partial \omega} \omega \frac{\rho v^2}{2} SL = C'_{m_{\omega}} \bar{\omega} \frac{\rho v^2}{2} SL, \quad (75,26)$$

где $C'_{m_{\omega}}$ — безразмерная вращательная производная момента гидродинамических сил, равная

$$C'_{m_{\omega}} = \frac{\partial C_m}{\partial \omega} = \frac{\partial C_m}{\partial \omega} \cdot \frac{v}{L}. \quad (75,27)$$

Для определения величины $C'_{m_{\omega}}$ можно пользоваться следующей формулой, полученной на основании материалов испытаний моделей в открытом водоеме:

$$C'_{m_{\omega}} = \frac{1}{10} (\sigma - 0,417). \quad (75,28)$$

Влиянием вращения судна на силу сопротивления обычно пренебрегают, так как в настоящее время отсутствуют необходимые материалы, характеризующие это влияние.

Формулы для определения поперечной силы Y и гидродинамического момента M , действующих на корпус судна, окончательно можно представить в виде

$$Y = Y_{\Pi} + Y_{\omega} = (C_1 \beta + C_2 \beta^2) \frac{\rho v^2}{2} S + \frac{\partial C_y}{\partial \omega} \bar{\omega} \frac{\rho v^2}{2} S; \quad (75,29)$$

$$M = M_{\Pi} + M_{\omega} = C_{m_{\beta}} \frac{\rho v^2}{2} \beta SL - \frac{\partial C_m}{\partial \omega} \bar{\omega} \frac{\rho v^2}{2} SL. \quad (75,30)$$

Применение теории крыла малого удлинения для определения сил и момента, действующих на корпус судна. Гидродинамические силы и момент, действующие на подводную поверхность судна при движении с углом дрейфа β и угловой скоростью ω , можно также определить по методу, разработанному К. К. Федяевским и Г. В. Соколовым, которые схематизировали корпус судна тонким крылом малого удлинения. Согласно этому методу, корпус судна заменяется крылом с размахом, равным удвоенному значению осадки судна

(2Т). Дублированием корпуса судна относительно плоскости ватерлинии приближенно учитывается влияние свободной поверхности воды, поскольку при числах Фруда $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} < 0,2$ оно эквивалентно влиянию твердой стенки.

За хорду крыла принимают длину судна по грузовой ватерлинии L , а удлинение крыла получается равным $\lambda = \frac{2T}{L}$. При обычных сочетаниях главных размерений судов величина λ составляет 0,03—0,15.

Гидродинамические силы и моменты, действующие на корпус судна, при использовании теории тонкого крыла малого удлинения, также разделяются на составляющие, обусловленные как инерцией, так и вязкостью жидкости. Вязкостные составляющие называют силами вихревой природы.

Силы инерционной природы для судна с учетом «телесности» его корпуса определяются по приведенным ранее методам. Определение сил вихревой природы производится на основании теории тонкого крыла предельно малого удлинения ($\lambda \rightarrow 0$) без учета влияния «телесности» корпуса судна.

Теория тонкого крыла предельно малого удлинения дает следующие выражения для коэффициентов поперечной (нормальной к диаметральной плоскости) силы C_y и момента C_{m_k} вихревой природы:

$$C_y = \frac{2Y}{\rho v^2 L T} = \frac{\pi\lambda}{2} \beta \left[1 + \frac{2\psi}{\lambda} + \left(\frac{\psi}{\lambda} \right)^2 \right] = \frac{\pi\lambda}{2} \beta k_y; \quad (75,31)$$

$$C_{m_k} = \frac{2M_k}{\rho v^2 L^2 T} = \frac{\pi\lambda}{4} \beta \left[1 - \frac{2\psi}{\lambda} - \frac{1}{3} \left(\frac{\psi}{\lambda} \right)^2 \right] \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{l_n}{L} \right) (5 - 4\tau_k) = \\ = \frac{\pi\lambda}{4} \beta m_k. \quad (75,32)$$

Здесь обозначено:

$\psi \approx \frac{T_k - T_n}{L}$ — угол дифферента судна (T_n и T_k — осадка носом и кормой);

l_n — приведенная длина подреза форштевня, которая в случае фигурного очертания носа судна находится по формуле

$$\frac{l_n}{L} = 1 - \sigma_n,$$

где σ_n и σ_k — соответственно коэффициенты полноты носовой и кормовой части диаметральной плоскости, связанные с площадью этих частей (S_n и S_k) зависимостью

$$\sigma_n = \frac{2S_n}{LT}; \quad \sigma_k = \frac{2S_k}{LT}.$$

Коэффициент момента, действующего на корпус судна в реальной жидкости, будет равен разности между коэффициентом момента инерционной природы C_{m_n} и коэффициентом момента вихревой природы C_{m_k} , т. е.

$$C_m = C_{m_n} - C_{m_k} = 2\delta\mu\lambda\beta - \frac{\pi\lambda}{4} \beta m_k, \quad (75,33)$$

где

δ — коэффициент общей полноты судна;

μ — отношение коэффициента момента присоединенных масс для данного судна к значению этого коэффициента для эквивалентного эллипсоида.

Позиционные производные поперечной силы и момента будут равны

$$C'_{y_\beta} = \frac{\pi\lambda}{2} k_y; \quad (75,34)$$

$$C'_{m_\beta} = \left(2\delta\mu - \frac{\pi m_k}{4} \right) \lambda. \quad (75,35)$$

Для вращательных производных получают следующие формулы

$$C'_{y_\omega} = \frac{\pi\lambda}{4} \left[1 + \frac{2\psi}{\lambda} + \left(\frac{\psi}{\lambda} \right)^2 \right] = \frac{\pi\lambda}{4} k_y; \quad (75,36)$$

$$C'_{m_\omega} = -\frac{\pi\lambda}{6} \left[1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\psi}{\lambda} + \left(\frac{\psi}{\lambda} \right)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{l_n}{L} \right)^2 - \frac{4}{3} \cdot \frac{l_n}{L} \right] = \\ = -\frac{\pi\lambda}{6} m'_k. \quad (75,37)$$

Составляющие сил и моментов инерционной природы с той точностью, которая получается при определении присоединенных масс при продольном движении тела, сводятся к центробежной силе инерции, возникающей в случае движения по траектории с радиусом кривизны R_k , т. е.

$$\frac{2}{\rho v^2 R_k L T} \frac{D}{g} v^2 = 2\delta \frac{B}{L} \omega.$$

В этом случае приведенный коэффициент вращательной производной для поперечной силы примет вид

$$C'_{y_\omega} = \frac{\pi\lambda}{4} k_y - 2\delta \frac{B}{L}. \quad (75,38)$$

Характерной особенностью крыльев малого удлинения ($\lambda < 0,2$), является нелинейная зависимость коэффициентов C_y

и C_m от угла атаки β . Появление нелинейности объясняется тем, что при увеличении относительной величины хорды крыла становится существенным влияние вязкости на обтекание боковых кромок крыла.

Поперечная составляющая скорости v_y получается переменной по длине судна и определяется в виде

$$v_y(\bar{x}) = v(\beta - \bar{x}\omega), \quad (75,39)$$

где $\bar{x} = \frac{x}{L}$ — относительная абсцисса поперечного сечения корпуса.

В точке, которая имеет координату $\bar{x}_0 = \frac{\beta}{\omega}$ и является центром вращения судна в относительном движении, скорость $v_y(\bar{x})$ изменяет знак.

Для коэффициентов поперечной силы и момента, возникающих из-за сопротивления воды при поперечном обтекании корпуса, можно получить следующие выражения:

$$C_{y_\delta} = \frac{2Y_\delta}{\rho v^2 L T} = \frac{1}{2} \bar{C}_w \left[\beta\omega + \frac{4}{3} \beta^2 \bar{x}_0 \right]; \quad (75,40)$$

$$C_{m_\delta} = \frac{2M_\delta}{\rho v^2 L^2 T} = \frac{1}{6} \bar{C}_w \left[-\frac{3}{16} \omega^2 - \frac{3}{2} \beta^2 + \beta^2 \bar{x}_0^2 \right], \quad (75,41)$$

где \bar{C}_w — осредненное значение коэффициента сопротивления поперечному обтеканию, определяемое для данного судна по формуле

$$\bar{C}_w = \frac{1,30}{\beta_{\text{мид}}} - 0,22 \frac{B}{T}. \quad (75,42)$$

В период установившейся циркуляции центр вращения для обычных судов располагается по длине корпуса в пределах $0,3 < \bar{x}_0 < 0,5$. Если принять $\bar{x}_0 = \frac{\beta}{\omega} = 0,4$, то из формул (75,40) и (75,41) можно получить следующие приближенные значения нелинейных коэффициентов сил и момента, обусловленных поперечным обтеканием при установившейся циркуляции:

$$C_{y_\delta} = 0,6 \bar{C}_w \beta \omega; \quad (75,43)$$

$$C_{m_\delta} = -\frac{1}{6} \bar{C}_w \beta \omega. \quad (75,44)$$

Для случая прямолинейного движения судна ($\omega = 0$) на основании экспериментальных данных можно получить соотношение

$$C_{y_\delta} = C_w \beta^2. \quad (75,45)$$

Таким образом, суммарное значение позиционного коэффициента C_y с учетом поперечной составляющей можно представить в виде

$$C_y = C'_{y\beta} \beta + \bar{C}_w \beta^2 = \frac{\pi \lambda}{2} \beta k_y + \bar{C}_w \beta^2. \quad (75,46)$$

Нелинейность момента при поступательном движении оказывается менее существенной, чем для боковой силы. Поэтому можно принимать, что коэффициент момента выражается линейной функцией от угла β в соответствии с формулой (75,31).

§ 76. Силы и моменты, возникающие на гребных винтах и рулях судна

Особенности определения сил, действующих на винты и рули. Силы и моменты, действующие на комплекс корпус судна—руль при работающих гребных винтах, могут значительно отличаться от сил и моментов, которые получаются в результате испытаний моделей при отсутствии винтов. Для исследования влияния работы гребного винта на управляемость судна необходимо ввести в рассмотрение дополнительную силу — полезную тягу P_e , создаваемую винтом (предполагается, что ось винта параллельна оси Gx).

При несовпадении направления потока, набегающего на винт, с направлением оси гребного вала происходит изменение гидродинамического режима работы винта, которое приводит к созданию дополнительной поперечной силы в диске винта и к некоторому изменению величины полезной тяги (см. § 59).

Учет влияния работы винта на силы, действующие на руль. Влияние работы гребного винта на силы и моменты, действующие на судовой руль, расположенный в струе винта, приводит к увеличению скорости набегающего на руль потока и к изменению направления вектора скорости, вызывающему скос потока. Для получения расчетных формул, учитывающих эти явления, обычно исходят из теории идеального движителя, работающего за корпусом судна (см. § 32).

Угол атаки руля при работе гребного винта возрастает на величину $\Delta\alpha_1$, что эквивалентно возрастанию угла отклонения руля на ту же величину $\Delta\beta_1 = \Delta\alpha_1$, которую можно найти из соотношения

$$\Delta\beta_1 = \beta \frac{w_b}{v_s}. \quad (76,1)$$

Здесь:

v_s — средняя скорость подтекания воды к рулю при работе винта;

w_b — средняя величина вызванной скорости винта в месте расположения руля.

В связи с тем, что скорости v_s и ω_b изменяются вдоль руля, значения этих скоростей следует принимать для наиболее характерного сечения руля, где расположен центр давления при безотрывном обтекании. Абсцисса этого сечения приблизительно равна $(0,30 \div 0,35) l$, где l — длина пера руля. Значение скоростей v_s и ω_b можно определить по формулам

$$v_s = v_p + \omega_b; \quad (76,2)$$

$$\omega_b = \chi \omega_a, \quad (76,3)$$

где v_p — средняя скорость подтекания воды к рулю при отсутствии винта, т. е. скорость судна v , исправленная на среднюю величину попутного потока;

ω_a — полная величина вызванной скорости винта;

χ — поправочный множитель, учитывающий отстояние центра давления руля от диска винта.

Значение скорости v_p приближенно принимается в виде

$$v_p = v(1 - \phi_1), \quad (76,4)$$

где ϕ_1 — среднее значение коэффициента попутного потока в сечении, где расположен центр давления руля (см. ниже).

Величина ω_a находится из соотношения

$$\frac{\omega_a}{v_p} = \sqrt{1 + \sigma_p} - 1. \quad (76,5)$$

Здесь:

$\sigma_p = \frac{8P}{\rho v_p^2 \pi D^2}$ — коэффициент нагрузки винта по упору (см. § 30).

Поправочный множитель χ приближенно можно определить по формуле

$$\chi = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{\bar{x}_p}{\sqrt{1 + \bar{x}_p}} \right], \quad (76,6)$$

где $\bar{x}_p = \frac{2x_p}{D}$ — расстояние от плоскости диска винта до центра

давления руля, выраженное в долях радиуса винта $R = \frac{D}{2}$.

В том случае, когда площадь руля, работающего в потоке за винтами, обтекается струей винта не полностью, эту площадь S_p следует рассматривать состоящей из двух частей S'_p и S''_p , т. е. $S_p = S'_p + S''_p$. Величина S'_p представляет ту часть площади руля, которая обтекается основным потоком со скоростью v_p , а величина S''_p — другую часть площади, обтекаемую со скоростью v_s .

Если используются результаты модельных испытаний комплекса корпус—руль, то взаимодействие между корпусом и рулем учитывается непосредственно. В этом случае дополнительно учитывается только взаимодействие между рулем и винтом.

При отсутствии винта часть силы дрейфа A_p и часть момента M_p , обусловленные действием руля (с учетом влияния корпуса), приближенно определяются по формулам

$$A_p = C'_{a_\alpha} \alpha \frac{\rho v^2}{2} S; \quad (76,7)$$

$$M_p = C'_{m_\alpha} \alpha \frac{\rho v^2}{2} Sl. \quad (76,8)$$

Влиянием гребного винта на сопротивление можно пренебречь. Действие винта изменяет силы и моменты, создаваемые рулем. Выражение для значений A_p и M_p с учетом влияния винта можно представить в виде

$$A_p = C'_{a_\alpha} \alpha \frac{\rho v^2}{2} S \frac{S'_p}{S_p} + C'_{a_\alpha} (\alpha + \Delta\alpha_1) \frac{\rho v^2}{2} S \frac{S''_p}{S_p} \cdot \frac{v_s^2}{v_p^2}; \quad (76,9)$$

$$M_p = C'_{m_\alpha} \alpha \frac{\rho v^2}{2} Sl \frac{S'_p}{S_p} + C'_{m_\alpha} (\alpha + \Delta\alpha_1) \frac{\rho v^2}{2} Sl \frac{S''_p}{S_p} \cdot \frac{v_s^2}{v_p^2}. \quad (76,10)$$

При установке нескольких рулей на судне значения A_p и M_p вычисляются для каждого из них по отдельности, а затем суммируются.

Вращение судна приводит к тому, что руль создает демпфирующий момент вследствие уменьшения угла атаки. При отсутствии винта это уменьшение приближенно равно

$$\Delta\alpha = \Delta\beta = \frac{\omega L_k}{v}, \quad (76,11)$$

где L_k — расстояние от центра давления воды на руль до ЦТ судна.

Для части площади руля S''_p , которая при работе гребного винта обтекается его струей, уменьшение угла атаки из-за наличия угловой скорости вращения судна составляет

$$\Delta\alpha = \Delta\beta = \frac{\omega L_k}{v_s}. \quad (76,12)$$

Дополнительный демпфирующий момент, создаваемый рулем вследствие криволинейности траектории, равен

$$\Delta M = -C'_{m\alpha} \frac{\omega L_K}{v} \left(\frac{S'_p}{S_p} + \frac{S''_p}{S_p} \cdot \frac{v_s}{v} \right) \frac{\rho v^2}{2} SL. \quad (76,13)$$

Величиной изменения коэффициента подъемной силы руля, которое обусловлено вращением судна, можно пренебречь.

Если части системы корпус—руль рассматриваются отдельно, то для определения сил, действующих на руль, можно воспользоваться следующими формулами, предложенными Р. Я. Першицем:

$$X_p = C_{x_p} \frac{\rho v_p^2}{2} S_n; \quad (76,14)$$

$$Y_p = C_{y_p} \frac{\rho v_p^2}{2} S_n = \mu \alpha_s \frac{\rho v_p^2}{2} S_n. \quad (76,15)$$

Момент, создаваемый рулем, определяется в данном случае по формуле

$$M_p = Y_p L_K. \quad (76,16)$$

Здесь приняты следующие обозначения:

S_n — приведенная площадь рулей, равная

$$S_n = S'_p + S''_p \left(\frac{v_s}{v_p} \right)^2; \quad (76,17)$$

α_s — действующий угол атаки руля при расположении за корпусом судна с гребными винтами;

$\mu = \frac{\partial C_y}{\partial \alpha}$ — угловой коэффициент кривой $C_y = f(\alpha)$.

Действующий угол атаки α_s связан с геометрическим углом перекладки руля α следующей зависимостью:

$$\alpha_s = \alpha - \chi_n \left(\beta + \frac{\omega L_K}{v} \right). \quad (76,18)$$

Здесь:

χ_n — приведенный коэффициент, учитывающий влияние корпуса и винта на работу руля и определяемый по формуле

$$\chi_n = \frac{\chi \left[S'_p + S''_p \frac{v_s}{v_p} \right]}{S_n}, \quad (76,19)$$

где χ — коэффициент, учитывающий влияние корпуса на местный угол дрейфа для руля и зависящий от типа кормовых обводов судна, а также от расположения рулей относительно корпуса.

Для руля, навешенного непосредственно на кормовой дейдвуд или на рудерпост, можно принимать величину $\chi = 0,3$. Если рули

расположены по бортам судна или в его диаметральной плоскости на расстоянии, превышающем 0,5 длины пера руля в корму от развитого дейдвуда, то можно принимать $\chi = 0,5$. Для рулей, расположенных под транцевой кормой с большим подзором, величина $\chi = 1,0$. При вычислении скорости v_p по формуле (76,4) в первом случае коэффициент попутного потока можно считать равным $\psi_1 = 1,2 \psi$, где ψ — коэффициент попутного потока для гребного винта (см. § 45), а во втором — можно принимать, что $\psi_1 = 0$.

При отсутствии кривой $C_y = f(\alpha)$ для руля величину коэффициента μ можно вычислить по формуле

$$\mu = c \frac{2\pi}{1 + \frac{2S_p}{h_p^2}}, \quad (76,20)$$

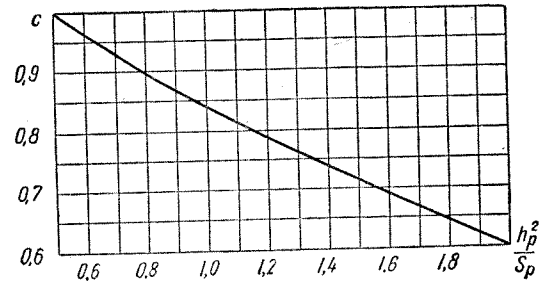


Рис. 182. Поправка к угловому коэффициенту кривой C_y для руля

где: c — множитель, значение которого для прямоугольных и трапецевидных рулей принимается равным единице, а для балансирных рулей определяется по графику рис. 182, в зависимости от величины $\frac{h_p^2}{S_p}$.

§ 77. Дифференциальные уравнения криволинейного движения судна

Упрощенная система уравнений движения судна. В том случае, когда силы, действующие на корпус, рули и гребные винты судна рассматриваются отдельно, дифференциальные уравнения движения судна в связанной с ним системе координат могут быть представлены следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} R_{x_i} - X - X_p + P_e &= 0; \\ R_{y_i} + Y - Y_p &= 0; \\ -I_{zz} (1 + \bar{k}_{66}) \frac{d\omega}{dt} + M + M_p &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (77,1)$$

При написании уравнения моментов принято во внимание, что позиционный момент M , определяемый экспериментальным путем, включает также и момент рыскания в идеальной жидкости (см. § 75).

Для случая, когда корпус—руль—винт рассматриваются в виде единой гидромеханической системы, дифференциальные уравнения движения судна принимают вид

$$\left. \begin{aligned} R_{x_i} - W \cos \beta + A \sin \beta + P_e &= 0; \\ R_{y_i} - W \sin \beta + A \cos \beta &= 0; \\ -I_{zz} (1 + k_{66}) \frac{d\omega}{dt} + M &= 0. \end{aligned} \right\} (77,2)$$

Для упрощения уравнения движения судна введем следующие допущения:

1) при определении угла дрейфа β и угловой скорости вращения ω можно принимать, что скорость хода судна v является величиной постоянной и равной скорости на исходном прямом курсе;

2) угол дрейфа β настолько мал, что можно считать $\sin \beta \approx \beta$; $\cos \beta \approx 1$.

При сделанных допущениях дифференциальные уравнения движения судна, после подстановки в них полученных ранее выражений для гидродинамических сил и моментов и простых преобразований, могут быть записаны следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\beta}{d\tau} + q_{21}\beta + r_{21}\bar{\omega} + s_{21}\alpha + h_1\beta|\beta| &= 0; \\ \frac{d\bar{\omega}}{d\tau} + q_{31}\beta + r_{31}\bar{\omega} + s_{31}\alpha &= 0; \\ \frac{d\beta}{d\tau} &= \bar{\omega}. \end{aligned} \right\} (77,3)$$

Здесь:

$\tau = t \frac{v_0}{L}$ и $\bar{\omega} = \omega \frac{L_0}{v_0}$ — безразмерное время и безразмерная угловая скорость (где v_0 — первоначальная скорость движения судна на прямом курсе).

Расчетные формулы для определения коэффициентов уравнений. Ниже приводятся формулы, которые позволяют вычислить коэффициенты q_{ik} , r_{ik} , s_{ik} и h_1 в уравнениях (77,3) для двух возможных случаев рассмотрения сил и моментов, действующих на систему корпус судна—рули—гребные винты.

I. Комплекс корпус—рули—винты рассматривается как единая гидромеханическая система. Позиционные силы и моменты получаются в результате обдувки комплекса корпус—рули.

За характерные значения площади и линейного размера в выражениях для сил и моментов, действующих на судно, целесообразно принять величины $V^{2/3}$ и L . В рассматриваемом случае будем пользоваться линеаризованными дифференциальными уравнениями движения ($h_1 = 0$),

Коэффициент позиционной силы дрейфа системы можно представить в виде

$$C_a(\beta, \alpha) = C_a(\beta) + C'_{a\alpha}\alpha = C'_{a\beta}\beta + C'_{a\alpha}\alpha. \quad (77,4)$$

Величина $C'_{a\beta}$ зависит от вида линеаризации. Эту величину можно определить из условия, что при некотором угле дрейфа $\beta = \beta_1$ нелинейная $C_a(\beta)$ и линейная $C'_{a\beta_1}$ зависимости должны давать одинаковые значения коэффициента подъемной силы C_a . В качестве угла β_1 выберем значение β при установившейся циркуляции с углом перекладки руля, равным углу перекладки при совершении маневра. Коэффициент $C'_{a\beta_1}$ может быть также получен на основании выражения

$$C'_{a\beta_1} = C_1 + C_2\beta_1, \quad (77,5)$$

которое приближенно характеризует условие равенства силы дрейфа в случае линейной и нелинейной зависимости.

В результате можно получить следующие расчетные формулы для коэффициентов, входящих в уравнения (77,3):

$$\left. \begin{aligned} q_{21} &= L_{22}(C_\omega + \bar{C}'_{a\beta}); & q_{31} &= -L_{66}\bar{C}'_{m\beta}; \\ r_{21} &= -\frac{L_{22}}{L_{11}}; & r_{31} &= -L_{66}\bar{C}'_{m\omega}; \\ s_{21} &= L_{22}\bar{C}'_{a\alpha}; & s_{31} &= -L_{66}\bar{C}'_{m\alpha}; & h_1 &= 0. \end{aligned} \right\} (77,6)$$

Здесь обозначено:

$$L_{11} = \frac{L}{2V^{2/3}(1+k_{11})}; \quad L_{22} = \frac{L}{2V^{2/3}(1+k_{22})};$$

$$L_{66} = \frac{\rho VL^2}{2I_{zz}(1+k_{66})};$$

$$\bar{C}'_{a\beta} = C'_{a\beta} + C'_{a\alpha} \frac{\omega_b v_s}{v^2} \cdot \frac{S'_p}{S_p};$$

$$\bar{C}'_{a\alpha} = C'_{a\alpha} \left[\frac{S''_p}{S_p} + \frac{v_s^2}{v^2} \cdot \frac{S'_p}{S_p} \right];$$

$$\bar{C}'_{m\beta} = C'_{m\beta} + C'_{m\alpha} \frac{\omega_b v_s}{v^2} \cdot \frac{S'_p}{S_p};$$

$$\bar{C}'_{m\alpha} = C'_{m\alpha} \left[\frac{v_s^2}{v^2} \cdot \frac{S''_p}{S_p} + \frac{S'_p}{S_p} \right];$$

$$\bar{C}'_{m\omega} = -\frac{1}{2} \left[C'_{m\alpha} \left(\frac{S''_p}{S_p} + \frac{v_s}{v} \cdot \frac{S'_p}{S_p} \right) + \frac{2C'_{m\omega} LS}{V} \right]. \quad (77,7)$$

Приведенные здесь формулы написаны в предположении, что поперечная сила винта и производная $C'_{a\omega}$ равны нулю, а относительное отстояние центра давления руля от центра тяжести судна составляет $\epsilon_{\kappa} = \frac{L_{\kappa}}{L} = \frac{1}{2}$. Величина $C'_{m\omega}$ определяется при этом по формуле (75,28).

II. Силы и моменты, действующие на корпус и рули, рассматриваются раздельно. За характерную площадь целесообразно принять площадь погруженной части диаметральной плоскости судна S_0 , а за характерный линейный размер — длину судна L .

В этом случае получаются следующие расчетные формулы для определения коэффициентов, входящих в уравнения (77,3):

$$\left. \begin{aligned} q_{21} &= \frac{L_{22}}{V^{2/3}} (C_1 S_0 + \mu x_n S_n); & r_{21} &= \frac{L_{22}}{V^{2/3}} \left(\mu x_n S_n \epsilon_{\kappa} - \frac{V^{2/3}}{L_{11}} \right); \\ q_{31} &= \frac{L_{66} L}{V} (C'_{m\beta} S_0 - \mu x_n S_n \epsilon_{\kappa}); \\ r_{31} &= \frac{L_{66} L}{V} (C'_{m\omega} S_0 + \mu x_n S_n \epsilon_{\kappa}^2); \\ s_{21} &= -\frac{L_{22}}{V^{2/3}} \mu S_n; & s_{31} &= -\frac{L_{66} L}{V} \mu S_n \epsilon_{\kappa}; & h_1 &= \frac{L_{22}}{V^{2/3}} C_2 S_0. \end{aligned} \right\} (77,8)$$

Основное уравнение управляемости. Система уравнений (77,3) может быть заменена одним дифференциальным уравнением второго порядка, представленным в виде

$$\frac{d^2\beta}{d\tau^2} + 2p_1(\beta) \frac{d\beta}{d\tau} + q\beta + q_1 \beta |\beta| + s_0 \alpha + s_{21} \frac{d\alpha}{d\tau} = 0. \quad (77,9)$$

Здесь:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= h_1 r_{31}; & q &= q_{21} r_{31} - q_{31} r_{21}; & s_0 &= -r_{21} s_{31} + r_{31} s_{21}; \\ 2p_1(\beta) &= 2p + 2h_1 |\beta|, \end{aligned} \right\} (77,10)$$

где

$$2p = q_{21} + r_{31}.$$

Уравнение (77,9) выражает зависимость между мгновенным значением угла перекадки руля α и углом дрейфа судна β , решая таким образом основную задачу теории управляемости. Это уравнение называется основным уравнением управляемости судна и позволяет исследовать важнейшие закономерности, характеризующие устойчивость на курсе и поворотливость судна в условиях переднего хода.

В общем случае уравнение (77,9) представляет собой нелинейное уравнение управляемости судна. Если принять коэффициент

$h_1 = 0$, это уравнение становится линейным. Составляющие скорости центра тяжести судна по неподвижным осям координат в любой момент времени t определяются при этом по формулам

$$\frac{d\xi_0}{dt} = v \cos \varphi; \quad \frac{d\eta_0}{dt} = v \sin \varphi. \quad (77,11)$$

Для координат ЦТ судна в момент времени t получаются выражения

$$\xi_0 = \int_0^t v \cos \varphi dt; \quad \eta_0 = \int_0^t v \sin \varphi dt. \quad (77,12)$$

Введя в рассмотрение безразмерное время $\tau = \frac{tv_0}{L}$, определяемое по скорости v_0 установившегося прямолинейного движения судна, получим

$$\bar{\xi}_0 = \frac{\xi_0}{L} = \int_0^{\tau} \bar{v} \cos \varphi d\tau; \quad \bar{\eta}_0 = \frac{\eta_0}{L} = \int_0^{\tau} \bar{v} \sin \varphi d\tau, \quad (77,13)$$

где

$$\bar{v} = \frac{v}{v_0}.$$

УСТОЙЧИВОСТЬ СУДНА НА КУРСЕ

§ 78. Общие понятия и условия устойчивости на курсе

Понятие об устойчивости движения. В реальных условиях плавания судна с закрепленными рулями существуют внешние возмущения случайного характера (порывы ветра, течение, удары волн и т. д.), способные вывести судно из режима установившегося движения. Знание характера движения судна после прекращения действия внешних возмущений имеет важное практическое значение для оценки устойчивости движения судна.

Если с течением времени судно возвращается к исходному режиму движения, то такой режим движения считают автоматически устойчивым. Если же небольшое отклонение судна от исходного режима движения будет с течением времени возрастать, то этот режим движения считают неустойчивым. Степень устойчивости движения одного и того же судна зависит от характера выполняемого им маневра. Наиболее важным является равномерное прямолинейное движение, которое составляет у судна почти все ходовое время, а также режим установившейся циркуляции.

Задача об устойчивости судна на курсе является частным случаем более общей задачи механики об устойчивости движения, поэтому для оценки устойчивости движения судна применяются методы, разработанные в механике. Обычный метод решения этой задачи заключается в исследовании устойчивости движения по отношению к бесконечно малым отклонениям от данного состояния движения. Благодаря этому всякая задача об устойчивости движения приводится к системе линейных уравнений, называемых дифференциальными уравнениями возмущенного движения и имеющими вид

$$\frac{d\Delta s_i}{dt} = p_{i1}\Delta s_1 + p_{i2}\Delta s_2 + \dots + p_{in}\Delta s_n \text{ при } i=1, 2, \dots, n. \quad (78,1)$$

Здесь:

$\Delta s_1, \dots, \Delta s_n$ — приращения параметров движения после возникновения возмущений;
 $p_{ij} = \left(\frac{\partial F_i}{\partial s_j}\right)_0$ — коэффициенты разложения в ряд, вычисленные для заданной функции F_i , определяющей невозмущенное движение (при $\Delta s_j = 0$).

Система уравнений (78,1) при $p_{ij} = \text{const}$ всегда разрешима.

Необходимым условием устойчивости движения является требование, чтобы все корни характеристического уравнения, соответствующего системе (78,1), имели отрицательные вещественные части. Однако характеристическое уравнение, которое получается при исследовании устойчивости движения судна на курсе, имеет нулевые корни и, следовательно, по системе уравнений (78,1) нельзя судить об устойчивости исходного невозмущенного движения.

Эти особые случаи, для которых метод малых возмущений оказывается недостаточным для исследования устойчивости движения, подробно исследованы А. М. Ляпуновым. Так как при исследовании устойчивости движения судна на курсе обычно пользуются теорией Ляпунова, то термин «теоретическая устойчивость» будет означать устойчивость в смысле Ляпунова, а именно: невозмущенное движение называется устойчивым, если с течением времени возмущение не возрастает настолько, чтобы достигнуть конечной величины, а все время остается малым.

Различают два вида теоретической устойчивости: асимптотическую (автоматическую) устойчивость и неасимптотическую устойчивость. Если возмущенное движение с течением времени затухает до нуля, то такое движение называется асимптотически (автоматически) устойчивым; в том случае, когда возмущенное движение затухает не до нуля, а приближается к одному из видов установившегося движения, то такое возмущенное движение называют неасимптотически устойчивым.

Теоретическая устойчивость установившегося движения судна. Чтобы получить условия устойчивости против возмущений угла дрейфа β и безразмерной угловой скорости $\bar{\omega}$, придадим параметрам установившегося движения β и $\bar{\omega}$ некоторые малые возмущения $\Delta\beta$ и $\Delta\bar{\omega}$ и составим уравнения возмущенного движения.

В данном случае уравнения возмущенного движения имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Delta\beta}{d\tau} + (q_{21} + 2|\beta|h_1)\Delta\beta + r_{21}\Delta\bar{\omega} &= 0; \\ \frac{d\Delta\bar{\omega}}{d\tau} + q_{31}\Delta\beta + r_{31}\Delta\bar{\omega} &= 0; \\ \Delta\bar{\omega} &= \frac{d\Delta\beta}{d\tau}. \end{aligned} \right\} \quad (78,2)$$

Рассмотрим сначала условия устойчивости установившегося движения судна для случая, когда сила дрейфа линейно зависит от угла дрейфа ($h_1 = 0$). Чтобы получить условия устойчивости против угловых отклонений $\Delta\beta$ и $\Delta\delta$, необходимо исследовать характеристическое уравнение системы уравнений (78,2). Это уравнение можно представить в виде определителя

$$\Delta\lambda = \begin{vmatrix} \lambda + q_{21} & r_{21}\lambda \\ q_{31} & \lambda(\lambda + r_{31}) \end{vmatrix} = 0, \quad (78,3)$$

откуда следует, что

$$\lambda[\lambda^2 + \lambda(q_{21} + r_{31}) + q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}] = 0. \quad (78,4)$$

Характеристическое уравнение имеет один нулевой корень.

Анализ этого особого случая показывает, что устойчивость установившегося движения судна не является асимптотической (автоматической), т. е. при неограниченном возрастании времени координаты возмущения не стремятся к нулю. Если все корни характеристического уравнения, кроме нулевого, обладают отрицательными вещественными частями, то движение будет неасимптотически устойчивым. Неасимптотическая устойчивость судна против угловых отклонений проявляется в том, что при угловом отклонении от курса под действием возмущающих сил судно возвращается не на прежний курс, а движется на новом курсе.

Таким образом, судно с неотклоненными рулями может быть или неустойчивым, или неасимптотически устойчивым против угловых отклонений. Этот вывод означает, что во всех случаях самоходное судно с неотклоненными рулями практически неустойчиво против угловых отклонений, так как для удержания его на заданном курсе необходимо маневрирование рулями.

Условия неасимптотической устойчивости в рассматриваемом случае будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} r_{31} + q_{21} &> 0; \\ q &= q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (78,5)$$

Первое условие (78,5) у судна всегда выполняется. Второе условие можно переписать в виде

$$L_{11} \left| \bar{C}'_{m\omega} \right| > \frac{\bar{C}'_{m\beta}}{\bar{C}'_{a\beta} + C_{\omega_0}}. \quad (78,6)$$

Положение центра гидромеханических сил, т. е. точки приложения равнодействующей гидромеханических сил, действующих

на судно при установившемся поступательном движении, определяется по формуле

$$\bar{I}_c = \frac{l_c}{V^{1/2}} = \frac{\bar{C}'_{m\beta}\beta + \bar{C}'_{m\alpha}\alpha}{(C_{\omega_0} + \bar{C}'_{a\beta})\beta + \bar{C}'_{a\alpha}\alpha}, \quad (78,7)$$

где l_c — расстояние от центра гидромеханических сил до ЦТ судна. При движении судна с неотклоненным рулем ($\alpha = 0$) этот коэффициент равен

$$\bar{I}_c = \frac{\bar{C}'_{m\beta}}{\bar{C}'_{a\beta} + C_{\omega_0}}. \quad (78,8)$$

Можно видеть, что правая часть второго условия устойчивости (78,5) представляет собой коэффициент центра гидромеханических сил при движении судна с нулевым углом дрейфа и нулевым углом отклонения руля. Условие (78,7) при $\bar{C}'_{m\omega} = 0$ превращается в условие $\bar{I}_c < 0$, т. е. центр гидромеханических сил при $\beta = \alpha = 0$ должен быть смещен в корму от ЦТ судна. Это условие у судов не соблюдается. Повышение величины $\bar{C}'_{m\omega}$ улучшает устойчивость судна.

Установившееся движение судна с неотклоненными рулями с учетом угловых и поперечных отклонений в общем случае является неустойчивым.

Чтобы судить о поведении судна после действия на него начальных возмущений (т. е. насколько быстро будут затухать или возрастать начальные возмущения), необходимо проинтегрировать уравнения возмущенного движения. Систему уравнений возмущенного движения (78,2) можно преобразовать к одному дифференциальному уравнению второго порядка (относительно величины $\Delta\beta$)

$$\frac{d^2\Delta\beta}{d\tau^2} + 2(p + h_1|\beta|) \frac{d\Delta\beta}{d\tau} + (q + 2h_1r_{31}|\beta|) \Delta\beta = 0. \quad (78,9)$$

Если ограничиться линейными членами в уравнении управляемости (при $h_1 = 0$), то уравнение (78,9) для $\Delta\beta$ принимает вид

$$\frac{d^2\Delta\beta}{d\tau^2} + 2p \frac{d\Delta\beta}{d\tau} + q\Delta\beta = 0. \quad (78,10)$$

Аналогичное уравнение получается для величины $\Delta\omega$

$$\frac{d^2\Delta\omega}{d\tau^2} + 2p \frac{d\Delta\omega}{d\tau} + q\Delta\omega = 0. \quad (78,11)$$

Здесь:

$$2p = q_{21} + r_{31}; \quad q = q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}.$$

Эти уравнения соответствуют случаю, когда исследуется устойчивость движения судна на прямом курсе. Общий интеграл уравнений (78,10) и (78,11) будет иметь вид

$$\Delta\omega = \Delta\beta = L_1 e^{\gamma_1 \tau} + L_2 e^{\gamma_2 \tau}, \quad (78,12)$$

где

$$\gamma_{1,2} = -p \pm \sqrt{p^2 - q} \quad (78,13)$$

— корни характеристического уравнения.

Произвольные постоянные L_1 и L_2 находятся из начальных условий.

Возмущение угла курса $\Delta\beta$ определится из уравнения

$$\Delta\beta = L_0 + \frac{L_1}{\gamma_1} e^{\gamma_1 \tau} + \frac{L_2}{\gamma_2} e^{\gamma_2 \tau}, \quad (78,14)$$

где постоянная L_0 находится так же, как и постоянные L_1 и L_2 .

Для анализа общего решения необходимо исследовать корни в случаях $q > 0$; $q < 0$; $q = 0$, так как всегда $p > 0$.

1) При $q > 0$ оба корня характеристического уравнения отрицательны. Судно неасимптотически устойчиво против возмущений угла курса и асимптотически устойчиво против возмущений угла дрейфа и угловой скорости.

2) При $q < 0$ один из корней положителен. Судно неустойчиво против возмущений угла курса, угла дрейфа и угловой скорости.

3) При $q = 0$ один из корней равен нулю. Судно неустойчиво против возмущений угла курса и неасимптотически устойчиво против возмущений угла дрейфа и угловой скорости. Траекторией центра тяжести судна в этом случае является дуга круга.

Таким образом, если ограничиться линейной теорией управляемости, то для установившейся циркуляции судна с неотклоненными рулями необходимо соблюдение условия $q = 0$. Во всех случаях (при $q > 0$; $q = 0$; $q < 0$) судно обладает асимптотической устойчивостью против возмущений скорости и неустойчиво против боковых отклонений.

Условия динамической и статической устойчивости на курсе. Из приведенных выше результатов исследования устойчивости судна на прямом курсе видно, что условия устойчивости против возмущений одного параметра зависят от изменения других. Иногда такие условия называют условиями динамической устойчивости, в отличие от условий статической устойчивости, которые получаются в предположении, что возмущение одного из элементов движения не вызывает изменения остальных. Так, если считать независимыми возмущения угловой скорости и угла дрейфа, то критерий статической устойчивости против возмущений угла дрейфа получится из условия, что сумма моментов гидродинамических сил,

обусловленных только возмущением угла дрейфа, должна быть отрицательной, т. е.

$$\frac{\partial C_m}{\partial \beta} < 0. \quad (78,15)$$

Физический смысл условия статической устойчивости заключается в том, что центр гидромеханических сил должен располагаться в корму от ЦТ судна. Условие статической устойчивости у судов не выполняется.

Сопоставляя условие статической устойчивости (78,15) с условием динамической устойчивости $q > 0$, легко заметить, что последнее является менее жестким.

Эффективными средствами улучшения устойчивости судна на курсе являются увеличение коэффициента полноты кормовой части диаметральной плоскости судна или площади рулей, а также установка стабилизаторов. Для быстроходных судов устойчивость на курсе повышается с ростом скорости хода из-за появления ходового дифферента.

Рассмотренные здесь условия устойчивости установившегося движения судна при линейном законе изменения гидромеханических сил от угла дрейфа показывают, что суда, неустойчивые на прямом курсе, не способны совершать установившуюся циркуляцию. Такой вывод противоречит опыту эксплуатации неустойчивых на курсе судов.

Следовательно, для этих судов нельзя получить условия устойчивости на установившейся циркуляции, если ограничиваться только применением линейной теории. Поэтому при решении такой задачи необходимо исходить из уравнения возмущенного движения (78,9), учитывающего нелинейность зависимости $C_a(\beta)$. Из уравнения (78,9) следует, что для обеспечения устойчивости необходимо и достаточно, чтобы выполнялись следующие условия:

$$p + h_1 |\beta| > 0; \quad (78,16)$$

$$q + 2h_1 r_{z1} |\beta| > 0. \quad (78,17)$$

Условие (78,16) обычно удовлетворяется у всех судов. Поэтому для обеспечения устойчивости необходимо удовлетворить только условию (78,17), которое приводит к выводам, совпадающим с данными практики. Действительно, условие (78,17) свидетельствует о том, что устойчивость установившегося движения зависит от угла дрейфа β , и при $\beta \neq 0$ условие устойчивости с учетом нелинейности оказывается менее жестким, чем по линейной теории.

Для неустойчивых на прямом курсе судов из условия (78,17) можно получить величину минимального угла дрейфа, при котором судно с неотклоненными рулями будет совершать установившуюся циркуляцию, т. е. при котором установившееся движение

судна становится устойчивым. Этот минимальный угол дрейфа, названный Р. Я. Першицем критическим углом дрейфа β_k и определяемый из условия (78,17), равен

$$|\beta_k| = -\frac{q}{2h_1 r_{31}} \quad (q < 0). \quad (78,18)$$

Теоретическое исследование устойчивости неустановившегося движения на прямом курсе показывает, что в рассматриваемом случае остаются справедливыми выводы в отношении устойчивости установившегося движения на прямом курсе.

§ 79. Движение судна с авторулевым. Эксплуатационная устойчивость

Понятие об «идеальном» авторулеве. Рассмотрим устойчивость движения судна при наличии «идеального» авторулевого. Под «идеальным» авторулевым будем понимать такое устройство, которое реагирует на возмущение, действующее на судно, без запаздывания и точно отклоняет руль на угол, пропорциональный величине возмущения.

В зависимости от конструкции, каждый авторулевой реагирует на отклонение определенного параметра от его значения при установившемся движении. Чтобы упростить анализ, рассмотрим теорию наиболее простого авторулевого, который реагирует на отклонение угла курса ϑ . При использовании такого авторулевого должен выполняться следующий закон изменения угла перекладки руля

$$\alpha = -\varepsilon \vartheta. \quad (79,1)$$

Постоянная ε в выражении (79,1) зависит от конструкции авторулевого и называется его «передаточным числом». Знак минус здесь взят потому, что назначением авторулевого является обеспечение устойчивого движения, т. е. выравнивание зарыскнувшего судна. При положительном угле дрейфа момент, создаваемый авторулевым, должен быть противоположен по знаку моменту рыскания. Положение судна относительно неподвижной системы координат задается углом курса ϑ и координатами центра тяжести ξ_0, η_0 .

Дифференциальные уравнения возмущенного движения судна в неподвижных координатах представятся системой (77,3) и дополнительным уравнением

$$\frac{d\Delta\eta_0}{dt} = (v_0 + \Delta v) \sin \Delta\varphi \simeq v_0 \Delta\varphi \simeq v_0 (\Delta\vartheta - \Delta\beta) \quad (79,2)$$

или, в безразмерном виде

$$\frac{d\Delta\bar{\eta}_0}{d\tau} = \Delta\vartheta - \Delta\beta, \quad (79,3)$$

где

$$\bar{\eta}_0 = \frac{\eta_0}{L}.$$

Система уравнений (77,3), (79,3) при $h_1 = 0$ может быть преобразована к следующей системе уравнений возмущенного движения судна на прямом курсе (значок « Δ » перед вариациями параметров опущен):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 \bar{\eta}_0}{d\tau^2} + q_{21} \frac{d\bar{\eta}_0}{d\tau} - (r_{21} + 1) \frac{d\vartheta}{d\tau} - (q_{21} - s_{21}\varepsilon) \vartheta &= 0; \\ \frac{d^2 \vartheta}{d\tau^2} + r_{31} \frac{d\vartheta}{d\tau} + (q_{31} - s_{31}\varepsilon) \vartheta - q_{31} \frac{d\bar{\eta}_0}{d\tau} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (79,4)$$

Характеристическое уравнение этой системы имеет вид

$$\lambda [\lambda^3 + \lambda^2 (r_{31} + q_{21}) + \lambda (q_{21} r_{31} - q_{31} r_{21} - s_{31}\varepsilon) + \varepsilon (q_{31} s_{21} - q_{21} s_{31})] = 0. \quad (79,5)$$

Это характеристическое уравнение имеет один нулевой корень, который свидетельствует о возможности неасимптотической устойчивости судна против боковых перемещений. Отсюда можно сделать вывод, что авторулевой, реагирующий без запаздывания на отклонение угла курса, в лучшем случае, способен обеспечить устойчивость судна против угловых отклонений и неасимптотическую устойчивость против боковых отклонений.

Условиями асимптотической (автоматической) устойчивости движения против угловых отклонений и неасимптотической устойчивости против боковых возмущений для судна с авторулевым будут следующие неравенства, определяемые из характеристического уравнения (79,5) по теореме Гурвица:

$$\left. \begin{aligned} r_{31} + q_{21} &> 0; \\ B = (r_{31} + q_{21}) (q_{21} r_{31} - q_{31} r_{21} - s_{31}\varepsilon) - \varepsilon (q_{31} s_{21} - q_{21} s_{31}) &> 0; \\ B\varepsilon (q_{31} s_{21} - q_{21} s_{31}) &> 0. \end{aligned} \right\} \quad (79,6)$$

Ввиду громоздкости этих условий целесообразно воспользоваться графоаналитическим приемом определения условий устойчивости, основанным на применении диаграммы Вышнеградского, которая изображена на рис. 183. По осям координат диаграммы отложены величины

$$X = \frac{a_1}{\sqrt[3]{a_3}}; \quad Y = \frac{a_2}{\sqrt[3]{a_3^2}},$$

где

$$a_1 = r_{31} + q_{21}; \quad a_2 = q_{21} r_{31} - q_{31} r_{21} - s_{31}\varepsilon; \quad a_3 = \varepsilon (q_{31} s_{21} - q_{21} s_{31}).$$

Зная коэффициенты дифференциальных уравнений движения, можно определить величины X и Y , а затем по диаграмме найти точку, соответствующую полученным значениям X и Y . Если эта точка располагается между гиперболой ABC , соответствующей уравнению $XY = 1$, и осями координат, то движение будет неустойчивым. Если же точка лежит между ветвями кривой FED , то устой-

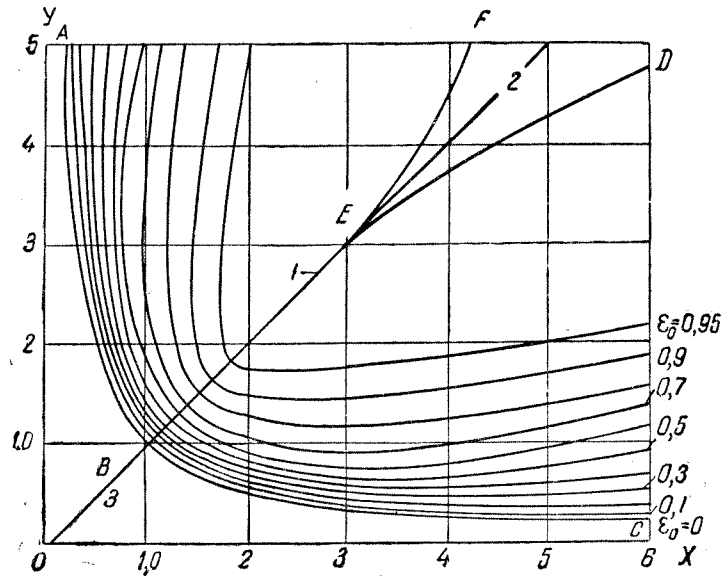


Рис. 183. Условия устойчивости движения (по Вышнеградскому)
1, 2 — зоны периодической и аperiodической устойчивости; 3 — зона неустойчивости

чивость оказывается аperiodической (возмущения затухают аperiodически). Наконец, если точка эта окажется между кривыми FED и ABC , то устойчивость будет периодической (возмущения затухают по периодическому закону).

В тех практических задачах, где требуется знание только лишь величины уменьшения амплитуды возмущения при периодически устойчивом движении, можно воспользоваться кривыми постоянных значений процента затухания, т. е. уменьшения амплитуды за время одного периода.

Минимальное «передаточное число» авторулевого. Определим то минимальное значение «передаточного числа» авторулевого ϵ_0 , которое обеспечивает устойчивое против угловых отклонений движение судна. Анализ условий (79,6) устойчивости движения судна с авторулевым на прямом курсе показывает, что первое усло-

вие обычно соблюдается, а при выполнении второго условия у судна всегда также соблюдается третье условие.

Таким образом, искомое минимальное значение «передаточного числа» авторулевого ϵ_0 определяется из второго условия (79,6), которое должно обеспечить устойчивость против угловых отклонений движения судна с авторулевым на прямом курсе.

Решая второе условие относительно ϵ , получим

$$\epsilon \geq \epsilon_0 = \frac{(r_{31} + q_{21})(q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21})}{r_{31}s_{31} + q_{31}s_{21}}. \quad (79,7)$$

Если по расчету получается $\epsilon_0 < 0$, то это означает, что минимальное значение $\epsilon_0 = 0$ и любое $\epsilon_0 \geq 0$ обеспечивает автоматическую устойчивость движения судна против угловых отклонений. Для автоматически устойчивого судна величина $\epsilon_0 = 0$.

«Передаточное число» авторулевого ϵ , обеспечивающее устойчивое движение судна на прямом курсе, должно быть больше значения ϵ_0 , полученного по формуле (79,7). Величина ϵ позволяет только установить, что при $\epsilon > \epsilon_0$ движение судна будет устойчивым. Однако выполнение этого условия оказывается недостаточным для суждения о характере движения судна и выбора рациональной величины ϵ . Может получиться, что при выполнении условий устойчивости корни уравнений (79,4) имеют очень малую вещественную часть, и затухание возмущений будет протекать очень медленно.

Для учета этого фактора Я. З. Цыпкин и П. В. Бромберг вводят понятие степени устойчивости ξ , под которой подразумевается абсолютная величина минимальной действительной части (сокращенно «Re») корней характеристического уравнения системы, т. е.

$$\xi = \min [\operatorname{Re}(\lambda_i)]. \quad (79,8)$$

Очевидно, что данному значению ϵ и совокупности коэффициентов уравнения (79,4), удовлетворяющих условиям устойчивости, соответствует вполне определенная степень устойчивости.

Эксплуатационная устойчивость судна на курсе. Понятие теоретической устойчивости установившегося движения судна, опирающееся на общие законы механики, существенно отличается от употребляемого на практике понятия эксплуатационной устойчивости судна на курсе.

Теоретическая устойчивость позволяет ответить на вопрос о наличии или отсутствии устойчивости, в то время как эксплуатационная устойчивость судна на курсе является сравнительным понятием и характеризует степень устойчивости судна на курсе при данном рулевом устройстве. Необходимость обеспечения эксплуатационной устойчивости судна на курсе имеет большое практическое значение по следующим причинам:

а) отклонения судна от курса увеличивают длину пройденного пути и сопротивление движению судна, что приводит к снижению его эксплуатационной скорости;

б) при движении судна в условиях стесненного и ограниченного фарватера недостаточная устойчивость на курсе может привести к серьезным авариям;

в) недостаточная устойчивость судна на курсе влечет за собой непрерывную интенсивную работу рулевых механизмов, судовождение становится затруднительным, а в крайних случаях судно может оказаться непригодным к эксплуатации.

Под эксплуатационной устойчивостью обычно понимают способность судна удерживать заданное направление движения за счет маневрирования рулем.

Наиболее важными характеристиками эксплуатационной устойчивости являются частота и величина угла перекадки руля, необходимые для удержания судна на курсе при слабом ветровом волнении (3—5 баллов). Практикой установлено, что эксплуатационная устойчивость является обеспеченной, если в указанных условиях плавания в среднем приходится перекадывать руль не более 4—6 раз в минуту на угол 2—3°.

ГЛАВА XIX

ПОВОРОТЛИВОСТЬ СУДНА

§ 80. Элементы циркуляции судна

Действие руля на судно. Периоды циркуляции. Руль, как орган управления судном, должен обеспечивать не только практически устойчивое движение судна на курсе, но и давать возможность судну быстро изменять свой курс, т. е. делать судно поворотливым. Способность судна управляться характеризуется его свойствами в отношении практической устойчивости на курсе и поворотливости.

На руле, отклоненном от среднего положения, возникает сила, которая вызывает дрейф и отклонение судна от прямолинейного курса. Если отклоненный руль удерживать с постоянным углом по отношению к диаметральной плоскости, то центр тяжести (ЦТ) судна начнет совершать циркуляцию (см. также § 74 и 76).

Маневренный период циркуляции определяется началом и концом перекадки руля. Если руль перекадывают на борт, этот период продолжается 10—15 секунд. Для маневренного периода характерны следующие особенности.

Лобовая сила сопротивления руля приводит к некоторому снижению скорости хода судна. Под действием поперечной силы руля судно получит боковое смещение (дрейф) в сторону, противоположную перекадке руля. Траектория ЦТ судна будет искривляться в сторону, обратную повороту. Одновременно с этим, судно начнет совершать вращательное движение с положительным угловым ускорением вокруг оси, проходящей через его ЦТ, и отклонится носом в сторону поворота. С течением времени угол дрейфа судна β будет увеличиваться.

Эволюционный период циркуляции начинается с момента окончания перекадки руля ($\alpha = \alpha_0$) и заканчивается, как только прекратится изменение элементов движения судна. Обычно для этого судну приходится изменить направление движения на 90—100°. Перекадка руля, появление угла дрейфа и искривление траектории ЦТ судна приводят к нарушению симметрии обтекания корпуса

и к возникновению боковой силы на корпусе, направленной в сторону перекладки руля и приложенной в нос от ЦТ судна. Эта сила со временем становится больше поперечной силы руля, и вскоре после его перекладки боковое смещение судна изменяет свое направление на противоположное.

В начале циркуляции углы дрейфа и местные скорости в носовой оконечности судна будут больше, чем в кормовой. Вследствие

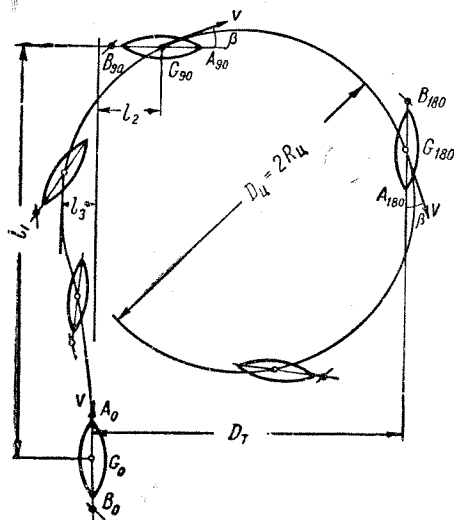


Рис. 184. Основные элементы циркуляции судна

этого точка приложения равнодействующей гидромеханических сил (инерционных и вязких) будет располагаться в носовой оконечности судна. Переход центра кривизны траектории ЦТ судна на сторону поворота приводит к увеличению углов дрейфа и местных скоростей в кормовой части судна и к соответствующему уменьшению их в носовой части. Вследствие этого точка приложения равнодействующей начнет перемещаться в корму.

В течение эволюционного периода сила, действующая на руль, уменьшается из-за влияния угла дрейфа и падения скорости, которое достигает величины $\Delta v = (0,25 \div 0,50) v_0$.

Период установившегося движения судна обычно начинается после поворота его на $90-100^\circ$. К этому времени центр давления корпуса переместится в кормовую часть судна за ЦТ, и моменты гидромеханических сил относительно этой точки уравновесятся. Движение ЦТ судна будет происходить с постоянными значениями скорости судна v , угловой скорости ω и угла дрейфа β . Установившаяся циркуляция представляет собой правильную окружность с общим центром, который называется центром циркуляции. Период установившейся циркуляции наступает вслед за эволюционным и продолжается до тех пор, пока не изменится положение руля.

Характеристики циркуляции. Типичная форма циркуляции судна показана на рис. 184. Для количественной оценки циркуляции судна используют перечисленные ниже характеристики.

1) Диаметр установившейся циркуляции $D_u = 2R_u$.

Для сравнительной оценки поворотливости различных судов величину D_u (или R_u) обычно выражают в длинах корпуса судна

по ватерлинии. Отношение $\bar{D}_u = \frac{D_u}{L}$, являющееся основной мерой поворотливости судна, в большинстве случаев находится в пределах от 3 до 7.

2) **Тактический диаметр циркуляции** D_T — расстояние между диаметральной плоскостью судна на прямом курсе и положением ее после поворота на 180° ; обычно величина $D_T = (0,9 \div 1,2) D_u$.

3) **Выдвиг** l_1 — расстояние между положением ЦТ судна в момент начала перекладки руля и диаметральной плоскостью при повороте на 90° . Для различных судов l_1 колеблется в пределах $l_1 = (0,6 \div 1,2) D$.

4) **Прямое смещение** l_2 — расстояние, на которое смещается (в сторону циркуляции) ЦТ при повороте судна на 90° по отношению к направлению прямого курса; обычно величина $l_2 = (0,25 \div 0,50) D$.

5) **Обратное смещение** l_3 — наибольшее расстояние, на которое смещается ЦТ судна при циркуляции в сторону, противоположную повороту. Эта величина обычно составляет $l_3 = (0,0 \div 0,1) D$.

В дальнейшем под терминами угол дрейфа β , радиус циркуляции R_u и скорость судна на циркуляции v_u будем понимать характеристики, соответствующие движению центра тяжести судна. Величины β_i , R_i , v_i в любой точке M_i судна по длине выражаются через соответствующие величины β , R_u , v_u с помощью формул (см. рис. 184)

$$\beta_i = \beta + \arctg \frac{l_i}{R_u} \approx \beta + \frac{l_i}{R_u}; \quad R_i = R_u \frac{\cos \beta}{\cos \beta_i}; \quad v_i = v_u \frac{R_i}{R_u}. \quad (80,1)$$

Здесь:

l_i — отстояние точки M_i от ЦТ судна, причем $l_i > 0$, если данная точка расположена в корму от ЦТ.

6) **Центр вращения** — точка на диаметральной плоскости или на ее продолжении, где угол дрейфа $\beta_i = 0$. Расстояние l_c от центра вращения до ЦТ судна равно

$$\frac{l_c}{L} = -\frac{R_u \beta}{L} = -\frac{\beta}{R_u}. \quad (80,2)$$

Центр вращения располагается в носовой оконечности судна. Для большинства судов величина

$$\left| \frac{l_c}{L} \right| = \left| \frac{R_u \beta}{L} \right| = 0,4 \div 0,5. \quad (80,3)$$

7) **Период циркуляции** T_u — время поворота судна на 360°

$$T_u = \frac{2\pi R_u}{v_u}. \quad (80,4)$$

8) Угловая скорость вращения судна (размерная и безразмерная) на установившейся циркуляции

$$\omega = \frac{v_{ц}}{R_{ц}} = \frac{2\pi}{T_{ц}}; \quad \bar{\omega} = \frac{L}{R_{ц}} = \frac{1}{R_{ц}}. \quad (80,5)$$

9) Угол крена судна на циркуляции $\theta_{ц}$.

§ 81. Общий случай движения судна с отклоненными рулями

Основные выводы линейной теории управляемости. В том случае, когда силы и моменты, действующие на корпус судна, связаны линейной зависимостью с углом дрейфа, неизвестные величины β , ω и ϑ при заданном законе изменения угла отклонения руля $\alpha = f(\tau)$ определяются системой дифференциальных уравнений (77,3), которая при этом принимает вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2\beta}{d\tau^2} + 2p \frac{d\beta}{d\tau} + q\beta &= -s_{21} \frac{d\alpha}{d\tau} - s_0\alpha; \\ \frac{d^2\bar{\omega}}{d\tau^2} + 2p \frac{d\bar{\omega}}{d\tau} + q\bar{\omega} &= -s_{31} \frac{d\alpha}{d\tau} - \bar{s}\alpha; \\ \frac{d^3\vartheta}{d\tau^3} + 2p \frac{d^2\vartheta}{d\tau^2} + q \frac{d\vartheta}{d\tau} &= -s_{31} \frac{d\alpha}{d\tau} - \bar{s}\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (81,1)$$

Здесь обозначено:

$$\left. \begin{aligned} 2p &= q_{21} + r_{31}; \quad q = q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}; \\ s_0 &= r_{31}s_{21} - r_{21}s_{31}; \quad \bar{s} = q_{21}s_{31} - q_{31}s_{21}. \end{aligned} \right\} \quad (81,2)$$

Величины q_{ij} , r_{ij} и s_{ij} определяются по формулам, приведенным в § 77. Примем следующий закон изменения угла отклонения руля

$$\alpha = \alpha_0 (1 - e^{-k\tau}), \quad (81,3)$$

где α_0 — заданный конечный угол отклонения руля;

k — коэффициент, зависящий от времени перекадки руля T_p на угол α_0 .

Согласно выражению (81,3), кривая $\alpha = \alpha(\tau)$ приближается к значению α_0 асимптотически и совпадает с ним только при $\tau = \infty$. Однако, если показатель степени k выбрать из условия

$$k = \frac{2}{\tau_p} \left(\text{где } \tau_p = \frac{T_p v_0}{L} \right), \quad (81,4)$$

то кривая $\alpha = \alpha(\tau)$ будет достаточно близка к наблюдаемому на практике закону перекадки руля, определяемому зависимостями

$$\alpha = \alpha_0 \frac{\tau}{\tau_p} \text{ при } \tau \leq \tau_p; \quad \alpha = \alpha_0 \text{ при } \tau > \tau_p. \quad (81,5)$$

Если принять закон перекадки руля в соответствии с формулой (81,3), то общие интегралы двух первых уравнений системы (81,1) принимают вид

$$\left. \begin{aligned} \beta &= L_1 e^{\gamma_1 \tau} + L_2 e^{\gamma_2 \tau} - \alpha_0 \frac{\bar{s}}{q} - \alpha_0 \frac{ks_{21} - \bar{s}}{k^2 - 2pk + q} e^{-k\tau}; \\ \bar{\omega} &= M_1 e^{\gamma_1 \tau} + M_2 e^{\gamma_2 \tau} - \alpha_0 \frac{\bar{s}}{q} - \alpha_0 \frac{ks_{31} - \bar{s}}{k^2 - 2pk + q} e^{-k\tau}. \end{aligned} \right\} \quad (81,6)$$

Здесь:

γ_1 и γ_2 — корни характеристического уравнения, определяемые в виде (78,13).

Постоянные интегрирования L_1 , L_2 , M_1 и M_2 определяются по начальным условиям. Если принять, что при $\tau = 0$ соблюдались условия $\beta = \bar{\omega} = 0$ и $\frac{d\beta}{d\tau} = \frac{d\bar{\omega}}{d\tau} = 0$, то получим следующие значения постоянных интегрирования:

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= \frac{\alpha_0}{\gamma_2 - \gamma_1} \left[\gamma_2 \frac{s_0}{q} + (k + \gamma_2) \frac{ks_{21} - s_0}{k^2 - 2pk + q} \right]; \\ L_2 &= \frac{\alpha_0}{\gamma_2 - \gamma_1} \left[\gamma_1 \frac{s_0}{q} + (k + \gamma_1) \frac{ks_{21} - s_0}{k^2 - 2pk + q} \right]; \\ M_1 &= \frac{\alpha_0}{\gamma_2 - \gamma_1} \left[\gamma_2 \frac{\bar{s}}{q} + (k + \gamma_2) \frac{ks_{31} - \bar{s}}{k^2 - 2pk + q} \right]; \\ M_2 &= -\frac{\alpha_0}{\gamma_2 - \gamma_1} \left[\gamma_1 \frac{\bar{s}}{q} + (k + \gamma_1) \frac{ks_{31} - \bar{s}}{k^2 - 2pk + q} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (81,7)$$

Общее решение третьего уравнения системы (81,1) имеет вид

$$\vartheta = A_0 + A_1 e^{\gamma_1 \tau} + A_2 e^{\gamma_2 \tau} - \alpha_0 \frac{\bar{s}}{q} \tau + \alpha_0 r e^{-k\tau}, \quad (81,8)$$

где

$$r = \frac{ks_{31} - \bar{s}}{k(k^2 - 2pk + q)}.$$

Постоянные интегрирования A_i определим из условия, что при $\tau = 0$ величина $\vartheta = \frac{d\vartheta}{d\tau} = \frac{d^2\vartheta}{d\tau^2} = 0$. Тогда

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= -\alpha_0 \frac{kr(\gamma_2 + k) + \gamma_2 \frac{\bar{s}}{q}}{\gamma_1(\gamma_1 - \gamma_2)}; \\ A_2 &= \alpha_0 \frac{kr(\gamma_1 + k) + \gamma_1 \frac{\bar{s}}{q}}{\gamma_2(\gamma_1 - \gamma_2)}; \\ A_0 &= -A_1 - A_2 - \beta_0 r. \end{aligned} \right\} \quad (81,9)$$

Угол скорости судна определяется в виде

$$\varphi = \vartheta - \beta. \quad (81,10)$$

Приведенные выше формулы справедливы для случая, когда $\gamma_1 \neq -k$ и $\gamma_2 \neq -k$. В случае мгновенной перекладки руля на заданный угол ($k \rightarrow \infty$) получим следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} \beta &= L'_1 e^{\gamma_1 \tau} + L'_2 e^{\gamma_2 \tau} - \alpha_0 \frac{\bar{s}}{q}; \\ \bar{\omega} &= M'_1 e^{\gamma_1 \tau} + M'_2 e^{\gamma_2 \tau} + \alpha_0 \frac{\bar{s}}{q}; \\ \vartheta &= A'_0 + A'_1 e^{\gamma_1 \tau} + A'_2 e^{\gamma_2 \tau} - \alpha_0 \frac{\bar{s}}{q} \tau. \end{aligned} \right\} \quad (81,11)$$

Здесь обозначено:

$$\left. \begin{aligned} L'_1 &= \frac{\alpha_0}{\gamma_2 - \gamma_1} \left(\gamma_2 \frac{s_0}{q} + s_{21} \right); \quad L'_2 = -\frac{\alpha_0}{\gamma_2 - \gamma_1} \left(\gamma_1 \frac{s_0}{q} + s_{21} \right); \\ M'_1 &= \frac{\alpha_0}{\gamma_2 - \gamma_1} \left(\gamma_2 \frac{\bar{s}}{q} + s_{31} \right); \quad M'_2 = -\frac{\alpha_0}{\gamma_2 - \gamma_1} \left(\gamma_1 \frac{\bar{s}}{q} + s_{31} \right); \\ A'_1 &= -\frac{\alpha_0}{\gamma_1(\gamma_1 - \gamma_2)} \left(s_{31} + \gamma_2 \frac{\bar{s}}{q} \right); \\ A'_2 &= \frac{\alpha_0}{\gamma_2(\gamma_1 - \gamma_2)} \left(s_{31} + \gamma_1 \frac{\bar{s}}{q} \right); \\ A'_0 &= -\frac{\alpha_0}{\gamma_1 - \gamma_2} \left[s_{31} + (\gamma_1 - \gamma_2) \frac{\bar{s}}{q} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (81,12)$$

Координаты центра тяжести судна определяются по следующим формулам:

$$\bar{\xi}_0 = \frac{\xi_0}{L} = \int_0^{\tau} \frac{v}{v_0} \cos \varphi d\tau; \quad \bar{\eta}_0 = \frac{\eta_0}{L} = \int_0^{\tau} \frac{v}{v_0} \sin \varphi d\tau, \quad (81,13)$$

где v_0 — скорость установившегося прямолинейного движения судна.

Расчеты показывают, что обычно $|\gamma_2| \gg |\gamma_1|$. В этом случае для судна, неасимптотически устойчивого на курсе, безразмерная угловая скорость вращения находится из выражения

$$\bar{\omega} = M_1 e^{\gamma_1 \tau} - \alpha_0 \frac{\bar{s}}{q}. \quad (81,14)$$

Дифференциальное уравнение, определяющее это движение, будет иметь вид

$$-\frac{1}{\gamma_1} \cdot \frac{d\bar{\omega}}{d\tau} + \bar{\omega} = -\frac{\bar{s}}{q} \alpha_0. \quad (81,15)$$

Некоторые исследователи принимают величины $|\gamma_1|$ и $\left| \frac{\bar{s}}{q} \right|$ в качестве характеристик управляемости судна. Величина $|\gamma_1|$, которая представляет собой наименьший по абсолютной величине корень характеристического уравнения, определяет степень устойчивости судна (см. § 78). Величина $\left| \frac{\bar{s}}{q} \right|$ характеризует поворотливость судна и является коэффициентом пропорциональности между углом перекладки руля α_0 и безразмерной угловой скоростью $\bar{\omega}$ на установившейся циркуляции.

Величины $|\gamma_1|$ и $\left| \frac{\bar{s}}{q} \right|$ можно приближенно определить, выполняя зигзагообразные маневры судна (см. § 83), которые обычно называются стандартными испытаниями управляемости. Между величинами $|\gamma_1|$ и $\left| \frac{\bar{s}}{q} \right|$ существует вполне определенная связь, которая характеризует соотношение между качествами устойчивости и поворотливости судна.

По данным Г. В. Соболева среднее значение произведения $|\gamma_1| \cdot \left| \frac{\bar{s}}{q} \right|$ для морских судов, соответствующее минимальной эффективности рулей, которая необходима для обеспечения удовлетворительного соотношения между качествами устойчивости и поворотливости, в самом первом приближении должно составлять 0,5.

Приближенный расчет элементов движения судна при нелинейных гидромеханических характеристиках. Основное нелинейное дифференциальное уравнение управляемости (77,9) при принятом законе отклонения руля (81,3) имеет вид

$$\frac{d^2\beta}{d\tau^2} + 2(p + h_1\beta) \frac{d\beta}{d\tau} + (q + h_1 r_{31}\beta) \beta = m_0 + m_1 e^{-k\tau}. \quad (81,16)$$

Здесь:

$$m_0 = -s_0 \alpha_0; \quad m_1 = s_0 \alpha_0 - k s_{21} \alpha_0. \quad (81,17)$$

Представим искомый угол дрейфа в виде суммы

$$\beta = \beta_1 + \beta_0, \quad (81,18)$$

где β_0 — угол дрейфа, определяемый из условия установившегося движения судна, т. е.

$$\beta_0 = -\frac{q}{2h_1 r_{31}} + \sqrt{\frac{q}{4h_1^2 r_{31}^2} + \frac{m_0}{h_1 r_{31}}}. \quad (81,19)$$

где

$$a = h_1 s_{31}^2 \alpha_0^2 + (q_{21} s_{31} - q_{31} s_{21}) q_{31} \alpha_0;$$

$$b = q q_{31} - 2 h_1 r_{31} s_{31} \alpha_0; \quad c = h_1 r_{31}^2.$$

Знак плюс в выражении (82,6) принимается при $q_{31} > 0$, а знак минус при $q_{31} < 0$. В том случае, когда $q_{31} = 0$, относительный радиус получается равным

$$\bar{R}_u = - \frac{r_{31}}{s_{31} \alpha_0}. \quad (82,7)$$

Для судна, неустойчивого на прямом курсе ($q < 0$) при неотклоненных рулях расчет величины критического угла дрейфа β_k производится по формуле

$$|\beta_k| = - \frac{q}{h_1 r_{31}}. \quad (82,8)$$

Как ранее было указано (см. § 78), для неустойчивых на прямом курсе судов величина критического угла дрейфа β_k представляет собою величину минимального угла дрейфа, при котором судно с неотклоненными рулями способно совершать установившуюся циркуляцию. Критическому углу дрейфа β_k соответствует критический угол перекладки руля α_k , определяемый по формуле

$$|\alpha_k| = \frac{q^2}{4 s_0 h_1 r_{31}}. \quad (82,9)$$

Критический угол перекладки руля α_k следует рассматривать как угол, на который необходимо переложить руль на борт, противоположный направлению вращения, чтобы судно вышло из установившейся циркуляции. Величинам β_k и α_k соответствует критический радиус циркуляции $\bar{R}_k = \left(\frac{R_u}{L} \right)_k$, который представляет собой наибольший радиус устойчивой установившейся циркуляции и получается равным

$$\bar{R}_k = \frac{1}{\omega_k} = \frac{4 h_1 s_0 r_{31}^2}{q (2 s_0 q_{31} - s_{31} q)}. \quad (82,10)$$

Понятие о балансировочной кривой. Исследование установившегося движения судна с отклоненными рулями наглядно производится с помощью балансировочной кривой (иначе, кривой управляемости), которая графически выражает зависимость угла дрейфа β от угла отклонения руля α . Аналитически эта же связь определяется формулой (82,2). Дифференцируя это выражение по β , получим

$$\frac{d\alpha}{d\beta} = - \frac{1}{s_0} [2 h_1 r_{31} |\beta| + q] = - \frac{1}{s_0} 2 h_1 r_{31} (|\beta| - |\beta_k|). \quad (82,11)$$

Для прямого курса при переднем ходе величина $s_0 > 0$. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\alpha}{d\beta} < 0 & \text{ при } |\beta| < |\beta_k|; \quad \frac{d\alpha}{d\beta} = 0 & \text{ при } |\beta| = |\beta_k|; \\ \frac{d\alpha}{d\beta} > 0 & \text{ при } |\beta| > |\beta_k|; \quad \alpha = 0 & \text{ при } \beta = 0; \\ & \alpha = \alpha_k & \text{ при } \beta = \beta_k. \end{aligned} \right\} (82,12)$$

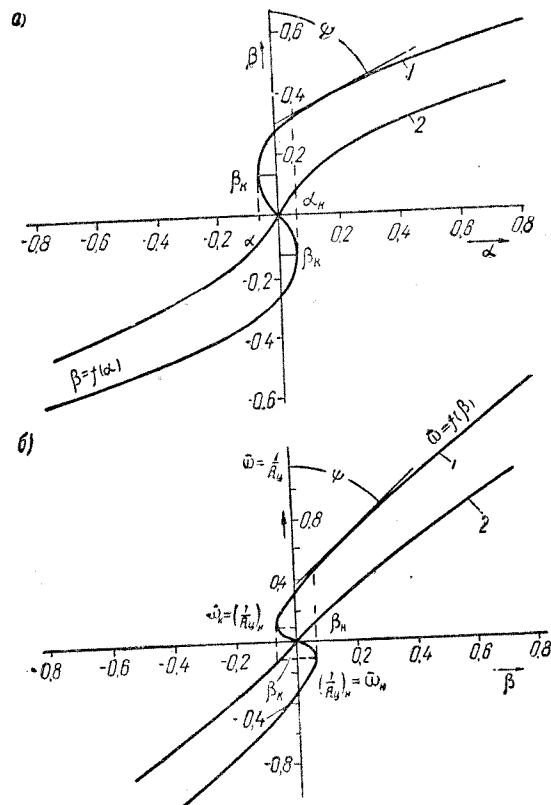


Рис. 185. Балансировочные кривые: а) $\beta = f(\alpha)$; б) $\bar{\omega} = f(\beta)$

1 — для судна, неустойчивого на курсе; 2 — для судна, асимптотически устойчивого на курсе

В соответствии с полученным законом изменения величины $\frac{d\alpha}{d\beta}$, можно построить балансировочную кривую $\beta = f(\alpha)$ при $s_0 < 0$, которая имеет вид, указанный на рис. 185, а. Пунктиром отмечен участок неустойчивых значений β . В таком виде балансировочная

кривая была предложена Р. Я. Першицем. Аналогично можно построить кривую $\bar{\omega} = f(\beta)$ (рис. 185, б). Аналитически эта связь дается формулой (82,3).

Эти графики показывают, что на переднем ходу углам перекадки руля, которые превышают критическое значение по абсолютной величине, всегда соответствует циркуляция в сторону перекадки руля.

Для случая, когда гидромеханические силы и момент линейно зависят от угла дрейфа, связь между величинами $\beta = f(\alpha)$ и $\bar{\omega} = f(\beta)$ также получается линейной, т. е.

$$\beta = -\frac{s_0}{q} \alpha; \quad (82,13)$$

$$\bar{\omega} = \frac{1}{\bar{R}_{ц}} = -\frac{\bar{s}}{q} \alpha; \quad (82,14)$$

или, иначе

$$\bar{R}_{ц} \beta = \frac{s_0}{s}. \quad (82,15)$$

По материалам натуральных испытаний формула (82,15) дает следующее соотношение:

$$\bar{R}_{ц} \beta \simeq 0,45.$$

Так как величина $\bar{R}_{ц} \beta$ равна относительному отстоянию $\frac{l_c}{L}$ центра вращения от ЦТ судна, то можно сделать вывод о постоянстве положения центра вращения по длине судна. Этот вывод подтверждается модельными испытаниями только при больших углах перекадки руля. При малых углах перекадки руля указанное соотношение изменяется в пределах

$$\bar{R}_{ц} \beta \simeq 0,45 \div 0,70. \quad (82,16)$$

Приближенный расчет радиуса установившейся циркуляции. Для приближенного определения радиуса установившейся циркуляции $R_{ц} = \frac{D_{ц}}{2}$ морских судов, а также пассажирских и грузо-пассажирских судов внутреннего плавания, можно пользоваться следующей формулой Шенхерра:

$$R_{ц} = \frac{kV}{C_y \Sigma S_p \cos \alpha}. \quad (82,17)$$

Здесь обозначено

S_p — погруженная площадь пера руля в м²;
 V — объемное водоизмещение судна в м³;

α° — угол перекадки руля в град.;

C_y — коэффициент нормальной силы, который определяется по приближенной формуле

$$C_y = \frac{0,08\alpha^\circ}{1 + \frac{1,1}{\lambda}}. \quad (82,18)$$

Здесь:

$\lambda = \frac{h_p^2}{S_p}$ — относительная высота руля, где h_p — высота погруженной части пера руля в м.

При вычислении величины C_y значение α принимается равным действительному углу отклонения руля, если выполняется условие, что $\alpha \leq 35 \div 45^\circ$.

Эмпирический коэффициент k определяется по приведенным ниже данным в зависимости от отношения $\frac{V}{S_0 L}$ (S_0 — площадь диаметральной плоскости судна):

$\frac{V}{S_0 L}$	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12
k	0,845	0,670	0,550	0,460	0,400	0,370

Падение скорости хода судна на установившейся циркуляции. Падение скорости хода судна на установившейся циркуляции объясняется следующими основными причинами:

а) увеличением сопротивления воды движению корпуса судна из-за наличия угла дрейфа;

б) возрастанием сопротивления переложеного руля;

в) изменением режима работы движительно-рулевого комплекса.

Скорость движения центра тяжести судна на установившейся циркуляции можно определить из первого уравнения системы (77,1)

$$-\frac{\rho V (1 + k_{22}) v_{ц}^2}{R_{ц}} \beta - X + P_e = 0, \quad (82,19)$$

где $v_{ц}$ — скорость судна на установившейся циркуляции.

Представим продольную силу сопротивления, действующую вдоль диаметральной плоскости судна, в следующем виде:

$$X = C_x \frac{\rho v_{ц}^2}{2} V^{3/4}. \quad (82,20)$$

Примем, что полезная тяга движительного комплекса P_e приближенно может быть представлена следующим образом:

$$P_e = C_{x_0} \frac{\rho v_0^2}{2} V^{3/2} \left[\sigma_0 - \frac{v_{ц}}{v_0} (\sigma_0 - 1) \right]. \quad (82,21)$$

Здесь обозначено:

- C_{x_0} — коэффициент сопротивления при движении судна на прямом курсе (при $\beta = \alpha = 0$);
 v_0 — скорость прямолинейного движения судна;
 σ_0 — коэффициент нагрузки движительного комплекса при работе с нулевой поступью (на швартовах), равный

$$\sigma_0 = \frac{2P_{e_0}}{\rho v_0^2 V^{3/2}},$$

где P_{e_0} — полезная тяга движительного комплекса при работе на швартовах.

Формула (82,21) написана в предположении, что изменение полезной тяги движительного комплекса в зависимости от скорости хода происходит по линейному закону.

В результате решения уравнения (82,19) с использованием выражений (82,20), (82,21) получим следующую формулу для определения скорости судна на установившейся циркуляции в зависимости от значений v_0 и $\bar{R}_{ц}$:

$$\frac{v_{ц}}{v_0} = \frac{\sigma_0 - 1}{2N} \left[\sqrt{1 + \frac{4N\sigma_0}{(\sigma_0 - 1)^2}} - 1 \right], \quad (82,22)$$

где $N = \frac{2(1 + k_{32})}{\bar{R}_{ц}} \beta + \frac{C_x}{C_{x_0}}$.

Эксперименты и расчеты показывают, что падение скорости хода у различных судов, совершающих установившуюся циркуляцию, зависит в основном от относительного радиуса циркуляции $\bar{R}_{ц}$.

Для практических расчетов падения скорости судна на установившейся циркуляции рекомендуется пользоваться приведенными ниже формулами.

1) Для судов внутреннего плавания:

$$\frac{v_{ц}}{v_0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{k_{ц}}{\bar{R}_{ц}^2}}}, \quad (82,23)$$

Здесь: $k_{ц} = 1,47$ для винтовых судов; $k_{ц} = 3,90$ для колесных судов.

2) Для морских судов:

а) формула Г. А. Фирсова

$$\frac{v_{ц}}{v_0} = \text{th}(0,408\bar{R}_{ц}); \quad (82,24)$$

б) формула К. К. Федяевского

$$\left(\frac{v_{ц}}{v_0}\right)^3 \sin\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{v_{ц}}{v_0}\right) = \frac{5,9}{\bar{R}_{ц}^2} + 1,0. \quad (82,25)$$

Результаты испытаний показывают, что при расположении рулей за винтами величина падения скорости хода судна на циркуляции оказывается несколько большей, чем по расчетным данным.

Влияние основных элементов корпуса и рулей на поворотливость судна. Влияние характеристик теоретического чертежа судна. Увеличение отношения $\frac{L}{B}$ приводит к существенному ухудшению поворотливости судна. При увеличении отношения $\frac{T}{L}$ поворотливость ухудшается незначительно. В случае увеличения отношения $\frac{B}{T}$ поворотливость судна резко возрастает.

Увеличение коэффициента общей полноты δ при неизменных соотношениях главных размерений приводит к улучшению поворотливости. Коэффициент полноты мидель-шпангоута $\beta_{мид}$ практически мало влияет на поворотливость судна. При увеличении коэффициента полноты кормовой части диаметральной плоскости поворотливость судна резко ухудшается. Увеличение кормового подзора приводит к значительному уменьшению диаметра циркуляции.

Поворотливость судна улучшается при дифференте на нос и ухудшается при дифференте на корму. Особенно заметно влияние дифферента на судах, имеющих малое отношение $\frac{T}{L}$. Форма носовой оконечности судна значительно меньше влияет на поворотливость, чем форма кормовой оконечности. Наличие носового подзора приводит к некоторому росту диаметра циркуляции судна.

Влияние площади и расположения диаметра циркуляции судна при малых углах перекадки и к уменьшению его при больших углах перекадки руля. Однако это уменьшение происходит медленнее, чем увеличение площади руля. Расположение руля в струе движителя сопровождается резким уменьшением диаметра циркуляции при больших углах перекадки и некоторым увеличением его в области малых углов перекадки руля.

Влияние струи движителя на эффективность действия руля возрастает с увеличением коэффициента нагрузки движителя. При

полных обводах корпуса влияние попутного потока на эффективность действия руля во многих случаях почти полностью компенсируется влиянием струи винта. Размещение руля в подзоре кормы приводит к увеличению диаметра циркуляции при небольших углах перекадки руля и практически не влияет при максимальных углах перекадки.

С увеличением угла перекадки руля до значений $\alpha = 20 \div 30^\circ$ относительный радиус циркуляции $R_{ц}$ быстро уменьшается. При дальнейшем увеличении этого угла ($\alpha = 35 \div 45^\circ$) падение радиуса $R_{ц}$ становится медленным и при $\alpha > 35 \div 45^\circ$ радиус циркуляции начинает резко возрастать. Установка боковых килей приводит к некоторому увеличению радиуса циркуляции судна.

Влияние скорости хода судна. Результаты экспериментов показывают, что относительный радиус циркуляции $R_{ц}$ и угол дрейфа β в период установившегося движения мало зависят от скорости хода судна. Влияние первоначальной скорости судна начинает проявляться только в тех случаях, когда она достигает значений, соответствующих числам Фруда $Fr = \frac{v_0}{\sqrt{gL}} > 0,25 \div 0,30$, причем с ростом скорости радиус циркуляции несколько увеличивается.

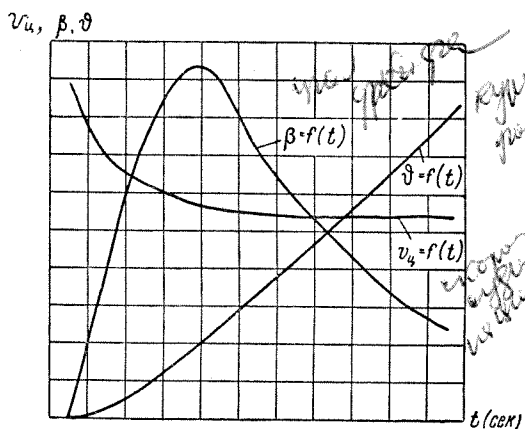


Рис. 186. Кривые изменения элементов циркуляции по данным натурных испытаний толкаемого состава

целью исследование поворотливости судна, обычно проводятся по следующей программе:

I. Запись траектории движения судна (точнее, траектории его диаметральной плоскости) при различных углах перекадки рулей на установившейся циркуляции.

II. Запись параметров, определяющих движение судна при выполнении зигзагообразного маневра рулями.

Определение элементов циркуляции. Результаты обработки материалов испытаний на циркуляции представляются графически

§ 83. Оценка поворотливости судов по результатам натурных испытаний

Программа испытаний. Натурные испытания, имеющие своей

в виде траектории движения центра тяжести судна или состава (см. рис. 184), на которой точками отмечаются положения ЦТ судна в последовательные моменты времени измерения углов пеленгов и курса.

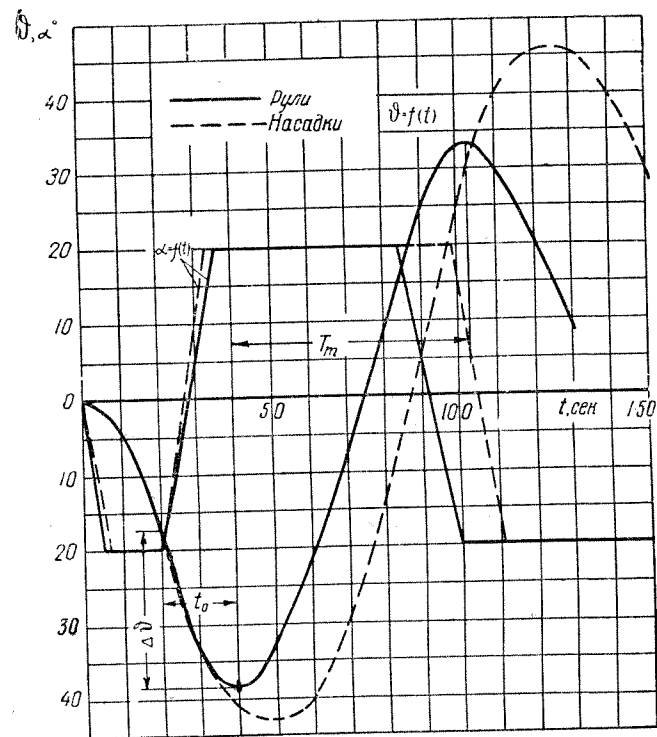


Рис. 187. Основные характеристики зигзагообразного маневра по результатам сравнительных испытаний судов с рулями и с поворотными насадками

В результате дальнейшей обработки циркуляционных кривых могут быть получены графики, показанные на рис. 186 и выражающие изменение угла курса, угла дрейфа и скорости движения центра тяжести судна во времени. По результатам натурных испытаний могут быть построены балансировочные кривые (диаграммы управляемости), показанные на рис. 185.

Зигзагообразный маневр («змейка»). Испытания судна или состава для выполнения этого маневра производится в указанной ниже последовательности (рис. 187).

а) У идущего прямым курсом судна рули перекадываются на заданный угол α_0 на правый борт.

б) В момент, когда изменение угла курса достигнет заданной величины ϑ_0 (обычно $\vartheta_0 \approx 15^\circ$), рули перекадываются на тот же угол α_0 на левый борт.

в) После того как судно повернется в противоположном направлении на угол ϑ_0 по отношению к первоначальному курсу, рули снова перекадываются на заданный угол α_0 на правый борт.

г) Судно возвращается на первоначальный курс после поворота в сторону правого борта на $5-6^\circ$.

Подобные испытания проводятся при углах $\alpha_0 = \pm 10; 20; 30^\circ$. В процессе каждого испытания в зависимости от времени t записываются величины α , ϑ и v .

Результаты испытаний представляются графически в виде смещенных во времени кривых изменения углов $\vartheta = f(t)$ и $\alpha = f(t)$, как это показано на рис. 187. На этих графиках должны быть указаны следующие величины, определяемые при проведении испытаний:

1) время одерживания t_0 , т. е. время, в течение которого угловая скорость судна после начала перекадки рулей с одного борта на другой убывает до нуля;

2) углы поворота судна $\Delta\vartheta$ в первоначальном направлении после перекадки рулей с одного борта на другой;

3) время T_m , протекающее между максимальными отклонениями судна ϑ_m от первоначального курса на правый и левый борт.

Эффективность действия рулей при выполнении судном данного маневра может быть оценена средними величинами скорости одерживания судна $\frac{\Delta\vartheta}{t_0}$ и скорости маневра $\frac{\vartheta_m}{T_m}$.

§ 84. Практический расчет управляемости судна

Схема расчета управляемости судна иллюстрируется с необходимыми пояснениями на численном примере для речного сухогрузного теплохода.

1. Исходные данные.

1. Основные элементы корпуса судна: а) главные размерения — $L = 90,0$ м; $B = 13,0$ м; $T_n = T_k = T = 2,80$ м; б) объемное водоизмещение $V = 2740$ м³; в) абсцисса центра тяжести судна $x_g = -0,28$ м ($x_g > 0$ в нос от миделя), г) коэффициент полноты мидель-шпангоута $\beta_{мид} = 0,999$.

2. Характеристики рулей и рулевого устройства: а) число рулей $n_r = 3$ и их суммарная площадь $\sum S_p = 6,12 \cdot 3 = 18,36$ м²; б) высота пера руля (считая по оси баллера) $h_p = 2,45$ м; в) расстояние оси баллера руля от ЦГ судна по длине $L_k = 45,0$ м; г) угол и время перекадки руля из диаметральной плоскости на борт $\alpha = 35^\circ$; $T_p = 15$ сек.; д) площадь части рулей, которая при угле

перекадки $\alpha = 0^\circ$ располагается вне струи винтов $S'_p = 11,12$ м² и той части площади, которая попадает в струю винтов $S''_p = 7,24$ м² (в предположении о цилиндрической форме струи).

3. Элементы движительного комплекса судна и результаты расчета ходкости судна: а) диаметр гребных винтов, за которым расположены рули, $D = 1,59$ м; б) число винтов $x = 2$; в) расчетная скорость хода судна на прямом курсе $v_0 = 5,55$ м/сек ($Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} = 0,187$); г) сопротивление воды движению судна $R = 8620$ кг и упор винта $P = \frac{R}{2(1-t)} = \frac{P_e}{1-t} = 5500$ кг при расчетной скорости (см. гл. XII).

4. Теоретический чертеж кормовой оконечности и чертеж расположения движительно-рулевого комплекса судна. Эти чертежи используются для определения следующих величин: а) перечисленных выше величин S'_p , S''_p , L_k и h_p ; б) номера i -го теоретического шпангоута, расположенного между шпангоутами U и V-образной формы (см. рис. 180, а), причем в рассматриваемом случае $i = 18$; в) площади f , дополняющей контур подводной части диаметральной плоскости судна до прямоугольника без учета носового подзора (см. рис. 180, б), причем в данном случае $f = 7,5$ м².

II. Вычисление вспомогательных величин.

1. Коэффициент попутного потока ψ_1 в сечении, где расположен центр давления руля, определяется в соответствии с рекомендациями § 76. Для нашего случая принимаем $\psi_1 = 0$.

2. Коэффициент влияния корпуса κ на угол дрейфа в месте расположения рулей согласно указаниям § 76 принимаем $\kappa = 0,6$.

3. Дифферент судна:

а) начальный по формуле

$$\Delta_1 = \frac{T_k - T_n}{L} = 0;$$

б) ходовой — по графику рис. 181

$$\Delta_2 = f \left(Fr, \frac{x_g}{L} \right) = 0.$$

4. Приведенный коэффициент полноты площади диаметральной плоскости σ вычисляется по формуле (75,21)

$$\sigma = 1 - \frac{5}{20-i} \cdot \frac{f}{LT} + \frac{0,03(\Delta_1 + \Delta_2)L^3}{L_k T} = 0,926.$$

Приведенная площадь подводной части диаметральной плоскости получается равной

$$S_0 = \sigma LT = 233 \text{ м}^2.$$

5. Угловой коэффициент кривой подъемной силы определяем по формуле (76,20)

$$\mu = c \frac{2\pi}{1 + \frac{2S_p}{h_p^2}} = 1,75,$$

где $c = 0,85$ — множитель, определяемый по графику рис. 182.

6. Коэффициенты позиционных гидромеханических характеристик корпуса C_1 , C_2 и C'_{m_3} определяются по номограммам, приведенным на рис. 178 и 179

$$C_1 = 0,05; C_2 = 0,65; C'_{m_3} = 0,066.$$

Вращательная производная момента определяется по формуле (75,28)

$$C'_{m_\omega} = \frac{1}{10} (\sigma - 0,417) = 0,051.$$

7. Средняя скорость протекания воды к рулю при отсутствии винта определяется по формуле (76,4)

$$v_p = v_0 (1 - \psi_1) = 5,55 \text{ м/сек.}$$

8. Коэффициент нагрузки гребного винта по упору (см. § 30) вычисляем согласно указаниям к формуле (76,5)

$$\sigma_p = \frac{8P}{\rho v_p^2 \pi D^2} = 1,77.$$

9. Относительная величина вызванной скорости винта определяется по формуле (76,5)

$$\frac{\omega_a}{v_p} = \sqrt{1 + \sigma_p} - 1 = 0,665.$$

Относительная величина средней скорости обтекания руля струей винта принимается на основании формулы (76,2)

$$\frac{v_s}{v_p} = 1 + \frac{\omega_a}{v_p} = \sqrt{1 + \sigma_p} = 1,665.$$

10. Приведенная площадь рулей вычисляется по формуле (76,17)

$$S_{II} = S'_p + S''_p \left(\frac{v_s}{v_p} \right)^2 = 31,1 \text{ м}^2.$$

11. Приведенный коэффициент влияния корпуса и винта на руль определяется из соотношения (76,19)

$$x_{II} = \frac{x \left[S'_p + S''_p \frac{v_s}{v_p} \right]}{S_{II}} = 0,446.$$

12. Коэффициенты k_{11} , k_{22} , k_{66} присоединенных масс определяются по графикам рис. 176 с учетом замечаний, приведенных в § 75, и получаются равными

$$k_{11} = 0,02; k_{22} = 0,42; k_{66} = 0,37.$$

III. Расчет коэффициентов основного уравнения управляемости.

1. По формулам (77,7) вычисляем коэффициенты L_{11} , L_{22} , L_{66}

$$L_{11} = \frac{L}{2V^{1/3}(1 + k_{11})} = 3,15;$$

$$L_{22} = \frac{L}{2V^{1/3}(1 + k_{22})} = 2,26; L_{66} = \frac{\rho v L}{2I_{zz}(1 + k_{66})} = 7,14,$$

где $I_{zz} = \rho I_0 = \frac{\rho V}{20} (L^2 + B^2)$ — момент инерции массы судна относительно вертикальной оси, вычисляемый на основании формулы (75,4).

2. По соответствующим формулам (77,8) определяются следующие коэффициенты:

$$q_{21} = \frac{L_{22}}{V^{2/3}} (C_1 S_0 + \mu x_{II} S_{II}) = 0,415;$$

$$r_{21} = \frac{L_{22}}{V^{2/3}} \left(\mu x_{II} S_{II} \varepsilon_K - \frac{V^{2/3}}{L_{11}} \right) = -0,578;$$

$$q_{31} = -\frac{L_{66} L}{V} (C'_{m_3} S_0 - \mu x_{II} S_{II} \varepsilon_K) = -0,750;$$

$$r_{31} = \frac{L_{66} L}{V} (-\mu x_{II} S_{II} \varepsilon_K^2 + C'_{m_\omega} S_0) = 4,21;$$

$$s_{21} = -\mu S_{II} \frac{L_{22}}{V^{2/3}} = -0,630; s_{31} = -\mu S_{II} \varepsilon_K \frac{L_{66} L}{V} = -6,36;$$

$$h_1 = C_2 S_0 \frac{L_{22}}{V^{2/3}} = 1,75.$$

По формулам (77,10) вычисляются величины

$$2p = q_{21} + r_{31} = 4,625; q = q_{21} r_{31} - q_{31} - r_{21} = 1,31;$$

$$s_0 = r_{31} s_{21} - r_{21} s_{31} = -6,33.$$

Так как $q > 0$, то судно является асимптотически устойчивым против возмущений угла дрейфа.

IV. Определение элементов установившейся циркуляции судна.

1. Определяем угол дрейфа на установившейся циркуляции при заданном угле перекаладки руля α_0 , используя формулу (82,2)

$$\beta_0 = \frac{-q + \sqrt{q^2 - 4h_1 r_{31} s_{31} \alpha_0}}{2h_1 r_{31}} = \frac{-1,31 + \sqrt{1,71 + 186,5\alpha_0}}{14,78}. \quad (84,1)$$

2. Определяем относительный радиус установившейся циркуляции, используя второе уравнение (82,1)

$$\bar{R}_u = \frac{R_u}{L} = -\frac{r_{31}}{q_{31}\beta_0 + s_{31}\alpha_0} = \frac{4,21}{0,75\beta_0 + 6,36\alpha_0}. \quad (84,2)$$

3. Вычисляем скорость судна на установившейся циркуляции по формуле (82,23)

$$\frac{v_u}{v_0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{k_u}{\bar{R}_u^2}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1,47}{\bar{R}_u^2}}}, \quad (84,3)$$

где $k_u = 1,47$ для винтовых судов.

Результаты расчета величин β_0 , \bar{R}_u , $\frac{v_u}{v_0}$ представлены в табл. 57.

V. Исследование движения судна в эволюционном периоде циркуляции.

1. Закон перекаладки руля принимаем в виде (81,3)

$$\alpha = \alpha_0 (1 - e^{-k\tau}).$$

Здесь:

k — коэффициент, зависящий от времени перекаладки руля T_p на угол α_0 , причем

$$k = \frac{2}{\tau_p} = 2,16, \text{ где } \tau_p = \frac{T_p v_0}{L} = 0,925.$$

При мгновенной перекаладке руля $k \rightarrow \infty$.

2. По формулам (81,22) определяем величины

$$p_1 = p + h_1 \beta_0 = 3,43; \quad q_1 = q + 2h_1 r_{31} \beta_0 = 10,71.$$

3. Корни характеристического уравнения (81,23) находим по формулам (81,24)

$$\gamma_{1,2} = -p_1 \pm \sqrt{p_1^2 - q_1}; \quad \gamma_1 = -2,38; \quad \gamma_2 = -4,48.$$

Таблица 57

Результаты расчета элементов установившейся циркуляции судна

$L = 90 \text{ м}; V = 2740 \text{ м}^3; v_0 = 5,55 \text{ м/сек}; q = 1,31;$ $s_0 = -6,33; r_{31} = 4,21; q_{31} = -0,75; s_{31} = -6,36; h_1 = 1,75$									
1	α_0° (задается)	град	5	10	15	20	25	30	35
2	$\alpha_0 = \frac{\alpha_0^{\circ}}{57,3}$	—	0,087	0,175	0,262	0,349	0,436	0,524	0,611
3	β_0 По формуле (84,1)	—	0,198	0,307	0,391	0,464	0,530	0,586	0,637
4	$\beta_0^{\circ} = \beta_0 \cdot 57,3$	град	11,3	17,6	22,4	26,6	30,4	33,6	36,5
5	$\bar{R}_u = \frac{R_u}{L}$ По формуле (84,2)	—	6,00	3,14	2,15	1,64	1,33	1,12	0,964
6	$D_u = 2 \bar{R}_u L$	м	1080	565	387	295	240	202	173
7	$\frac{v_u}{v_0}$ По формуле (84,3)	—	0,98	0,93	0,87	0,80	0,70	0,68	0,62
8	$v_u = \left(\frac{v_u}{v_0}\right) v_0$	м/сек	5,44	5,16	4,83	4,44	3,88	3,72	3,44

Дальнейший расчет производим для двух случаев: а) мгновенная перекаладка руля и б) перекаладка руля за время $T_p = 15$ сек.

А. Мгновенная перекаладка руля на угол $\alpha_0 = 35^{\circ}$.

1. По формулам (81,29) определяем следующие величины:

$$L'_1 = \frac{-s_{31}\alpha_0 + \gamma_2\beta_0}{\gamma_1 - \gamma_2} = -1,175; \quad L'_2 = \frac{-s_{21}\alpha_0 + \gamma_1\beta_0}{\gamma_2 - \gamma_1} = 0,539.$$

2. Задаемся рядом значений текущего безразмерного времени τ и вычисляем угол дрейфа по формуле (81,28)

$$\beta = \beta_0 + L'_1 e^{\gamma_1 \tau} + L'_2 e^{\gamma_2 \tau}, \quad (84,4)$$

где $\beta_0 = 0,637$.

3. Безразмерная угловая скорость определяется в соответствии с формулой (81,30)

$$\bar{\omega} = -\frac{1}{r_{21}} [L'_1 \gamma_1 e^{\gamma_1 \tau} + L'_2 \gamma_2 e^{\gamma_2 \tau} + q_{21} \beta + s_{21} \alpha_0 + h_1 \beta^2]. \quad (84,5)$$

4. Угол курса вычисляется по формуле (81,27)

$$\vartheta = \int_0^{\tau} \bar{\omega} d\tau. \quad (84,6)$$

5. Угол скорости находится из соотношения (81,10)

$$\varphi = \vartheta - \beta. \quad (84,7)$$

Результаты расчета указанных величин приведены в табл. 58.

Таблица 58

Результаты расчета элементов движения судна в эволюционном периоде циркуляции (при мгновенной переключке руля)

$\alpha_0 = 0,611 (35^\circ); T_p \rightarrow 0 (k \rightarrow \infty); p_1 = 3,43; q_1 = 10,71; \gamma_1 = -2,38;$ $\gamma_2 = -4,48; L'_1 = -1,175; L'_2 = 0,539; \beta_0 = 0,637; r_{21} = -0,578;$ $q_{21} = 0,415; s_{21} = -0,630; h_1 = 1,75$								
1	τ (задается)	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
2	β По формуле (84,4)	0,336	0,536	0,606	0,628	0,637	0,637	0,637
3	$\frac{\beta}{\alpha_0}$	0,550	0,877	0,992	1,025	1,04	1,04	1,04
4	$\bar{\omega}$ По формуле (84,5)	0,95	0,99	1,01	1,016	1,02	1,02	1,02
5	$\frac{\bar{\omega}}{\alpha_0}$	1,55	1,62	1,65	1,65	1,67	1,67	1,67
6	ϑ По формуле (84,6)	0,237	0,723	1,22	1,73	2,75	3,76	4,79
7	$\frac{\vartheta}{\alpha_0}$	0,388	1,18	2,00	2,83	4,50	6,15	7,85
8	$\varphi = \vartheta - \beta$ По формуле (84,7)	-0,099	0,187	0,614	1,102	2,11	3,12	4,15
9	$\frac{\varphi}{\alpha_0}$	-0,162	0,306	1,00	1,80	3,46	5,11	6,81

Б. Переключка руля на угол $\alpha_0 = 35^\circ$ за время $T_p = 15$ сек.

1. По формуле (81,17) определяем величину

$$m_1 = s_0 \alpha_0 - k s_{21} \alpha_0 = -3,03,$$

где $k = 2,16$.

2. Вычисляем величины L_1 и L_2 по формулам (81,25)

$$L_1 = -\frac{1}{\gamma_2 - \gamma_1} \left[\gamma_2 \beta_0 + \frac{m_1}{\gamma_1 + k} \right] = 5,20;$$

$$L_2 = \frac{1}{\gamma_2 - \gamma_1} \left[\gamma_1 \beta_0 + \frac{m_1}{\gamma_2 + k} \right] = 0,10.$$

3. Угол дрейфа определяется по формуле (81,23)

$$\beta = \beta_0 + L_1 e^{\gamma_1 \tau} + L_2 e^{\gamma_2 \tau} + \frac{m_1 e^{-k\tau}}{(\gamma_1 + k)(\gamma_2 + k)}, \quad (84,8)$$

где $\beta_0 = 0,637$.

Таблица 59

Результаты расчета элементов движения судна в эволюционном периоде циркуляции (при переключке руля за время $T_p = 15$ сек.)

$\alpha_0 = 0,611 (35^\circ); k = 2,16; m_1 = -3,03; \gamma_1 = -2,38; \gamma_2 = -4,48;$ $L_1 = 5,20; L_2 = 0,10; \beta_0 = 0,637; r_{21} = -0,578; q_{21} = 0,415;$ $s_{21} = -0,631; h_1 = 1,75$								
1	τ (задается)	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
2	β По формуле (84,8)	0,227	0,425	0,547	0,602	0,622	0,637	0,637
3	$\frac{\beta}{\alpha_0}$	0,372	0,695	0,895	0,985	1,02	1,04	1,04
4	$\bar{\omega}$ По формуле (84,9)	0,822	0,890	0,950	0,990	1,015	1,02	1,02
5	$\frac{\bar{\omega}}{\alpha_0}$	1,34	1,46	1,55	1,62	1,66	1,67	1,67
6	ϑ По формуле (84,6)	0,205	0,634	1,095	1,58	2,59	3,61	4,61
7	$\frac{\vartheta}{\alpha_0}$	0,335	1,037	1,79	2,58	4,24	5,90	7,54
8	$\varphi = \vartheta - \beta$ По формуле (84,7)	-0,022	0,209	0,548	0,978	1,97	2,97	3,97
9	$\frac{\varphi}{\alpha_0}$	-0,036	0,342	0,897	1,60	3,22	4,86	6,50

4. Безразмерная угловая скорость $\bar{\omega}$ определяется в соответствии с формулой (81,26)

$$\bar{\omega} = -\frac{1}{r_{21}} \left[L_1 \gamma_1 e^{\gamma_1 \tau} + L_2 \gamma_2 e^{\gamma_2 \tau} - \frac{m_1 k}{(\gamma_1 + k)(\gamma_2 + k)} e^{-k\tau} + q_{21} \beta + s_{21} \alpha_0 (1 - e^{-k\tau}) + h_1 \beta^2 \right]. \quad (84,9)$$

Результаты расчета величин β , $\bar{\omega}$, θ и φ приведены в табл. 59.

Окончательные результаты расчета представляются графически в виде кривой, изображающей траекторию ЦТ судна на циркуляции (по типу рис. 185).

ГЛАВА XX

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДОВ

§ 85. Классификация судов по признаку управляемости. Особенности управляемости на заднем ходу

Принцип классификации судов. В теоретическом отношении управляемость судна можно считать обеспеченной, если диаметр установившейся циркуляции не превышает заданной величины и судно обладает автоматической устойчивостью на прямом курсе. Практически же суда являются автоматически неустойчивыми на прямом курсе, и для выравнивания судна, зарыскнувшего от случайных причин, необходимо переключать руль в сторону противоположного борта на некоторый угол, называемый критическим углом переключки руля.

Этот угол переключки руля α_k , определяемый по формуле (82,9), может быть принят как критерий управляемости судна. Чем меньше значение $|\alpha_k|$, тем лучше управляемость судна. В том случае, когда критический угол меньше максимального угла переключки руля ($\alpha_k < \alpha_{\max}$) судно будет управляемо, поскольку оно всегда сможет изменить направление вращения.

Ниже приводится классификация судов по признаку управляемости, предложенная Р. Я. Першицем и А. Ш. Афремовым.

Судно называется полностью управляемым, если оно способно выходить из установившейся циркуляции при условии, что критический угол переключки руля α_k меньше угла, при котором наступает срыв потока с руля или максимального угла переключки.

На переднем ходу переключка руля с прямого курса всегда приводит к повороту судна в сторону переключки руля. В условиях заднего хода переключка руля с прямого курса может привести как к повороту судна в сторону переключки руля, так и в противоположную сторону.

Способность судна поворачивать с прямого курса в сторону переключки руля называется частичной управляемостью. Частично управляемые судна не способны выходить из установившейся

циркуляции с помощью руля. В условиях переднего хода все суда имеют частичную управляемость, и увеличение угла перекадки руля всегда приводит к уменьшению радиуса циркуляции судна.

В условиях заднего хода возможен случай, когда увеличение перекадки руля приводит к возрастанию радиуса циркуляции. Это явление имеет место тогда, когда при перекадке руля на один борт судно совершает циркуляцию на противоположный борт. Способность судна поворачивать с прямого курса в сторону, противоположную перекадке руля, называется обратной управляемостью.

Неуправляемыми являются суда, которые не способны выйти из установившейся циркуляции и обладают обратной управляемостью.

Для выхода неустойчивого на прямом курсе судна из установившейся циркуляции необходимо переложить руль на противоположный борт на угол $\alpha \gg |\alpha_k|$. Изменение направления вращения произойдет тогда, когда радиус кривизны $\bar{R}_ц$ траектории движения центра тяжести судна станет равным критическому значению радиуса циркуляции $\bar{R}_к$, определяемому по формуле (82,10), а угол дрейфа β уменьшится до критического значения угла дрейфа β_k , соответствующего формуле (82,8).

Приведенные выше рассуждения справедливы для случая движения судна в условиях тихой воды. При плавании в условиях реального волнения на судно действуют случайные возмущающие силы и моменты, которые заставляют его непрерывно отклоняться от курса — рыскать. Рыскание судна характеризуется углом рыскания, равным углу между заданным и отклоненным курсом судна, а также периодом рыскания, определяющим время, в течение которого судно совершает два полных размаха (в сторону правого и левого борта). Между углом рыскания ϑ_p и углом дрейфа β установлена эмпирическая связь $\beta = k \vartheta_p$, где $k \approx 0,6$. Угол и период рыскания зависят от силы волнения, эффективности действия руля и закона управления им. Рыскание на попутном волнении приводит к резкому ухудшению управляемости судна на заданном курсе. Особенно опасными являются те попутные волны, которые имеют скорость бега, примерно равную скорости хода судна, так как продолжительность действия каждой из таких волн относительно велика.

Особенности управляемости судов на заднем ходу. Практика эксплуатации судов позволяет сделать вывод о том, что на заднем ходу суда значительно хуже реагируют на перекадку руля, чем на переднем ходу, и во многих случаях почти не управляются даже в условиях тихой воды. Резкое отличие в управляемости судна на переднем и заднем ходу объясняется следующими основными причинами:

- 1) разницей в размещении по длине корпуса точки приложения силы, действующей на руль и вызывающей поворот судна;
- 2) возрастанием момента рыскания судна при заднем ходе вследствие перемещения центра гидромеханических сил в корму и увеличения силы дрейфа;
- 3) снижением эффективности действия рулей при работе их в условиях заднего хода.

Характер сил, действующих на руль при внезапной перекадке его у судна, которое движется прямым курсом, в условиях переднего и заднего хода показан на рис. 188. При переднем ходе (рис. 188, а) поворот судна совершается под действием суммы моментов, возникающих на руле и корпусе судна. При внезапной перекадке руля на правый борт при заднем ходе (рис. 188, б) судно начинает поворачиваться вправо и появляется дрейф в сторону правого борта. Это приводит к уменьшению угла атаки и к снижению эффективности действия руля.

Направление момента сил, действующих на судно, будет зависеть от знака суммарного угла дрейфа корпуса судна.

В начальный момент мгновенной перекадки руля при заднем ходе судна подъемные силы корпуса и руля направлены противоположно и приложены в корму от ЦТ судна, вследствие чего судно поворачивается под действием разности моментов, возникающих на корпусе и руле (рис. 188, а). Наоборот, при циркуляции судна в условиях заднего хода подъемные силы корпуса и руля направлены в одну сторону (рис. 188, б).

Особенности управляемости судна в условиях заднего хода были подробно рассмотрены Р. Я. Першицем и А. Ш. Афремовым, которые получили приведенные ниже основные выводы.

1. При определенных соотношениях гидродинамических характеристик судно может обладать в условиях заднего хода обратной управляемостью.

2. Управляемость судна на заднем ходу может быть оценена по величине критического угла перекадки руля α_k , необходимого для вывода судна из установившейся циркуляции. Для управляемого

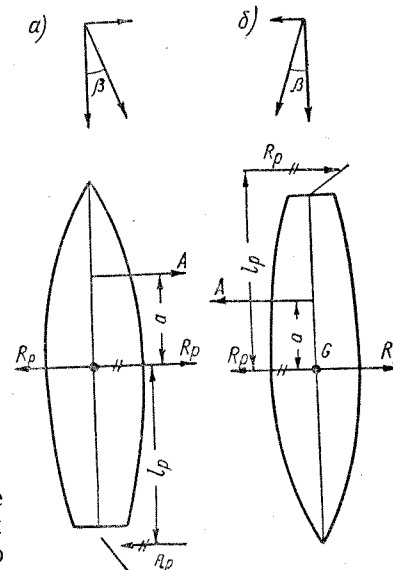


Рис. 188. Силы, действующие на судно на переднем (а) и заднем (б) ходу

судна этот угол не должен превышать угла срыва потока с пера руля, обращенного задней кромкой вперед. При одинаковых гидромеханических характеристиках корпуса угол α_k при заднем ходе всегда значительно больше этого же угла при переднем ходе.

3. Из-за расположения руля в корме устойчивость судна на прямом курсе заднего хода хуже, чем на переднем ходу.

4. Управляемость судна на заднем ходу в значительной степени зависит от внешних воздействий на судно (ветра, волнения). Особенно опасен в этом отношении попутный ветер и вызываемое им волнение.

5. Для улучшения управляемости судна на заднем ходу необходимо использовать более эффективные по сравнению с рулями устройства: поворотные направляющие насадки, активные рули, крыльчатые движители, подруливающие устройства.

Однако мероприятия, которые могут быть использованы для улучшения управляемости судна на заднем ходу, не всегда ведут к улучшению устойчивости на прямом курсе. Так, увеличение площади руля, уменьшая критический угол перекадки, одновременно ухудшает устойчивость на прямом курсе при заднем ходе. Уменьшение полноты диаметральной плоскости в кормовой части приводит к одновременному улучшению устойчивости на прямом курсе и поворотливости в условиях заднего хода.

Уравнения управляемости судна на заднем ходу по форме не отличаются от уравнений для переднего хода. При использовании этих уравнений для случая заднего хода в них необходимо подставлять значения сил и моментов, действующих на судно и руль при заднем ходе, и учитывать, что боковая сила руля при этих условиях является отрицательной. Изменение направления боковой силы руля приводит к тому, что знак двух последних членов уравнения управляемости (77,9) изменяется на противоположный по сравнению с их знаком для случая переднего хода.

§ 86. Особенности управляемости буксируемого состава судов

Устойчивость движения буксируемого судна. Ниже рассматриваются основные особенности устойчивости на курсе системы буксир—баржа, полученные на основании результатов экспериментально-теоретических исследований, выполненных в работах б. ЦНИИ речного флота.

1. Устойчивость движения несамоходного судна зависит в основном от формы обводов корпуса, размеров рулей, их расположения, а также от условий счала буксирующего и буксируемого судов (длины троса, места его закрепления на барже). Буксируемые несамоходные суда при движении с рулями, закрепленными параллельно диаметральной плоскости, в большинстве случаев являются

неустойчивыми на курсе, так как центр гидромеханических сил (центр давления) обычно смещен у них в нос от центра тяжести судна. Поэтому для обеспечения устойчивого движения баржи на курсе за буксиром необходима непрерывная работа рулями. Наиболее устойчивыми на курсе являются баржи с клиновидной формой обводов в оконечностях, наименее устойчивыми — баржи с ложкообразными обводами.

2. Эффективным средством повышения устойчивости судна на курсе при переднем ходе является установка в корме специальных стабилизаторов в виде пластин (плавников), выполняющих роль кормового дейвуда. Увеличение площади рулей за счет увеличения их числа или удлинения, как и смещение точки закрепления троса в нос, уменьшает неустойчивость буксируемого судна на курсе. Разнос рулей к бортам мало влияет на положение центра давления по длине судна.

3. При очень большой длине буксирного троса движение буксируемого судна с неподвижными рулями может быть либо неустойчивым на курсе, либо неасимптотически устойчивым. Неасимптотическая устойчивость проявляется в том, что угол курса и ордината колебаний ЦТ буксируемого судна со временем затухают не до нуля, а до некоторых остаточных значений, которые характеризуют новый установившийся режим движения системы буксир — баржа.

Движение буксируемого судна с авторулевым. Установка на несамоходном судне авторулевого, который без запаздывания реагирует на изменения угла курса ϑ и имеет передаточное число $\epsilon = -\frac{\alpha}{\vartheta}$, обеспечивает устойчивое движение баржи за рыскающим буксиром и при ходе по извилистому фарватеру.

Передаточное число авторулевого существенно зависит от типа обводов корпуса, размеров и числа рулей баржи. Минимальная величина ϵ определяется из условия обеспечения устойчивого движения буксируемого судна. Наиболее простое выражение для этой величины получается, если исследовать устойчивость движения несамоходного судна на курсе при следующих предположениях:

а) движение ведущего конца буксирного троса происходит по прямой линии, расположенной на линии курса;

б) рассматривается только вращательное движение судна относительно его ЦТ в системе координат, связанных с судном.

Дифференциальное уравнение возмущенного движения баржи с авторулевым в этом случае имеет вид

$$\frac{d^2\vartheta}{d\tau^2} + 2p \frac{d\vartheta}{d\tau} + \left(q + \epsilon \frac{C'_{m_a}}{L_{0a}} \right) \vartheta = 0. \quad (86,1)$$

Здесь обозначено:

$$\left. \begin{aligned} 2p &= \frac{L_K}{L} \cdot \frac{1}{L_{66}} \zeta_m; \\ \zeta_m &= 2\mu \frac{L}{L_K} \left[(k_{22} - k_{11}) - \frac{C'_{m3}}{2} \right] + C'_{m2}; \\ L_{66} &= \frac{L^2 m}{2(I_{zz} + \lambda_{66})} = \frac{L^2}{2r^2 \left(1 + k_{66} \frac{r_0^2}{r^2} \right)}; \\ q &= \frac{1}{L_{66}} \left[C_{\omega_0} \frac{H_6}{V^{1/3}} \left(1 + \frac{H_6}{L_6} \right) - C'_{m3} \right], \end{aligned} \right\} (86,2)$$

где L_K — расстояние от центра давления воды на руль до ЦТ судна;

H_6 — расстояние от ЦТ судна до точки закрепления троса на барже;

L_6 — длина буксирного троса;

r и r_0 — соответственно радиусы инерции массы и подводного объема судна относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ судна.

Условие устойчивости движения при наличии авторулевого будет иметь вид

$$q + \varepsilon \frac{C'_{m2}}{L_{66}} > 0 \quad (86,3)$$

или, иначе

$$C_{\omega_0} \frac{H_6}{V^{1/3}} \left(1 + \frac{H_6}{L_6} \right) - C'_{m3} + \varepsilon C'_{m2} > 0. \quad (86,4)$$

Из этого условия можно найти минимальное передаточное число авторулевого, равное

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{C'_{m2}} \left[C'_{m3} - C_{\omega_0} \frac{H_6}{V^{1/3}} \left(1 + \frac{H_6}{L_6} \right) \right] \quad (86,5)$$

Для обеспечения устойчивого движения судна необходимо выполнение условия $\varepsilon > \varepsilon_0$. Чтобы определить порядок величины ε_0 в зависимости от формы обводов судна, числа и расположения рулей, можно воспользоваться результатами обдувки моделей трех барж ($L \times B \times T = 85,0 \times 13,0 \times 2,9$ м; $V = 2860$ м³ в натуре), опубликованными В. М. Лаврентьевым.

Одна модель (№ 1) имела клинообразную форму обводов в оконечностях, наклонный форштевень, вертикальный ахтерштевень,

и испытывалась с пластинчатым рулем. Две другие модели (№ 2 и № 3), первая из которых имела симметричные санообразные обводы в оконечностях, а вторая — ложкообразные обводы в носу и обводы типа плоская ложка в корме, испытывались с балансирными рулями обтекаемой формы (коэффициент компенсации 0,27 — 0,28). Помимо рулей нормальной площади (по правилам Регистра), на всех моделях устанавливались также рули, имеющие уменьшенную и увеличенную по сравнению с нормальной площадь.

Основные характеристики начальной управляемости испытанных моделей приведены в табл. 60. Здесь же даны значения коэффициента центра давления, принятого в виде

$$\bar{l}_c = \frac{l_c}{V^{1/3}} = \frac{C'_{m3}}{C_{\omega_0} + C'_{a3}}, \quad (86,6)$$

где l_c — расстояние центра давления от ЦТ судна ($l_c > 0$ — в нос от ЦТ).

Таблица 60

Коэффициенты позиционных сил и момента для несамходных судов

Варианты моделей		$\frac{S_p}{LT}, \%$	C_{ω_0}	C'_{a3}	C'_{m3}	C'_{a2}	C'_{m2}	\bar{l}_c
Модель № 1	Без руля	—	0,062	0,485	0,620	—	—	1,14
	С одним рулем	7,4	0,062	0,508	0,404	-0,158	0,463	0,71
	То же	5,7	0,062	0,481	0,455	-0,106	0,349	0,84
	То же	8,5	0,063	0,548	0,341	-0,172	0,630	0,56
Модель № 2	Без рулей	—	0,054	0,338	0,545	—	—	1,39
	С одним рулем	3,7	0,043	0,401	0,625	-0,046	0,189	1,41
	С двумя рулями	7,4	0,043	0,407	0,574	-0,081	0,257	1,28
	То же	5,8	0,042	0,424	0,617	-0,057	0,229	1,32
	То же	9,8	0,045	0,430	0,550	-0,114	0,309	1,16
	То же с разном к борту	7,4	0,043	0,459	0,580	-0,093	0,355	1,15
Модель № 3	С тремя рулями	11,1	0,046	0,452	0,565	-0,093	0,280	1,14
	То же с разном крайних рулей к бортам	11,1	0,047	0,458	0,510	-0,140	0,418	1,01
Модель № 3	Без руля	—	0,048	0,425	0,753	—	—	1,59
	С одним рулем	3,7	0,048	0,355	0,688	-0,057	0,080	1,71
	То же	2,9	0,049	0,353	0,717	-0,032	0,103	1,78
	С двумя рулями	7,4	0,050	0,372	0,683	-0,046	0,166	1,62
	То же	11,1	0,051	0,378	0,645	-0,079	0,229	1,51
	То же с разном к бортам	7,4	0,050	0,382	0,665	-0,048	0,217	1,54

Для случая швартовного режима поперечная сила определяется по формуле

$$Y_{H_0} = P_{H_0} k_0 \operatorname{tg} \alpha, \quad (87,6)$$

где P_{H_0} — упор комплекса при $\alpha = 0$ для случая, когда $v_0 = 0$ (на швартовах).

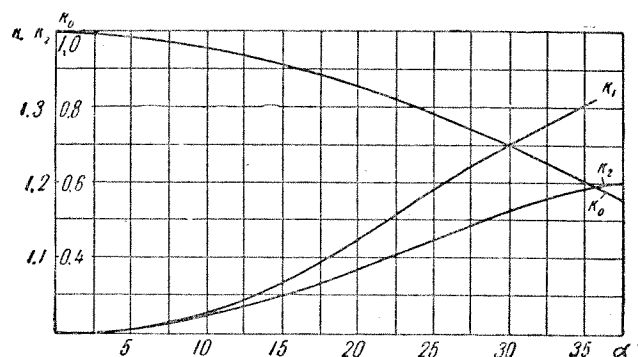


Рис. 190. Коэффициенты, учитывающие влияние угла перекладки насадки на нагрузку и на вращающий момент гребного винта

На рис. 191 приведены графики для расчета гидромеханических сил, действующих на поворотную насадку. Графики предложены В. Н. Шушкиным на основе обработки материалов испытаний серии моделей насадок в циркуляционном лотке. На графиках представлено изменение величин коэффициентов C_y , C_N , C_p и $C_{m\sigma}$ в зависимости от угла перекладки насадки α для поворотных насадок с обычными элементами ($\frac{l_H}{D} = 0,8$; $\alpha_e = 1,30 \div 1,35$; $\beta_a = 1,10 \div 1,12$).

Здесь приняты следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} C_y &= \frac{2Y_H}{\rho v_p^2 F_p}; & C_N &= \frac{2N}{\rho v_p^2 F_p}; \\ C_p &= \frac{2Q}{\rho v_p^2 F_p} = \frac{l_p}{l_H}; & C_{m\sigma} &= \frac{2M_H}{\rho v_p^2 F_p l_a} = \left(\frac{l_a}{l_H} - C_p \right) C_N, \end{aligned} \right\} (87,7)$$

где

Y_H , N , Q — поперечная, нормальная и суммарная силы насадки;
 v_p — расчетная скорость винта в насадке (см. § 64);

$M_H = (l_a - l_p)N$ — крутящий момент на баллере насадки;

l_H — длина насадки;

l_a — ордината оси баллера от передней кромки насадки;

l_p — ордината центра приложения гидромеханической силы от передней кромки насадки.

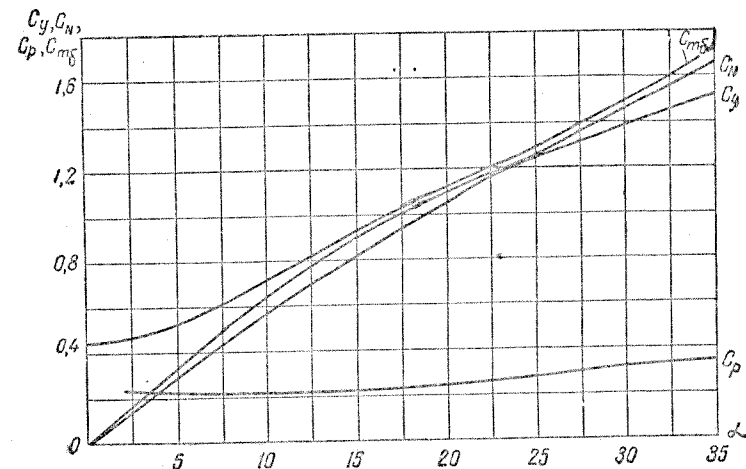


Рис. 191. Коэффициенты гидромеханических сил и момента поворотной насадки

Схема расчета гидромеханических характеристик поворотной насадки с использованием кривых, изображенных на рис. 191, приведена в табл. 61.

Удвоение момента на баллере $M_{H_{расч}} = 2M_H$ (см. табл. 61) принято В. Н. Шушкиным с целью обеспечения нормальной работы рулевой машины на динамических режимах.

Особенности управляемости судов с поворотными насадками. Как рулевой орган, поворотная направляющая насадка обладает перечисленными ниже особенностями, отличающими ее действие от действия руля.

1. Поворотная насадка реагирует на угол дрейфа судна в меньшей степени, чем руль.

2. Поперечная сила насадки зависит от режима работы двигателя и падает с уменьшением коэффициента нагрузки и числа оборотов винтов.

Указанные выше отличительные свойства работы поворотных насадок определяют следующие характерные особенности управляемости судов, оборудованных такими насадками.

Т а б л и ц а 61

Расчет гидромеханических характеристик поворотной направляющей насадки

$F_p = \dots \text{ м}^2; v_p = \dots \text{ м/сек}; l_n = \dots \text{ м}; l_\alpha = \dots \text{ м}$					
1	α° (задаем)	град.	5°	10°	15°
2	C_y } C_N } C_p } По рис. 191	—			
3		—			
4		—			
5	$C_{m_\delta} = \left(\frac{l_\alpha}{l_n} - C_p \right) C_N$	—			
6	$Y_n = C_y \frac{\rho v_p^2}{2} F_p$	кг			
7	$M_n = C_{m_\delta} \frac{\rho v_p^2}{2} F_p l_\alpha$	кгм			
8	$M_{нрасч} = 2M_n$	кгм			

1. Поворотливость судна с поворотными насадками значительно превосходит поворотливость однотипных судов с рулями. При выходе на циркуляцию и появлении угла дрейфа поперечная сила руля может упасть до нуля, в то время как рулевая сила поворотной насадки падает при этом незначительно и действует в течение времени маневра. Вследствие этого диаметры циркуляции у судов с поворотными насадками, как правило, в 1,5—2,0 раза меньше, а угловые скорости поворота соответственно больше, чем у однотипных судов с рулями.

2. В отличие от судов с рулями, большинство судов с поворотными насадками обладает удовлетворительной управляемостью на заднем ходу. Большие местные углы дрейфа, возникающие при рыскании судна в условиях заднего хода, практически парализуют действие рулей. В то же время эти углы дрейфа оказывают ограниченное воздействие на работу поворотной насадки, величина рулевой силы которой остается все время достаточной для преодоления противодействующего момента рыскания.

3. Выход судна с поворотными насадками из циркуляции происходит медленнее, чем у однотипных судов с рулями. Это объясняется тем, что при выходе судов с рулями из циркуляции увеличение эффективного угла атаки руля значительно больше, чем у однотипных судов с поворотными насадками.

4. Поворотные насадки оказывают меньшее стабилизирующее действие, чем рули у однотипных судов, вследствие чего насадки во многих случаях являются недостаточно эффективными, чтобы обеспечить устойчивость на курсе судов с обычными обводами кормы.

Обеспечение необходимой устойчивости судна на курсе с поворотными насадками может быть достигнуто за счет специальных мероприятий; рациональный выбор обводов судна, увеличение площади ДП в корме, установка стабилизаторов на насадках, оборудование судна дополнительным рулем и т. д.

5. При ходе судна по инерции или при снижении числа оборотов гребных винтов (до установления нового режима движения на курсе) рулевая сила поворотных насадок, как правило, не может обеспечить необходимой поворотливости, и судно, особенно в стесненных условиях фарватера, практически становится неуправляемым.

Для сохранения управляемости при ходе судна по инерции на насадках устанавливаются стабилизаторы с концевыми шайбами, а также радиальные ребра на внешней поверхности насадки. Для двухвальных судов может оказаться целесообразной установка среднего дополнительного руля, который одновременно улучшает устойчивость судна на курсе.

Результаты сравнительных натурных испытаний однотипных сухогрузных судов с поворотными насадками и с рулями приведены на рис. 185 и 187. Указанные результаты представлены в виде балансировочных кривых $\omega = \frac{1}{R_u} = f(\beta)$ на рис. 185, причем кривая 1 относится к судну с насадками, а кривая 2 — к судну с рулями, и в виде кривых $\alpha = f(t)$ и $\vartheta = f(t)$ на рис. 187, полученных при выполнении зигзагообразного маневра.

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

КАЧКА СУДОВ

ГЛАВА XXI

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И УРАВНЕНИЯ КАЧКИ СУДОВ

§ 88. Общие сведения о качке судов

Влияние качки на навигационные и эксплуатационные качества судна. Качкой судна принято называть колебательные движения, которые оно может совершать как твердое тело в условиях плавания на взволнованной или тихой воде.

В большинстве случаев непосредственной причиной, вызывающей качку судна, является возмущающее действие на него ветровых волн. Степень подверженности судна качке в основном предопределяет их мореходность, т. е. совокупность тех качеств, которые оказываются наиболее существенными с точки зрения возможности использования судна в соответствии с его назначением при плавании на волнении. Чем менее судно подвержено качке, тем оно является более мореходным. Качка является отрицательным свойством судна, вызывающим различные нежелательные и даже опасные последствия, как, например:

1) опрокидывание судна под воздействием внешних нагрузок, безопасных для судна при отсутствии качки;

2) заливание и забрызгивание открытых частей палубы и проливные воды во внутренние помещения судна;

3) потеря скорости хода, обусловленная возрастанием сопротивления воды движению судна и ухудшением условий работы движителей;

4) инерционные перегрузки корпуса, надстроек, устройств и механизмов судна,

5) ухудшение условий обитаемости судна, болезненное физиологическое влияние на людей (так называемая «морская болезнь»).

Изучение качки дает возможность предопределить характер поведения судна в условиях волнения, учесть нежелательные ее последствия и разработать наиболее эффективные мероприятия по предотвращению или устранению этих последствий. Изменение характеристик качки в желательном направлении достигается

в результате рационального назначения основных элементов проектируемого судна, надлежащего выбора скорости хода и курсового угла судна относительно волн, установки специальных устройств, называемых успокоителями качки.

Методы изучения качки. Строгая постановка задачи о качке судна, находящегося на поверхности жидкости, заключается в рассмотрении колебаний судна и окружающей его жидкости как единой гидродинамической системы. Теория качки, основанная на таком методе исследования колебаний судна совместно с окружающей жидкостью, называется гидродинамической теорией качки.

Для упрощения задачи обычно ограничиваются исследованием колебаний судна как твердого тела при действии на него заданной системы внешних сил, включая сюда и гидродинамические силы, характеризующие взаимодействие корпуса судна и окружающей его воды. Помимо упрощения, подобный подход к решению рассматриваемой задачи позволяет уточнить отдельные составляющие гидродинамических сил на основании экспериментальных данных.

Наибольший практический интерес представляет исследование качки судна на ветровом волнении, действие которого является основной причиной, вызывающей качку.

Изучение качки на тихой воде важно лишь в том отношении, что поведение судов на волнении существенно зависит от характера их качаний на тихой воде (в последнем случае на поверхности воды также возникают волны, но источником их является само качающееся судно).

Теорию качки, основанную на допущениях, позволяющих ограничиться рассмотрением линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, принято называть линейной теорией качки. Теорию качки, приводящую к нелинейным уравнениям, называют нелинейной теорией качки.

Согласно линейной теории, качку судна на волнении можно представить как результат наложения свободных и вынужденных колебаний. В нелинейной теории этот принцип наложения неприменим.

При изучении качки обычно предполагают, что волны, действующие на судно и вызывающие его качку, являются правильными, регулярными, т. е. ограничиваются рассмотрением качки судна на правильном, или регулярном волнении. В последнее время применяются также статистические методы исследования качки судна на нерегулярном волнении, основанные на применении методов теории вероятностей и математической статистики.

Основные характеристики качки. В большинстве случаев качку судна, как и любой колебательный процесс, с известным приближением можно рассматривать в виде совокупности отдельных гармонических колебаний. Поэтому мгновенные отклонения качающегося судна y от положения равновесия в произвольный момент времени

могут быть представлены посредством функций синуса или косинуса, т. е.

$$y = y_m \sin(\omega t + \epsilon_1) \text{ или } y = y_m \cos(\omega t + \epsilon_2). \quad (88,1)$$

Здесь:

y_m — амплитуда колебания (качки), т. е. наибольшее отклонение от положения равновесия ($y = 0$);
 ω — частота колебаний (круговая, или угловая), т. е. число полных колебаний за промежуток времени, равный 2π сек.;

ϵ_1 (или ϵ_2) — начальная фаза, характеризующая положение колеблющегося тела (судна) в начальный момент времени ($t = 0$).

Наряду с амплитудой y_m , используется понятие размаха колебаний, равного удвоенной амплитуде ($2y_m$). Время τ , в течение которого совершаются два последовательных размаха, называется периодом колебаний (качки) и связано с частотой ω зависимостью

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega}. \quad (88,2)$$

Если рассматриваются два колебания, имеющие одинаковую частоту и выраженные через одноименные функции (либо синус, либо косинус) при различных начальных фазах, то принято говорить, что эти колебания сдвинуты одно относительно другого по фазе. Скорость $\dot{y} = \frac{dy}{dt}$ и ускорение $\ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2}$ колебательного движения получаются в результате последовательного дифференцирования исходного выражения (88,1).

В качестве основных элементов, характеризующих качку судна на волнении, обычно принимаются значения следующих величин: а) периода; б) амплитуды колебаний (а также амплитуды скорости и ускорения); в) разности фаз между колебаниями судна и колебаниями частиц жидкости, участвующих в волновом движении.

Виды качки. Режим качки, как колебательный процесс, может существовать только в тех случаях, когда отклонения судна от положения устойчивого равновесия сопровождаются появлением восстанавливающих сил. В зависимости от направления перемещений качающегося судна различают следующие виды качки:

а) вертикальная качка — поступательные колебания в вертикальном направлении (попеременное всплытие и погружение);
 б) бортовая качка — вращательные колебания около продольной горизонтальной оси, связанной с судном (попеременный крен на правый или левый борт);

в) килевая качка — вращательные колебания около поперечной горизонтальной оси (попеременный дифферент на нос и на корму).

В общем случае различные виды качки могут проявляться совместно в том или ином сочетании. Как правило, вертикальная и килевая качка судна существуют одновременно. Бортовая качка судна во многих случаях не сопровождается другими видами качки.

В некоторых случаях, одновременно с качкой, судно может испытывать боковой дрейф и рыскание (соответственно, поступательное перемещение в плоскости мидель-шпангоута и вращение в плоскости ватерлинии).

§ 89. Результаты наблюдений за ветровым волнением

Основные особенности ветровых волн. В зоне действия ветра, ограниченной обычно сравнительно небольшим участком поверхности водоема, непрерывно происходит не только развитие ранее образованных ветровых волн, но и их интерференция с вновь возникающими волнами. В силу этого на поверхности водоема образуется спектр ветровых волн, т. е. большое число самых разнообразных по форме и размерам волн. Волны, находящиеся под непосредственным воздействием ветра, являются вынужденными и имеют трехмерный нерегулярный характер.

Свободные волны, или волны зыби, распространение которых происходит по инерции, наблюдаются вне зоны действия ветра или после его прекращения. Такие волны в достаточной мере приближаются к двумерным регулярным волнам, которые обычно рассматриваются как в теории волновых движений жидкости, так и в теории качки судна на волнении.

Основными геометрическими и кинематическими элементами свободных двумерных волн, рассматриваемых в теории, являются длина λ , высота $h = 2r$, равная удвоенной амплитуде, наибольший угол волнового склона $\alpha_0 = 2\pi \frac{r}{\lambda} = \pi \frac{h}{\lambda}$ (или крутизна $\frac{h}{\lambda}$), период τ

и скорость распространения $c = \frac{\lambda}{\tau} = \sqrt{\frac{g}{2\pi} \lambda}$ (на глубокой воде). Профиль этих волн обычно принимается синусоидальным, хотя в действительности он ближе к трохоидальному.

Для оценки степени трехмерности вынужденных ветровых волн дополнительно используются понятия длины гребня λ_1 , отсчитываемой в направлении, перпендикулярном бегу волн, и угла склона волны α_1 вдоль гребня (или крутизны $\frac{\lambda_1}{h}$); наиболее характерным показателем трехмерности волнения является отношение длины волны к длине гребня той же волны $\frac{\lambda}{\lambda_1}$ (в среднем $\frac{\lambda}{\lambda_1} = 0,25$).

Повторяемость и обеспеченность волн. Повторяемостью волнения называется вероятность встречи волн данной интенсивности (степени) в данном месте и в данное время. Обеспеченность волнения

представляет собой суммарную повторяемость, т. е. вероятность превышения заданной интенсивности. В качестве примера на рис. 192 изображены кривые повторяемости и обеспеченности высот волн, построенные по результатам наблюдений (для 120 измеренных волн).

Обобщенная оценка интенсивности (степени) ветрового волнения производится в условных единицах, называемых баллами волнения. В настоящее время в СССР применяется единая девятибалльная шкала Главного управления гидрометеорологической службы (ГУГМС) для оценки степени волнения на морях, озерах и крупных водохранилищах (табл. 62). Эта шкала предусматривает оценку степени волнения по высоте наиболее заметных, крупных волн (с обеспеченностью около 3%).

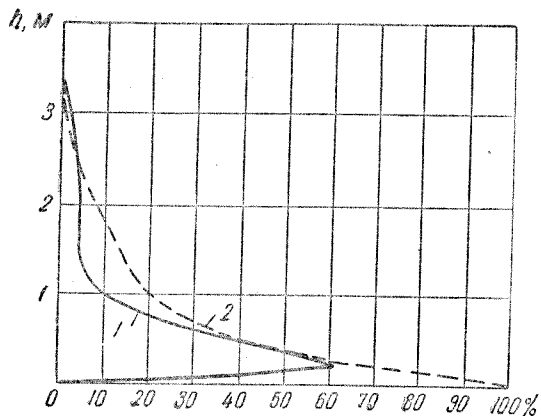


Рис. 192. Повторяемость и обеспеченность ветровых волн по высоте

1 — кривая повторяемости; 2 — кривая обеспеченности

Наиболее часто повторяющееся волнение даже в океанах соответствует приблизительно 3 баллам. Поэтому при проектировании судов, имеющих неограниченный район плавания, волнение силой 3 балла рассматривается как расчетный режим, в пределах которого волнение практически не должно влиять на эксплуатационные качества судна.

Расчетные элементы волн. При изучении качки судна на волнении обычно используют выводы теории двумерных прогрессивных волн малой амплитуды, имеющих синусоидальный профиль и распространяющихся по поверхности жидкости неограниченной глубины. Результаты наблюдений в натуральных условиях показывают, что теоретические зависимости между длиной волн λ и их периодом τ или скоростью распространения c удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными для волн зыби (расхождение обычно не превышает 10%).

Однако теория волн не позволяет установить соотношение между длиной и высотой волн, которое определяет их крутизну $\frac{\lambda}{h}$ и необходимо для расчета качки судна на волнении. Такое соотношение приходится принимать по материалам, полученным на осно-

Таблица 62

Шкала степени волнения (ГУГМС, 1954 г.)

Баллы волнения	Высота волн, м (от—до)	Характеристика волнения	Баллы волнения	Высота в м, м (от—до)	Характеристика волнения
0	—	Волнение отсутствует	V	2,0—3,5	Сильное
I	0—0,25	Слабое	VI	3,5—6,0	
II	0,25—0,75	Умеренное	VII	6,0—8,5	} Очень сильное
III	0,75—1,25		VIII	8,5—11,0	
IV	1,25—2,0	} Значительное	IX	11,0 и более	

Примечание. Градации «от» и «до» соответственно следует понимать как включительно и исключительно.

вании статистической обработки результатов наблюдений за волнением в натуральных условиях. Эти результаты показывают, что крутизна волн, образующихся в океанах и открытых морях при уста-

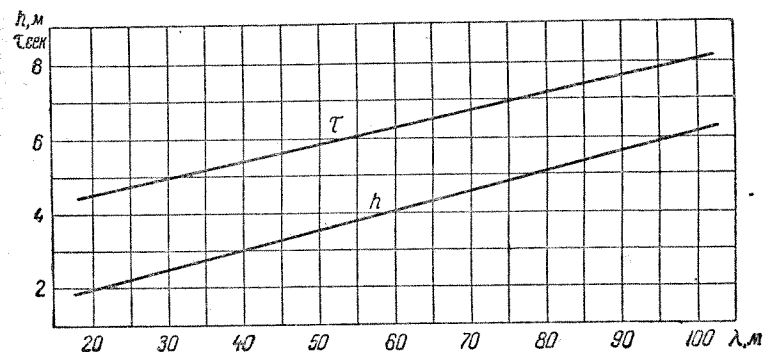


Рис. 193. Расчетные элементы волн

новившемся ветре, обычно колеблется в пределах $\frac{\lambda}{h} = \frac{1}{17} \div \frac{1}{23}$, а для крупных водохранилищ и озер крутизна волн может достигать $\frac{\lambda}{h} = \frac{1}{8} \div \frac{1}{12}$.

При выполнении расчетов качки судов на волнении можно принимать, что при плавании судна в открытых морях интенсивность волнения может быть ограничена 6 баллами по шкале ГУГМС (см. табл. 62). В случае плавания судна в больших глубоководных озерах и в крупных водохранилищах с значительными мелководными

участками интенсивность волнения можно ограничить соответственно 5 и 4 баллами.

При отсутствии более точных данных, полученных для определенного района плавания судна, расчетные элементы волн, соответствующие указанной выше интенсивности, можно принимать по графику, приведенному на рис. 193. График характеризует осредненные соотношения между основными элементами волн (h , λ , τ), возникающих в условиях различных водоемов. В качестве предельных элементов волн приняты значения $h \times \lambda = 2 \times 20$ м; 3×40 м; 4×60 м; 6×100 м, соответственно для крупных водохранилищ с мелководными участками, больших глубоководных озер, внутренних и открытых морей.

§ 90. Дифференциальные уравнения линейной теории качки судна на регулярном волнении

Системы координат. Перемещения судна при качке. При изучении колебательных движений судна вводятся в рассмотрение две системы прямоугольных координат, одна из которых неизменно

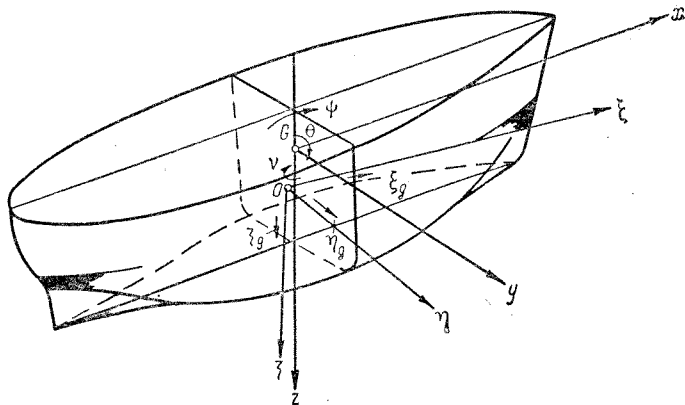


Рис. 194. Расположение координатных осей при исследовании качки судна

связана с движущимся судном, а другая — неподвижна в пространстве. Начало связанной (подвижной) системы координат $Gxyz$ принимается обычно в центре тяжести (ЦТ) судна G (рис. 194) так, что ее оси совпадают с соответствующими главными осями инерции. Ось Gx расположена в диаметральной плоскости и направлена параллельно основной линии судна в нос, ось Gy — в сторону правого борта, а ось Gz — вертикально вниз или вверх. Иногда начало этой системы размещают на уровне невозмущенной свободной

поверхности воды в точке пересечения плоскости миделя с диаметральной плоскостью. Неподвижная система координат $O\xi\eta\zeta$ расположена в пространстве таким образом, что ее оси $O\xi$, $O\eta$ и $O\zeta$ совпадают по направлению с соответствующими подвижными осями судна, находящегося в состоянии покоя.

Перемещения судна в общем случае определяются системой шести дифференциальных уравнений, три из которых характеризуют поступательное движение ЦТ судна в направлении осей $O\xi$, $O\eta$ и $O\zeta$, а три других — соответствуют угловым перемещениям судна вокруг главных центральных осей Gx , Gy и Gz , т. е.

$$m \frac{d^2 \xi_g}{dt^2} = \sum Q_\xi; \quad m \frac{d^2 \eta_g}{dt^2} = \sum Q_\eta; \quad m \frac{d^2 \zeta_g}{dt^2} = \sum Q_\zeta; \quad (90,1)$$

$$I_{xx} \frac{d^2 \theta}{dt^2} = \sum M_x; \quad I_{yy} \frac{d^2 \psi}{dt^2} = \sum M_y; \quad I_{zz} \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = \sum M_z. \quad (90,2)$$

Здесь обозначено:

$m = \frac{D}{g}$ — масса судна (D — его вес);

ξ_g, η_g, ζ_g — перемещения ЦТ судна в направлении осей $O\xi, O\eta, O\zeta$;

$\sum Q_\xi, \sum Q_\eta, \sum Q_\zeta$ — составляющие главного вектора сил, действующих на судно, по направлениям этих осей;

I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} — моменты инерции массы судна относительно главных центральных осей Gx, Gy, Gz ;

θ, ψ, γ — угловые перемещения судна при вращении его вокруг осей Gx, Gy, Gz (иначе, θ, ψ, γ — мгновенные значения углов крена, дифферента и рыскания);

$\sum M_x, \sum M_y, \sum M_z$ — составляющие главного момента действующих на судно сил относительно осей Gx, Gy, Gz .

Положительные направления перемещений $\xi_g, \eta_g, \zeta_g, \theta, \psi$ и γ показаны на рис. 194 стрелками.

Вертикальную, бортовую и килевую качку судна характеризуют соответственно третье уравнение (90,1), первое и второе уравнения (90,2). Остальные уравнения (90,1) и (90,2) определяют перемещения судна, которые не сопровождаются возникновением восстанавливающих сил и поэтому не могут рассматриваться как колебательный процесс. Эти перемещения характеризуют продольный и поперечный (или боковой) дрейф и рыскание судна.

Уравнения (90,2) написаны в предположении, что каждое из угловых перемещений судна достаточно мало или происходит при отсутствии угловых перемещений относительно других осей.

Классификация сил, действующих на судно при качке. Система сил, действующих в условиях волнения на качающееся судно,

приводится в общем случае к главному вектору и к главному моменту, составляющие которых определяют правые части дифференциальных уравнений качки.

При составлении уравнения движения свободно качающегося судна учитываются сила веса, силы инерции судна как твердого тела, движущегося с ускорениями, а также гидромеханические силы инерционной и неинерционной природы. В отдельных частных случаях на качающееся судно могут действовать и некоторые другие силы, к числу которых относятся, например, силы давления ветра или силы, обусловленные действием успокоителей качки, установленных на судне, и т. п.

Силы гидромеханической природы можно классифицировать следующим образом.

1. Инерционные гидродинамические силы, характеризующие изменение кинетической энергии, которое сообщается качающимся судном окружающей его жидкости. Эти силы пропорциональны ускорениям, возникающим при качке, и могут быть выражены через соответствующие значения присоединенных масс (см. § 75).

2. Восстанавливающие, или гидростатические силы, стремящиеся вернуть качающееся судно в начальное положение равновесия и связанные с перемещениями судна при качке.

3. Силы сопротивления, или демпфирующие силы, пропорциональные скоростям, которые возникают при качке судна, и обусловленные непрерывным рассеиванием энергии на поддержание системы волн, создаваемых качающимся судном, и на преодоление вязкости жидкости. Таким образом, эти силы являются суммой волнового и вязкостного сопротивления, причем последнее включает в себя сопротивление трения и сопротивление формы (вихревое).

4. Возмущающие силы, поддерживающие режим качки и характеризующие непрерывную передачу судну части энергии со стороны взволнованной жидкости. Эти силы зависят от времени и соотношения между элементами корпуса судна и элементами набегающих на него волн. Возмущающие силы можно разделить на следующие составляющие:

а) главная часть возмущающих сил, определяемая в соответствии с допущением, что «на каждую точку погруженной поверхности судна действует то же давление, какое имело бы место в той же точке объема взволнованной жидкости при отсутствии судна» (по А. Н. Крылову);

б) дополнительная часть возмущающих сил, которая представляет собой результирующую гидродинамических давлений, обусловленных возникновением дифрагированных волн, т. е. волн, отраженных от корпуса судна как препятствия их распространению.

Из сказанного следует, что восстанавливающие силы и главная часть возмущающих сил характеризуют прямое воздействие на судно со стороны окружающей жидкости и не учитывают измене-

ние ее движения, вызванное присутствием и качаниями судна. Наоборот, инерционные и демпфирующие силы, а также дополнительная часть возмущающих сил, являются следствием обратного воздействия корпуса судна на характер движения окружающей жидкости.

Разделение гидромеханических сил и моментов, действующих на качающееся судно. Ниже рассматривается общий случай качки судна без хода под действием системы волн малой амплитуды на поверхности идеальной несжимаемой жидкости неограниченной глубины.

Неподвижная в пространстве система координат $O\xi\eta\zeta$ выбрана таким образом, что плоскость $O\xi\eta$ горизонтальна и совпадает с невозмущенным уровнем жидкости, причем оси $O\xi$, $O\eta$ и $O\zeta$ направлены соответственно в нос судна, на правый борт и вверх. Оси подвижной системы координат O_1xyz направлены так, что в начальный момент они совпадают с соответствующими неподвижными осями. Чтобы определить гидродинамические силы при качке судна, необходимо найти потенциал скоростей $\Phi_0(\xi, \eta, \zeta, t)$ неустановившегося движения жидкости, используя приведенные ниже граничные условия.

1. Условие обтекания тела (судна), требующее, чтобы в каждой точке A поверхности Ω тела выполнялось равенство

$$\frac{\partial \Phi_0}{\partial n} = v_n(A, t), \quad (90,3)$$

где v_n — проекция скорости данной точки на нормаль n к поверхности Ω (положительным считается направление внешней нормали к поверхности).

2. На свободной поверхности жидкости давление постоянно и равно атмосферному. В соответствии с этим, получается следующее условие (при $\zeta = 0$ — для волн малой амплитуды):

$$\frac{\partial^2 \Phi_0}{\partial t^2} + g \frac{\partial \Phi_0}{\partial \zeta} = 0. \quad (90,4)$$

Потенциал скоростей в общем случае неустановившегося движения жидкости можно представить в виде

$$\Phi_0(\xi, \eta, \zeta, t) = \Phi(\xi, \eta, \zeta, t) + \Phi_\omega(\xi, \eta, \zeta, t). \quad (90,5)$$

Здесь:

$\Phi(\xi, \eta, \zeta, t)$ — потенциал скоростей возмущенного движения жидкости, образующегося вследствие качки судна и набегания на него произвольной системы волн;

$\Phi_\omega(\xi, \eta, \zeta, t)$ — потенциал скоростей этого произвольного волнения на поверхности водоема.

Функции Φ и Φ_w по отдельности удовлетворяют условию (90,4), а на поверхности Ω они связаны соотношением

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = v_n(A, t) - \frac{\partial \Phi_w}{\partial n}. \quad (90,6)$$

В силу предположения о малости колебаний тела можно считать, что граничные условия (90,4) и (90,6) выполняются в точках неподвижной поверхности Ω .

Функция Φ может быть представлена в виде

$$\Phi = U_1 \Phi_1 + U_2 \Phi_2 + U_3 \Phi_3 + U_4 \Phi_4 + U_5 \Phi_5 + U_6 \Phi_6 + \Phi'_w = \sum_{i=1}^6 U_i \Phi_i + \Phi'_w. \quad (90,7)$$

Здесь:

U_1, U_2, U_3 — проекции вектора скорости U начала подвижной системы координат;

U_4, U_5, U_6 — проекции вектора угловой скорости вращения судна ω на оси координат, т. е.

$$U_1 = U_\xi; \quad U_2 = U_\eta; \quad U_3 = U_\zeta; \quad U_4 = \omega_x; \quad U_5 = \omega_y; \quad U_6 = \omega_z; \quad (90,8)$$

$$\frac{\partial \Phi'_w}{\partial n} = - \frac{\partial \Phi_w}{\partial n}; \quad (90,9)$$

Φ_i — функции, которые удовлетворяют условиям:

а) на поверхности тела

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \Phi_1}{\partial n} &= \alpha_1 = \cos(n, \xi); & \frac{\partial \Phi_2}{\partial n} &= \alpha_2 = \cos(n, \eta); \\ \frac{\partial \Phi_3}{\partial n} &= \alpha_3 = \cos(n, \zeta); & \frac{\partial \Phi_4}{\partial n} &= \eta \alpha_3 - \zeta \alpha_2; \\ \frac{\partial \Phi_5}{\partial n} &= \zeta \alpha_1 - \xi \alpha_3; & \frac{\partial \Phi_6}{\partial n} &= \xi \alpha_2 - \eta \alpha_1; \end{aligned} \right\} \quad (90,10)$$

б) на свободной поверхности жидкости (при $\zeta = 0$)

$$\frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial t^2} + g \frac{\partial \Phi_i}{\partial \zeta} = 0. \quad (90,11)$$

В области вне тела функции Φ_i (как и Φ_0) удовлетворяют уравнению Лапласа

$$\frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial \zeta^2} = 0 \quad (90,12)$$

и имеют конечные, непрерывные и однозначные первые производные по координатам, а при $\zeta \rightarrow (-\infty)$ эти функции убывают до нуля.

Функция Φ_1 соответствует тому случаю движения тела, когда оно перемещается параллельно оси $O\xi$ с единичной скоростью $U_\xi = 1$ при $U_\eta = U_\zeta = \omega_x = \omega_y = \omega_z = 0$; функции Φ_2 и Φ_3 относятся к случаю движения параллельно осям $O\eta$ и $O\zeta$ с единичной скоростью ($U_\eta = 1$ и $U_\zeta = 1$). Аналогично этому, функции Φ_4 , Φ_5 и Φ_6 соответствуют случаям вращения тела вокруг осей O_1x , O_1y и O_1z с единичными угловыми скоростями ($\omega_x = 1$, $\omega_y = 1$ и $\omega_z = 1$).

Линейная гидродинамическая теория качки судна на регулярном волнении наиболее обстоятельно была разработана М. Д. Хаскиндо, который применил развитый Н. Е. Кочиным общий метод изучения теории волн, вынуждаемых колебаниями тела под свободной поверхностью тяжелой несжимаемой жидкости. Эта теория приводит к выводу, что все возмущенное движение жидкости, возникающее при колебаниях судна под действием набегающих волн, можно разделить на две части.

Одна часть возмущенного движения жидкости при качке обусловлена вынужденными колебаниями судна, которые происходят с заданными скоростями на спокойной воде, а другая — вызвана присутствием на волнении корпуса судна, как препятствия распространению набегающих волн.

Движение жидкости, происходящее из-за вынужденных колебаний судна, определяет действующие на корпус судна гидродинамические силы инерционной природы и силы сопротивления (иначе, демпфирующие силы). Движение взволнованной жидкости, обусловленное корпусом судна, как препятствием распространению набегающих волн, порождает действующие на судно возмущающие силы.

Ниже приводятся общие формулы для гидромеханических сил и моментов, действующих на качающееся судно, которое симметрично относительно мидель-шпангоута и имеет центр тяжести на оси симметрии, так что в состоянии покоя начальные углы крена и дифферента равны нулю.

Проекции скоростей колебаний при вертикальной, бортовой и килевой качке такого судна получаются в виде

$$\left. \begin{aligned} U_1 = U_\xi = z_0 \frac{d\psi}{dt}; & \quad U_2 = U_\eta = z_0 \frac{d\theta}{dt}; & \quad U_3 = U_\zeta = \frac{d\zeta_g}{dt}; \\ U_4 = \omega_\xi = \frac{d\theta}{dt}; & \quad U_5 = \omega_\eta = \frac{d\psi}{dt}; & \quad U_6 = \omega_\zeta = 0, \end{aligned} \right\} \quad (90,13)$$

где $z_0 = T - z_g$ — расстояние от начала координат O до ЦТ судна G (предполагается, что точка O находится выше ЦТ G , т. е. осадка судна T больше ординаты z_g ЦТ).

Гидродинамические силы и моменты (относительно осей Gx и Gy), вызванные колебаниями судна, в случае вертикальной,

бортовой и килевой качки на регулярном волнении определяются по формулам (в проекциях на оси)

$$Q_{d\zeta} = Q_{\lambda\zeta} + Q_{\mu\zeta} = -\frac{d}{dt} \left(\lambda_{33} \frac{d\zeta_g}{dt} \right) - \mu_{33} \frac{d\zeta_g}{dt}; \quad (90,14)$$

$$M_{d_x} = M_{\lambda_x} + M_{\mu_x} = -\frac{d}{dt} \left[(\lambda_{44} + 2\lambda_{24}z_0 + \lambda_{22}z_0^2) \frac{d\theta}{dt} \right] - (\mu_{44} + 2\mu_{24}z_0 + \mu_{22}z_0^2) \frac{d\theta}{dt}; \quad (90,15)$$

$$M_{d_y} = M_{\lambda_y} + M_{\mu_y} = -\frac{d}{dt} \left[(\lambda_{55} + 2\lambda_{15}z_0 + \lambda_{11}z_0^2) \frac{d\psi}{dt} \right] - (\mu_{55} + 2\mu_{15}z_0 + \mu_{11}z_0^2) \frac{d\psi}{dt}. \quad (90,16)$$

Здесь:

$Q_{\lambda\zeta}$, M_{λ_x} , M_{λ_y} — гидродинамические сила и моменты инерционной природы, выраженные через коэффициенты присоединенных масс λ_{ik} (причем λ_{11} , λ_{22} , λ_{33} — присоединенные массы; λ_{24} , λ_{15} — их статические моменты относительно осей Ox и Oy ; λ_{44} , λ_{55} — моменты инерции относительно тех же осей);

$Q_{\mu\zeta}$, M_{μ_x} , M_{μ_y} — демпфирующие сила и моменты (волновой природы), выраженные через соответствующие коэффициенты пропорциональности μ_{ik} .

Чтобы определить возмущающие силы при вертикальной и килевой качке судна, которые обычно проявляются совместно, воспользуемся следующим потенциалом скоростей правильного волнения на свободной поверхности (волны распространяются вдоль оси $O\xi$):

$$\Phi_w(\xi, \zeta, t) = \frac{rg}{\sigma} e^{k\zeta} \sin(\sigma t + k\xi), \quad (90,17)$$

где $\sigma = \frac{2\pi}{\tau}$ и $k = \frac{\sigma^2}{g} = \frac{2\pi}{\lambda}$ — соответственно частота колебаний частиц жидкости и частота формы волн, имеющих длину λ и период τ ;
 r — амплитуда волн.

Возмущающая сила и момент, определяемые согласно теории А. Н. Крылова, вычисляются в данном случае по формулам

$$Q_{w\zeta} = \gamma r \iint_{\Omega} e^{k\zeta} \cos(\sigma t + k\xi) \frac{\partial \Phi_3}{\partial n} d\Omega; \quad (90,18)$$

$$M_{w_y} = \gamma r \iint_{\Omega} e^{k\zeta} \cos(\sigma t + k\xi) \left[\frac{\partial \Phi_5}{\partial n} + z_0 \frac{\partial \Phi_1}{\partial n} \right] d\Omega. \quad (90,19)$$

Дополнительные возмущающие силы и моменты, вызванные дифрагированным волновым движением жидкости, находятся из выражений

$$Q'_{w\zeta} = \gamma r k \left[\iint_{\Omega} \Phi_3 e^{k\zeta} \cos(\sigma t + k\xi) \frac{\partial \Phi_3}{\partial n} d\Omega - \iint_{\Omega} \Phi_3 e^{k\zeta} \sin(\sigma t + k\xi) \frac{\partial \Phi_1}{\partial n} d\Omega \right]; \quad (90,20)$$

$$M'_{w_y} = \gamma r k \left[\iint_{\Omega} (\Phi_5 + z_0 \Phi_1) e^{k\zeta} \cos(\sigma t + k\xi) \frac{\partial \Phi_1}{\partial n} d\Omega - \iint_{\Omega} (\Phi_5 + z_0 \Phi_1) e^{k\zeta} \sin(\sigma t + k\xi) \frac{\partial \Phi_1}{\partial n} d\Omega \right]. \quad (90,21)$$

Для случая бортовой качки, которая обычно не сопровождается вертикальной качкой, потенциал скоростей можно принимать в виде (волны распространяются вдоль оси $O\eta$)

$$\Phi_w(\eta, \zeta, t) = \frac{rg}{\sigma} e^{k\zeta} \sin(\sigma t + k\eta). \quad (90,22)$$

Возмущающий момент, определяемый по теории А. Н. Крылова, получается равным

$$M_{w_x} = \gamma r k \iint_{\Omega} e^{k\zeta} \cos(\sigma t + k\eta) \left(\frac{\partial \Phi_4}{\partial n} + z_0 \frac{\partial \Phi_2}{\partial n} \right) d\Omega. \quad (90,23)$$

Дополнительный возмущающий момент можно представить следующим образом:

$$M'_{w_x} = -\gamma r k \left[\iint_{\Omega} (\Phi_4 + z_0 \Phi_2) e^{k\zeta} \cos(\sigma t + k\eta) \frac{\partial \Phi_2}{\partial n} d\Omega - \iint_{\Omega} (\Phi_4 + z_0 \Phi_2) e^{k\zeta} \sin(\sigma t + k\eta) \frac{\partial \Phi_2}{\partial n} d\Omega \right]. \quad (90,24)$$

Для гидростатических сил и моментов получаем следующие выражения:

$$Q_{s\zeta} = D - \gamma S_0 \zeta_g; \quad (90,25)$$

$$M_{s_y} = -DH_0 \psi; \quad (90,26)$$

$$M_{s_x} = -Dh_0 \theta. \quad (90,27)$$

Здесь:

S_0 — площадь ватерлинии,

D — весовое водоизмещение судна;

H_0 и h_0 — продольная и поперечная метацентрические высоты, значения которых принимаются в виде

$$H_0 = \frac{\gamma^i_y}{D} - a = R_0 - a;$$

$$h_0 = \frac{\gamma^i_x}{D} - a = r_0 - a,$$

где

i_y и i_x — моменты инерции площади ватерлинии относительно осей Oy и Ox ;

$a = z_g - z_c$ — расстояние между центром тяжести и центром величины судна, ординаты которых соответственно равны z_g и z_c ;

R_0 и r_0 — продольный и поперечный метацентрические радиусы.

Уравнения качки судна. Дифференциальные уравнения линейной теории качки судна на регулярном волнении будут иметь следующий вид:

$$m \frac{d^2 \zeta_g}{dt^2} = Q_{\lambda \zeta} + Q_{\mu \zeta} + Q_{w \zeta} + Q'_{w \zeta} + Q_{s \zeta} - D; \quad (90,28)$$

$$I_{xx} \frac{d^2 \theta}{dt^2} = M_{\lambda x} + M_{\mu x} + M_{w x} + M'_{w x} + M_{s x}; \quad (90,29)$$

$$I_{yy} \frac{d^2 \psi}{dt^2} = M_{\lambda y} + M_{\mu y} + M_{w y} + M'_{w y} + M_{s y}. \quad (90,30)$$

Дифференциальные уравнения вертикальной и бортовой качки значительно упрощаются, если ввести в рассмотрение следующие допущения, впервые сформулированные Фрудом: 1) поперечные размеры корпуса судна малы по сравнению с длиной волны; 2) начало координат совпадает с ЦТ судна (т. е. $z_0 = 0$). При этих допущениях получаем следующие дифференциальные уравнения вертикальной и бортовой качки судна:

$$m \frac{d^2 \zeta_g}{dt^2} + \lambda_{33} \frac{d^2 (\zeta_g - \zeta_B)}{dt^2} + \mu_{33} \frac{d (\zeta_g - \zeta_B)}{dt} + [D + \gamma S_0 (\zeta_g - \zeta_B)] - D = 0; \quad (90,31)$$

$$I_{xx} \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \lambda_{44} \frac{d^2 (\theta - \alpha_B)}{dt^2} + \mu_{44} \frac{d (\theta - \alpha_B)}{dt} + Dh_0 (\theta - \alpha_B) = \lambda_{24} g \sin \sigma t - \mu_{24} \alpha_0 \frac{g}{\sigma} \cos \sigma t. \quad (90,32)$$

Здесь:

ζ_B и α_B — мгновенные значения ординаты волнового профиля и его угла склона, соответственно равные

$$\zeta_B = -r \cos \sigma t; \quad (90,33)$$

$$\alpha_B = kr \sin \sigma t = \alpha_0 \sin \sigma t, \quad (90,34)$$

где $\alpha_0 = kr$ — наибольший угол волнового склона.

Правая часть дифференциального уравнения бортовой качки (90,32) по Фруду характеризует влияние циклического движения, совершаемого малым по размерам судном на поверхности длинной волны, на гидродинамический момент инерционной природы и момент сил демпфирования.

При качке судна в реальной жидкости к силам, перечисленным в правой части уравнений, необходимо добавить демпфирующие силы, обусловленные влиянием вязкости жидкости и состоящие из сил трения и сил вихревой природы. Демпфирующие силы (волновой и вязкостной природы) при допущениях Фруда зависят от относительной скорости колебаний и приближенно могут быть представлены двучленными формулами вида

$$\left. \begin{aligned} Q_{\mu \zeta} &= -2N_{\zeta} \frac{d(\zeta_g + \zeta_B)}{dt} \mp W_{\zeta} \left[\frac{d(\zeta_g - \zeta_B)}{dt} \right]^2; \\ M_{\mu x} &= -2N_{\theta} \frac{d(\theta - \alpha_B)}{dt} \mp W_{\theta} \left[\frac{d(\theta - \alpha_B)}{dt} \right]^2; \\ M_{\mu y} &= -2N_{\psi} \frac{d(\psi - \alpha_B)}{dt} \mp W_{\psi} \left[\frac{d(\psi - \alpha_B)}{dt} \right]^2, \end{aligned} \right\} \quad (90,35)$$

где $2N$ и W (с соответствующими индексами) — размерные коэффициенты демпфирования при вертикальной, бортовой и килевой качке судна.

Относительная величина сил и моментов, соответствующих каждому члену правой части выражения (90,35), меняется в зависимости от вида качки (см. § 91). Знак перед вторым членом в этих выражениях выбирается так, чтобы направление действия демпфирующей силы или момента было противоположно направлению скорости колебаний.

Практические методы расчета гидродинамических сил при бортовой качке изложены ниже (см. гл. XXII).

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ БОРТОВОЙ КАЧКИ СУДНА НА ВОЛНЕНИИ

§ 91. Гидромеханические характеристики бортовой качки судна на тихой воде. Моделирование качки

Уравнение бортовой качки судна на тихой воде. Экспериментальные данные показывают, что бортовая качка судна на тихой воде обычно не сопровождается заметными вертикальными колебаниями его центра тяжести. В этом случае дифференциальное уравнение бортовой качки судна на тихой воде можно представить в виде

$$I_{xx} \frac{d^2\theta}{dt^2} = M_\lambda + M_\mu + M_s. \quad (91,1)$$

Здесь обозначено:

$M_\lambda = -\lambda_{44} \frac{d^2\theta}{dt^2}$ — момент гидродинамических сил инерционной природы относительно продольной центральной оси судна, выраженный через присоединенный момент инерции λ_{44} ;

$M_\mu = -2N_\theta \frac{d\theta}{dt} \mp W_\theta \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2$ — момент демпфирующих сил относительно той же оси, принятый согласно двучленной зависимости вида (90,35);

$M_s = -Dl$ — восстанавливающий момент судна, пропорциональный плечу статической остойчивости $l = f(\theta)$.

При малых амплитудах колебаний восстанавливающий момент M_s можно принимать по метацентрической формуле

$$M_s = -Dh_0\theta. \quad (91,2)$$

Чтобы упростить интегрирование уравнения (91,1), обычно ограничиваются одночленной линейной зависимостью момента демпфирующих сил M_μ от скорости $\frac{d\theta}{dt}$, т. е. принимают

$$M_\mu = -2N_\theta \frac{d\theta}{dt}. \quad (91,3)$$

При сделанных допущениях дифференциальное уравнение (91,1) становится линейным, и периодические затухающие колебания судна, которому придан начальный угол крена θ_0 и сообщена угловая скорость $\left(\frac{d\theta}{dt}\right)_0$, определяются в любой момент времени t выражением

$$\theta = e^{-\nu_0 t} \left\{ \theta_0 \cos \bar{\omega}_0 t + \frac{1}{\bar{\omega}_0} \left[\nu_0 \theta_0 + \left(\frac{d\theta}{dt}\right)_0 \right] \sin \bar{\omega}_0 t \right\}. \quad (91,4)$$

Здесь:

ν_0 — относительный коэффициент демпфирования, величина которого при бортовой качке равна $\nu_0 = \frac{N_\theta}{I_{xx} + \lambda_{44}} \left(\frac{1}{\text{сек}}\right)$;

$\bar{\omega}_0$ — частота качки с учетом демпфирующих сил, принимаемая в виде

$$\bar{\omega}_0 = \sqrt{\omega_0^2 - \nu_0^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \mu_0^2} \simeq \omega_0, \quad (91,5)$$

где ω_0 — частота качки без учета демпфирующих сил

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{Dh_0}{I_{xx} + \lambda_{44}}}; \quad (91,6)$$

$\mu_0 = \frac{\nu_0}{\omega_0} = \frac{N_\theta}{\sqrt{(I_{xx} + \lambda_{44}) Dh_0}}$ — безразмерный коэффициент демпфирования (обычно $\mu_0 < 0,10$).

Если пренебречь величиной μ_0^2 по сравнению с единицей, то можно получить следующую формулу для периода бортовой качки судна на тихой воде:

$$\tau_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi \sqrt{\frac{I_{xx} + \lambda_{44}}{Dh_0}}. \quad (91,7)$$

Таким образом, при амплитудах бортовой качки, не выходящих за пределы применимости метацентрической формулы (91,2), можно считать, что период качки не зависит от амплитуды, т. е. в этом случае колебания судна носят изохронный характер ($\tau_0 = \text{const}$). При амплитудах качки, не удовлетворяющих указанному условию, колебания судна теряют свойство изохронности.

Если предполагать, что момент демпфирующих сил пренебрежимо мал, а присоединенный момент инерции не зависит от угла наклона, то период качки судна при нелинейной зависимости восстанавливающего момента от угла крена будет определяться следующим общим выражением:

$$\tau_0 = 4 \sqrt{\frac{I_{xx} + \lambda_{44}}{2D}} \int_0^{\theta_0} \frac{d\theta}{\sqrt{I_{d0} - I_d}}, \quad (91,8)$$

где l_{d0} и l_d — ординаты диаграммы динамической остойчивости $l_d = f(\theta)$ при начальном угле θ_0 и при мгновенном промежуточном угле θ , связанные с ординатами диаграммы статической остойчивости зависимостями

$$l_{d0} = \int_0^{\theta_0} l d\theta; \quad l_d = \int_0^{\theta} l d\theta.$$

Согласно экспериментальным данным, линейная зависимость момента демпфирующих сил M_{μ} от угловой скорости $\frac{d\theta}{dt}$, определяемая формулой (91,3), соблюдается обычно лишь при сравнительно малых амплитудах качки. При возрастании амплитуд качки более близкой к действительности оказывается двучленная зависимость момента демпфирующих сил, которая характеризуется выражением вида (90,35), или квадратичная зависимость этого момента

$$M_{\mu} = \mp W_{\theta} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 = \mp \omega_{\theta} (I_{xx} + \lambda_{44}) \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2, \quad (91,9)$$

где ω_{θ} — безразмерный коэффициент демпфирования при квадратичном законе изменения момента M_{μ} , равный

$$\omega_{\theta} = \frac{W_{\theta}}{I_{xx} + \lambda_{44}}. \quad (91,10)$$

При квадратичном законе момента демпфирующих сил период качки τ_{θ} не зависит от этих сил и строго соответствует формуле (91,7), если величина восстанавливающего момента определяется выражением (91,2). Введение квадратичной зависимости момента демпфирующих сил в дифференциальное уравнение (91,1) значительно усложняет его интегрирование. Поэтому в практических расчетах качки квадратичный закон изменения момента M_{μ} часто заменяется линейным, исходя из условия, что работа этого момента на полном колебании, соответствующая тому и другому закону, должна быть одинаковой. В результате подобной линеаризации коэффициент $2N_{\theta}$ оказывается зависящим от амплитуды качки θ_m и определяется выражением

$$2N_{\theta} = \frac{8}{3\pi} W_{\theta} \omega_{\theta} \theta_m \simeq 0,85 W_{\theta} \omega_{\theta} \theta_m. \quad (91,11)$$

Особенности моделирования качки судна. Основными задачами экспериментального изучения качки судов являются проверка результатов теоретических исследований, определение характеристик качки судна на тихой воде и на волнении, исследование эффективности действия успокоителей качки и т. п. Все эти задачи

можно наиболее просто и удобно решать на основании результатов испытаний качающихся моделей в опытовых бассейнах.

Моделирование режима качки, являющегося нестационарным процессом, в котором основную роль играют силы давления, силы тяжести и силы инерции, производится при соблюдении законов подобия Струхала и Фруда, причем первый автоматически выполняется при соблюдении второго. Равенство чисел Струхала St и чисел Фруда Fr для модели и натуре приводит к следующим соотношениям:

$$St = \frac{v_M \tau_M}{l_M} = \frac{v_N \tau_N}{l_N}; \quad Fr = \frac{v_M}{\sqrt{g l_M}} = \frac{v_N}{\sqrt{g l_N}}, \quad (91,12)$$

где v_M , τ_M , l_M и v_N , τ_N , l_N — характерные значения скоростей, времени и линейного размера для модели и натуре соответственно.

Выполнение условий (91,12) позволяет получить все величины, характеризующие качку натурального судна, если известен масштаб его модели $\frac{1}{k} = \frac{l_M}{l_N}$ (табл. 63).

Таблица 63

Отношение сходственных величин при моделировании качки судов

Наименование величин	Отношение	Наименование величин	Отношение
Перемещения	k	Объемы, массы, силы	k^3
линейные	k	Их статические моменты	k^4
угловые	1	Моменты инерции объемов, масс	k^5
Промежутки времени	$k^{0,5}$	Энергия, работа	k^4
(периоды)	$k^{0,5}$	Количество движения, импульс сил, мощность	$k^{3,5}$
Скорости	$k^{0,5}$	Момент количества движения	$k^{4,5}$
линейные	$k^{-0,5}$		
угловые	$k^{-0,5}$		
Ускорения	1		
линейные	k^{-1}		
угловые	k^{-1}		

Несоблюдение закона подобия Рейнольдса при моделировании качки не сказывается в такой степени на результатах модельных испытаний, как это имеет место для случая ходкости судов (см. § 9). Отмеченное обстоятельство объясняется тем, что при качке основную роль играют демпфирующие силы волновой природы, строго подчиняющиеся закону подобия Фруда. Поэтому масштабный эффект при качке получается обычно только для моделей малых размеров.

При моделировании бортовой качки особое внимание обращается на соблюдение требований, обеспечивающих подобие в распреде-

лении масс модели и натуре, которое достигается при соотношениях для их водоизмещений D , координат ЦТ x_g и z_g , моментов инерции массы I_{xx} (относительно продольной оси) в соответствии с данными табл. 63. Удовлетворение этим условиям достигается в результате специальной статической и динамической тарировки модели.

В процессе испытаний модели судна на тихой воде получается кривая затухающих колебаний $\theta = f(t)$, показывающая характер изменения углов крена θ модели в зависимости от времени t

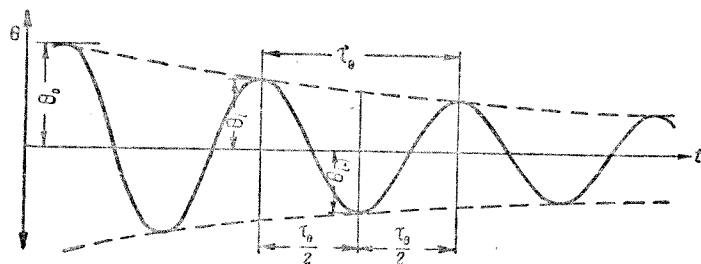


Рис. 195. Затухающие колебания при бортовой качке модели судна на тихой воде

(рис. 195). Такая кривая позволяет непосредственно найти период τ_0 , соответствующий двум последовательным размахам качки, а также амплитуды θ_i и θ_{i+1} в начале и в конце каждого размаха.

Последующая обработка записи затухающих колебаний модели имеет своей целью определение присоединенного момента инерции и характеристик демпфирования качки.

Присоединенный момент инерции. Присоединенный момент инерции λ_{44} относительно продольной центральной оси при углах крена модели, не выходящих за пределы применимости метacentрической формулы (91,2), находится в результате непосредственного сопоставления экспериментального значения τ_0 периода качки, замеренного по кривой $\theta = f(t)$ для данного размаха, и теоретического значения τ_0 периода, зафиксированного при раскачивании протарированной модели в воздухе. Если пренебречь весьма малым влиянием демпфирующих сил на величину периода бортовой качки, то для определения относительной величины присоединенного момента инерции получается следующая расчетная формула:

$$\frac{\lambda_{44}}{I_{xx}} = \left(\frac{\tau_0}{\tau_0'} \right)^2 - 1 \quad (91,13)$$

Результаты модельных испытаний показывают, что величина λ_{44} зависит в основном от формы корпуса судна (отношения $\frac{B}{T}$, коэффициента полноты площади ватерлинии α). На величину λ_{44} влияет также частота колебаний судна при бортовой качке, изменяющаяся в зависимости от состояния его нагрузки, а иногда и от угла крена. Выступающие части корпуса судна, включая и боковые кили, не приводят к существенному изменению величины

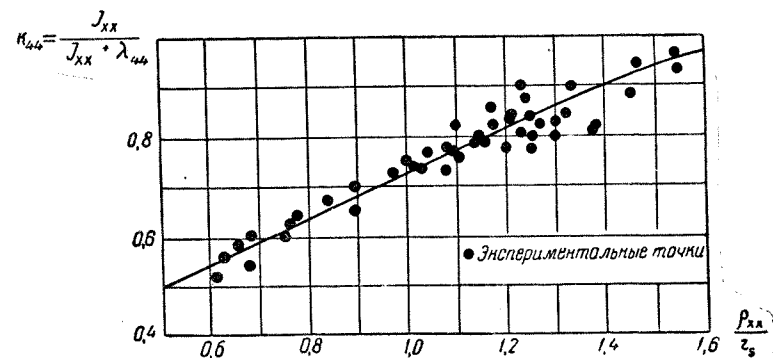


Рис. 196. Присоединенный момент инерции при бортовой качке

λ_{44} (см. § 95). В качестве параметра, учитывающего влияние формы обводов и состояния нагрузки судна на величину λ_{44} , можно принять отношение радиуса инерции ρ_{xx} массы судна к среднему плечу r_s смоченной поверхности, значения которых соответственно равны

$$\rho_{xx} = \sqrt{g \frac{I_{xx}}{D}} = C_p B; \quad (91,14)$$

$$r_s = \frac{1}{4} \alpha B \left(1 + \frac{1}{6} \frac{B}{T} \right). \quad (91,15)$$

Эмпирический коэффициент $C_p = \frac{\rho_{xx}}{B}$ в основном зависит от типа судна, а также от состояния его нагрузки (обычно $C_p = 0,3 \div 0,4$).

Для практической оценки величины λ_{44} в расчетах бортовой качки судна рекомендуется пользоваться графиком, который приведен на рис. 196 и построен на основании обобщения результатов испытаний моделей морских и речных судов различного типа с обычными выступающими частями корпуса, но без боковых килей.

Приведенный график позволяет определить безразмерную величину

$$k_{44} = \frac{I_{xx}}{I_{xx} + \lambda_{44}} \quad (91,16)$$

в зависимости от отношения $\frac{\rho_{xx}}{r_s}$. Искомое значение присоединенного момента инерции λ_{44} при бортовой качке вычисляется по формуле

$$\lambda_{44} = \frac{1 - k_{44}}{k_{44}} I_{xx}. \quad (91,17)$$

Величину момента инерции массы I_{xx} (тм. сек²) относительно продольной центральной оси судна можно вычислить в результате суммирования соответствующих моментов инерции укрупненных статей нагрузки, используя расчетную формулу

$$I_{xx} = \frac{1}{g} \sum p_i [y_i^2 + (z_i - z_g)^2] + \sum I_i. \quad (91,18)$$

Здесь:

- p_i — вес отдельных статей нагрузки судна;
- y_i, z_i — координаты их ЦТ относительно диаметральной и основной плоскостей судна;
- z_g — возвышение ЦТ судна над основной плоскостью;
- I_i — собственные моменты инерции отдельных статей нагрузки, определяемые в зависимости от их вида.

На практике обычно ограничиваются расчетом величины I_{xx} по приближенным формулам. Наибольшее распространение получила формула Дуайера, составленная в предположении, что масса судна равномерно распределена в пределах параллелепипеда шириной B и высотой $2z_g$, т. е.

$$I_{xx} = \frac{1}{12} \cdot \frac{D}{g} (B^2 + 4z_g^2). \quad (91,19)$$

Момент демпфирующих сил. Момент демпфирующих сил M_μ зависит от формы обводов корпуса судна и типа его выступающих частей, а также частоты колебаний, с увеличением которой в пределах, практически встречающихся при бортовой качке судов, этот момент возрастает. Величина M_μ зависит также от скорости хода судна.

В указанном диапазоне частот колебаний основную часть момента демпфирующих сил при бортовой качке судна составляет момент, связанный с затратами энергии на образование системы волн, расходящихся от корпуса качающегося судна. Роль момента сил трения при этих частотах невелика, а момент сил вихревого сопротивления получается сравнительно большим лишь для судов,

имеющих остроскулые обводы корпуса или снабженных боковыми киллями.

Величина безразмерного коэффициента демпфирования $2\mu_\theta$ в случае линейной зависимости (91,3) момента демпфирующих сил от угловой скорости при амплитудах бортовой качки, находящихся в пределах применимости метацентрической формулы, получается в виде

$$2\mu_\theta = \frac{2N_\theta}{(I_{xx} + \lambda_{44})\omega_\theta} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\theta_i^2 - \theta_{i+1}^2}{\theta_i^2 + \theta_{i+1}^2}. \quad (91,20)$$

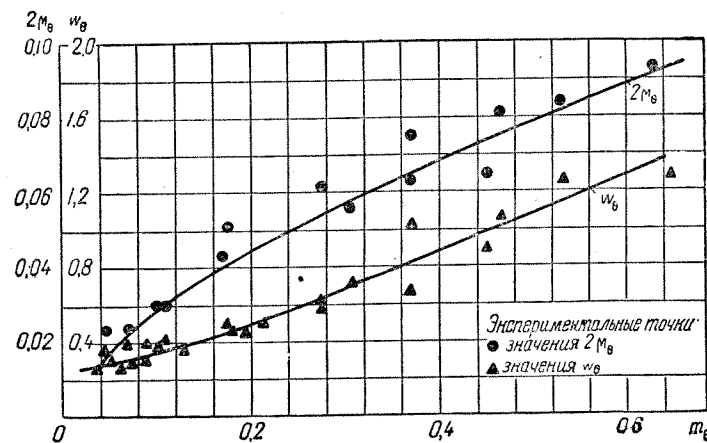


Рис. 197. Безразмерные коэффициенты демпфирования

Выражение для определения безразмерного коэффициента демпфирования ω_θ в случае квадратичной зависимости (91,9) момента демпфирующих сил от угловой скорости, при указанных выше амплитудах бортовой качки, имеет следующий вид:

$$\omega_\theta = \frac{W_\theta}{I_{xx} + \lambda_{44}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{i+1}}{\theta_i^2 + \theta_{i+1}^2}. \quad (91,21)$$

Обработка и обобщение результатов модельных испытаний показывают, что в качестве параметра, учитывающего влияние различных элементов судна (формы корпуса, состояния нагрузки и т. п.) на величину момента демпфирующих сил при бортовой качке, можно принять следующую характеристику:

$$m_\theta = \frac{\omega_\theta r_s}{gB} = \left(\frac{r_s}{\rho_{xx}} \right)^2 \cdot \frac{h_0}{B}, \quad (91,22)$$

где

$\rho'_{xx} = \sqrt{g \frac{I_{xx} + \lambda_{44}}{D}} = C'_p B$ — радиус инерции массы судна и присоединенной массы воды, составляющий некоторую долю ширины корпуса B (см. ниже).

Для определения безразмерных коэффициентов демпфирования μ_0 и ω_0 служит график рис. 197. График относится к одно- и двухвинтовым судам морского и речного флота без хода, имеющим корпус с обычными выступающими частями.

Влияние скорости хода и установки боковых килей на возрастание момента демпфирующих сил рекомендуется учитывать особо (см. § 95 и 96).

Период бортовой качки. Если наклоны судна при бортовой качке находятся в пределах применимости метacentрической формулы (91,2), то для определения периода τ_0 качки судна на тихой воде необходимо знать только значения D , h_0 , I_{xx} и λ_{44} , входящие в выражение (91,7). Это выражение удобно представить следующим образом:

$$\tau_0 = 2\pi \sqrt{\frac{I_{xx} + \lambda_{44}}{I_{xx}}} \cdot \sqrt{\frac{I_{xx}}{D h_0}} = q_0 \tau'_0, \quad (91,23)$$

где

$\tau'_0 = 2\pi \sqrt{\frac{I_{xx}}{D h_0}}$ — теоретическое значение периода бортовой качки судна на тихой воде;

$q_0 = \sqrt{\frac{1}{k_{44}}}$ — множитель, учитывающий влияние присоединенного момента инерции λ_{44} на величину периода и определяемый с помощью графика, приведенного на рис. 196.

Для определения периода τ_0 (сек.) на практике часто используется также формула вида

$$\tau_0 = \frac{2\pi \rho'_{xx}}{\sqrt{g h_0}} \approx 2C'_p \frac{B}{\sqrt{h_0}}. \quad (91,24)$$

Эмпирический коэффициент C'_p , зависящий главным образом от типа судна, а также от состояния его нагрузки, обычно колеблется в пределах от 0,37 до 0,46. Большие значения C'_p относятся, как правило, к судам, имеющим полные обводы корпуса и плавающим порожнем или в балласте, а меньшие — к судам с острыми обводами и при плавании в полном грузу.

Величину периода бортовой качки судов внутреннего плавания можно определить также по графику рис. 198, выражающему зависимость отношения $\frac{\tau_0}{\tau'_0}$ от безразмерного параметра $\frac{h_0}{\sqrt{D}} \cdot \frac{B}{z_g}$

и построенному на основании расчетных данных и результатов раскачивания судов в натуральных условиях.

Для определения периода бортовой качки судна при нелинейной зависимости восстанавливающего момента M_s (или плеча l) от угла крена, можно воспользоваться приведенными ниже приближенными выражениями, позволяющими определить величину τ_0 в некоторых частных случаях задания диаграммы статической остой-

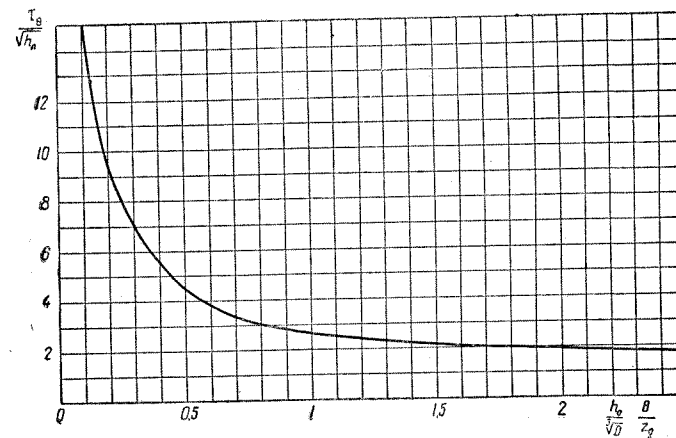


Рис. 198. Относительный период бортовой качки судов внутреннего плавания

чивости $l = f(\theta)$ при амплитудах качки, не превышающих угла крена, соответствующего максимуму диаграммы. При начальном угле крена θ_0 эти выражения имеют следующий вид:

а) Формула Робба для прямобортного судна,

$$\text{когда } l = h_0 \sin \theta \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{r_0}{h_0} \operatorname{tg}^2 \theta \right),$$

$$\tau_0 \approx \frac{2\pi}{1 + 0,37 \frac{r_0}{h_0} \theta_0^2} \sqrt{\frac{I_{xx} + \lambda_{44}}{D h_0}}, \quad (91,25)$$

где r_0 — начальный метacentрический радиус.

б) Формула В. Г. Власова для такого же судна с начальной метacentрической высотой $h_0 = 0$,

$$\text{когда } l = \frac{1}{2} r_0 \sin \theta \operatorname{tg}^2 \theta,$$

$$\tau_0 \approx 2\pi \sqrt{\frac{8(I_{xx} + \lambda_{44})}{3D r_0 \theta_0^2}} = \frac{4\pi}{\theta_0} \sqrt{\frac{2(I_{xx} + \lambda_{44})}{3D r_0}}. \quad (91,26)$$

в) Формула того же автора для низкобортного судна с относительно большой метацентрической высотой, когда $l = h_0 \sin \theta$,

$$\tau_\theta \approx 2\pi \sqrt{\frac{I_{xx} + \lambda_{44}}{Dh_0}} \left(1 + \frac{1}{16} \theta_0^2\right). \quad (91,27)$$

В общем случае расчет периода бортовой качки судов при нелинейной зависимости восстанавливающего момента от угла крена сводится к вычислению интеграла, который входит в правую часть выражения (91,8) и является несобственным, так как при $\theta = \theta_0$ подынтегральная функция $f(\theta) = \frac{1}{\sqrt{l_{d_0} - l_d}}$ обращается в бесконечность.

Для приближенного вычисления этого интеграла предложены различные практические способы (например, способы А. Н. Крылова, Г. Е. Павленко, В. Г. Власова, А. Б. Карпова и др.).

Средние численные значения периодов бортовой качки для различных типов морских судов и судов внутреннего плавания приведены в табл. 64.

Таблица 64

Периоды бортовой качки судов на тихой воде

Типы судов	Периоды качки τ_θ , сек.
Морские пассажирские суда водоизмещением $D = 10-30$ тыс. т	16—20
Морские пассажирские суда водоизмещением $D < 10$ тыс. т	10—15
Грузовые суда	7—12
Буксиры, ледоколы, рыбопромысловые суда	6—10
Озерные суда (пассажирские, грузовые, буксирные)	5—7,5
Речные суда (тех же типов)	3,5—6

§ 92. Линейная теория качки судна, расположенного лагом к волнам

Вычисление восстанавливающих сил и главной части возмущающих сил. Ниже рассматривается качка судна, расположенного лагом к регулярным двумерным волнам малой амплитуды (рис. 199). При таком расположении судна по отношению к волнам можно считать, что все движение судна происходит в плоскости распространения волн, параллельной плоскости шпангоутов. Чтобы установить характер движения судна в этой плоскости, необходимо составить дифференциальные уравнения вертикальной и собственной бортовой качки, а также уравнение бокового дрейфа (поперечно-горизонтальной качки).

Начало связанной с судном системы координат O_1xyz удобно принять в точке O_1 , которая является проекцией ЦТ судна на плоскость ватерлинии в условиях тихой воды (см. рис. 199). Неподвижные в пространстве координатные оси $O\xi, O\eta$ и $O\zeta$ совпадают в положении равновесия на тихой воде с соответствующими осями связанной системы. Направление распространения волнового профиля принято совпадающим с положительным направлением оси

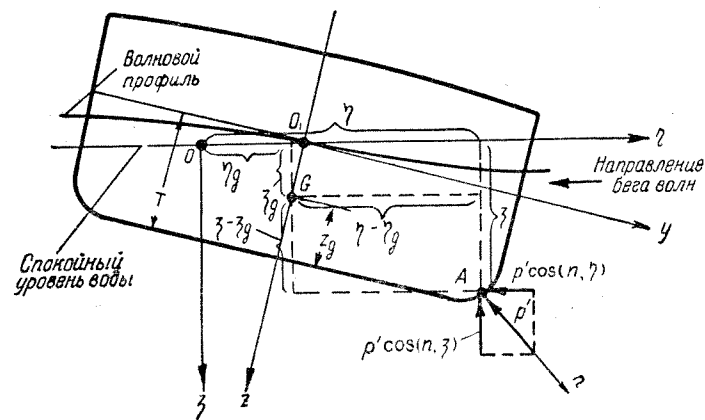


Рис. 199. Системы координат при качке судна, расположенного лагом к волнам

$O\eta$, причем в начальный момент времени $t = 0$ подошва волны находится на оси $O\zeta$.

Следуя А. Н. Крылову, можно предполагать, что давление во всех точках объема взволнованной воды не нарушается от присутствия корпуса судна. При этом допущении получают следующие выражения, позволяющие определить восстанавливающие силы и главную часть возмущающих сил с учетом формы корпуса судна:

$$\left. \begin{aligned} Q_{s\eta} + Q_{w\eta} &= \int_{\Omega_t} p' \cos(n, \eta) d\Omega = - \int \int \int_{V_t} \frac{\partial p'}{\partial \eta} dV; \\ Q_{s\zeta} + Q_{w\zeta} &= - \int_{\Omega_t} p' \cos(n, \zeta) d\Omega = - \int \int \int_{V_t} \frac{\partial p'}{\partial \zeta} dV; \\ M_{s_x} + M_{w_x} &= \int \int_{\Omega_t} p' [(\zeta - \zeta_g) \cos(n, \eta) - (\eta - \eta_g) \cos(n, \zeta)] d\Omega = \\ &= \int \int \int_{V_t} \left[(\zeta - \zeta_g) \frac{\partial p'}{\partial \eta} - (\eta - \eta_g) \frac{\partial p'}{\partial \zeta} \right] dV. \end{aligned} \right\} (92,1)$$

Здесь приняты следующие обозначения (см. также § 90):

- η_g и ζ_g — мгновенные значения координат ЦТ судна;
 Ω_t и V_t — смоченная поверхность и погруженный объем в момент времени t ;
 p' — избыточное (по сравнению с давлением на свободной поверхности) давление в точке с координатами η и ζ , равное

$$p' = \gamma [\zeta - r e^{-k\zeta} \cos(k\eta - \sigma t)]. \quad (92,2)$$

В результате вычислений, относящихся к судну с вертикальными бортами в пределах изменения его осадки при качке, можно получить следующие формулы для определения восстанавливающих сил и главной части возмущающих сил (после перехода от абсолютных координат η , ζ к связанным с судном y , z при $\sin \theta \approx \theta$; $\cos \theta \approx 1$)

$$\left. \begin{aligned} Q_{s_\eta} + Q_{w_\eta} &= \gamma x_\eta k r V_0 \sin \sigma t = \gamma x_\eta \alpha_0 V_0 \sin \sigma t; \\ Q_{s_\zeta} + Q_{w_\zeta} &= -\gamma V_0 - \gamma S_0 \zeta_g + \gamma x_\zeta r S_0 \cos \sigma t; \\ M_{s_x} + M_{w_x} &= -\gamma V_0 h_0 \theta + \gamma x_0 \alpha_0 V_0 h_0 \sin \sigma t. \end{aligned} \right\} \quad (92,3)$$

В уравнениях (92,3), в которых члены, связанные с перемещениями судна, являются восстанавливающими силами, а члены, зависящие от времени, — возмущающими силами (по теории А. Н. Крылова), приняты следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} x_\eta &= \frac{A_1}{V_0}, \\ x_\zeta &= \frac{a_1 - k A_1}{S_0}, \\ x_0 &= \frac{\frac{1}{k} a_2 - A_2 - A_3 + z_0 A_1}{V h_0}. \end{aligned} \right\} \quad (92,4)$$

Здесь: A и a — интегралы вида

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \iiint_{V_0} e^{-kz} \cos ky dV; \quad A_2 = \iiint_{V_0} e^{-kz} y \sin ky dV; \\ A_3 &= \iiint_{V_0} e^{-kz} z \cos ky dV; \\ a_1 &= \iint_{S_0} \cos ky_0 dS; \quad a_2 = \iint_{S_0} y_0 \sin ky_0 dS, \end{aligned} \right\} \quad (92,5)$$

где $V_0 = V_t - \Delta V_t$ — погруженный объем судна в положении равновесия на тихой воде (по грузовую ватерлинию), отличающийся от объема V_t на величину объема ΔV_t , заключенного между этой ватерлинией и поверхностью волны;

- S_0 — площадь грузовой ватерлинии, имеющей ординаты $y_0 = f(x)$;
 $z_0 = T - z_g$ — расстояние между ЦТ и началом координат O (предполагается, что $T > z_g$).

Приведенные выше выражения для определения главной части возмущающих сил фактически относятся к некачающемуся судну, находящемуся на волнении. Возникновение этих сил обусловлено двумя обстоятельствами: 1) изменением погруженного объема судна вследствие изменения формы свободной поверхности в условиях волнения по сравнению с тихой водой; 2) отличием давлений в волне от гидростатических. Первое обстоятельство учитывается интегралами, распространенными по объему ΔV_t (иначе по площади S_0) а второе — интегралами по объему V_0 .

Для судна, у которого поперечные размеры корпуса пренебрежимо малы по сравнению с размерами набегающих волн (см. § 90), восстанавливающие силы и главная часть возмущающих сил вычисляются по формулам

$$\left. \begin{aligned} Q_{s_\eta} + Q_{w_\eta} &= \gamma V_0 \alpha_0 \sin \sigma t; \\ Q_{s_\zeta} + Q_{w_\zeta} &= -\gamma V_0 - \gamma S_0 \zeta_g + \gamma r S_0 \cos \sigma t; \\ M_{s_x} + M_{w_x} &= -\gamma V_0 h_0 \theta + \gamma \alpha_0 V_0 h_0 \sin \sigma t. \end{aligned} \right\} \quad (92,6)$$

Редукционные коэффициенты для главной части возмущающих сил. Сравнивая соответствующие уравнения (92,3) и (92,6), можно заметить, что главная часть возмущающих сил для судна с конечными размерами корпуса определяется не истинными значениями амплитуды волны r и наибольшего угла волнового склона $\alpha_0 = kr = \frac{2\pi r}{\lambda}$, а некоторыми эффективными, или приведенными значениями этих элементов $x_\eta r$, $x_\zeta r$ и $x_0 \alpha_0$, меньшими истинных. Множители x_η , x_ζ и x_0 , определяемые формулами (92,4) и входящие в приведенные значения амплитуды и угла волнового склона, принято называть редукционными коэффициентами главной части возмущающих сил, относящимися в данном случае к судну, расположенному лагом к волнам. Эти коэффициенты учитывают влияние конечности поперечных размеров судна на амплитуду главной части возмущающих сил, т. е. влияние закона распределения волновых давлений в пределах корпуса судна на амплитуду этих сил без учета его присутствия в взволнованной воде.

Определение редукционных коэффициентов x_η , x_ζ и x_0 сводится к вычислению интегралов типа (92,5), которое может быть выполнено обычными приемами по теоретическому чертежу судна. На практике обычно пользуются приближенными способами вычисления интегралов (92,5), основанными на замене действительных ва-

терлиний судна и его строевой по ватерлиниям теми или иными аналитическими кривыми. В результате таких вычислений могут быть получены расчетные формулы и графики, позволяющие найти значения χ_T , χ_z и χ_θ , если задана длина волн λ и известны элементы судна (осадка T , ширина B , коэффициенты общей полноты δ и полноты площади ватерлинии α и т. д.).

Приближенные способы определения редуционных коэффициентов главной части возмущающих сил предложены различными авторами (Г. Е. Павленко, А. В. Герасимовым, С. Н. Благовещенским и др.).

Наиболее простая система редуционных коэффициентов была дана Г. Е. Павленко. Согласно разработанному им способу, приведенные значения амплитуды волны r_m и наибольшего угла α_m волнового склона, определяющие величину возмущающих сил при вертикальной и бортовой качке, принимаются в виде

$$r_m = \chi_z r = \chi_{zB} \chi_{zT} r; \quad (92,7)$$

$$\alpha_m = \chi_\theta \alpha_0 = \chi_{\theta B} \chi_{\theta T} \alpha_0. \quad (92,8)$$

Здесь: $\chi_{zB} = f(\alpha; \frac{B}{\lambda})$ и $\chi_{\theta B} = f(\alpha; \frac{B}{\lambda})$ — редуционные коэф-

фициенты, которые учитывают изменение кривизны волнового профиля в пределах ширины судна и определяются по графикам рис. 200, а, б в зависимости от значений α и $\frac{B}{\lambda}$; $\chi_{zT} = f(\chi; \frac{T}{\lambda})$ и $\chi_{\theta T} = f(\chi; \frac{T}{\lambda})$ — редуционные коэффициенты, учитывающие затухание волновых движений воды по глубине в пределах осадки судна и определяемые по графикам рис. 200 в, г, в зависимости от значений χ и $\frac{T}{\lambda}$ (где $\chi = \frac{\delta}{\alpha}$ — коэффициент вертикальной полноты судна).

Величина редуционного коэффициента χ_η , характеризующего приведенное значение амплитуды r'_m профиля волны для случая бокового дрейфа, в практических расчетах качки судна, расположенного лагом к волнам, обычно не используется. В случае необходимости значение r'_m можно определить по приближенной формуле

$$r'_m = \chi_\eta r = \chi_{zB} (1 - \chi_{zT}) r. \quad (92,9)$$

При выполнении практических расчетов собственно бортовой качки судна можно также пользоваться уточненным выражением для значения α_m , приведенным в § 96.

Дополнительную часть возмущающих сил обычно принимают с теми же редуционными коэффициентами, которые используются

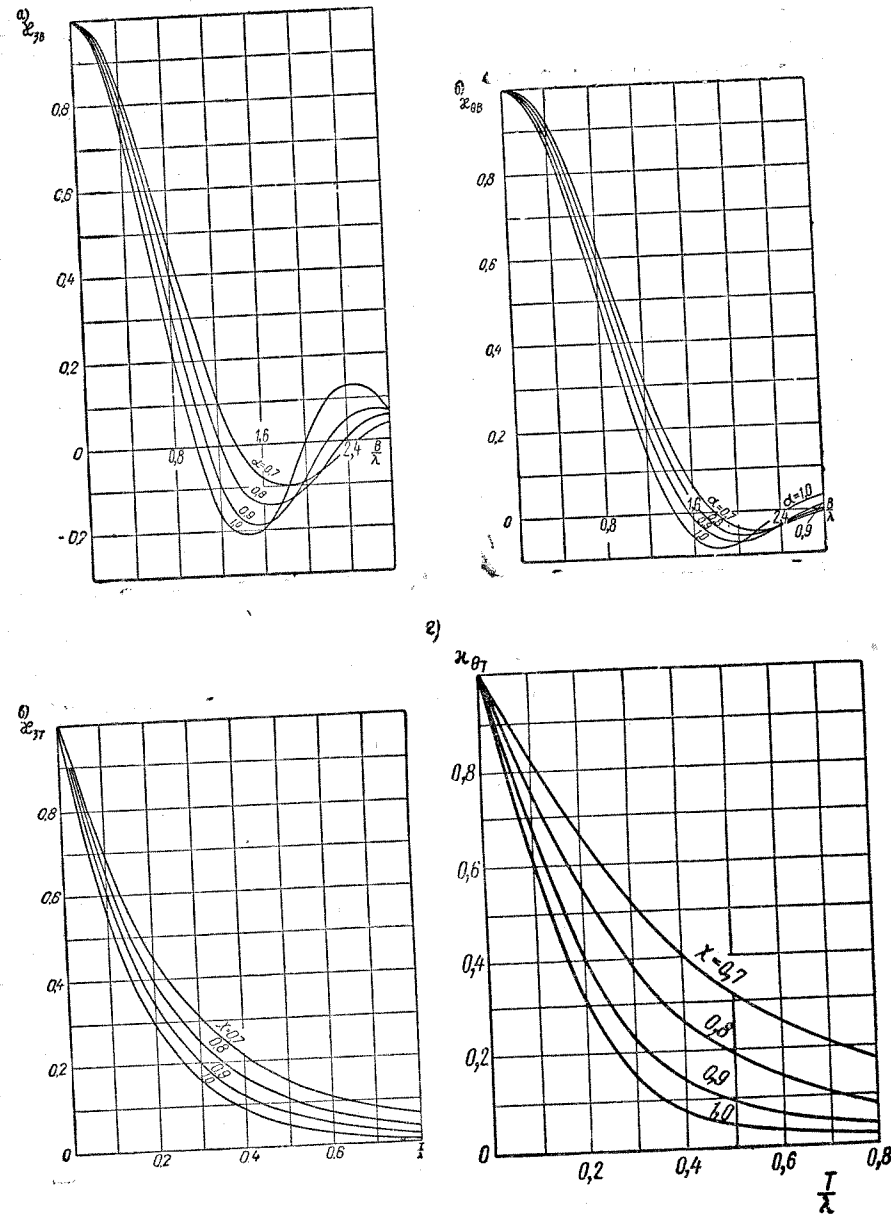


Рис. 200. Редуционные коэффициенты к главной части возмущающих сил (по Г. Е. Павленко): а, б, в, г) χ_{zB} ; $\chi_{\theta B}$; χ_{zT} ; $\chi_{\theta T}$

для главной части этих сил. Подобный метод учета дополнительной части возмущающих сил эквивалентен введению в рассмотрение скоростей и ускорений центра тяжести судна относительно поверхности волны.

Уравнения движения центра тяжести судна на волнении. Дифференциальные уравнения движения центра тяжести судна, расположенного лагом к волнам, удобно представить в следующем безразмерном виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\sigma^2} \cdot \frac{d^2 r_0}{dt^2} + 2 \frac{\nu_{0\eta}}{\sigma} \cdot \frac{dr_0}{dt} &= \sin \sigma t - 2\nu_{0\eta} \cos \sigma t; \\ \frac{1}{\omega_c^2} \cdot \frac{d^2 \zeta_0}{dt^2} + 2 \frac{\nu_{0\zeta}}{\omega_c} \cdot \frac{d\zeta_0}{dt} + \zeta_0 &= (1 - \chi_c \sigma_c^2) \cos \sigma t - 2\sigma_c \nu_{0\zeta} \sin \sigma t; \\ \frac{1}{\omega_\theta^2} \cdot \frac{d^2 \theta_0}{dt^2} + 2 \frac{\nu_{0\theta}}{\omega_\theta} \cdot \frac{d\theta_0}{dt} + \theta_0 &= (1 - \chi_\theta \sigma_\theta^2 + \gamma_\theta) \sin \sigma t + 2\sigma_\theta \nu_{0\theta} \cos \sigma t. \end{aligned} \right\} (92,10)$$

Здесь введены следующие обозначения для относительных (безразмерных) величин, характеризующих перемещения, частоту колебаний и гидродинамические силы при качке судна:

$$\eta_0 = \frac{\eta_g}{r_m} = \frac{\eta_g}{x_\eta r}; \quad \zeta_0 = \frac{\zeta_g}{r_m} = \frac{\zeta_g}{x_\zeta r}; \quad \theta_0 = \frac{\theta}{\sigma_m} = \frac{\theta}{x_\theta \alpha_0}; \quad (92,11)$$

$$\sigma_c = \frac{\sigma}{\omega_c}; \quad \sigma_\theta = \frac{\sigma}{\omega_\theta}; \quad \omega_c = \sqrt{\frac{\gamma S_0}{m + \lambda_{33}}}; \quad \omega_\theta = \sqrt{\frac{D h_0}{I_{xx} + \lambda_{44}}}; \quad (92,12)$$

$$2\nu_{0\eta} = \frac{2\nu_\eta}{\sigma} = \frac{2N_\eta}{\sigma(m + \lambda_{33})}; \quad 2\nu_{0\zeta} = \frac{2\nu_\zeta}{\sigma} = \frac{2N_\zeta}{\sigma(m + \lambda_{33})}; \quad (92,13)$$

$$2\nu_{0\theta} = \frac{2\nu_\theta}{\sigma} = \frac{2N_\theta}{\sigma(I_{xx} + \lambda_{44})};$$

$$\chi_c = \frac{\beta_c}{1 + \beta_c}; \quad \chi_\theta = \frac{\beta_\theta}{1 + \beta_\theta}; \quad \beta_c = \frac{\lambda_{33}}{m}; \quad \beta_\theta = \frac{\lambda_{44}}{I_{xx}}; \quad \gamma_\theta = \frac{g \lambda_{24}}{D h_0}. \quad (92,14)$$

В выражениях (92,13) величины $2N_\eta$, $2N_\zeta$, $2N_\theta$ означают суммарные коэффициенты демпфирования, включающие демпфирующие силы как волновой, так и вязкостной природы.

Общие интегралы уравнений (92,10) можно представить в виде суммы общего интеграла соответствующего однородного уравнения и частного решения полного уравнения.

Для случая бортовой качки общий интеграл имеет следующий вид:

$$\theta_0 = \frac{\theta}{x_\theta \alpha_0} = e^{-\nu_{0\theta} t} (C_1 \cos \bar{\omega}_\theta t + C_2 \sin \bar{\omega}_\theta t) + \theta_{0m} \sin(\sigma t - \varepsilon_\theta). \quad (92,15)$$

Первое слагаемое правой части выражения (92,15) характеризует свободные колебания, происходящие с частотой колебаний судна на тихой воде и зависящие от начальных условий, которыми определяются постоянные интегрирования C_1 и C_2 (см. § 91). В случае пребывания судна на регулярном волнении, свободные колебания со временем затухают, и качка судна будет состоять из вынужденных колебаний, определяемых вторым слагаемым выражения (92,15). Эти колебания происходят с частотой волн (возмущающей силы), а их относительная амплитуда θ_{0m} и сдвиг фазы ε_θ по отношению к волнам находятся по формулам

$$\theta_{0m} = \frac{\theta_m}{x_\theta \alpha_0} = \sqrt{\frac{(1 - \chi_\theta \sigma_\theta^2 + \gamma_\theta)^2 + 4\sigma_\theta^2 \nu_{0\theta}^2}{(1 - \sigma_\theta^2)^2 + 4\sigma_\theta^2 \nu_{0\theta}^2}}; \quad (92,16)$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon_\theta = \frac{2\sigma_\theta^3 \nu_{0\theta}}{(1 + \beta_\theta) [(1 - \sigma_\theta^2)(1 - \chi_\theta \sigma_\theta^2 + \gamma_\theta)^2 + 4\sigma_\theta^2 \nu_{0\theta}^2]}. \quad (92,17)$$

Аналогично определяется общий интеграл вертикальной качки, причем уравнение вынужденных вертикальных колебаний ЦТ судна имеет вид

$$\zeta_0 = \zeta_{0m} \cos(\sigma t - \varepsilon_\zeta). \quad (92,18)$$

Здесь:

ζ_{0m} и ε_ζ — относительная амплитуда и сдвиг фазы этих колебаний, соответственно равные

$$\zeta_{0m} = \frac{\zeta_{gm}}{x_\zeta r} = \sqrt{\frac{(1 - \chi_\zeta \sigma_\zeta^2)^2 + 4\sigma_\zeta^2 \nu_{0\zeta}^2}{(1 - \sigma_\zeta^2)^2 + 4\sigma_\zeta^2 \nu_{0\zeta}^2}}; \quad (92,19)$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon_\zeta = \frac{2\sigma_\zeta^3 \nu_{0\zeta}}{(1 + \beta_\zeta) [(1 - \sigma_\zeta^2)(1 - \chi_\zeta \sigma_\zeta^2) + 4\sigma_\zeta^2 \nu_{0\zeta}^2]}. \quad (92,20)$$

Дифференциальное уравнение поперечно-горизонтальных колебаний отличается от рассмотренных выше уравнений бортовой и вертикальной качки отсутствием восстанавливающих сил. Поэтому движение, определяемое общим интегралом соответствующего однородного уравнения, в данном случае не будет иметь колебательного характера. После затухания этого движения в случае пребывания судна на регулярном волнении остаются только вынужденные поперечно-горизонтальные колебания ЦТ судна, уравнение которых будет иметь вид

$$\eta_0 = \frac{\eta_g}{x_\eta r} = -\sin \sigma t. \quad (92,21)$$

Резонансные кривые качки. Характер зависимости относительных амплитуд бортовой и вертикальной качки от соответствующих относительных частот показан на рис. 201, а, б, где изображены резонансные кривые $\theta_{0m} = f(\sigma_\theta)$ и $\zeta_{0m} = f(\sigma_\zeta)$ при постоянных значениях

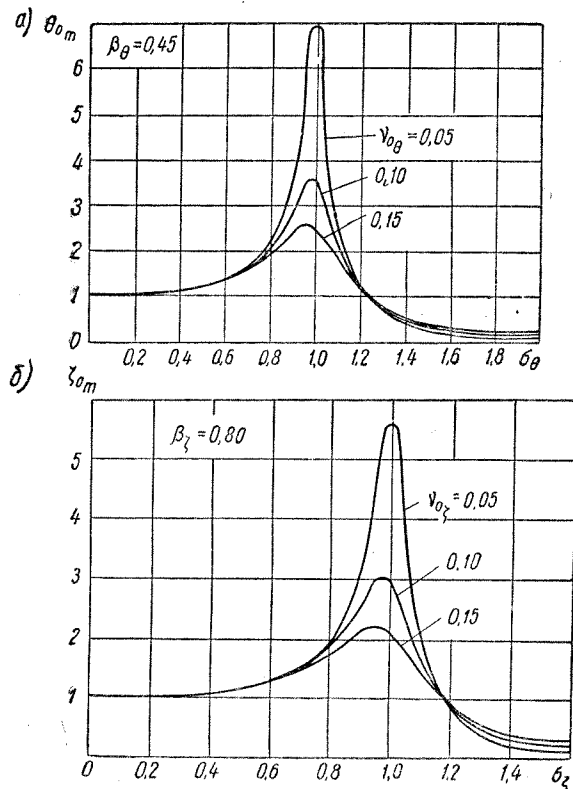


Рис. 201. Резонансные графики: а) бортовая качка; б) вертикальная качка

чениях параметров β_θ , $\nu_{0\theta}$ и β_ζ , $\nu_{0\zeta}$, входящих в формулы (92,16) и (92,17). Резонансные кривые имеют ярко выраженный максимум вблизи $\sigma_\theta = 1$ (или $\sigma_\zeta = 1$), т. е. при равенстве периода волны периоду качки на тихой воде относительная амплитуда достигает максимума, величина которого значительно уменьшается с ростом коэффициента сопротивления. Вдали от резонанса влияние сопротивления на величину амплитуды мало, и им можно практически пренебречь.

Для судна без хода резонанс для вертикальной качки наступает на сравнительно коротких волнах. Поэтому размерные амплитуды вертикальной качки достигают при резонансе лишь относительного максимума, а при качке вдали от резонанса, но на более длинных и высоких волнах, амплитуды могут быть больше, чем при резонансе.

Резонансные кривые бортовой качки имеют перечисленные ниже характерные особенности (см. рис. 201).

При очень малом значении σ_θ , что соответствует либо предельно длинным волнам, либо очень малому периоду бортовой качки судна на тихой воде, величина $\theta_{0m} = 1,0$. По мере увеличения значения σ_θ относительная амплитуда качки θ_{0m} возрастает, и при резонансе ($\sigma_\theta = 1$) достигает максимума, равного

$$(\theta_{0m})_{\max} = \sqrt{1 + \frac{(1 - \gamma_\theta)^2}{4\nu_{0\theta}^2}}. \quad (92,22)$$

В этой формуле, как и в последующих, принято, что $\lambda_{24} = 0$. Величина $(\theta_{0m})_{\max}$ существенно зависит от безразмерного коэффициента демпфирования $\nu_{0\theta}$, особенно при значениях $\nu_{0\theta} < 0,10$.

Изменение коэффициента присоединенного момента инерции массы в пределах $\beta_\theta = 0,25 \div 0,45$ практически мало сказывается на величине $(\theta_{0m})_{\max}$. Дальнейшее увеличение значения σ_θ по сравнению с $\sigma_\theta = 1,0$ сопровождается уменьшением относительной амплитуды,

которая при $\sigma_\theta = \sqrt{\frac{2}{1 + \gamma_\theta}}$ получается равной $\theta_{0m} = 1,0$, а при

$\sigma_\theta = \sqrt{\frac{1}{\gamma_\theta}}$ достигает минимальной величины $(\theta_{0m})_{\min} = 0,1 \div 0,3$, определяемой по формуле

$$(\theta_{0m})_{\min} = \gamma_\theta \sqrt{\frac{(1 - \gamma_\theta)^2 + 4\nu_{0\theta}^2}{(1 - \gamma_\theta^2)^2 + 4\gamma_\theta^2\nu_{0\theta}^2}}. \quad (92,23)$$

При значениях $\sigma_\theta \rightarrow \infty$ амплитуда θ_{0m} стремится к величине

$$\theta_{0m} = \gamma_\theta \frac{\beta_\theta}{1 + \beta_\theta}.$$

Кривые сдвига фазы. Кривые, характеризующие сдвиги фаз ε_θ и ε_ζ между колебаниями судна и волной, нанесены на рис. 202, а, б. Эти кривые построены при постоянных значениях параметров β_θ , $\nu_{0\theta}$ и β_ζ , $\nu_{0\zeta}$, входящих в формулы (92,17) и (92,20).

Для случая вертикальной качки судна сдвиг фаз ϵ_ζ вблизи резонанса составляет примерно 90° , т. е. наиболее низкое положение достигается судном в точке перегиба волнового профиля. Для

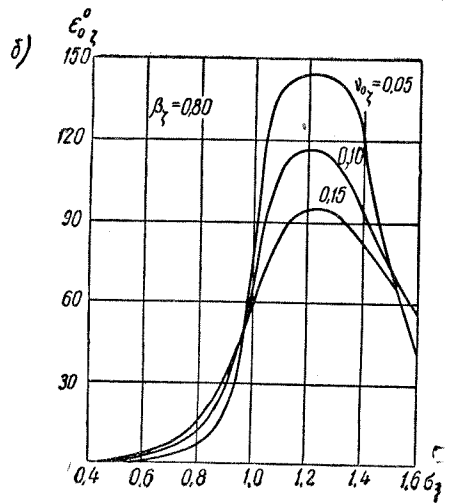
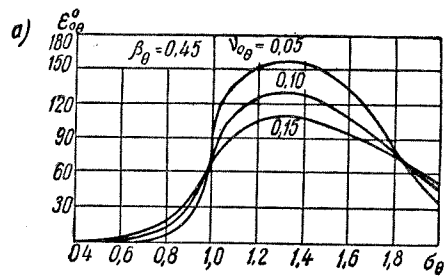


Рис. 202. Сдвиг фазы: а) бортовая качка; б) вертикальная качка

Для судов с большой остойчивостью сдвиг фаз ϵ_θ на длинных волнах оказывается малым, и судно будет качаться в согласии с волной (т. е. в одной фазе с ней).

Длина резонансной волны $\lambda_{рез}$ (м), соответствующая данному периоду бортовой качки судна τ_θ (сек.) на тихой воде, получается равной

$$\lambda_{рез} = \frac{g}{2\pi} \tau_\theta^2 \approx 1,56 \tau_\theta^2 \quad (92,25)$$

волн, более длинных, чем резонансная волна (при $\lambda = \lambda_{рез}$), сдвиг фаз резко уменьшается, и при $\lambda > 1,5 \lambda_{рез}$ равен нулю. Наличие сдвига фаз ϵ_ζ приводит к увеличению наибольшего погружения судна под поверхность волны, что неблагоприятно влияет на условия заливаемости судна.

В случае бортовой качки судна сдвиг фаз ϵ_θ равен нулю при значениях $\sigma_\theta = 0$ и $\sigma_\theta \rightarrow \infty$. При двух значениях относительной частоты, приблизительно равных $\sigma_\theta = 1,0$ и

$\sigma_\theta = \sqrt{\frac{1}{\chi_\theta}}$, сдвиг фаз составляет 90° . В случае резонанса величина ϵ_θ получается несколько меньше 90° и определяется из выражения

$$\epsilon_\theta = \arctg \frac{1}{2(1 + \beta_\theta) \nu_\theta} \quad (92,24)$$

Максимальный сдвиг фаз будет тем меньше, чем больше величина демпфирующих сил, и сравнительно слабо зависит от величины присоединенного момента инерции массы.

Если судно расположено лагом к волнам, длина которых удовлетворяет неравенству

$$0,6 \lambda_{рез} > \lambda > 1,4 \lambda_{рез} \quad (92,26)$$

то можно заведомо утверждать, что бортовая качка судна будет умеренной. Вблизи резонанса, когда величина $\epsilon_\theta = 90^\circ$, бортовая качка судна отстает по фазе от волнового склона и возмущающего момента на четверть периода. Отсюда следует, что наибольший крен будет наблюдаться в положении судна на подошве и на вершине волны. В точках перегиба волнового профиля, когда волновой склон оказывается наибольшим, угол крена судна теоретически равен нулю.

Если ввести понятие об относительном угле крена ($\theta_1 = \theta - \alpha_m$), т. е. угле крена судна относительно редуцированного профиля поверхности волны, то наибольшее значение этого угла, которое получается вблизи резонанса, практически равно амплитуде качки. Для судов с большим собственным периодом бортовой качки (т. е. с малой начальной остойчивостью) наибольшее значение относительного угла крена приближенно равно сумме абсолютных значений амплитуды качки и наибольшего приведенного угла волнового склона.

§ 93. Нелинейная теория бортовой качки судна, расположенного лагом к волнам. Остойчивость судна на волнении

Нелинейное дифференциальное уравнение бортовой качки судна. Линейное дифференциальное уравнение бортовой качки судна на регулярном волнении можно представить в виде

$$I_{xx} \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + \lambda_{44} \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + 2N_\theta \frac{d\theta_1}{dt} + Dh_\theta \theta_1 = 0 \quad (93,1)$$

Здесь:

θ_1 — относительный угол крена, равный

$$\theta_1 = \theta - \alpha_m \quad (93,2)$$

где α_m — приведенный или эффективный (редуцированный) угол волнового склона

$$\alpha_m = \alpha_0 \sin \sigma t \quad (93,3)$$

При написании уравнения (93,1) принято, что величина $\lambda_{24} = 0$, а восстанавливающий момент вычисляется по метацентрической формуле (91,2) для угла крена θ_1 .

Распространяя эту аналогию на случай качки большой амплитуды и принимая во внимание влияние периодического изменения силы поддержания (иначе, циклического движения ЦТ судна) на величину восстанавливающего момента, можно получить следующую

щее нелинейное дифференциальное уравнение бортовой качки судна на волнении:

$$(I_{xx} + \lambda_{44}) \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + 2N_0 \frac{d\theta_1}{dt} + Dh_0 (1 + \alpha_m \cos \sigma t) f(\theta_1) = I_{xx} \alpha_m \sigma^2 \sin \sigma t, \quad (93,4)$$

где $f(\theta_1)$ — функция, характеризующая закон изменения плеча восстанавливающего момента в зависимости от угла θ_1 .

Уравнение (93,4) в безразмерной форме принимает вид

$$\frac{d^2 \theta_1}{d\tau_0^2} + 2\mu_0 \frac{d\theta_1}{d\tau_0} + (1 + \alpha_m \cos \sigma_0 \tau_0) f(\theta_1) = \alpha_0 \sigma_0^2 \sin \sigma_0 \tau_0. \quad (93,5)$$

Здесь введены следующие обозначения:

$$\tau_0 = t \sqrt{\frac{Dh_0}{I_{xx} + \lambda_{44}}} = t \omega_0; \quad \mu_0 = \frac{N_0}{(I_{xx} + \lambda_{44}) \omega_0}; \quad \sigma_0 = \frac{\sigma}{\omega_0}; \quad \alpha_0 = \frac{I_{xx}}{I_{xx} + \lambda_{44}} \alpha_m. \quad (93,6)$$

Абсолютная величина амплитуды качки судна определится из выражения

$$\theta = \alpha_m + \theta_1 = \alpha_0 \sin \sigma t + \theta_1. \quad (93,7)$$

Остойчивость судна на волнении при линейном восстанавливающем моменте. Параметрический резонанс. В рассматриваемом случае уравнение бортовой качки судна превращается в линейное дифференциальное уравнение с периодическими коэффициентами (уравнение типа Матье)

$$\frac{d^2 \theta_1}{d\tau_0^2} + 2\mu_0 \frac{d\theta_1}{d\tau_0} + (1 + \alpha_m \cos \sigma_0 \tau_0) \theta_1 = \alpha_0 \sigma_0^2 \sin \sigma_0 \tau_0. \quad (93,8)$$

Исследование устойчивости свободных колебаний при бортовой качке на регулярной волне с учетом периодического изменения величины силы поддержания показывает, что в зависимости от соотношения между частотой волны σ , эффективным углом волнового склона α_m и коэффициентом демпфирования μ_0 возможны неустойчивые, все нарастающие колебания судна. Явление возбуждения колебаний судна при бортовой качке на волнении, возникающее вследствие периодического изменения параметров качки, называется параметрическим резонансом.

Параметрический резонанс резко отличается от обычного гармонического резонанса и обладает перечисленными ниже свойствами.

1) Параметрический резонанс возникает при определенной зависимости между частотой волны и средней частотой собственных колебаний судна. Наиболее легко возбудимым является первый,

или главный параметрический резонанс, при котором частота возбужденных колебаний равна половине частоты волны.

2) Область частот волны, при которых возникает параметрический резонанс, в отличие от гармонического, резко ограничена. Если значения α_m и μ_0 заданы, а значения σ_0 удовлетворяют неравенству $\sigma_1 < \sigma_0 < \sigma_2$, то решения дифференциального уравнения качки получаются неустойчивыми

$$\sigma_{1,2}^2 = \frac{4(1 - 3\mu_0^2)}{1 - \frac{\alpha_m^2}{4}} \left[1 \mp \sqrt{1 - \frac{(1 - \mu_0)^2 \left(1 - \frac{\alpha_m^2}{4}\right)}{(1 - 3\mu_0^2)^2}} \right], \quad (93,9)$$

причем при $\mu_0 = 0$

$$\sigma_1 = \frac{2}{\sqrt{1 + \frac{\alpha_m^2}{4}}}; \quad \sigma_2 = \frac{2}{\sqrt{1 - \frac{\alpha_m^2}{4}}}. \quad (93,10)$$

Области неустойчивости главного параметрического резонанса уменьшаются с ростом значений коэффициента демпфирования μ_0 .

3) Для возникновения главного параметрического резонанса необходимо соблюдение следующего соотношения между угловым склоном волны α_m и заданным коэффициентом демпфирования μ_0 :

$$\alpha_m \geq 2 \sqrt{1 - \left(\frac{1 - 3\mu_0}{1 - \mu_0^2}\right)^2}. \quad (93,11)$$

4) Обычный резонанс при линейной качке и заданном сопротивлении дает конечную амплитуду. В случае параметрического резонанса возрастание амплитуды при линейной качке принципиально может быть беспредельным даже при наличии демпфирующих сил.

Возможность существования параметрического резонанса при определенных соотношениях между значениями σ_0 , α_m и μ_0 подтверждается результатами модельных испытаний, полученными Г. К. Авдеевым, а также материалами натуральных наблюдений.

Линейная теория бортовой качки на регулярном волнении с учетом периодического изменения силы поддержания не может полностью объяснить явления, наблюдаемые в действительности. Для определения установившихся колебаний судна на регулярном волнении необходимо исследовать уравнение нелинейной теории бортовой качки.

Вынужденные нелинейные колебания судна на волнении. Устойчивость колебаний. Рассмотрим вынужденные колебания при

бортовой качке судна в предположении, что угловой склон волны α_m очень мал по сравнению с единицей, вследствие чего можно не учитывать периодическое изменение сил поддержания.

Дифференциальное уравнение бортовой качки в данном случае имеет вид

$$\frac{d^2\theta_1}{d\tau_0^2} + 2\mu_0 \frac{d\theta_1}{d\tau_0} + f(\theta_1) = \alpha_0 \sigma_0^2 \sin \sigma_0 \tau_0. \quad (93,12)$$

Решение уравнения (93,12) принимаем в виде

$$\theta = \theta_0 \sin(\sigma_0 \tau_0 - \varepsilon_0), \quad (93,13)$$

где θ_0 и ε_0 — неизвестные значения амплитуды и начальной фазы.

Если разложить функцию $f[\theta_0 \sin(\sigma_0 \tau_0 - \varepsilon_0)]$ в ряд Фурье и ограничиться при этом первыми гармониками вида

$$f[\theta_0 \sin(\sigma_0 \tau_0 - \varepsilon_0)] = \Phi(\theta_0) \sin(\sigma_0 \tau_0 - \varepsilon_0),$$

то для построения амплитудной кривой, изображающей зависимость амплитуды θ_0 от частоты σ_0 при определенном значении μ_0 , получается следующее выражение:

$$\sigma_0^2 = \frac{1}{1 - \left(\frac{\alpha_0}{\theta_0}\right)^2} \left\{ \frac{\Phi(\theta_0)}{\theta_0} - 2\mu_0^2 \pm \sqrt{\frac{\alpha_0^2}{\theta_0^2} \left[\frac{\Phi(\theta_0)}{\theta_0} \right]^2 - 4\mu_0^2 \left[\frac{\Phi(\theta_0)}{\theta_0} - \mu_0^2 \right]} \right\}. \quad (93,14)$$

Значения θ_0 и σ_0 , отвечающие максимальной амплитуде θ_{0m} , приближенно можно определить по формуле

$$\sigma_0 = \frac{\mu_0 \theta_{0m}}{\alpha_0} \sqrt{2 - \frac{2}{1 - \frac{\alpha_0^2}{\theta_{0m}^2}}}. \quad (93,15)$$

Если предположить, что судно находится на тихой воде ($\alpha_0 = 0$; $\theta_1 = \theta$) и величина $\mu_0 = 0$, то связь между значениями σ_0 и θ_0 получается в виде

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{\Phi(\theta_0)}{\theta_0}} = \bar{\omega}_0, \quad (93,16)$$

где $\bar{\omega}_0$ — безразмерная частота свободных нелинейных колебаний при бортовой качке (в долях частоты ω_0 при малых колебаниях).

Чтобы построить амплитудную кривую для судна по формуле (93,14), необходимо располагать графиком зависимости частоты качки на тихой воде от амплитуды, т. е. иметь так называемую «скелетную» кривую $\bar{\omega}_0 = f(\theta_0)$ для данного судна. Для построения этой кривой, форма которой определяется особенностями диаграммы статической остойчивости, используются данные, позволяющие получить величину периода бортовой качки судна на тихой воде

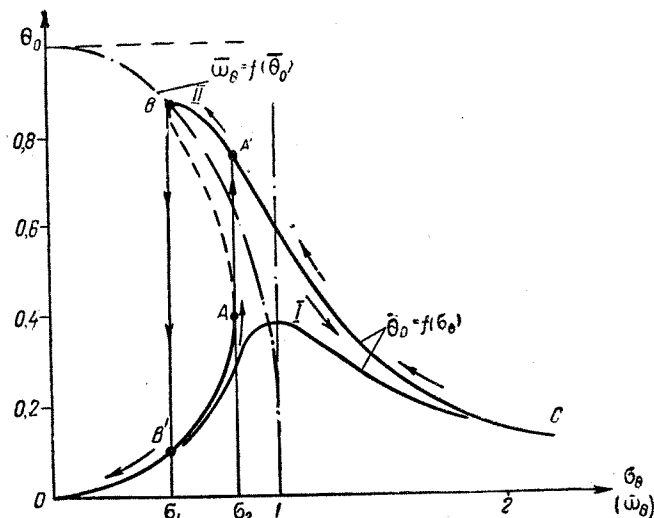


Рис. 203. Амплитудные кривые при нелинейной качке

при нелинейной зависимости восстанавливающего момента от угла крена (см. § 91). Кривая $\bar{\omega}_0 = f(\theta_0)$ может быть построена до углов крена, достигающих угла заката $\theta_{зак}$ диаграммы статической остойчивости, при котором частота $\omega_0 = 0$.

В зависимости от значений α_0 и μ_0 амплитудная кривая $\theta_0 = f(\sigma_0)$ может получиться различной. На рис. 203 нанесены характерные амплитудные кривые двух типов (I и II), связывающие относительные значения частоты $\sigma_0 = \frac{\sigma}{\omega_0}$ и амплитуды $\bar{\theta}_0 = \frac{\theta_0}{\theta_{зак}}$.

Кривая типа I, которая обычно получается при большой величине μ_0 , качественно не отличается от кривой при линейной качке, т. е. при всех значениях σ_0 существует однозначная связь $\theta_0 = f(\sigma_0)$. Кривая типа II, получающаяся при малой величине μ_0 , является характерной для нелинейной качки и имеет область частот σ_0 ,

в которой каждому значению σ_θ соответствуют три значения амплитуды θ_0 (устойчивые и неустойчивые). Эта область ограничена вертикальными касательными к амплитудной кривой, изображенными на рис. 203.

В интервалах частот $\sigma_\theta < \sigma_1$ и $\sigma_\theta > \sigma_2$, когда имеется только одно значение амплитуды, получаются устойчивые колебания. В области $\sigma_1 < \sigma_\theta < \sigma_2$, где получаются три значения θ_0 , средняя по величине амплитуда неустойчива. В точках *A* и *B*, где касательные к кривой вынужденных амплитуд вертикальны, получается переход от устойчивого колебания к неустойчивому, и наоборот.

В области частот $\sigma_1 < \sigma_\theta < \sigma_2$ возможны колебания судна с большой или малой амплитудой, в зависимости от начальных условий движения. Обычно, когда частота σ_θ возрастает медленно, увеличение амплитуды происходит по кривой *OA*. При дальнейшем возрастании частоты σ_θ амплитуда скачком переходит на кривую *A'C* и изменяется в соответствии с этой кривой. Если же частота σ_θ медленно убывает, то амплитуда сначала изменяется по кривой *CA'B*, а затем — по кривой *B'O*.

Интервал частот (σ_1, σ_2) может оказаться неустойчивым по отношению к большим возмущениям установившегося режима. Однако во всех случаях амплитуда не может превысить максимального значения, получаемого по диаграмме вынужденных амплитуд и определяемого величиной коэффициента μ_θ (см. рис. 203).

§ 94. Влияние скорости хода и курса судна на бортовую качку

Изменение момента демпфирующих сил при ходе судна. Момент демпфирующих сил при бортовой качке возрастает с увеличением скорости хода судна.

Возрастание демпфирующих сил при ходе судна по сравнению с их величиной при отсутствии хода объясняется главным образом тем, что поступательно движущееся судно непрерывно входит в соприкосновение с частицами невозмущенной жидкости и образует на ее поверхности новые системы волн, вызванные не только ходом судна, но и его качаниями. На образование новых волн, расходящихся от корпуса качающегося судна, затрачивается значительно больше энергии, чем на поддержание установившейся системы волн при качке судна без хода, что и приводит к возникновению добавочных демпфирующих сил волновой природы.

Помимо того, увеличение демпфирующих сил при бортовой качке на ходу обусловлено в известной мере изменением условий обтекания корпуса судна и его выступающих частей (кронштейнов гребных валов, рулей, боковых килей и т. д.). При одновременном поступательном перемещении и вращении вокруг оси качаний на

корпусе судна и выступающих частях, как на крыле малого удлинения, возникают подъемные силы, момент которых относительно оси качаний направлен противоположно окружной скорости при качке и приводит к ее демпфированию.

Дополнительное стабилизирующее действие на бортовую качку оказывают также работающие гребные винты, расположенные по бортам судна, имеющего многовальную установку.

В практических расчетах бортовой качки судна для оценки влияния скорости хода на величину момента демпфирующих сил часто используется приближенная формула следующего вида:

$$2N_{\theta_v} = 2N_\theta (1 + 3,3 Fr), \quad (94,1)$$

где $2N_{\theta_v}$ и $2N_\theta$ — размерный коэффициент демпфирования соответственно при качке на ходу и на стоянке.

При ходе судна в условиях волнения число Фруда *Fr* принимается с учетом снижения скорости в этих условиях (см. § 14 и 25). Стабилизирующее действие боковых килей при ходе судна учитывается особо (см. § 95).

Изменение периода возмущающей силы. Если направление вектора скорости хода судна *v* составляет курсовой угол φ с направлением скорости бега волн *c*, имеющих длину λ , то промежутком времени, в течение которого происходит встреча судна с двумя последовательными гребнями или подошвами волн, будет равно не истинному их периоду τ , а некоторому кажущемуся периоду τ_k , определяемому из соотношения

$$\tau_k = \frac{\lambda}{c - v \cos \varphi} = \tau \left(\frac{1}{1 - \frac{v}{c} \cos \varphi} \right). \quad (94,2)$$

Из формулы (94,2) следует, что на всех острых курсовых углах ($0 < \varphi < \frac{\pi}{2}$) кажущийся период волны больше истинного. Напротив, на всех тупых курсовых углах ($\frac{\pi}{2} < \varphi \leq \pi$) кажущийся период меньше истинного. При расположении судна лагом к волнам ($\varphi = \frac{\pi}{2}$) кажущийся период всегда совпадает с истинным, независимо от скорости.

Величина τ_k для движущегося судна является эффективным периодом, определяющим характер качки судна, так как период возмущающей силы от действия волн равен их кажущемуся периоду, а частота этой силы равна кажущейся частоте σ_k , которая связана с истинной частотой волн σ соотношением

$$\sigma_k = \frac{2\pi}{\tau_k} = \sigma \left(1 - \frac{v}{c} \cos \varphi \right). \quad (94,3)$$

Возможные пределы изменения кажущегося периода равны

$$\frac{\lambda}{c+v} < \tau_k < \frac{\lambda}{c-v}. \quad (94,4)$$

Если значение $v \cos \varphi > c$ (когда $\tau_k < 0$), то скорость перемещения гребней волн по отношению к судну изменяет свое направление на противоположное. Условимся считать, что при $v \cos \varphi < c$ (при $\tau_k > 0$) гребни волн перемещаются с кормы в нос относительно судна, а при $v \cos \varphi > c$ (при $\tau_k < 0$) от носа к корме. В случае $v \cos \varphi = c$ значение $\tau_k = \infty$, и наблюдателю, находящемуся на судне, будет казаться, что судно неподвижно по отношению к волнам.

При ходе на косых курсах по отношению к волнам данной длины судно испытывает все виды качки одновременно. Однако тот или иной вид качки наиболее сильно проявляется только при определенных соотношениях между значениями v и φ , когда условия качки приближаются к резонансным, т. е. когда кажущийся период возмущающей силы τ_k становится близким к периоду собственных колебаний судна при качке на тихой воде.

Наибольшие амплитуды бортовой качки в условиях резонанса при ходе судна на косых курсах определяются из условия

$$\tau_\theta = \tau_k = \frac{\lambda}{c - v \cos \varphi}, \quad (94,5)$$

если курсовые углы не слишком близки к значениям $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$, при которых резко уменьшается амплитуда возмущающей силы для бортовой качки (см. ниже).

Значения курсового угла φ , при которых возможен резонанс при заданных значениях v , λ и $\tau_k = \tau_\theta$, определяются по формуле

$$\varphi = \arccos \frac{c - \frac{\lambda}{\tau_k}}{v}. \quad (94,6)$$

Изменение амплитуды возмущающей силы. Изменение амплитуды возмущающей силы при бортовой качке судна, расположенного под косым углом к волнам, по сравнению с амплитудой этой силы для судна, находящегося лагом к ним (при $\varphi = \frac{\pi}{2}$), объясняется

тем, что при косом курсе углы волнового склона в плоскости различных шпангоутов изменяются как по величине, так и по знаку.

Влияние косога курса на амплитуду главной части возмущающей силы при бортовой качке приближенно учитывается соответствующим изменением наибольшего значения приведенного (или эффективного) угла волнового склона для судна в целом. Величина этого

угла $\alpha_{m\varphi}$ при бортовой качке судна на косых курсах принимается в виде

$$\alpha_{m\varphi} = \alpha_m \left(\frac{x_{B\varphi}}{x_{B\theta}} \right) x_{L\varphi} \sin \varphi = x_{T\theta} x_{B\varphi} x_{L\varphi} \alpha_0 \sin \varphi. \quad (94,7)$$

Здесь:

$\alpha_m = x_{T\theta} x_{B\theta} \alpha_0$ — приведенный угол волнового склона, вычисляемый согласно указаниям § 92 для случая расположения судна лагом к волнам (при $\varphi = \frac{\pi}{2}$);

$\frac{x_{B\varphi}}{x_{B\theta}}$ — отношение, которое характеризует влияние ко-

сого курса на величину коэффициента $x_{B\theta}$, причем коэффициент $x_{B\varphi}$ можно принимать по графику рис. 200, б в зависимости от значений α и $\frac{B}{\lambda} \sin \varphi$ (вместо $\frac{B}{\lambda}$);

$x_{L\varphi}$ — редуцированный коэффициент, учитывающий влияние косога курса на изменение волнового профиля вдоль корпуса судна длиной L и определяемый по графику рис. 204 в зависимости от значения $\frac{L}{\lambda} \cos \varphi$.

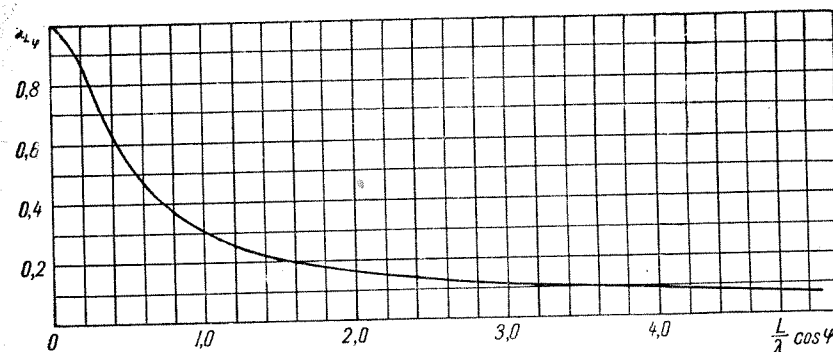


Рис. 204. Редуцированный коэффициент для учета влияния косога курса на амплитуду возмущающих сил

Влияние косога курса и скорости хода судна на дополнительную (гидродинамическую) часть возмущающей силы в настоящее время изучено недостаточно. Эксперименты, выполненные Ю. А. Невцветаевым, показывают, что между скоростью хода и волновыми давлениями, действующими на качающееся судно, существует лишь

слабо выраженная зависимость. Это обстоятельство позволяет считать, что при выполнении расчета гидродинамической части возмущающей силы, как и в случае расчета инерционных и демпфирующих сил, можно пренебрегать зависимостью дифракции волн от скорости хода судна при изменении ее в определенных пределах.

§ 95. Влияние боковых килей на характеристики бортовой качки судна

Общие сведения об успокоителях качки. Успокоителями качки принято называть специальные устройства судна, создающие переменный по знаку и величине стабилизирующий момент, который действует в плоскости шпангоутов и частично компенсирует возмущающий момент волнения при бортовой качке судна, следствием чего является уменьшение ее амплитуд, скоростей и ускорений. Уменьшение амплитуд килевой и вертикальной качки с помощью успокоителей практически осуществить трудно.

Применяемые на практике успокоители (иначе, стабилизаторы) бортовой качки могут быть классифицированы по следующим признакам.

1. По принципу управления работой успокоителей. Согласно этому признаку, успокоители делятся на пассивные и активные. Пассивные успокоители (например, боковые кили) не имеют искусственного управления стабилизирующим моментом и не требуют для своей работы каких-либо специальных источников энергии. Для работы таких успокоителей источником энергии является само качающееся судно. У активных успокоителей при помощи специальных механизмов осуществляется изменение стабилизирующего момента, обеспечивающее наиболее эффективную работу успокоителя (в частности, боковых управляемых рулей).

2. По типу устройств, предназначенных для создания стабилизирующего момента. Такими устройствами могут служить перемещающиеся твердые или жидкие грузы, гироскопы, выступающие части корпуса, взаимодействующие с забортной водой. К последней категории относятся наиболее распространенные на практике успокоители качки — боковые кили и боковые управляемые рули.

Снижение амплитуд бортовой качки судна при установке успокоителей сопровождается и уменьшением линейных ускорений, что благоприятно сказывается на работе различных судовых механизмов и на самочувствии людей, находящихся на судне. Для обеспечения благоприятных условий обитаемости желательно, чтобы человек, находящийся у борта судна, не испытывал бы линейных ускорений свыше 0,1 g, так как в противном случае заметно усиливаются симптомы «морской болезни».

Влияние боковых килей на характеристики качки. Боковые (иначе, скуловые) кили представляют собой длинные пластины,

которые устанавливаются в средней части корпуса судна и располагаются по нормали к обшивке в районе скулового закругления, не выходя обычно за габариты мидель-шпангоута судна. Чтобы избежать неблагоприятного влияния боковых килей на ходкость судна, их располагают по возможности вдоль линий тока на обшивке корпуса.

Боковые кили находят широкое распространение на судах различного типа благодаря простоте конструкции и эффективности действия при резонансной качке.

Стабилизирующее действие боковых килей обусловлено следующими причинами:

- 1) искусственным увеличением момента демпфирующих сил при качке, которое наиболее эффективно проявляется вблизи резонанса;
- 2) возникновением дополнительного стабилизирующего момента за счет появления подъемной силы противоположного направления на килях правого и левого борта, обтекаемых при ходе судна, подобно крыльям малого удлинения;
- 3) некоторым увеличением периода бортовой качки из-за возрастания присоединенного момента инерции при установке килей.

Суммарный стабилизирующий момент боковых килей можно принять равным

$$m_c = m'_c + m''_c. \quad (95,1)$$

Здесь:

- m'_c — стабилизирующий момент демпфирующих сил на стоянке судна;
- m''_c — дополнительный стабилизирующий момент боковых килей, возникающий при ходе судна.

Момент m''_c (тм) можно определить по приближенной формуле

$$m''_c = 0,4 s_k d^3 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{cp}^2, \quad (95,2)$$

где s_k — суммарная площадь в м² боковых килей (на оба борта);
 d — расстояние в м от середины киля до оси колебаний судна (приближенно до его ЦТ).

В практических расчетах можно пользоваться средним значением угловой скорости $\left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{cp} \approx \frac{2}{3} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{max}$.

Величина момента m''_c (тм) при ходе судна со скоростью v принимается равной

$$m''_c = 2P_y d \simeq \rho v^2 s_k \alpha^2 d, \quad (95,3)$$

где P_y — подъемная сила, создаваемая боковым килем;
 α — угол атаки бокового киля, определяемый по формуле

$$\alpha = \frac{d\theta}{dt} \cdot \frac{d}{v}. \quad (95,4)$$

Окончательно суммарный стабилизирующий момент боковых килей можно определить по приближенной формуле

$$m_c = 0,5 s_k d^3 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{cp}^2 \simeq 0,2 s_k d^3 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{max}^2. \quad (95,5)$$

Стабилизирующий эффект от установки килей зависит от соотношения

$$\frac{M'_c}{M_k} = 1 + \frac{m_c}{M_k}. \quad (95,6)$$

Здесь:

M'_c — суммарный момент демпфирующих сил при качке судна с боковыми килеями,

M_k — момент, создаваемый сопротивлением корпуса.

Если момент M_k мал, то установка боковых килей может существенно повлиять на уменьшение амплитуд качки. Если же момент M_k велик, то эффект от установки килей будет незначительным.

Дополнительный присоединенный момент инерции от установки боковых килей равен

$$\Delta\lambda_{44} = \rho\pi d^2 l_k b_k^2, \quad (95,7)$$

где b_k и l_k — ширина и длина килей.

Период качки судна с боковыми килеями равен

$$\tau_{\theta_c} = 2\pi \sqrt{\frac{I_{xx} + \lambda_{44} + \Delta\lambda_{44}}{Dh_0}}. \quad (95,8)$$

Умерение резонансных амплитуд бортовой качки судна, вызываемое боковыми килеями, можно определить, исходя из соотношения

$$\frac{\theta_{m_c}}{\theta_m} = \sqrt{\frac{\omega_0}{\omega_{\theta_c}}}, \quad (95,9)$$

в котором значения амплитуды качки θ_m и безразмерного коэффициента демпфирования ω_0 (квадратичного) относятся к судну без боковых килей, а соответствующие значения θ_{m_c} и ω_{θ_c} — к судну

с установленными килеями. Значения $\frac{\omega_{\theta_c}}{\omega_0}$, полученные по результатам модельных испытаний, принимаются по графику рис. 205 в зависимости от безразмерного параметра q_k , определяемого по формуле

$$q_k = \frac{s_k}{LB} \left(\frac{d}{B} \right)^3 \frac{z_g}{T} \cdot 10^{-3}. \quad (95,10)$$

Обычно суммарная площадь боковых килей составляет от 2 до 4% произведения LB (т. е. $\frac{s_k}{LB} = 0,02 \div 0,04$). Ширина килей принимается от 0,3 до 1,2 м, в зависимости от типа судна; в среднем отношение $\frac{b_k}{B} = 0,03 \div 0,05$, а отношение $\frac{l_k}{L} = 0,25 \div 0,60$.

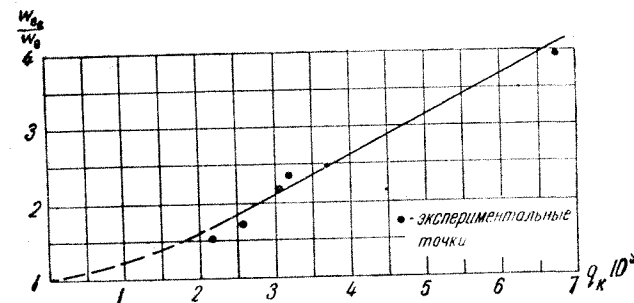


Рис. 205. Влияние боковых килей на демпфирование бортовой качки

Применение боковых килей обычной площади приводит к уменьшению амплитуд бортовой качки на 20—30% (при больших размерах килей до 50%).

§ 96. Особенности бортовой качки судна и расчета ее характеристик на нерегулярном волнении

Влияние нерегулярности волнения на характеристики качки судна. В случае качки на нерегулярном волнении собственные колебания судна не затухают с течением времени, несмотря на действие демпфирующих сил. Следовательно, качка судна на нерегулярном волнении все время будет представлять наложение собственных и вынужденных колебаний (см. § 92).

Общий характер движения судна в этих условиях зависит от соотношения между периодом собственных колебаний судна (при качке на тихой воде) и периодом волн, а также от той последовательности, в какой изменяются периоды волн, набегающих на судно. Результаты наблюдений показывают, что в действительности качка судна на волнении большей частью имеет заметно выраженный неправильный характер.

Поскольку на взволнованной поверхности водоема всегда существует спектр ветровых волн, т. е. большое число самых разнообразных по своим элементам волн, то и качка судна на таком волнении будет представлять собой спектр колебаний, отличающихся друг от друга амплитудой и периодом. Отсюда следует, что

общие закономерности качки судна на нерегулярном волнении можно получить только на основании применения методов математической статистики и теории вероятностей к изучению движения судна в этих условиях. Такие методы исследования качки судов на нерегулярном волнении разработаны А. И. Вознесенским и Г. А. Фирсовым, Сен-Дени и Пирсоном, А. Н. Тупысевым и др.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных позволяет сделать приведенные ниже основные выводы относительно характера влияния нерегулярности волнения на качку судна.

1. Для режима качки, близкого к резонансу, нерегулярность волнения приводит к некоторому уменьшению наблюдаемых амплитуд качки по сравнению с расчетными значениями амплитуды вынужденных колебаний судна на регулярных волнах, высота которых при заданном периоде является наибольшей. Отмеченное обстоятельство обусловлено тем, что наибольшие углы крена судна на нерегулярном волнении, соответствующие резонансным условиям качки, могут существовать лишь на протяжении нескольких размахов, после которых судно выходит из резонанса.

2. Для режимов качки, достаточно удаленных от резонанса, действие нерегулярности волнения приводит к заметному увеличению наблюдаемых амплитуд качки по сравнению с амплитудами, рассчитанными по теории вынужденных колебаний, так как вдали от резонанса основное влияние на режим качки могут оказать собственные колебания судна. Однако и в этих условиях неучет действительного характера волнения при вычислении амплитуд качки в известной мере компенсируется тем, что в расчете обычно не принимается во внимание влияние трехмерности волнения и ветрового дрейфа судна на амплитуды качки.

3. Во всех случаях влияние нерегулярности волнения на характер качки судна сказывается тем сильнее, чем меньше демпфирующие силы при качке. Вследствие этого нерегулярность волнения наиболее заметно проявляется при бортовой качке судна, в то время как в случае килевой и вертикальной качки указанное влияние ощущается мало. Отмеченный характер влияния нерегулярности волн приводит к тому, что среднее значение периода бортовой качки судна на волнении за достаточно продолжительный период наблюдения практически равно собственному периоду колебаний судна при качке на тихой воде. Килевая и вертикальная качка судна на волнении происходит обычно с периодом набегающих волн.

Приведенные выше выводы дают основания считать, что амплитуды вынужденных колебаний, полученные расчетным путем для случая качки судна в резонансных условиях, практически определяют верхний предел амплитуд качки судна, возможных на реальном ветровом волнении, возникающем на поверхности различных водоемов.

Сопоставление амплитуд бортовой качки, полученных для судов внутреннего плавания по наблюдениям в натуральных условиях и по расчету, свидетельствуют о том, что расчетные значения амплитуд оказываются достаточно близкими к наблюдаемым, если при этом принимать одинаковую обеспеченность заданных элементов волн и соответствующих характеристик качки.

По данным аэрофотосъемки при скоростях ветра от 5 до 15 м/сек и дальности разгона волн от 200 до 400 км средняя длина гребня λ_1 примерно в 4 раза превышает среднюю длину волны λ (см. § 89). При этих условиях расчет бортовой качки судна на двухмерных волнах, имеющих наибольшую высоту при данной длине, должен обеспечивать некоторый запас в величине амплитуд по сравнению с их значениями, которые могут наблюдаться на трехмерном ветровом волнении.

Особенности расчета бортовой качки судна на нерегулярном волнении. Ниже приводится метод расчета статистических характеристик бортовой качки судна на нерегулярном волнении, разработанный А. И. Вознесенским и Г. А. Фирсовым. При изложении данного метода используется терминология, которая обычно применяется в отечественной литературе по математической статистике и теории вероятностей и поэтому здесь не поясняется.

Все приведенные далее расчетные формулы относятся к случаю бортовой качки судна, не имеющего хода и расположенного лагом к набегающим нерегулярным волнам. Дифференциальное уравнение бортовой качки судна в рассматриваемом случае можно представить в виде (см. также § 92)

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + 2\mu_\theta \frac{d\theta}{dt} + \omega_\theta^2\theta = \omega_\theta^2\alpha_\theta(t). \quad (96,1)$$

Величина $\alpha_\theta(t)$, характеризующая в уравнении (96,1) зависимость эффективного (или приведенного) угла волнового склона от времени, рассматривается в расчетах качки судна на нерегулярном волнении как стационарная случайная функция (т. е. при любом значении она имеет одинаковые статистические характеристики).

Для расчета статистических характеристик качки судна вводится в рассмотрение случайная функция волнового профиля $\zeta_T(t)$, которая в фиксированной точке водоема на протяжении значительного интервала времени (T) определяется следующим образом:

$$\zeta_T(t) = \begin{cases} \zeta(t) & \text{при } 0 < t < T \text{ (где } T \rightarrow \infty) \\ 0 & \text{при всех прочих значениях.} \end{cases} \quad (96,2)$$

Функцию $\zeta_T(t)$ можно представить ее спектральным разложением по частотам σ волн, т. е. в виде суммы бесконечного числа гар-

монических составляющих с бесконечно малыми амплитудами $\frac{\zeta_{T\sigma}}{\pi} d\sigma$

$$\zeta_{T\sigma} = \int_{-\infty}^{\infty} \zeta_T(t) e^{-i\sigma t} dt. \quad (96,3)$$

К каждой из гармонических составляющих этой функции применимы зависимости, полученные в теории прогрессивных волн малой амплитуды. В частности, для угла волнового склона получается зависимость вида

$$\alpha_{T\sigma} = \frac{2\pi\zeta_{T\sigma}}{\lambda_\sigma} = \frac{1}{g} \zeta_{T\sigma} \sigma^2, \quad (96,4)$$

где λ_σ — длина волны, связанная с частотой σ соотношением

$$\lambda_\sigma = \frac{2\pi g}{\sigma^2}. \quad (96,5)$$

Каждая из составляющих угла волнового склона создает возмущающий момент при бортовой качке судна, выраженный функцией

$$\frac{M_{T\sigma}}{\pi} d\sigma = \omega_0^2 \chi_0(\sigma^2) \alpha_{T\sigma} d\sigma = \frac{\omega_0^2}{g} \sigma^2 \chi_0(\sigma^2) \frac{\zeta_{T\sigma}}{\pi} d\sigma. \quad (96,6)$$

Здесь:

$\chi_0(\sigma^2) = \chi_{0B} \chi_{0T}$ — редукционный коэффициент к углу волнового склона, определяемый при заданном значении σ (или λ_σ) согласно указаниям § 92.

Спектральная плотность функции $M_{T\sigma}$ равна

$$S_M(\sigma) = \frac{\omega_0^4}{g^2} \sigma^4 \chi_0(\sigma^2) S_\zeta(\sigma), \quad (96,7)$$

где $S_\zeta(\sigma)$ — спектральная плотность случайной функции волнения, пропорциональная средней энергии гармонической волны, имеющей случайную амплитуду.

Согласно Нейману, спектральная плотность полностью развитого ветрового волнения имеет следующий вид (для теоретического спектра волн):

$$S_\zeta(\sigma) = \frac{C_\zeta}{2} \cdot \frac{1}{\sigma^6} e^{-\frac{2g^4}{\sigma^2 \omega^3}}. \quad (96,8)$$

Здесь обозначено:

$$C_\zeta = 4,80 \text{ м}^2/\text{сек}^{-5};$$

ω — скорость ветра в м/сек.

Дисперсия D_ζ и спектральная плотность $S_\zeta(\sigma)$ волновых ординат связаны соотношением

$$D_\zeta = \int_0^\infty S_\zeta(\sigma) d\sigma = \frac{3\sqrt{2\pi}}{128} C_\zeta \left(\frac{\omega}{g}\right)^5 = 0,311 \left(\frac{\omega}{10}\right)^5. \quad (96,9)$$

Если принять для распределения высот волн закон Релея и считать процесс изменения ординат волнового профиля нормальным (гауссовским), то для волн с обеспеченностью в 3% можно получить выражения

$$D_\zeta = 0,143 \left(\frac{h_{3\%}}{2}\right)^2; \quad (96,10)$$

$$S_\zeta(\sigma) = \frac{C_\zeta}{2} \cdot \frac{1}{\sigma^6} e^{-\frac{4,58}{\sigma^2 (h_{3\%})^{4,5}}}, \quad (96,11)$$

где $h_{3\%}$ — высота видимых волн, обеспеченность которых составляет 3% (по табл. 62).

Формула (96,11) может быть использована в практических расчетах для тех частных случаев нерегулярного волнения, когда между высотами $h_{3\%}$ и средними периодами $\bar{\tau}_\zeta$ видимых волн приближенно соблюдается соотношение

$$\bar{\tau}_\zeta = 5,46 (h_{3\%})^{0,4}. \quad (96,12)$$

Для определения спектральной плотности волновых ординат удобно также пользоваться следующей эмпирической формулой:

$$S_\zeta(\sigma) = \frac{4D_\zeta}{\pi} \cdot \frac{k_\zeta \sigma^2}{(\sigma^2 - k_\zeta^2 - k_g^2)^2 + 4k_\zeta^2 \sigma^2}, \quad (96,13)$$

где k_ζ и k_g — параметры (1/сек), определяемые в зависимости от высоты волн следующим образом:

$h_{3\%}$, м	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0
$k_\zeta \sqrt{\frac{h_{3\%}}{g}}$	0,48	0,50	0,53	0,56	0,57	0,58
	$k_\zeta = 0,21 k_g$					

Параметр k_ζ определяет степень нерегулярности волнения, а параметр k_g — некоторую его характерную частоту, близкую при малых значениях k_ζ к средней величине $\bar{\sigma}$, а также положение

максимума кривой спектральной плотности, т. е. кривой $S_c(\sigma) = f(\sigma)$.

Случайная функция углов крена при бортовой качке $\theta(t)$ связана со стационарной случайной функцией возмущающего момента $M(t)$ линейным дифференциальным уравнением (96,1) с постоянными коэффициентами. Передаточная функция для этого уравнения имеет вид

$$\Phi(\sigma) = \frac{1}{V(\omega_0^2 - \sigma^2)^2 + 4\mu_0^2\sigma^4}. \quad (96,14)$$

Спектральная плотность функции $\theta(t)$ равна

$$S_\theta(\sigma) = [\Phi(\sigma)]^2 \frac{\omega_0^4}{g^2} \sigma^4 \kappa_0(\sigma^2) S_c(\sigma). \quad (96,15)$$

Результаты экспериментов показывают, что распределение углов бортовой качки судна является нормальным, а распределение ее амплитуд θ_0 (или размахов $2\theta_0$) подчиняется закону

$$W(\theta_0) = \frac{\theta_0}{D_\theta} e^{-\frac{\theta_0^2}{2D_\theta}}, \quad (96,16)$$

где D_θ — дисперсия углов качки

$$D_\theta = \int_0^\infty S_\theta(\sigma) d\sigma. \quad (96,17)$$

Статистические характеристики бортовой качки судна определяются по следующим формулам:

а) среднее значение абсолютной величины угла крена

$$|\bar{\theta}| = \sqrt{\frac{2}{\pi} D_\theta}; \quad (96,18)$$

б) дисперсия абсолютной величины угла крена

$$D_{|\theta|} = D_\theta \left(1 - \frac{2}{\pi}\right); \quad (96,19)$$

в) средняя амплитуда

$$\bar{\theta}_0 = 1,25 \sqrt{D_\theta}; \quad (96,20)$$

г) дисперсия амплитуды

$$D_{\theta_0} = D_\theta \left(2 - \frac{\pi}{2}\right); \quad (96,21)$$

д) коэффициент изменчивости амплитуды

$$\delta_{\theta_0} = \frac{V D_{\theta_0}}{\bar{\theta}_0} = \frac{V \sqrt{2 - \frac{\pi}{2}}}{1,25} = 0,52. \quad (96,22)$$

Приведенные выше формулы позволяют оценить амплитуды бортовой качки судна на нерегулярном волнении и охватывают процесс качки в целом, но не распространяются на небольшие группы колебаний или на отдельные колебания.

Понятие периода в теории качки судна на нерегулярном волнении употребляется условно. Под «периодом» подразумевается продолжительность промежутка времени между ближайшими друг к другу моментами прохождения судна через вертикальное положение в одну и ту же сторону. Период качки на нерегулярном волнении является случайной величиной.

Расчет статистических характеристик бортовой качки судна, расположенного лагом к нерегулярным волнам, рекомендуется производить в указанной ниже последовательности.

1. По формулам, приведенным в § 92, определяются величины μ_0 , ω_0 , $\kappa_0(\sigma^2) = \kappa_{0B} \kappa_{0T}$ для всех принятых значений σ .

2. Вычисляется спектральная плотность волнения $S_c(\sigma)$ по формуле (96,13), а также дисперсия волновых ординат D_c — по формуле (96,10). На основании полученных данных строится кривая спектральной плотности волнения $S_c(\sigma) = f(\sigma)$.

3. По формуле (96,14) рассчитывается кривая квадрата передаточной функции $[\Phi(\sigma)]^2$.

4. Рассчитывается кривая спектральной плотности углов крена качающегося судна $S_\theta(\sigma)$ по формуле (96,15) и строится кривая $S_\theta(\sigma) = f(\sigma)$.

5. С помощью одного из известных способов приближенного интегрирования находится дисперсия углов качки D_θ по формуле (96,17). Пределы интегрирования должны охватывать тот диапазон частот σ , в котором ординаты функции $S_\theta(\sigma)$ отличны от нуля.

6. Статистические характеристики угла и амплитуды качки рассчитываются по формулам (96,18) — (96,21).

§ 97. Особенности бортовой качки судов внутреннего плавания. Влияние мелководья и ветро-волнового дрейфа на качку судна

Изменение характера волнения и распределения гидродинамических давлений около корпуса судна. Результаты наблюдений в натурных условиях и материалы модельных испытаний показывают, что корпус судна, находящегося на волнении, представляет собой

препятствие на пути распространения набегающих волн. Вследствие этого существенно изменяется характер движения взволнованной воды около корпуса судна по сравнению с волновым движением, не искаженным присутствием судна.

Наиболее заметное изменение характеристик окружающего волнения, а следовательно, и поля гидродинамических давлений, происходит в том случае, когда размеры корпуса судна сравнимы с размерами набегающих волн, как это имеет место в случае пребывания судов внутреннего плавания в условиях волнения, которое

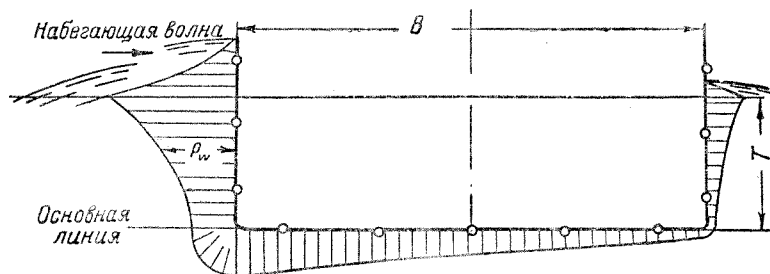


Рис. 206. Распределение наибольших гидродинамических давлений по периметру модели понтона

возникает в озерах и водохранилищах. Влияние корпуса судна на изменение характеристик окружающего волнения и распределения гидродинамических давлений особенно заметно при расположении указанных судов лагом к волнам, когда возникает значительное дифрагированное волнение, обусловленное отражением волн от корпуса и огибанием ими судна.

При изменении характеристик волнения около корпуса судна происходит соответствующее перераспределение гидродинамических давлений в его поперечных сечениях по сравнению с давлениями в свободных волнах. В качестве примера на рис. 206 в увеличенном масштабе показано распределение наибольших гидродинамических давлений ρ_w по периметру поперечного сечения некачающейся модели прямоугольного понтона, находящейся на вершине волны.

Определение возмущающих сил с учетом влияния корпуса судна. Для вычисления возмущающих сил с учетом дифрагированного волнения можно воспользоваться результатами теоретического исследования о действии волн на корпус судна, как препятствие их распространению, поскольку при такой постановке задачи эти силы определяются величиной и распределением гидродинамических давлений по корпусу некачающегося судна.

На основании приближенной гидродинамической теории качки и проверки этой теории по результатам модельных испытаний можно получить следующее выражение для определения момента возмущающих сил (главной и дополнительной части — M_w и M'_w) при бортовой качке судна, расположенного лагом к волнам:

$$M_w + M'_w = x_0 D h_0 \alpha_0 \sin(\sigma t + \varepsilon_0). \quad (97,1)$$

Здесь:

- $\alpha_0 = \frac{2\pi r}{\lambda}$ — наибольший угол склона поверхности набегающих волн;
- x_0 — редуцированный коэффициент, учитывающий влияние конечных размеров корпуса судна, как препятствия распространению волн, на амплитуду момента ($M_w + M'_w$);
- ε_0 — сдвиг фазы момента ($M_w + M'_w$) по отношению к набегающим волнам, уравнение профиля которых у обращенного к ним борта судна имеет вид

$$\zeta = -r \sin \sigma t = -\frac{1}{k} x_0 \sin \sigma t. \quad (97,2)$$

Коэффициент x_0 , определяющий амплитуду приведенного (или эффективного) угла волнового склона

$$\alpha_m = x_0 \alpha_0, \quad (97,3)$$

принимается в виде

$$x_0 = x_B x_{T_0} x_T. \quad (97,4)$$

Здесь обозначено:

- x_B — коэффициент, определяемый по графику рис. 207, в зависимости от отношения $\frac{B}{\lambda}$ и коэффициента полноты площади ватерлинии α ;
- x_{T_0} — коэффициент, величина которого принимается по графику рис. 208, а в зависимости от отношения $\frac{T}{\lambda}$ и коэффициента вертикальной полноты $\chi = \frac{\delta}{\alpha}$;
- x_T — коэффициент, вычисляемый по формуле

$$x_T = x_{T_0} + \frac{1}{6} \cdot \frac{T}{h_0} x'_T - \frac{a}{h_0} x''_T, \quad (97,5)$$

где a — возвышение ЦТ судна над ЦВ ($a = z_g - z_c$); x'_T и x''_T — поправочные множители, величина которых находится по графикам рис. 208, б и в в зависимости от значений $\frac{T}{\lambda}$ и χ .

Величину сдвига фазы ϵ_0 , входящую в выражение (97,1) для момента ($M_w + M'_w$), можно определить по графику рис. 209 в зависимости от значений $\frac{B}{\lambda}$ и α .

Результаты расчетов показывают, что редуциционный коэффициент χ_0 , вычисленный по формуле (97,4), получается значительно меньше, чем аналогичный коэффициент, который обычно прини-

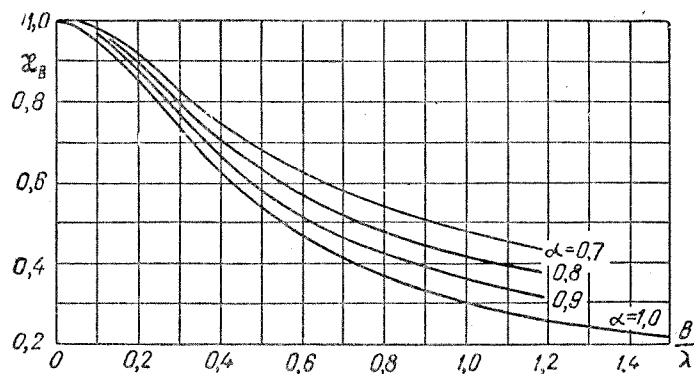


Рис. 207. Редуциционный коэффициент, учитывающий влияние конечной ширины судна на амплитуду возмущающего момента

мается в расчетах бортовой качки судна на волнении без учета возмущенного движения взволнованной воды около корпуса судна (см. § 92).

Влияние мелководья на качку. Влияние ограниченной глубины воды на бортовую качку судна проявляется в изменении периода (частоты) набегающих волн и характера орбитального движения частиц взволнованной жидкости.

При той же длине волн их период в условиях мелководья получается больше, чем на глубокой воде. Однако в этих условиях возрастает и период собственных колебаний судна при бортовой качке за счет увеличения присоединенных масс, обусловленного ограниченной глубиной жидкости. Взаимное влияние этих факторов приводит к некоторому смещению зоны резонанса при качке судна на мелководье в сторону волн меньшей длины по сравнению с положением той же зоны на глубокой воде.

Изменение характера орбитального движения частиц взволнованной жидкости на мелководье сопровождается более медленным затуханием гидродинамических давлений по глубине и вызывает соответствующее возрастание момента возмущающих сил при бортовой качке по сравнению с его величиной на глубокой воде.

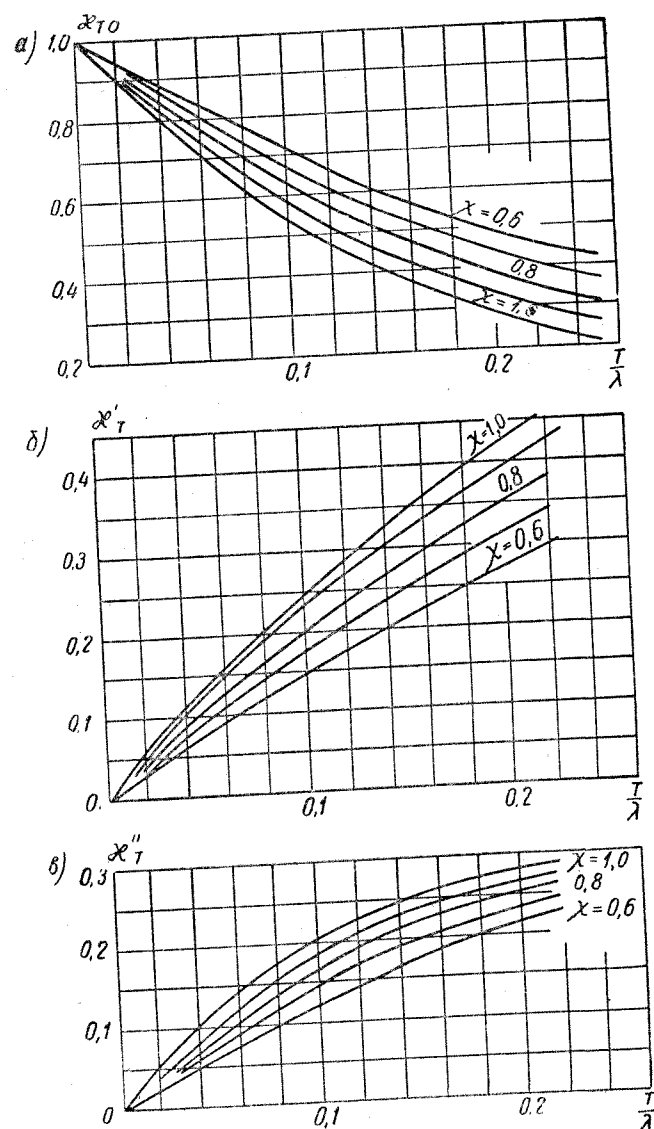


Рис. 208. Редуциционные коэффициенты, учитывающие влияние конечной осадки судна на амплитуду возмущающего момента: а, б, в) χ_0 ; χ'_T ; χ''_T

Влияние ограниченной глубины воды на амплитуду момента возмущающих сил при бортовой качке приближенно можно учесть увеличением редуцированного коэффициента κ_{0T} входящего в выражение (92,8) для действующего (приведенного) угла волнового склона α_m . Величину коэффициента κ_{0T} для прямобортного судна можно определить по графику рис. 210 в зависимости от значения

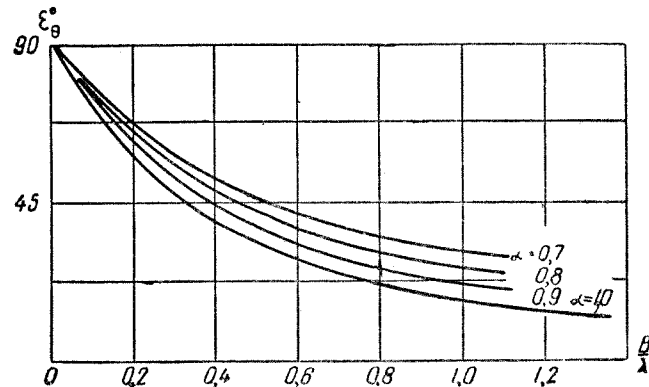


Рис. 209. Сдвиг фазы возмущающего момента

$\frac{T}{\lambda}$ при заданном отношении $\frac{H}{T}$ (от $\frac{H}{T} = \infty$ до $\frac{H}{T} = 2,0$). Возрастание возмущающих сил при бортовой качке судна на мелководье в известной мере компенсируется увеличением присоединенных масс и демпфирующих сил в этих условиях.

Влияние ветро-волнового дрейфа на качку. Судно, расположенное лагом к ветровым волнам, одновременно с бортовой качкой испытывает заметный боковой дрейф, обусловленный действием ветра и наличием горизонтальных перемещений частиц взволнованной воды в сторону распространения волн (см. §§ 14 и 25).

Для определения скорости ветрового дрейфа судна при отсутствии хода можно воспользоваться приближенной формулой А. М. Гусева

$$\Delta v_a = 0,035 w \sqrt{k_s}, \quad (97,6)$$

где w — скорость ветра (м/сек);

k_s — отношение площади парусности S_a судна к площади погруженной части диаметральной плоскости S_o (иначе, коэффициент «ветробойности»).

Особенно значительный ветровой дрейф может наблюдаться у пассажирских судов внутреннего плавания, имеющих сильно развитую парусность при сравнительно небольшой осадке.

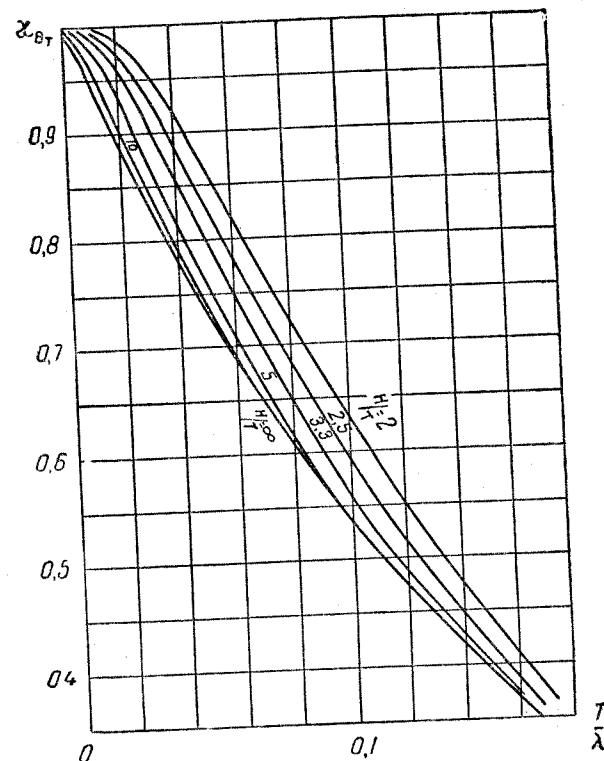


Рис. 210. Влияние мелководья на амплитуду возмущающей силы

Скорость бокового дрейфа судна Δv_b , обусловленная горизонтальным перемещением частиц воды в сторону распространения волн, можно вычислить по формуле

$$\Delta v_b = c \left(\pi \frac{h}{\lambda} \right)^2 e^{-2 \left(\frac{T-z_c}{\lambda} \right)}. \quad (97,7)$$

Здесь:

- c — скорость распространения волн в м/сек, имеющих длину λ и высоту h м;
- z_c — ордината в м центра величины при средней осадке судна T в м.

Результаты исследования бортовой качки судна, дрейфующего лагом на волнении в условиях ограниченной глубины воды, позволяют сделать следующие выводы.

1. Наличие скорости дрейфа $\Delta v = \Delta v_a + \Delta v_b$ приводит к тому, что возмущающая сила действует на судно не с истинной частотой σ , а с кажущейся частотой σ_k волны (см. § 94), определяемой соотношением

$$\sigma_k = \sigma - 2\pi \frac{\Delta v}{\lambda}. \quad (97,8)$$

2. Если скорость дрейфа Δv достаточно мала, по сравнению со скоростью c , то ее влияние на амплитуды бортовой качки можно учесть введением дополнительного редуцирующего коэффициента κ_v , величину которого можно определить по приближенной формуле, полученной Ю. Н. Мамонтовым

$$\kappa_v = \sqrt{\frac{1 + b_\lambda^2}{a_v^2 + b_\lambda^2}}, \quad (97,9)$$

где

$$b_\lambda = \frac{\pi B}{\lambda} \delta; \quad a_v = \frac{1}{1 - \frac{\Delta v}{c}}.$$

Из формулы (97,9) следует, что при наличии дрейфа судна в сторону распространения волн (при $\frac{\Delta v}{c} > 0$) коэффициент $\kappa_v < 1,0$, т. е. в этом случае амплитуды качки на регулярном волнении снижаются по сравнению с их значением для недрейфующего судна. Благоприятное влияние скорости дрейфа на амплитуды качки данного судна увеличивается при возрастании значений $\frac{\Delta v}{c}$ и $\frac{B}{\lambda}$.

В том случае, когда отношение $\frac{\Delta v}{c} < 0$, т. е. судно дрейфует против направления бега волн, коэффициент $\kappa_v > 1,0$. Однако этот случай в действительности встречается редко (например, при резком изменении направления ветра на противоположное).

Расчет бортовой качки дрейфующего судна на регулярном волнении можно производить по тем же схемам, которые применяются при отсутствии дрейфа, если вместо истинной принять кажущуюся частоту волны σ_k , определяемую соотношением (97,8), и умножить полученные амплитуды качки на коэффициент κ_v , величина которого находится по формуле (97,9).

3. При движении судна лагом к волне бортовая и вертикальная качка судна всегда являются зависимыми, в то время как для недрейфующего судна эти виды качки могут существовать независимо друг от друга.

4. В случае движения судна лагом с постоянной скоростью дрейфа на мелководе глубина воды практически мало влияет на величину резонансных амплитуд качки. Однако скорость дрейфа, соответствующая условиям резонанса, зависит от глубины водоема.

5. При качке судна, дрейфующего лагом в водоемах с переменной глубиной, существует некоторая область частот, соответствующая резонансным амплитудам качки на волнах данной длины.

§ 98. Практический расчет амплитуд бортовой качки судна на волнении

Рекомендуемый метод расчета качки. Схемы расчета. Сопоставление различных методов расчета бортовой качки с результатами модельных испытаний и натуральных наблюдений показывает, что наиболее близкое соответствие между экспериментальными и расчетными значениями амплитуд бортовой качки судов внутреннего плавания получается в том случае, если расчет выполняется по следующему методу:

а) момент возмущающих сил при бортовой качке определяется с учетом влияния корпуса судна на изменение характеристик окружающего волнения (см. § 97);

б) моменты инерционных и демпфирующих гидродинамических сил принимаются по результатам модельных испытаний (см. § 91);

в) все гидродинамические силы, действующие на судно при бортовой качке, считаются связанными с характеристиками абсолютного движения судна на взволнованной поверхности воды (см. § 90). Если предполагать, что момент демпфирующих сил связан линейной зависимостью (91,3) с угловой скоростью колебаний, а момент восстанавливающих сил определяется по метацентрической формуле (91,2), то дифференциальное уравнение бортовой качки судна, расположенного лагом к регулярным волнам, может быть представлено в виде

$$(I_{xx} + \lambda_{44}) \frac{d^2\theta}{dt^2} + 2N_0 \frac{d\theta}{dt} + Dh_0\theta = \kappa_v Dh_0 \alpha_0 \sin(\sigma t + \varepsilon_0). \quad (98,1)$$

Вынужденные колебания судна, определяемые частным решением уравнения (98,1), находятся в форме

$$\theta = \theta_m \sin(\sigma t + \varepsilon_0 - \delta_0). \quad (98,2)$$

Здесь:

ε_0 — сдвиг фазы возмущающего момента по отношению к набегающим волнам (см. рис. 209);

θ_m и δ_0 — амплитуда качки и сдвиг фазы колебаний (относительно возмущающего момента), соответственно равные

$$\theta_m = \frac{a_m}{\sqrt{(1 - \sigma_0^2)^2 + 4\mu_0^2 \sigma_0^2}}; \quad (98,3)$$

$$\operatorname{tg} \delta_0 = \frac{2\mu_0}{1 - \sigma_0^2}, \quad (98,4)$$

где $\alpha_m = \alpha_0 \alpha_0$ — приведенный (или эффективный) угол волнового склона, определяемый согласно указаниям § 97;

$\sigma_0 = \frac{\tau_0}{\tau} = \frac{\sigma}{\omega_0}$ — отношение периода собственных колебаний судна к периоду возмущающей силы (или обратное отношение частот);

$\mu_0 = \frac{N_0}{(I_{xx} + \lambda_{44}) \omega_0}$ — линейный безразмерный коэффициент демпфирования.

Для случая резонанса ($\sigma_0 = \frac{\tau_0}{\tau} = 1,0$) значения θ_m и δ_0 получатся в виде

$$(\theta_m)_1 = \frac{1}{2\mu_0} \alpha_m; \quad (98,5)$$

$$(\operatorname{tg} \delta_0)_1 = \infty \quad (\text{т. е. } \delta_0^\circ = 90^\circ). \quad (98,6)$$

При наличии ветро-волнового дрейфа судна в сторону распространения набегающих волн их частота σ (или период τ) принимается с учетом скорости дрейфа Δv (см. § 97).

В тех случаях, когда амплитуды качки получают значительными, то ближе к действительности оказывается квадратичная зависимость (91,9) момента демпфирующих сил от угловой скорости колебаний. Если сохранить сделанные выше допущения относительно действующих сил, то дифференциальное уравнение бортовой качки судна при квадратичной зависимости момента демпфирующих сил принимает вид

$$(I_{xx} + \lambda_{44}) \frac{d^2\theta}{dt^2} \pm W_0 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + Dh_0\theta = \alpha_0 Dh_0 \sin(\sigma t + \delta_0). \quad (98,7)$$

Расчет амплитуд качки в этом случае наиболее просто можно выполнить исходя из условия (91,11), выражающего равенство работ момента демпфирующих сил на отклонении θ_m при линейной и квадратичной зависимости от угловой скорости. В результате получается следующая формула для определения амплитуд качки при квадратичной зависимости момента демпфирующих сил:

$$\theta_m^2 = -P_1 + \sqrt{P_1^2 + Q_1^2}. \quad (98,8)$$

Здесь обозначено:

$$P_1 = \frac{1}{2} \frac{(1 - \sigma_0^2)^2}{R_1^2}; \quad Q_1 = \frac{\alpha_m}{R_1},$$

причем

$$R_1 = 0,85 \omega_0 \sigma_0^2,$$

где $\omega_0 = \frac{W_0}{I_{xx} + \lambda_{44}}$ — квадратичный безразмерный коэффициент демпфирования.

При резонансе ($\sigma_0 = \frac{\tau_0}{\tau} = 1,0$) формула (98,8) приобретает вид

$$(\theta_m)_1 = 1,085 \sqrt{\frac{\alpha_m}{\omega_0}}. \quad (98,9)$$

Значения коэффициента ω_0 (или $2\mu_0$) для винтовых судов без боковых килей при отсутствии хода можно принимать согласно рекомендациям § 91.

Влияние боковых килей на величину ω_0 можно учесть как указано в § 95. При обычно принимаемых размерах этих килей значение ω_0 возрастает примерно вдвое по сравнению с его величиной для корпуса без килей. Для колесных судов величина ω_0 получается приблизительно в 1,5 раза больше, чем для винтовых судов без выступающих частей (голый корпус).

Наличие скорости хода v приводит к возрастанию демпфирующих сил при бортовой качке, сопровождающемуся снижением ее амплитуд, что можно учесть соотношением (см. также § 94)

$$(\theta_{mv})_1 = \frac{(\theta_m)_1}{1 + 3,3 \operatorname{Fr}} = \frac{1,085}{1 + 3,3 \operatorname{Fr}} \sqrt{\frac{\alpha_m}{\omega_0}}. \quad (98,10)$$

Здесь:

$(\theta_{mv})_1$ и $(\theta_m)_1$ — соответственно резонансные амплитуды качки при наличии и при отсутствии хода судна;

$\operatorname{Fr} = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ — число Фруда, величину которого следует принимать с учетом ожидаемого снижения скорости хода судна в условиях ветрового волнения (см. §§ 14 и 25).

Если период собственных колебаний τ_0 не превышает периода волн $\tau = \tau_0$, имеющих предельные для данного водоема размеры (см. § 89), то наиболее опасные для судна резонансные условия бортовой качки могут возникнуть в том случае, когда оно расположено лагом к набегающим волнам с периодом $\tau = \tau_0$.

Расчет амплитуд качки для последующего построения резонансного графика в этом случае рекомендуется производить по формуле (98,8), задаваясь несколькими значениями $\sigma_0 = \frac{\tau_0}{\tau}$ в пределах $0,7 \leq \sigma_0 \leq 1,3$. Вблизи резонанса ($0,9 \leq \sigma_0 \leq 1,1$) следует по

возможности уменьшить интервал между соседними значениями σ_0 ; вдали от резонанса интервал можно увеличить. Резонансный график строится в виде кривой, выражающей зависимость $\frac{\theta_m}{\alpha_0} = f(\sigma_0)$ или $\frac{\theta_m}{\alpha_m} = f(\sigma_0)$.

Для судов, имеющих период τ_0 , превышающий период τ_0 наиболее крупных волн, которые могут возникнуть в условиях данного водоема, резонансная качка будет наблюдаться при ходе судна с некоторой скоростью v на курсовом угле φ к волнам, когда кажущийся период τ_k , определяемый по формуле (94,2), будет равен значению τ_0 . Благоприятные значения курсовых углов судна, приводящие к опасности возникновения резонансных амплитуд качки при заданных значениях v , λ и $\tau_k = \tau_0$, находятся из условия (94,6).

Влияние курсового угла φ на величину момента возмущающих сил учитывается соответствующим изменением амплитуды приведенного (эффективного) угла волнового склона согласно выражению (94,7), которое на основании рекомендации § 97 можно представить в виде

$$\alpha_{m\varphi} = \kappa_T \kappa_{T_0} \kappa_{B\varphi} \kappa_{L\varphi} \alpha_0 \sin \varphi. \quad (98,11)$$

Здесь

κ_T и κ_{T_0} — коэффициенты, значения которых принимаются в соответствии с указаниями к формуле (97,4);

$\kappa_{B\varphi}$ — коэффициент, определяемый по графику рис. 207 в зависимости от значения $\frac{B}{\lambda} \sin \varphi$ (вместо $\frac{B}{\lambda}$) и α ;

$\kappa_{L\varphi}$ — коэффициент, величина которого находится по графику рис. 204 в зависимости от отношения $\frac{L}{\lambda} \cos \varphi$.

Резонансные амплитуды качки судна при ходе на косых курсах определяются по формуле

$$(\theta_m)_1 = \frac{1,085}{1 + 3,3 Fr} \sqrt{\frac{\alpha_{m\varphi}}{\omega_0}}. \quad (98,12)$$

Влияние установки боковых килей на умерение резонансных амплитуд качки приближенно можно оценить соотношением

$$(\theta'_m)_1 = \sqrt{\frac{\omega_0}{\omega'_0}} (\theta_m)_1, \quad (98,13)$$

в котором значения $(\theta_m)_1$ и ω_0 относятся к судну без боковых килей, а значения $(\theta'_m)_1$ и ω'_0 — после установки килей (см. § 95).

Если расчетные резонансные амплитуды качки $(\theta_m)_1$ или $(\theta'_m)_1$ превосходят угол θ_n , при котором входит в воду кромка верхней палубы или обносы судна, то следует учесть снижение амплитуд, обусловленное возрастанием демпфирующих сил при достижении этого угла. Резонансные амплитуды качки $(\theta''_m)_1$ в случае входа в воду кромки верхней палубы или обносов судна можно найти, зная амплитуды $(\theta_m)_1$ или $(\theta'_m)_1$, полученные без учета влияния этого обстоятельства, и используя следующие соотношения:

$\frac{\theta_n}{(\theta_m)_1}$	0,10	0,30	0,50	0,70	0,90
$\frac{(\theta''_m)_1}{(\theta_m)_1}$	0,55	0,67	0,79	0,89	0,97

Практическая приемлемость приведенных выше формул для оценки амплитуд бортовой качки судов на волнении подтверждается графиком, изображенным на рис. 211. На графике дано сопоставление амплитуд качки, полученных в натуральных условиях для типовых судов внутреннего плавания, с расчетными амплитудами при 3% обеспеченности волнения (по высоте волн). Численный пример.

Задание. Определить резонансные амплитуды бортовой качки озерного буксирного судна при ходе на волнении в водохранилище, если известны перечисленные ниже исходные данные.

1. Основные элементы судна: $L = 41,0$ м; $B = 8,0$ м; $T = 2,23$ м; $\delta = 0,525$; $\alpha = 0,820$; $D = 386$ т; $z_g = 2,84$ м; $z_c = 1,33$ м; $r_0 = 3,21$ м; $h_0 = 1,70$ м.

2. Дополнительные сведения о судне: $\tau_0 = 4,3$ сек.; $v = 2,20 \div 5,50$ м/сек ($v_k \approx 8 \div 20$ км/час); $\theta_n = 18,5^\circ$; боковые кили не установлены; $\Delta v = 0$ (ветро-волновой дрейф не учитывается).

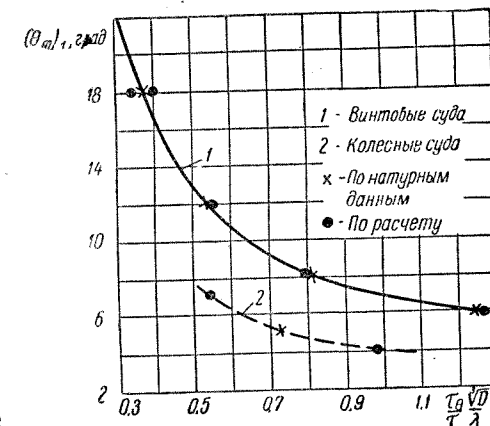


Рис. 211. Сопоставление расчетных амплитуд бортовой качки судов с результатами натуральных испытаний

3. Основные характеристики волн: $\lambda = 20$ м; $h = 2,0$ м; (предельные значения для водохранилищ); $\tau = \tau_0 = 4,5$ сек.; $c = \frac{\lambda}{\tau} = 4,45$ м/сек; $\alpha_0 = \pi \frac{h}{\lambda} = 0,314$.

Расчет. Так как период бортовой качки судна на тихой воде τ_θ меньше периода волн τ_0 , имеющих предельные размеры для данного водоема, расчет резонансных амплитуд качки производится для случая хода судна на косых курсах (в рассматриваемом случае

Т а б л и ц а 65

Расчет резонансных амплитуд бортовой качки судна на волнении

$D = 386$ т; $L \times B \times T = 41,0 \times 8,0 \times 2,23$ м; $\alpha = 0,820$; $z_g = 2,84$ м; $h_0 = 1,70$ м; $\tau_\theta = 4,3$ сек.; $\omega_\theta = 0,44$; $h \times \lambda = 2,0 \times 20$ м; $\tau = \tau_0 = 4,5$ сек.; $\alpha_0 = \pi \frac{h}{\lambda} = 0,314$; $c = \frac{\lambda}{\tau} = 4,45$ м/сек; $\frac{B}{\lambda} = 0,40$; $\frac{L}{\lambda} = 2,05$; $\alpha_{T_0} = 0,65$; $\alpha_T = 0,546$.					
1	v (задается)	м/сек	5,50	3,85	2,20
2	$F_r = \frac{v}{\sqrt{gL}}$	—	0,11	0,19	0,27
3	$\cos \varphi = \frac{c - \frac{\lambda}{\tau_\theta}}{v}$	—	0,036	0,052	0,091
4	$\varphi = \arccos \varphi$	град.	87,8	87,0	84,8
5	$\sin \varphi$	—	0,999	0,998	0,996
6	$\frac{B}{\lambda} \sin \varphi$	—	0,400	0,399	0,398
7	$\alpha_{B\varphi} = f\left(\frac{B}{\lambda} \sin \varphi; \alpha\right)$ По рис. 207	—	0,71	0,71	0,72
8	$\frac{L}{\lambda} \cos \varphi$	—	0,07	0,11	0,19
9	$\alpha_{L\varphi} = f\left(\frac{L}{\lambda} \cos \varphi\right)$ По рис. 204	—	0,97	0,94	0,88
10	$\alpha_{m\varphi}$ По формуле (98,11)		0,077	0,074	0,070
11	$\left(\theta_{m\varphi}^\circ\right)_1$ По формуле (98,12)	град.	14,0	16,0	18,0

можно ограничиться и определением этих амплитуд для судна, расположенного лагом к волнам, поскольку $\tau_\theta \simeq \tau_0$).

Предварительно вычисляем постоянные величины, имеющие для данного примера следующие значения: $\omega_\theta = 0,44$ (по рис. 197) для судна без боковых килей; $\alpha_{T_0} = f\left(\frac{T}{\lambda}; \chi\right) = 0,65$ (по рис. 208, а) при $\frac{T}{\lambda} = 0,11$; $\chi = \frac{\delta}{\alpha} = 0,94$; $\alpha_T = 0,546$ по формуле (97,5). Последующий расчет выполняется в табличной форме (табл. 65) для нескольких значений скоростей хода судна в возможном интервале их изменения на волнении.

ГЛАВА XXIII

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ОСТОЙЧИВОСТИ И КАЧКИ СУДОВ

§ 99. Динамические наклонения судна под воздействием внешней кренящей нагрузки

Уравнения динамического равновесия судна при действии кренящей нагрузки. Остойчивостью принято называть способность судна иметь равновесные положения, устойчивые по отношению к угловым отклонениям.

Наиболее опасные для судна углы крена обычно возникают при динамическом действии внешних кренящих нагрузок. В некоторых случаях эти нагрузки настолько кратковременны, что по характеру своего действия на судно они приближаются к импульсивным нагрузкам (например, рывок буксирного троса). Система гидромеханических сил при динамических наклонениях судна под воздействием внешней кренящей нагрузки принципиально не отличается от системы этих сил в случае качки судна (см. § 90).

При исследовании динамических наклонений судна, вызванных действием различных кренящих нагрузок, обычно принимаются перечисленные ниже основные допущения.

1. Перемещения судна в поперечной плоскости не влияют на характеристики его движения в горизонтальной плоскости.

2. Изменение скорости хода и дифферента судна в результате действия внешней кренящей нагрузки пренебрежимо мало.

При сделанных допущениях результирующее движение судна под воздействием внешней кренящей нагрузки определяется следующей системой трех дифференциальных уравнений динамического равновесия, характеризующих боковой дрейф (движение лагом), крен и разворот судна вокруг вертикальной оси (рыскание):

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dv_y}{dt} &= Y(t) + Y_\lambda + Y_\mu; \\ I_{xx} \frac{d^2\theta}{dt^2} &= M_x(t) + M_{\lambda_x} + M_{\mu_x} + M'_{\mu_x} + M_{s_x}; \\ I_{zz} \frac{d\omega}{dt} &= M_z(t) + M'_{\lambda_z} + M''_{\mu_z} \end{aligned} \right\} (99,1)$$

В уравнениях (99,1) приняты следующие обозначения:

$m = \frac{D}{g}$, I_{xx} , I_{zz} — масса судна и моменты инерции массы относительно продольной и вертикальной осей, проходящих через центр тяжести;

v_y , θ , ω — скорость бокового дрейфа, угол крена и угловая скорость вращения (причем $\omega = \frac{d\psi}{dt}$, где ψ — угол разворота);

$Y(t)$, $M_x(t)$, $M_z(t)$ — внешняя поперечная сила, вызывающая перемещения судна, и ее моменты относительно указанных выше осей;

Y_λ , M_{λ_x} , M_{λ_z} — гидродинамические сила и ее моменты инерционной природы, выражаемые через соответствующие характеристики присоединенных масс жидкости (см. § 90);

Y_μ , M_{μ_x} , M_{μ_z} — гидродинамические сила и моменты неинерционной природы;

M'_{μ_x} , M_{s_x} — моменты демпфирующих и восстанавливающих сил при крене судна.

Характер зависимости перечисленных сил и моментов от элементов судна и параметров его движения, равно как и метод решения системы уравнений (99,1), определяется конкретными условиями данной задачи.

Влияние координат точки приложения внешней импульсивной нагрузки на крен судна. При заданной внешней кренящей нагрузке $Y(t)$ ее моменты $M_x(t)$ и $M_z(t)$ можно представить в виде:

$$M_x(t) = Y(t) z_1; \quad M_z(t) = Y(t) x_1, \quad (99,2)$$

где z_1 и x_1 — координаты точки приложения силы $Y(t)$ по высоте и по длине судна, отсчитываемые от его ЦТ (при $z_1 > 0$ и $x_1 > 0$ рассматриваемая точка расположена выше ЦТ и в нос от него).

Если внешняя кренящая нагрузка приложена к судну внезапно и действует на него в течение кратковременного промежутка времени ($\Delta t \rightarrow 0$), то импульс I силы $Y(t)$ и его моменты относительно продольной и вертикальной осей, проходящих через ЦТ судна, определяются по следующим формулам:

$$I = \int_0^{\Delta t} Y(t) dt; \quad Iz_1 = \int_0^{\Delta t} M_x(t) dt; \quad Ix_1 = \int_0^{\Delta t} M_z(t) dt. \quad (99,3)$$

Движение судна, возникающее при действии импульсивной кренящей нагрузки, разделяется на два периода — ударный и послепударный. Из-за кратковременности действия импульсивной нагрузки $Y(t)$ перемещения судна в первом периоде можно

пренебречь. Начальными условиями второго периода, в течение которого судно наклоняется на максимальный угол крена после прекращения действия нагрузки $Y(t)$, являются скорости поступательного и вращательного движения, полученные судном в конце предыдущего периода.

Результаты исследования динамических наклонов судна под воздействием импульсивной кренящей нагрузки позволяют получить приведенные ниже выводы о влиянии координат точки ее приложения на угол крена судна.

1. Наибольшие по величине динамические углы крена получаются в том случае, когда импульсивная нагрузка приложена в районе кормовой оконечности судна, ниже его ЦТ.

2. Если нагрузка приложена в районе носовой оконечности судна, то наибольший по величине динамический угол крена получается не при наклонении судна в сторону действия импульса, а при наклонении на противоположный борт.

3. В том случае, когда кренящая нагрузка приложена по длине судна вблизи его ЦТ, динамический угол крена с достаточной для практики точностью можно определять без учета влияния вращательного движения судна в горизонтальной плоскости.

Влияние поперечной гидродинамической силы неинерционной природы на крен судна. Если внешняя кренящая нагрузка $Y(t)$ не имеет резко выраженного импульсивного характера действия, то величина угла крена судна существенно зависит от распределения гидродинамических сил по поверхности корпуса наклоненного судна, движущегося лагом. Момент результирующей Y_{μ} этих сил относительно продольной оси, проходящей через ЦТ судна, можно представить в виде

$$M_{\mu x} = Y_{\mu} (z_g - z_{\mu}), \quad (99,4)$$

где z_g — ордината ЦТ судна;

z_{μ} — отстояние точки приложения силы Y_{μ} от основной плоскости судна, измеренное по вертикали.

Корпус судна, движущегося лагом, представляет собой плохо обтекаемое тело, вдоль поверхности которого (в направлении бокового дрейфа) возникает резкий перепад давления. Вследствие этого распределение гидродинамических давлений по периметру шпангоутов при совместном крене и боковом дрейфе судна существенно отличается от распределения давлений при отсутствии дрейфа. Это перераспределение давлений, которое иногда сопровождается отрывом пограничного слоя от поверхности корпуса, вызывает появление горизонтальной силы Y_{μ} сопротивления воды дрейфу судна, а также изменение вертикальных составляющих давлений, создающее дополнительный гидродинамический момент, способствующий или препятствующий крену судна.

В уравнения движения этот дополнительный момент обычно не вводится, но его влияние условно учитывается путем соответствующего изменения координаты z_{μ} точки приложения силы Y_{μ} по высоте с тем, чтобы расчетный угол крена получился равным его наблюдаемому значению. Поэтому условная точка приложения силы Y_{μ} может оказаться расположенной как выше ватерлинии, так и ниже киля судна (особенно при ограниченности фарватера по глубине).

Результаты экспериментально-теоретических исследований показывают, что условная координата z_{μ} точки приложения силы Y_{μ} зависит от характера обводов корпуса судна (отношения ширины к осадке $\frac{B}{T}$, коэффициента полноты площади мидельшпангоута β), скорости движения лагом v_y и угла крена θ . Основное влияние на положение этой точки оказывает отношение $\frac{B}{T}$.

Величину относительного плеча $c = \frac{z_{\mu}}{T}$ силы Y_{μ} при различных отношениях $\frac{B}{T}$

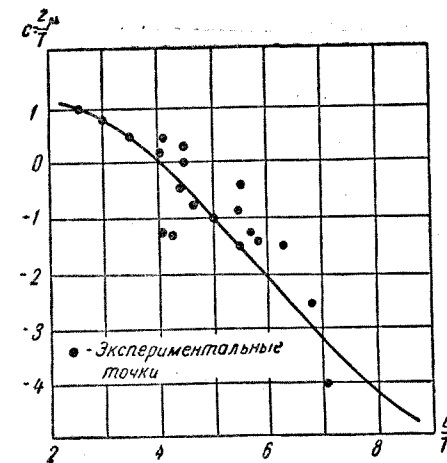


Рис. 212. Относительное плечо поперечной гидродинамической силы неинерционной природы при движении судна лагом

для моделей морских и речных судов разных типов можно определять по графику рис. 212. Здесь же нанесены точки, соответствующие значениям c , полученным Л. Г. Лысенко на основании материалов натуральных испытаний различных судов в условиях установившейся циркуляции. Эти материалы свидетельствуют о том, что в первом приближении влиянием скорости хода судна на величину c можно пренебречь.

§ 100. Остойчивость судна при действии ветровой нагрузки

Исходные данные. Ветровая нагрузка может действовать на судно как при постоянном по силе и по направлению ветре, так и при шквале. Шквал характеризуется резким усилением ветра, сопровождаемым обычно не только возрастанием его скорости,

но и изменением направления (до 90°) и может вызвать опасные для судна динамические углы крена.

Для расчета угла крена судна при статическом или динамическом действии ветровой нагрузки должны быть известны перечисленные ниже исходные данные.

1. Основные элементы судна, характеризующие размерения корпуса, состояние нагрузки и показатели остойчивости: L, B, T (м); $D = \gamma V$ (т), $z_g, l = f(\theta)$ или h_0 (м).

2. Дополнительные данные о судне, необходимые для оценки его поведения при действии ветровой нагрузки: площадь S_a (м²) проекции надводной части на диаметрально плоскость (иначе, площадь парусности), отстояние z_a (м) центра парусности (ЦТ площади S_a) от основной плоскости, скорость хода судна v (м/сек).

3. Основные характеристики ветрового режима: скорость ветра w (м/сек) при заданной высоте z_T (м) расположения центра парусности судна над плоскостью ватерлинии

$$z_T = z_a - T. \quad (100,1)$$

Значение w можно определить из соотношения

$$w = k_w w_1. \quad (100,2)$$

Здесь:

w_1 — скорость ветра (средняя или при шквале) по шкале Бофорта, относящаяся к стандартной высоте $z_{T1} = 6,0$ м над поверхностью водоема и определяемая по табл. 66;

k_w — коэффициент, характеризующий профиль скорости ветра по высоте и принимаемый по табл. 67 в зависимости от значения z_T .

Таблица 66

Скорость ветра w_1 в зависимости от его балльности

Баллы ветра (по шкале Бофорта)		4	5	6	7	8	9	10	11	12
Скорость ветра w_1 , м/сек	средняя	7,4	9,8	12,4	15,2	18,2	21,5	25,1	29,0	29,0
	при шквале	13,6	17,8	22,2	26,8	31,6	36,7	42,0	47,5	53,0

Таблица 67

Коэффициент k_w , характеризующий профиль скорости ветра по высоте

$z_T = z_a - T$, м	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
$k_w = \frac{w}{w_1}$	0,764	0,812	0,855	0,884	0,909	0,929	0,948	0,961	0,976	0,988	1,000

Крен судна при шквале. Предлагаемый метод расчета динамического крена судна при ветровой нагрузке, не имеющей резко выраженного ударного характера действия, основан на следующих исходных положениях:

1) процесс нарастания ветровой нагрузки при действии шквала на судне рассматривается как результат последовательного распространения мощной турбулентной струи воздуха с повышенными скоростями движения на отдельные участки надводной поверхности судна (площади парусности);

2) период нарастания этой нагрузки, соответствующий продолжительности распространения воздушного вихря на всю надводную поверхность судна, может достигать одной—двух или более секунд (первый период действия ветра);

3) сила давления ветра достигает наибольшей величины в момент времени, когда вся надводная поверхность судна попадает под действие воздушного вихря, и остается неизменной до момента, соответствующего образованию наибольшего угла крена судна (второй период действия ветра);

4) наиболее неблагоприятным для судна является случай, когда оно расположено лагом к направлению перемещения воздушного вихря с горизонтальной осью;

5) в момент начала действия ветра судно плавает на тихой воде без крена и не имеет бокового дрейфа, а под действием ветровой нагрузки перемещается только в поперечной плоскости таким образом, что скорость хода, курс и дифферент остаются неизменными.

При сделанных допущениях движение судна под воздействием шквала определяется двумя первыми уравнениями системы (99,1), которые в рассматриваемом случае можно представить в виде

$$\left. \begin{aligned} (m + \lambda_{22}) \frac{dv_y}{dt} + \lambda_{24} \frac{d^2\theta}{dt^2} + Y_\mu &= P_a(t); \\ (I_{xx} + \lambda_{44}) \frac{d^2\theta}{dt^2} + Dl &= M_a(t). \end{aligned} \right\} \quad (100,3)$$

Здесь обозначено:

$Y_\mu = f(v, v_y)$ — поперечная гидродинамическая сила неинерционной природы, зависящая для данного судна от значения скоростей v и v_y ;

$P_a(t)$ — поперечная аэродинамическая сила, действующая на надводную поверхность судна при шквале;

$M_a(t)$ — кренящий момент, образуемый аэро- и гидродинамическими силами при шквале и равный

$$M_a(t) = P_a(t) (z_a - z_g) + Y_\mu (z_\mu - z_g) - \lambda_{24} \frac{dv_y}{dt}. \quad (100,4)$$

Результаты исследования поведения судна под воздействием шквала позволяют получить приведенные ниже основные выводы.

1. Нарастание кренящего момента при действии шквала на судно, имеющее ход, происходит значительно быстрее, чем на судно без хода.

2. Закон нарастания ветровой нагрузки во времени влияет на характер изменения кренящего момента лишь в самый начальный период действия шквала и практически не сказывается на величине динамического угла крена судна.

3. Время, в течение которого судно достигает наибольшего угла динамического крена, составляет в среднем 0,5—0,6 периода бортовой качки судна на тихой воде.

4. Момент демпфирующих сил при наклонениях судна в условиях шквала практически не влияет на величину наибольшего динамического угла крена судна.

5. Смещение условной точки приложения поперечной гидродинамической силы неинерционной природы вниз от ватерлинии, имеющее место при больших отношениях $\frac{B}{T}$ (см. рис. 212), приводит к заметному увеличению плеча кренящего момента от шквала.

6. Увеличение скорости хода судна в условиях шквала приводит к возрастанию динамического угла крена.

Расчетное значение кренящего момента M_{am} (тм) от действия шквала, соответствующее наибольшему динамическому углу крена судна θ_{am} при ходе, получается равным

$$M_{am} = P_{am} z_k. \quad (100,5)$$

Здесь:

P_{am} — значение поперечной аэродинамической силы $P_a(t)$ при падении всей надводной поверхности судна под действие шквала, вычисляемое по формуле

$$P_{am} = C_a \frac{\rho_a \omega_x^2}{2} S_a \cdot 10^{-3}, \quad (100,6)$$

где

C_a — безразмерный коэффициент обтекания, значение которого определяется по материалам продувки моделей надводной части судов в аэродинамических трубах (обычно $C_a \approx 1,3$);

ω_x — скорость ветра в м/сек при шквале, принимаемая согласно указанным выше рекомендациям (см. табл. 66 и 67);

z_k — плечо кренящего момента, определяемое с учетом влияния бокового дрейфа на крен судна от шквала и равное

$$z_k = (z_a - z_{g1}) + (z_{g1} - z_p) q_v = (z_a - c'z_g) + (c'z_g - cT) q_v. \quad (100,7)$$

где

$z_{g1} = c'z_g$ — ордината в м центра инерции судна при одно-временном крене и боковом дрейфе, принимаемая по графику рис. 213 в зависимости от значений $\frac{B}{T}$ и $\frac{z_g}{T}$;

$z_p = cT$ — плечо в м поперечной гидродинамической силы неинерционной природы, определяемое с помощью приведенного ранее графика рис. 212 в зависимости от значения $\frac{B}{T}$;

q_v — множитель, учитывающий влияние скорости хода судна v на величину плеча z_k и принимаемый по табл. 68 в зависимости от относительной скорости в форме $F_{rD} = \frac{v}{g \sqrt[3]{V}}$.

Таблица 68

Множитель, учитывающий влияние скорости хода судна на величину плеча z_k кренящего момента от шквала

$F_{rD} = \frac{v}{g \sqrt[3]{V}}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
q_v	0,10	0,14	0,17	0,20	0,23	0,26	0,28	0,29	0,30

Искомое значение θ_{am} определяется по диаграмме статической или динамической остойчивости судна в результате общепринятых в теории корабля графических построений, отвечающих условию равенства работ кренящего и восстанавливающего моментов. Если углы крена судна от действия шквала находятся в пределах применимости метацентрической формулы остойчивости (91,2), то искомое значение θ_{am}° (в град.) получается равным

$$\theta_{am}^\circ = \frac{2M_{am}}{Dh_0} \cdot 57,3. \quad (100,8)$$

Крен судна при статическом действии ветра. Значительные углы крена при статическом действии ветровой нагрузки могут наблюдаться у судов с сильно развитыми палубными надстройками и ограниченной осадкой, т. е. у судов, обладающих повышенной «ветробойностью». К таким судам относятся, например, речные пассажирские суда или суда с лесным палубным грузом.

Судно, расположенное лагом к постоянному по силе и по направлению ветру, будет находиться под воздействием поперечных аэро- и гидродинамических сил неинерционной природы. В этом случае можно ограничиться рассмотрением только движения судна в поперечной плоскости с постоянной скоростью бокового дрейфа и с постоянным (статическим) углом крена.

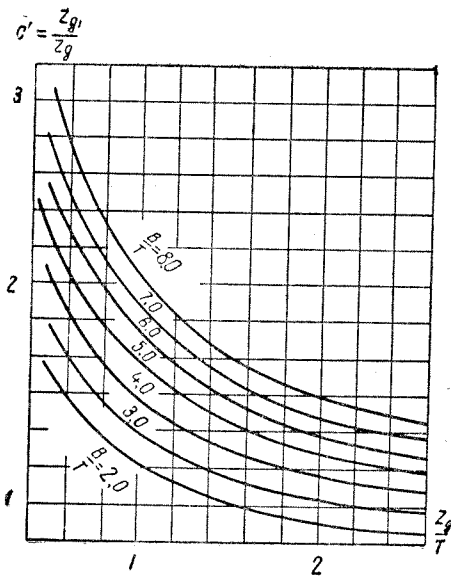


Рис. 213. Относительная ордината центра инерции судна при одновременном крене и боковом дрейфе

Все величины, входящие в формулу (100,9), определяются так же, как и в случае действия шквала, за исключением скорости ветра ω_c , значение которой относится к случаю статического действия ветра (см. табл. 66 и 67).

Искомое значение статического угла крена θ_a от действия ветра определяется по диаграмме статической остойчивости в результате общепринятых графических построений, соответствующих условию равенства кренящего и восстанавливающего моментов. В большинстве случаев углы крена от статического действия ветра находятся в пределах применимости метacentрической формулы остойчивости (91,2), что позволяет принимать угол θ_a° равным

$$\theta_a^{\circ} = \frac{M'_{a_m}}{Dh_0} \cdot 57,3. \quad (100,10)$$

Кренящий момент M'_{a_m} (тм), образованный аэро- и гидромеханическими силами, которые возникают при статическом действии ветра, получается равным

$$M'_{a_m} = P'_a z'_k = C_a \frac{\rho_a \omega_c^2}{2} S_a (z_a - cT), \quad (100,9)$$

где

$$P'_a = C_a \frac{\rho_a \omega_c^2}{2} S_a \cdot 10^{-3} — \text{поперечная аэродинамическая}$$

сила в т при статическом действии ветра;

$z'_k = (z_a - cT)$ — плечо кренящего момента в м при статическом действии ветра (с учетом влияния бокового дрейфа).

§ 101. Крен судна на циркуляции

Характер изменения углов крена судна на циркуляции. Экспериментальные данные и результаты расчетов показывают, что угол крена судов в процессе циркуляции не остается постоянным, а изменяется во времени по величине и даже по знаку (рис. 214). Отмеченное обстоятельство объясняется изменением характера действия гидродинамических сил на корпус и руль судна в различные моменты циркуляции.

В маневренный период циркуляции наблюдается крен судна в сторону борта, на который переложен руль. Этот крен вызывается в сторону борта, на который переложен руль. Этот крен вызывается моментом гидродинамической силы, возникающей на руле при его переключке. В эволюционном периоде судно кренится на противоположный борт под воздействием кренящего момента от гидродинамических сил, действующих на корпус и руль.

Изменение кренящего момента происходит во времени сравнительно быстро, следствием чего является динамичность наклонений судна. В этот период циркуляции наблюдается наибольший динамический угол крена судна. С течением времени наклонения судна приобретают характер свободных колебаний около некоторого равновесного положения, соответствующего статическому углу крена судна на установившейся циркуляции.

Экспериментальные данные и результаты расчетов показывают, что наибольшая величина $\theta_{цм}$ динамического крена судна в неустановившемся периоде циркуляции существенно зависит от продолжительности времени переключки руля, причем с уменьшением этого времени величина $\theta_{цм}$ резко возрастает. Последнее обстоятельство объясняется тем, что на динамичность процесса образования крена судна основное влияние оказывает характер нарастания угла дрейфа и угловой скорости вращения вокруг вертикальной оси, который в начальные периоды циркуляции определяется временем переключки руля и становится более резким с уменьшением этого времени.

Исходные данные. Для расчета наибольшего статического угла крена судна на установившейся циркуляции должны быть известны перечисленные далее исходные данные.

1. Основные элементы судна, характеризующие его размерения, состояние нагрузки и показатели остойчивости: L, B, T (м), $D = \gamma V$ (т), $z_g, l = f(\theta)$ или h_0 (м).

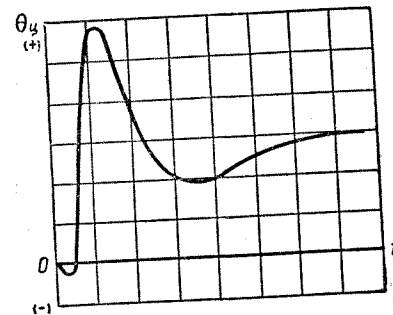


Рис. 214. Изменение угла крена судна в процессе циркуляции

2. Скорость v_0 (м/сек) перед выходом на циркуляцию.

В том случае, когда требуется определить статический угол крена судна на установившейся циркуляции при заданном угле перекладки руля α , то дополнительно должны быть получены относительные значения радиуса циркуляции $\bar{R}_u = \frac{R_u}{L}$ и скорости хода $\bar{v}_u = \frac{v_u}{v_0}$ (см. § 82).

Приближенные формулы для расчета угла крена судна на циркуляции. Величина и характер изменения угла крена судна в процессе циркуляции, включая ее маневренный и эволюционный период, могут быть получены в результате решения системы уравнений (99.1), если известна величина кренящего момента от гидродинамических сил, действующих на корпус и руль судна, в зависимости от времени. Однако в большинстве случаев можно ограничиться приближенным определением углов крена судна на циркуляции, поскольку эти углы обычно малы и достигают значительной величины лишь для легких быстроходных судов с малой начальной остойчивостью.

Кренящий момент M'_u (тм) на установившейся циркуляции для судов внутреннего плавания можно определить по следующей приближенной формуле:

$$M'_u = q_u \frac{mv_0^2}{L} \cdot \frac{z_g - z_p}{h_0} = q_u \frac{Dv_0^2}{gL} \cdot \frac{z_g - cT}{h_0} \quad (101,1)$$

Здесь:

$z_p = cT$ — ордината в м точки приложения гидродинамической силы неинерционной природы, определяемая по приведенному ранее графику (рис. 212);

q_u — множитель, учитывающий влияние характеристик установившейся циркуляции судна (\bar{R}_u, \bar{v}_u) на угол крена и равный

$$q_u = \frac{\bar{v}_u^2}{\bar{R}_u} = \frac{1}{\left(1 + k_u \frac{1}{\bar{R}_u^2}\right) \bar{R}_u}, \quad (101,2)$$

где

k_u — коэффициент, зависящий от типа судовых движителей ($k_u = 3,90$ для гребных винтов; $k_u = 1,47$ для гребных колес).

Наибольшее возможное значение кренящего момента на установившейся циркуляции получается равным

$$M'_{u_m} = \frac{1}{2\sqrt{k_u}} \cdot \frac{Dv_0^2}{gL} \cdot \frac{z_g - cT}{h_0} \quad (101,3)$$

Искомое значение статического угла крена θ_u на установившейся циркуляции определяется по диаграмме статической остойчивости судна $l = f(\theta)$ обычными графическими построениями, отвечающими условию равенства кренящего и восстанавливающего моментов. Так как угол крена θ_u обычно находится в пределах применимости метацентрической формулы остойчивости (91,2), то его значение (в градусах) можно принимать по формуле

$$\theta_u^\circ = \frac{M'_{u_m}}{Dh_0} \cdot 57,3. \quad (101,4)$$

Для морских судов с отношением $\frac{B}{T} = 2 + 3$ значение угла θ_u° можно вычислить по формуле, предложенной Г. А. Фирсовым

$$\theta_u^\circ = 1,4 \frac{v_0^2}{L} \cdot \frac{z_g - \frac{T}{2}}{h_0}. \quad (101,5)$$

Величину наибольшего динамического угла крена θ_{u_m} в эволюционном периоде циркуляции судна приближенно можно оценить по результатам натурных испытаний. Данные, полученные для судов внутреннего плавания, показывают, что, в зависимости от времени перекладки руля, наибольший угол крена на эволюции обычно в 1,8—2,6 раза превышает угол крена на установившейся циркуляции. В среднем можно принимать, что

$$\frac{\theta_{u_m}}{\theta_u} = 2,2. \quad (101,6)$$

§ 102. Остойчивость судна при рывке буксирного троса

Схематизация явления рывка буксирного троса. Опыт эксплуатации буксирных судов показывает, что случаи опрокидывания этих судов являются следствием образования значительного динамического крена, возникающего под воздействием резкого натяжения ранее свободно провисавшего буксирного троса, передающего на гак импульсивную силу рывка.

На практике возможны два наиболее типичных случая рывка троса: при ходе буксирного судна, натягивающего ранее ослабленный трос в результате работы собственных движителей, и при движении буксирного судна или состава барж относительно буксира, который первоначально может быть и неподвижным.

Первый случай рывка может встретиться при стаскивании состава барж с мели в результате разгона буксира, когда сила натяжения ранее свободно провисавшего троса составляет достаточно большой угол с диаметральной плоскостью судна, создавая опасный кренящий момент. Подобная же ситуация может возникнуть, если буксирное судно стремится изменить курс состава барж натяжением троса, и, неудачно маневрируя, выходит на циркуляцию.

Во втором случае рывок происходит в результате движения буксируемого состава по инерции или под воздействием каких-либо внешних сил (течение, ветер, работа другого судна, буксирующего тот же состав). В этом случае буксирное судно в момент рывка часто оказывается расположенным лагом к направлению натянутого троса (поперечный рывок).

В обоих случаях для образования динамического крена буксирного судна определяющее значение имеет скорость движения судна, которую оно приобретает по отношению к буксируемому составу в момент рывка, а также угол, который составляет направление натянутого троса с диаметральной плоскостью буксира. В дальнейшем для определения динамического угла крена буксирного судна принята расчетная схема, соответствующая случаю поперечного рывка, вызванного резким натяжением троса в результате движения состава барж относительно неподвижного до этих пор буксира.

Влияние различных факторов на поведение судна при поперечном рывке буксирного троса. На основании результатов испытаний моделей буксирных судов при поперечном рывке троса получены следующие выводы:

1) максимальное натяжение троса, углы крена и разворота возрастают пропорционально увеличению скорости движения состава барж;

2) смещение точки подвеса буксирного гака в корму от ЦТ судна приводит к уменьшению угла крена, но сопровождается увеличением угла разворота;

3) смещение точки подвеса гака по высоте вверх от ЦТ судна вызывает увеличение угла крена;

4) с увеличением массы состава барж по сравнению с массой буксира угол крена возрастает, однако при обычных соотношениях масс состава и буксира это влияние на угол крена остается практически постоянным.

Исходные данные. Для расчета наибольшего динамического угла крена $\theta_{\text{м}}$ буксирного судна от действия рывка должны быть известны перечисленные ниже исходные данные.

1. Основные элементы буксирного судна, характеризующие размеры корпуса, состояние нагрузки и показатели остойчивости: L , B , T (м), $D = \gamma V$ (т), z_g , $l = f(\theta)$ и $l_d = f(\theta)$ (м).

2. Дополнительные данные о буксире и составе барж, необходимые для оценки поведения судна при рывке троса: возвышение z_r (м) буксирного гака над основной плоскостью судна, смещение x_r (м) гака по длине от ЦТ в корму; водоизмещение состава барж $D_c = \gamma V_c$ (т); масса буксира $m = \frac{D}{g}$ и масса состава $M = \frac{D_c}{g}$ (сек²).

3. Скорость рывка буксирного троса v_0 (м/сек).

В качестве значения этой скорости при выбранной расчетной схеме принимается скорость буксируемого состава барж в момент времени, предшествующий рывку.

Крен судна при поперечном рывке буксирного троса. Приведенный ниже приближенный метод определения наибольшего динамического угла крена судна при поперечном рывке соответствует условиям второго из возможных случаев рывка и разработан В. М. Лаврентьевым при следующих основных допущениях:

1) в начальный момент времени, предшествующий рывку, буксирное судно находится в покое, а трос — не натянут;

2) рывок происходит в результате натяжения троса при поступательном движении буксируемого состава барж в направлении, перпендикулярном к диаметральной плоскости буксира;

3) трос рассматривается как нерастяжимая нить, лишенная массы;

4) буксируемый состав барж после рывка продолжает двигаться поступательно как твердое тело без крена, дифферента и разворота;

5) демпфирующие силы и моменты при поступательном и вращательном движении буксирного судна считаются настолько малыми, что ими можно пренебречь по сравнению с силами и моментами инерционной природы.

Движение буксирного судна в жидкости под воздействием поперечного рывка троса рассматривается как движение твердого тела с полюсом O в точке подвеса буксирного гака при действии импульсивной кренящей нагрузки (см. § 99).

Принятые допущения позволяют схематизировать явление рывка как неупругий удар, под импульсивным воздействием которого буксирное судно приобретает некоторую угловую скорость вращения относительно продольной оси, а неподвижная ранее точка подвеса гака получает постоянную скорость перемещения, равную скорости рывка (ударный период движения). Наибольший динамический угол крена судна образуется при постоянной силе натяжения троса и неизменной скорости перемещения точки подвеса гака (послеударный период движения).

Для определения динамического угла крена буксирного судна могут быть использованы уравнения (99,1), которые при сделанных допущениях принимают следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} (M + \lambda'_{22}) \frac{dv_y}{dt} + \lambda'_{24} \frac{d^2\theta}{dt^2} + \lambda'_{26} \frac{d\omega}{dt} &= 0; \\ \lambda'_{44} \frac{d^2\theta}{dt^2} + \lambda'_{24} \frac{dv_y}{dt} + \lambda'_{46} \frac{d\omega}{dt} + D l &= 0; \\ \lambda'_{66} \frac{d\omega}{dt} + \lambda'_{26} \frac{dv_y}{dt} + \lambda'_{46} \frac{d^2\theta}{dt^2} &= 0. \end{aligned} \right\} (102,1)$$

Величины $\lambda'_{i,j}$ (при i или $j = 2, 4, 6$), входящие в уравнения (102,1), характеризуют силы инерции буксирного судна с учетом присоединенной массы, статические моменты этих сил и моменты инерции относительно продольной и вертикальной осей, проходящих через выбранный полюс (точку подвеса гака). Так, например, величина $\lambda'_{22} = m + \lambda_{22}$.

Интегрирование уравнений (102,1), выполненное с учетом начальных условий последарного периода движения буксирного судна, позволяет получить расчетную формулу для определения плеча динамической остойчивости l_{dm} (м), которое характеризует величину работы импульсивного кренящего момента от рывка троса при достижении судном наибольшего динамического угла крена θ_{pm} . Эту формулу можно принимать в следующем виде:

$$l_{dm} = \frac{v_0^2}{2g} \cdot \frac{c_0^2 k_{22}}{(1 + l_0^2 + k'_{22})(1 + c_0^2 + l_0^2 + k'_{22})}. \quad (102,2)$$

Здесь введены следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} k_{22} &= \frac{\lambda'_{22}}{m} \approx 1 + 2 \frac{T}{B}; \quad k'_{22} = \frac{\lambda'_{22}}{M} = \frac{m + \lambda_{22}}{M} \approx \\ &\approx \frac{m}{M} \left(1 + \frac{2T}{B}\right); \\ c_0 &= \frac{z_0}{\rho'_{xx}}; \quad l_0 = \frac{x_r}{\rho'_{zz}}, \end{aligned} \right\} \quad (102,3)$$

где

$$z_0 = z_r - \frac{\frac{z_g}{B} + 0,3 \left(2 \frac{T}{B}\right)^2 + 0,2}{1 + 2 \frac{T}{B}} B; \quad (102,4)$$

ρ'_{xx} и ρ'_{zz} — радиусы инерции массы судна в м относительно продольной и вертикальной осей (с учетом присоединенной инерции окружающей жидкости), причем значение ρ'_{xx} рекомендуется определять в соответствии с указаниями § 91, а значение ρ'_{zz} можно принимать равным

$$\rho'_{zz} = (0,22 + 0,25) L. \quad (102,5)$$

Искомое значение угла крена θ_{pm} при поперечном рывке троса определяется по диаграмме динамической остойчивости судна $l_d = f(\theta)$ исходя из равенства работ кренящего и восстанавливающего моментов, т. е. как абсцисса точки пересечения линии $l_{dm} = \text{const}$ с графиком $l_d = f(\theta)$.

ЛИТЕРАТУРА

- Алферьев М. Я. Судовые движители. Речиздат, 1947.
 Апухтин П. А., Войткунский Я. И. Сопротивление воды движению судов. Машгиз, 1953.
 Басин А. М. Основы теории и расчета судовых гребных колес. Речиздат, 1948.
 Басин А. М. Теория устойчивости на курсе и поворотливости судна. Гос. изд. техн.-теор. литер., 1949.
 Благовещенский С. Н. Качка корабля. Судпромгиз, 1954.
 Благовещенский С. Н. Справочник по теории корабля. Ста-тика и качка. Судпромгиз, 1950.
 Ветчинкин В. П., Поляхов Н. Н. Теория и расчет воздушного гребного винта. Оборонгиз, 1940.
 Войткунский Я. И., Першиц Р. Я., Титов И. А. Справочник по теории корабля. Ходкость и управляемость. Судпромгиз, 1960.
 Глауэрт Г. Теория воздушного винта. Аэродинамика под редакцией Дюренда, т. IV. Оборонгиз, 1940.
 Жуковский Н. Е. Вихревая теория гребного винта. Собр. соч. т. 6. Изд. АН СССР, 1937.
 Жученко М. М., Иванов В. М. Судовые движители. Судпромгиз, 1956.
 Звонков В. В., Фомкин Л. И. Судовые тяговые и скоростные расчеты. Изд. «Речной транспорт», 1959.
 Костюков А. А. Теория корабельных волн и волнового сопротивления. Судпромгиз, 1959.
 Крылов А. Н. Качка корабля. Собр. соч., т. 11. Изд. АН СССР, 1951.
 Лаврентьев В. М. Судовые движители. Изд. «Морской транспорт», 1949.
 Лаврентьев В. М. Расчет судовых гребных винтов, Изд. «Морской транспорт», 1949.
 Ламмерен В., Троост Л., Конинг Д. Сопротивление, импульсивные качества и управляемость судов. Судпромгиз, 1957.
 Лукашевич А. А., Перник А. Д., Фирсов Г. А. Теория корабля. Судпромгиз, 1950.
 Павленко Г. Е. Качка судов, Гострансиздат, 1935.
 Павленко Г. Е. Сопротивление воды движению судов, Водтрансиздат, 1953.
 Папмель Э. Э. Практический расчет гребного винта. Научно-исследовательский институт военного кораблестроения, 1936.
 Соболев Г. В. Управляемость корабля. Конспект лекций. Изд. ЛКИ, 1959.
 Соловьев В. И., Чумаков Д. А. Корабельные движители. Воениздат, 1948.

- Ханович И. Г. Поворотливость корабля. Оборонгиз, 1944.
 Шенхерр К. Поворотливость. Основы корабельной архитектуры, т. II. Судпромгиз, 1948.
 Baker G. Ship design resistance and screw propulsion, vol. I and II. Liverpool, 1951.
 Davidson K., Schiff L. Turning and course-keeping qualities, Trans. soc. of naval arch. and marine eng. New York, 1946.
 Henschke W. Schiffbautechnisches Handbuch, band 1. Berlin, 1957.
 Lap A., Manen J. Fundamentals of ship resistance and propulsion. Internat. shipbuilding progress; 1956/57.
 Robb A. Theory of naval architecture. London. 1952.
 Saunders H. Hydrodynamics in ship design, vol. I, II. New York, 1957.

ПРИЛОЖЕНИЕ I

КОЭФФИЦИЕНТЫ ОСТАТОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДЛЯ ТИПОЗЫХ СУДОВ ВНУТРЕННЕГО ПЛАВАНИЯ

А. Пассажирские и грузо-пассажирские суда

№ п/п	Характеристики теоретического чертежа						Значения $\zeta_0 \cdot 10^3 = \frac{2R_0 \cdot 10^3}{\rho v^2 \Omega}$ при $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$							
	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	$\frac{L}{T} = \frac{L}{3\sqrt{V}}$	δ	$\varphi = \frac{\delta}{\beta}$	$\frac{\Omega}{V^2/g}$	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,40
1	7,75	5,27	8,20	0,575	0,655	8,00	1,40	1,09	1,02	1,19	1,90	—	—	—
2	9,35	5,64	9,08	0,656	0,715	8,77	1,29	1,19	1,23	1,55	2,01	2,60	—	—
3	8,10	5,05	7,73	0,710	0,720	8,05	0,55	0,80	1,06	1,30	1,97	—	—	—
4	6,60	4,95	7,20	0,573	0,650	7,53	1,58	1,33	1,32	1,49	2,42	3,24	—	—
5	7,10	8,07	8,21	0,737	0,755	9,45	0,58	0,92	1,32	1,86	2,80	—	—	—
6	6,77	4,00	7,13	0,500	0,603	6,90	0,96	1,02	1,22	1,68	2,32	3,05	3,84	—
7	5,72	4,01	6,60	0,465	0,560	7,10	0,80	0,91	1,08	1,36	1,80	2,45	3,70	6,30
8	4,48	4,95	6,52	0,541	0,610	7,60	0,52	0,75	1,12	1,46	1,72	2,08	2,68	3,98
9	6,63	11,60	8,74	0,762	0,790	11,60	0,88	0,90	0,92	1,22	1,93	2,73	3,62	—
10	4,73	4,95	5,75	0,581	0,595	6,85	1,43	1,88	2,30	2,81	3,43	4,14	5,00	6,50

Примечание. Все суда — винтовые, за исключением водометного судна № 9.

Б. Грузовые суда

№ п/п	Характеристики теоретического чертежа						Значения $\zeta_0 \cdot 10^3 = \frac{2R_0 \cdot 10^3}{\rho v^2 \Omega}$ при $Fr = \frac{v}{\sqrt{gD}}$							
	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	$\frac{L}{T} = \frac{L}{3\sqrt{V}}$	δ	$\varphi = \frac{\delta}{\beta}$	$\frac{\Omega}{V^2/g}$	0,08	0,12	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26
1	6,93	4,64	6,49	0,836	0,840	7,35	—	0,83	1,00	1,25	1,63	2,30	3,28	6,00
2	5,67	5,45	6,10	0,776	0,780	7,25	—	0,62	0,70	1,10	1,60	2,10	2,66	3,36
3	8,15	6,37	8,35	0,720	0,725	9,25	—	1,00	1,07	1,14	1,24	1,38	1,71	2,21
4	6,68	5,72	6,95	0,758	0,761	7,95	—	0,91	1,01	1,07	1,23	1,51	1,92	2,45
5	4,68	6,42	5,85	0,700	0,704	8,05	—	5,40	5,61	5,76	6,01	6,44	6,94	7,56
6	8,19	5,16	7,40	0,850	0,852	8,25	1,21	1,26	1,53	1,77	2,31	3,18	4,24	5,67
7	6,00	6,38	6,62	0,787	0,790	8,05	1,24	1,42	1,72	1,95	2,27	2,74	3,80	5,78
8	6,01	6,36	6,85	0,715	0,720	8,10	0,82	0,87	1,02	1,18	1,42	1,72	2,06	2,43

Примечание. Все суда — винтовые, за исключением водометного судна № 5.

В. Буксиры и толкачи

№ п/п	Характеристики теоретического чертежа						Значения $\zeta_0 \cdot 10^3 = \frac{2R_0 \cdot 10^3}{\rho v^2 \zeta}$ при $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$						
	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	$\bar{l} = \frac{L}{3\sqrt{V}}$	δ	$\varphi = \frac{\delta}{\beta}$	$\bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}}$	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,30
1	4,99	4,11	5,74	0,545	0,664	6,74	1,16	1,40	1,74	2,10	2,62	5,04	6,30
2	4,73	3,93	5,40	0,557	0,650	6,30	1,75	1,75	1,80	2,28	2,68	—	—
3	4,52	4,61	5,74	0,500	0,605	6,30	—	4,20	4,18	4,16	4,18	4,36	4,52
4	5,02	4,11	5,46	0,636	0,654	6,15	—	0,75	0,92	1,24	2,06	3,69	4,85
5	4,60	2,50	4,66	0,522	0,606	5,39	—	1,26	1,45	1,72	2,04	3,70	4,84
6	5,13	3,64	5,68	0,525	0,630	6,06	—	1,47	1,72	2,18	2,84	3,81	4,40

Г. Баржи для толкания

№ п/п	Характеристика теоретического чертежа						Значения $\zeta_0 \cdot 10^3 = \frac{2R_0 \cdot 10^3}{\rho v^2 \zeta}$ при $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$					
	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	$\bar{l} = \frac{L}{3\sqrt{V}}$	δ	$\varphi = \frac{\delta}{\beta}$	$\bar{\omega} = \frac{\Omega}{V^{2/3}}$	0,08	0,12	0,16	0,18	0,20	0,22
1	6,42	4,38	5,93	0,865	0,866	6,92	2,20	2,20	2,25	2,70	4,18	—
2	5,32	6,40	5,93	0,865	0,866	7,75	0,60	0,90	1,43	2,00	2,66	3,50
3	6,16	5,00	6,04	0,861	0,865	7,20	1,92	1,92	1,94	2,23	3,30	—
4	6,88	5,00	6,52	0,856	0,857	7,37	1,60	1,60	1,71	2,12	2,65	3,80
5	6,44	4,37	6,02	0,828	0,830	6,92	1,22	1,22	1,25	1,40	1,80	—

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

ДИАГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Динамические характеристики гребных винтов (комплекс винт — насадка) на швартовах

Винты с аэродинамическим профилем сечений лопастей

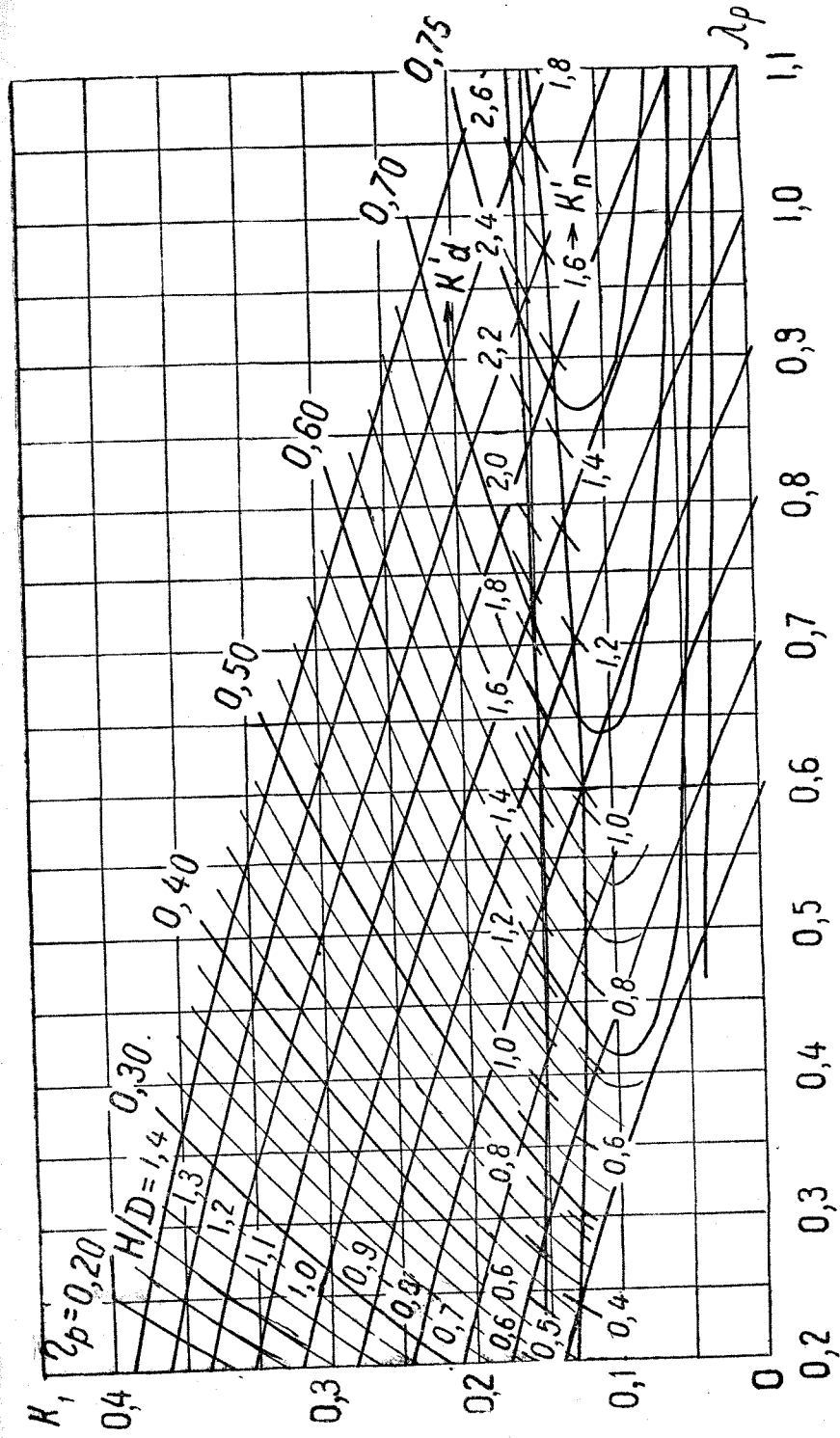
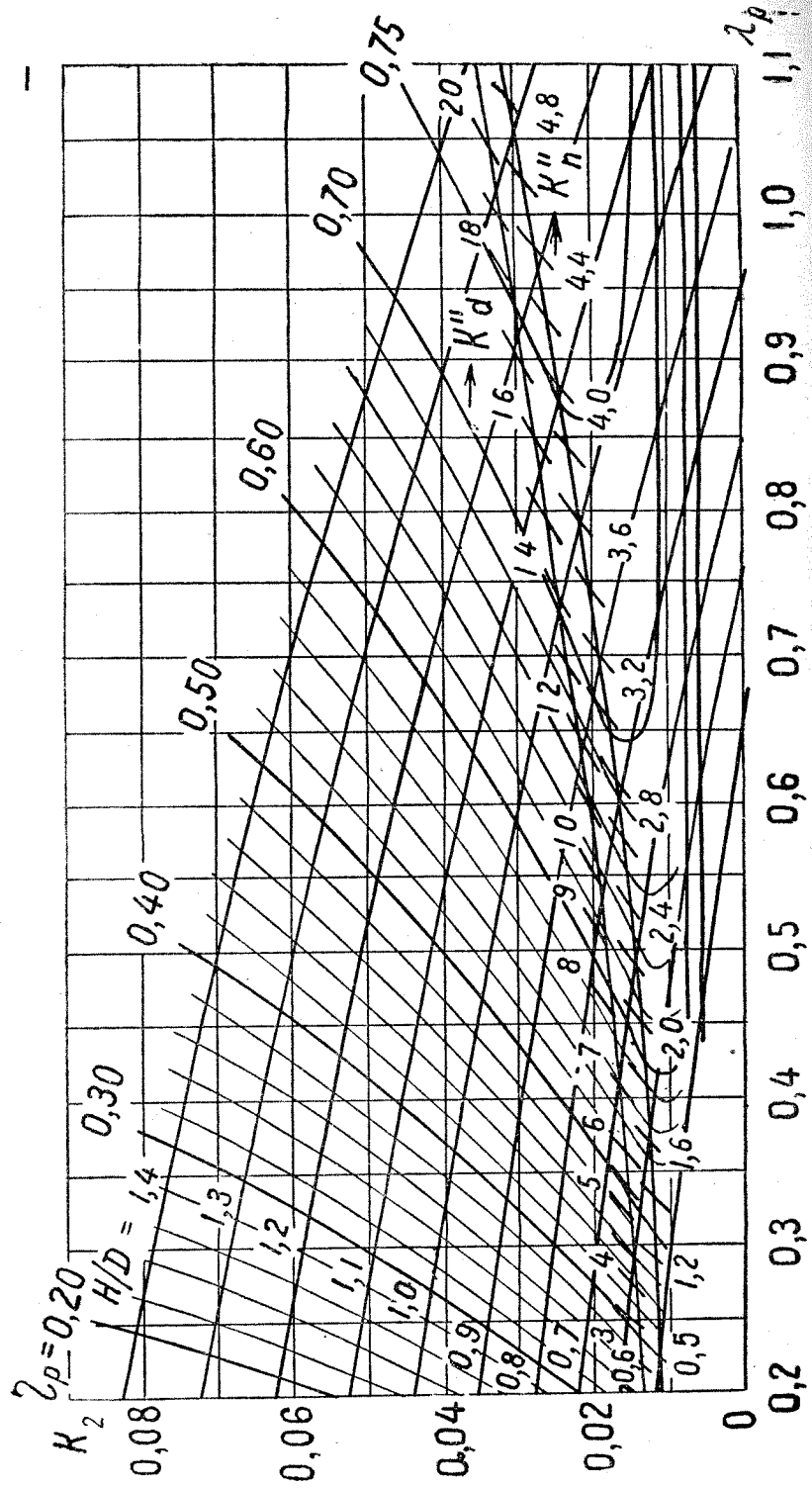
K_1 и K_2	$\frac{H}{D}$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
$z=3; \theta=0,35$ (диагр. I)		0,225	0,295	0,365	0,415	0,465
		0,020	0,032	0,050	0,069	0,089
$z=3; \theta=0,50$ (диагр. II)		0,240	0,335	0,420	0,490	0,545
		0,021	0,038	0,060	0,083	0,107
$z=3; \theta=0,65$ (диагр. III)		0,240	0,340	0,440	0,530	0,610
		0,024	0,043	0,067	0,095	0,129
$z=4; \theta=0,40$ (диагр. IV)		0,240	0,315	0,385	0,450	0,495
		0,022	0,036	0,052	0,072	0,092
$z=4; \theta=0,55$ (диагр. V)		0,250	0,340	0,430	0,500	0,550
		0,025	0,042	0,061	0,083	0,106
$z=4; \theta=0,70$ (диагр. VI)		0,245	0,350	0,455	0,555	0,625
		0,024	0,042	0,067	0,100	0,132

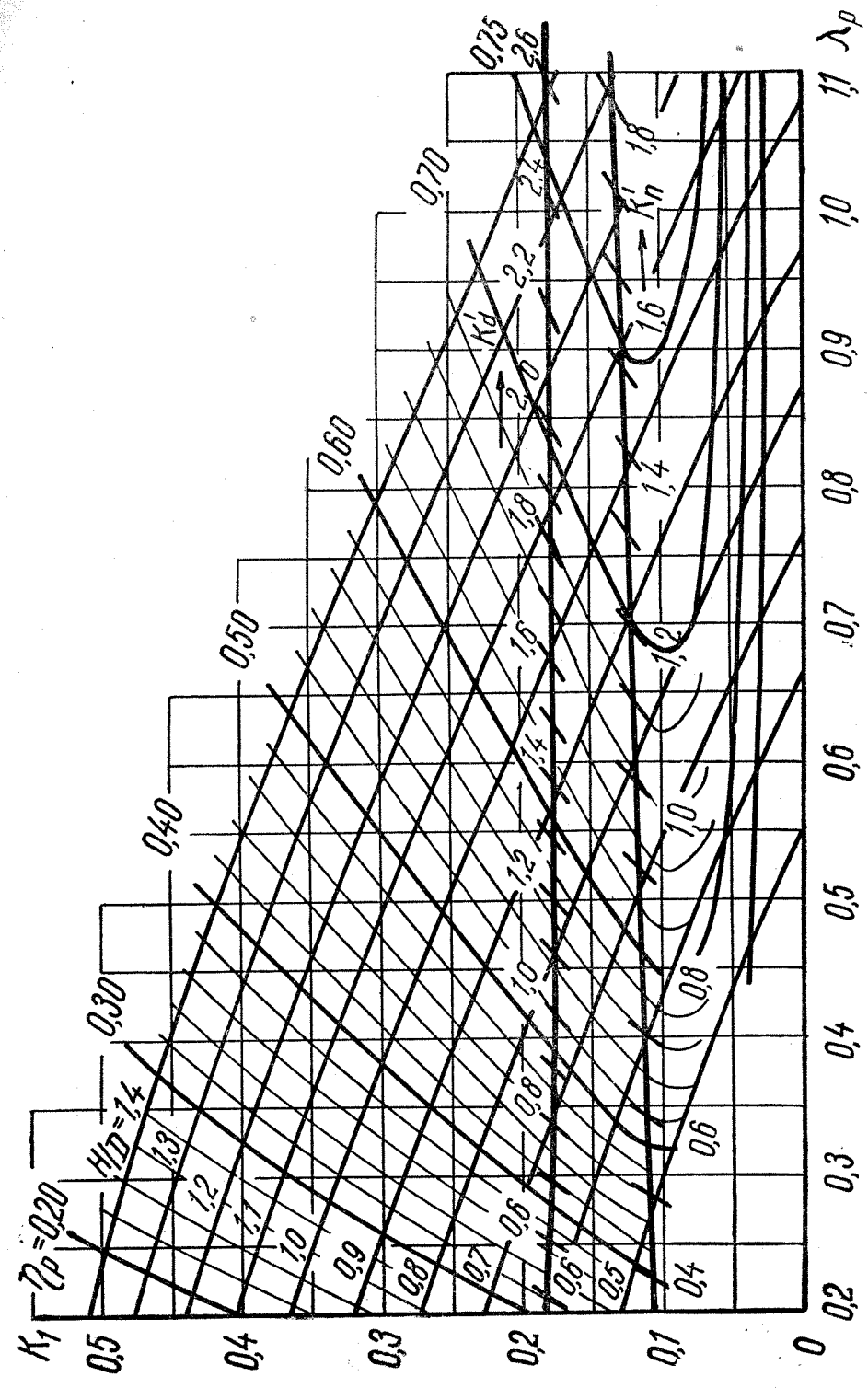
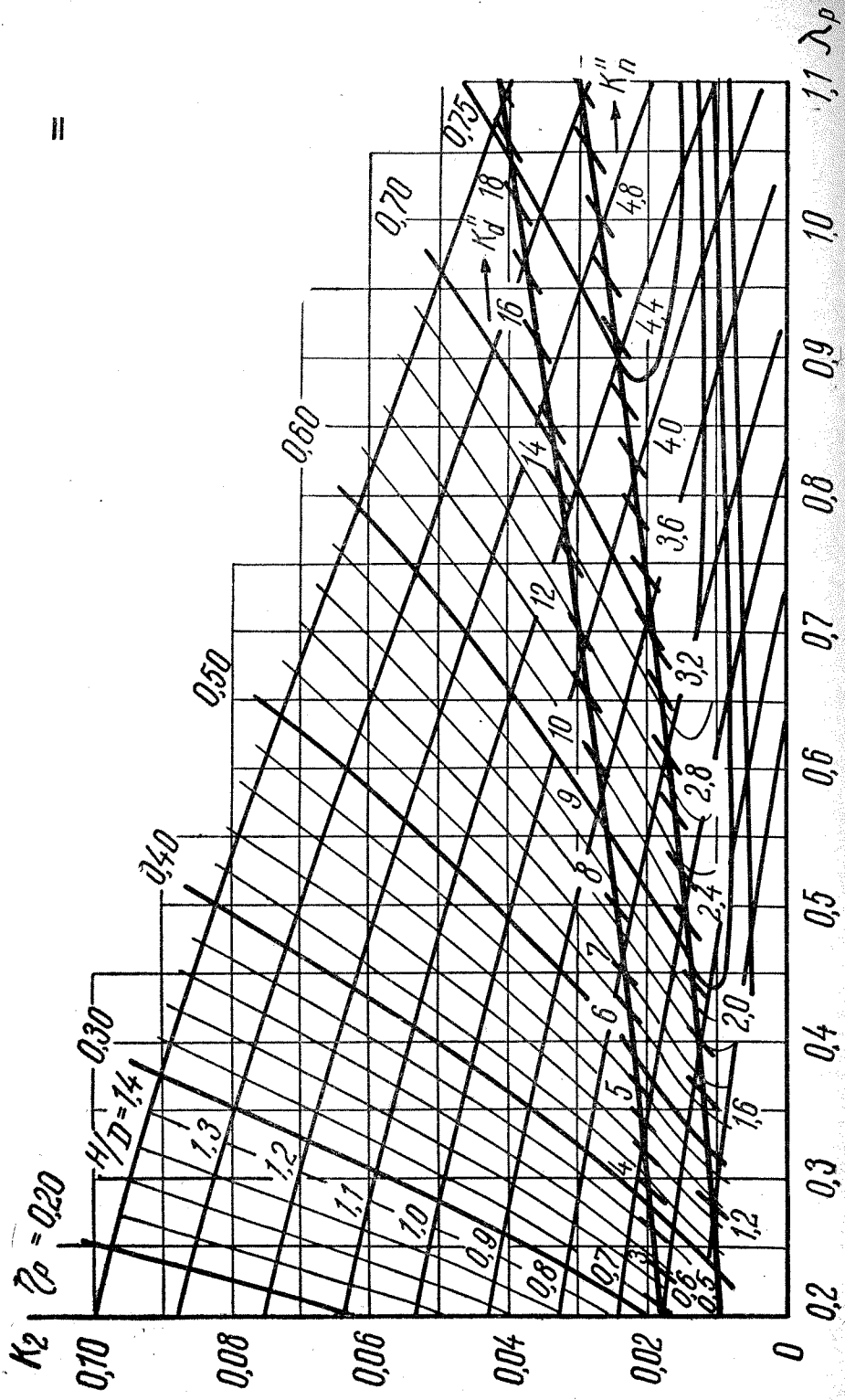
Винты с сегментным профилем сечений лопастей

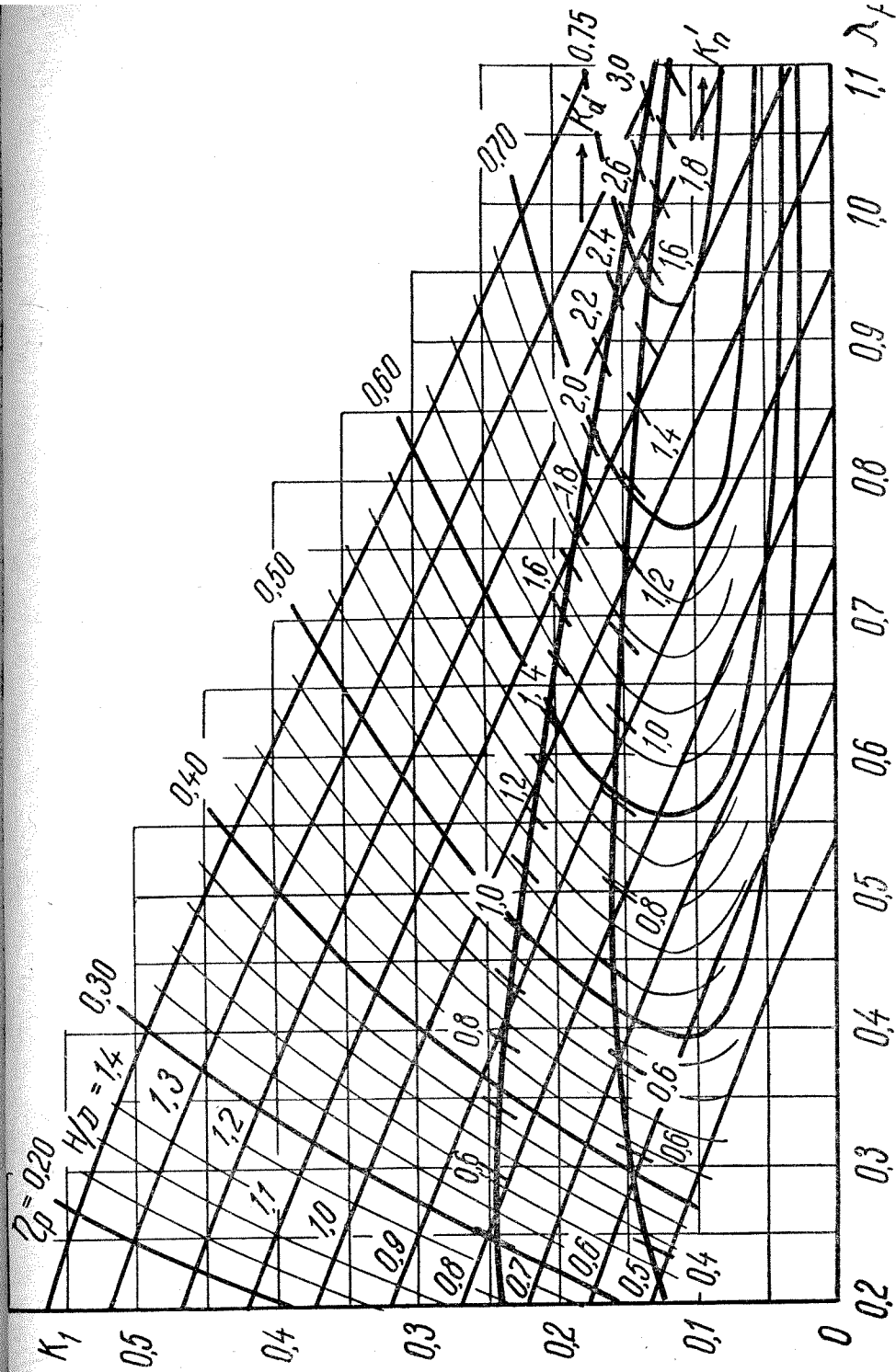
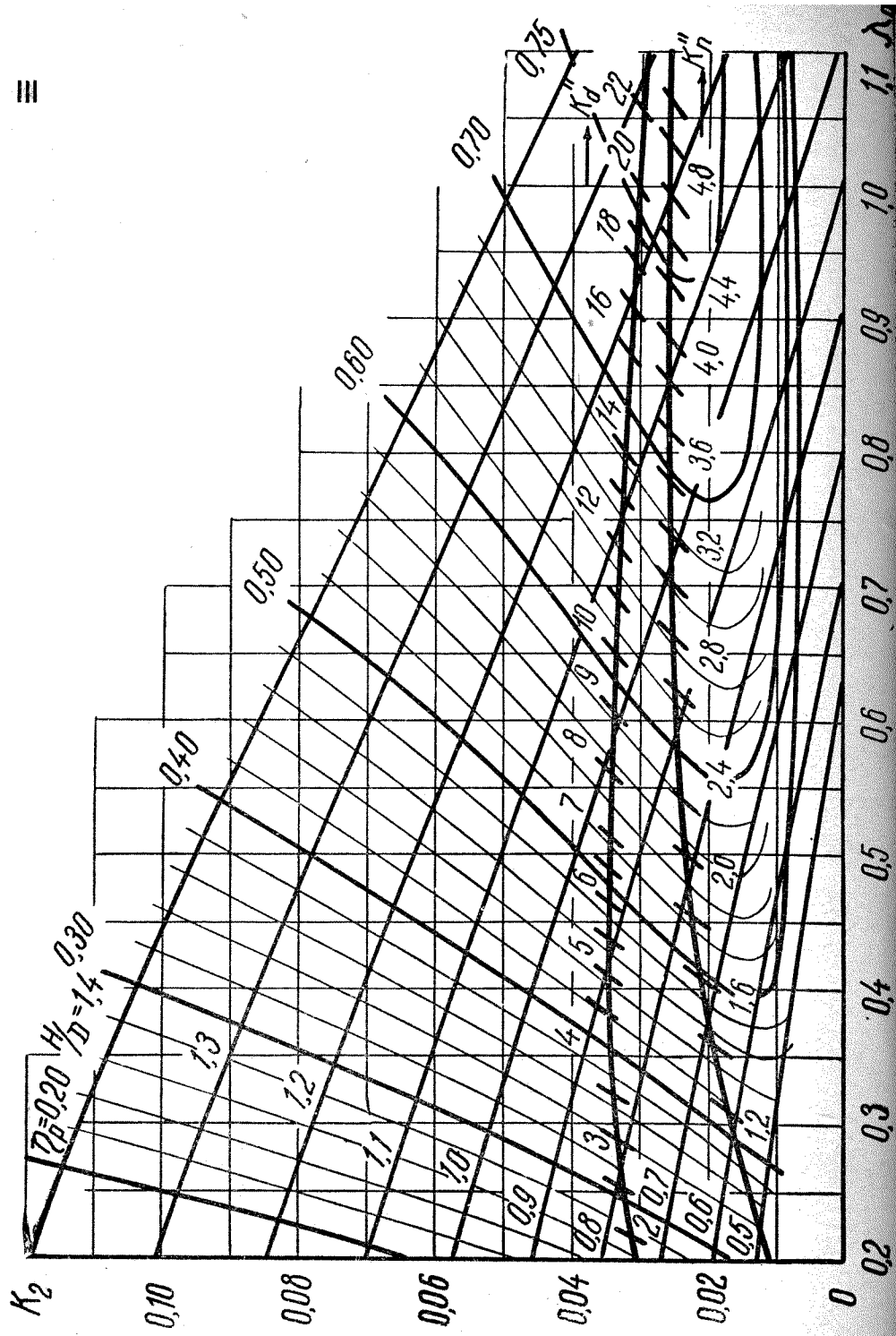
K_1 и K_2	$\frac{H}{D}$	0,7	1,0	1,3	1,6	1,9
$z=3; \theta=0,95$ (диагр. VII)		0,365	0,590	0,765	0,880	0,975
		0,042	0,090	0,150	0,214	0,285

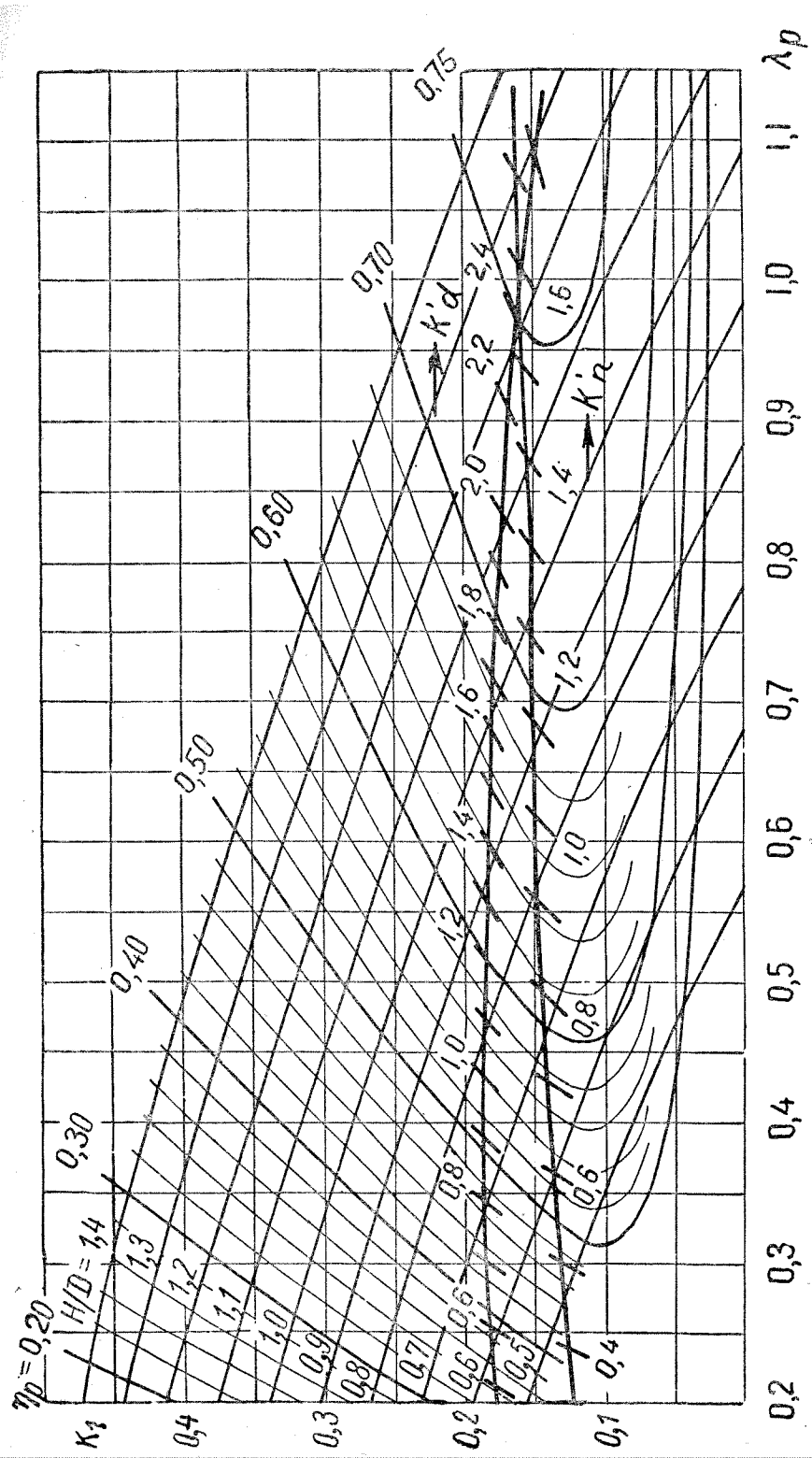
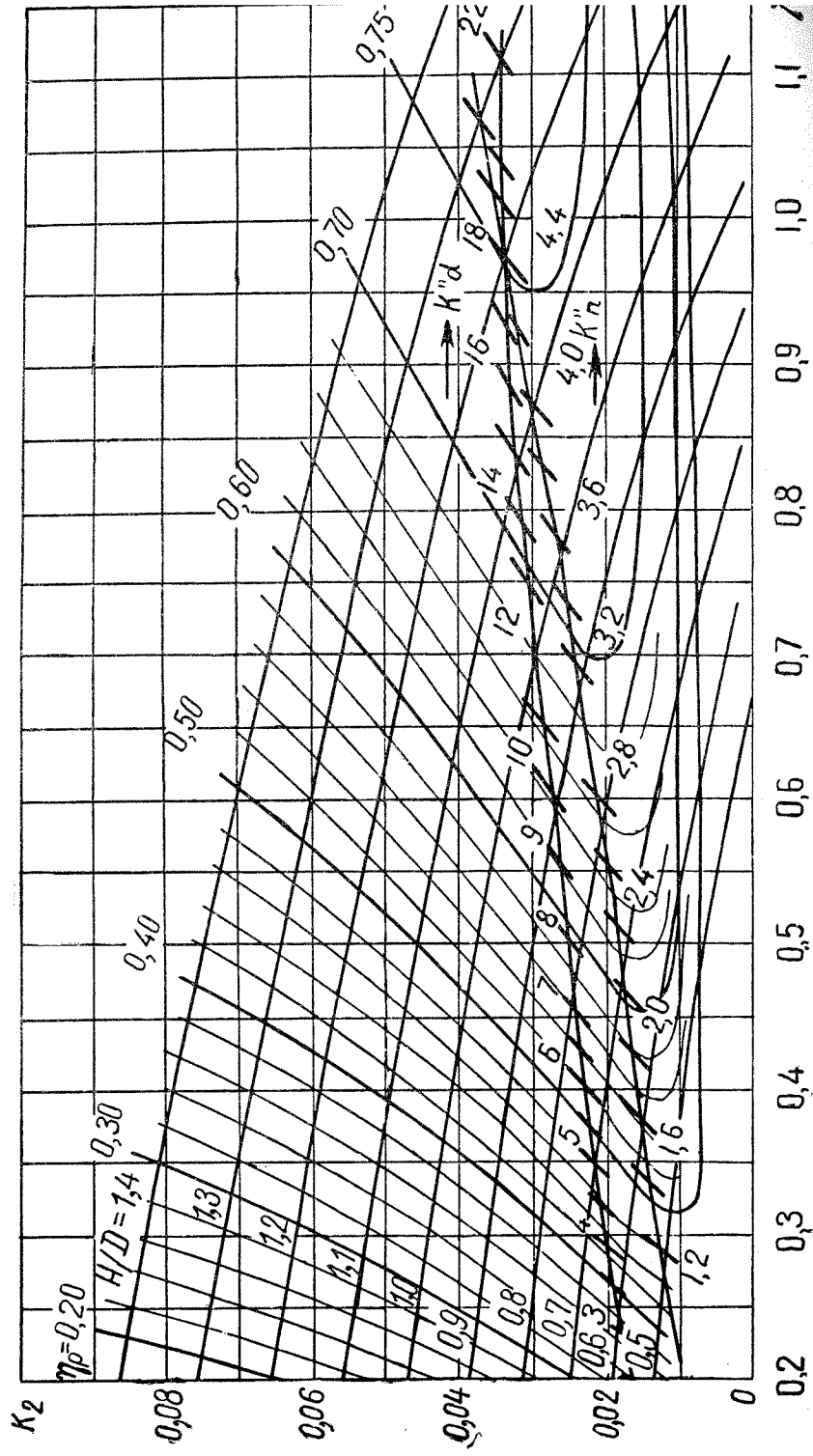
Винты в направляющих насадках

K_1 и K_2	$\frac{H}{D}$	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5
$z=4; \theta=0,58;$ $\bar{l}_H=0,60; \alpha_e=1,30;$ $\beta_a=1,10$ (диагр. VIII)		0,265	0,400	0,530	0,660	0,785
		0,018	0,032	0,049	0,069	0,094

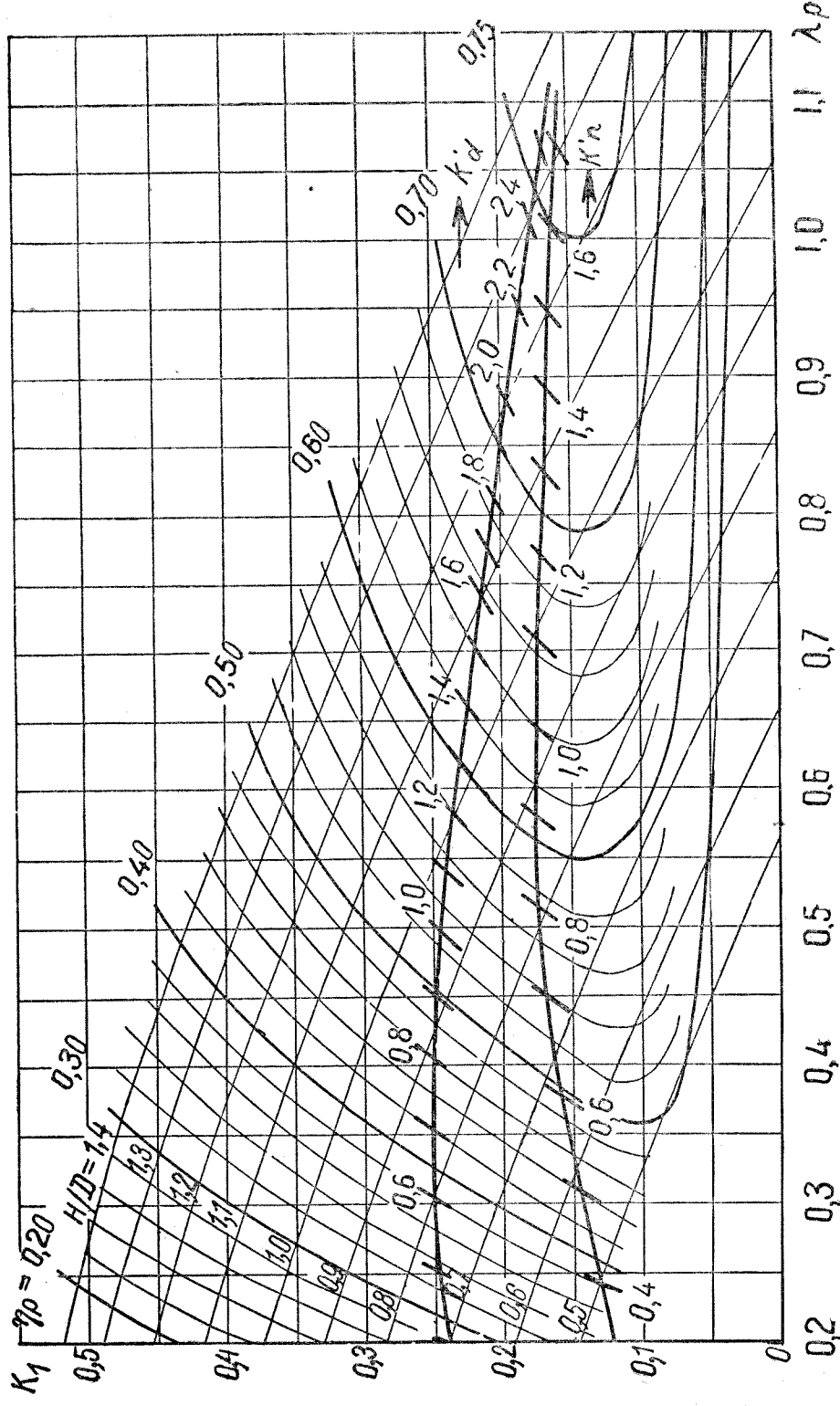
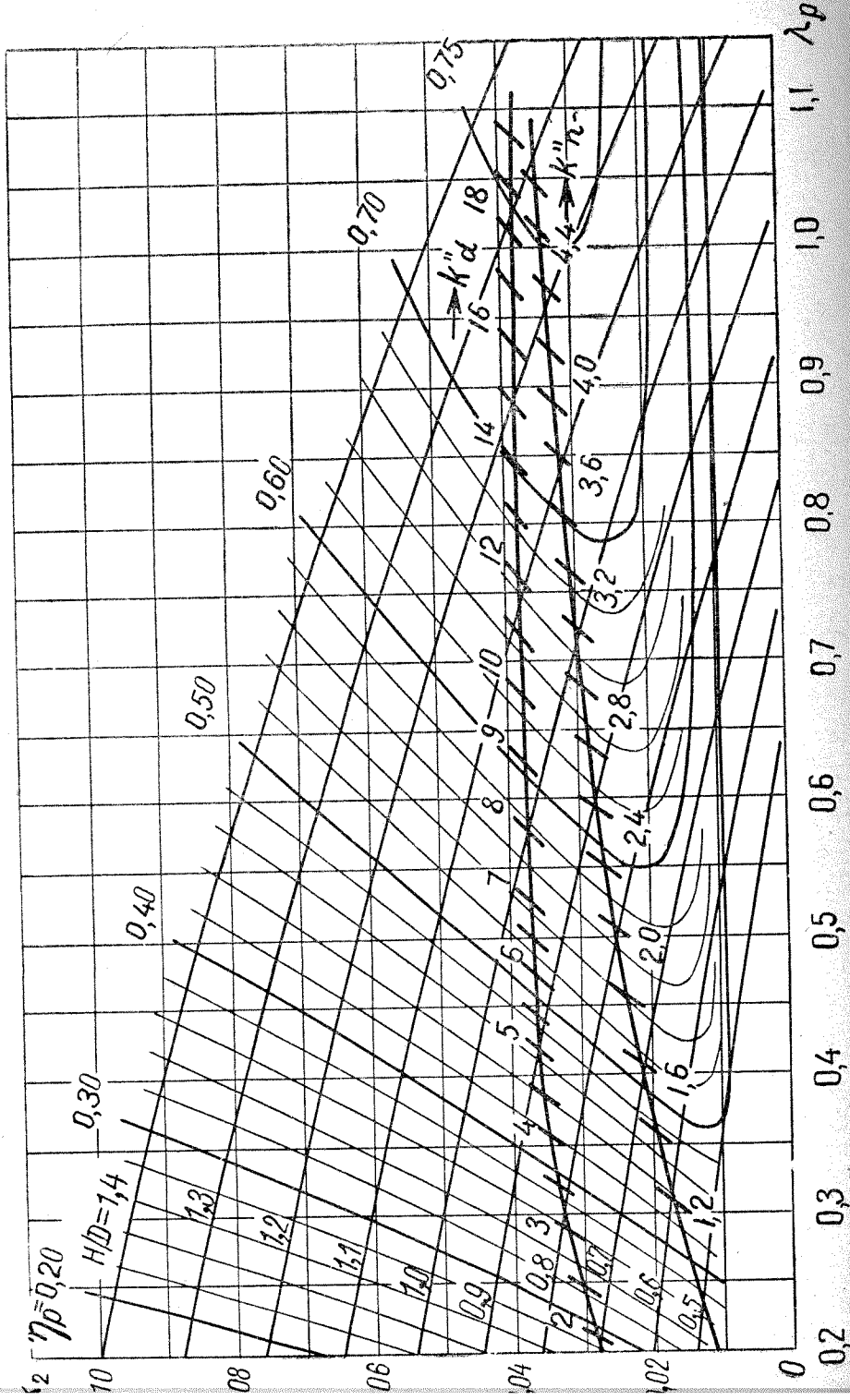


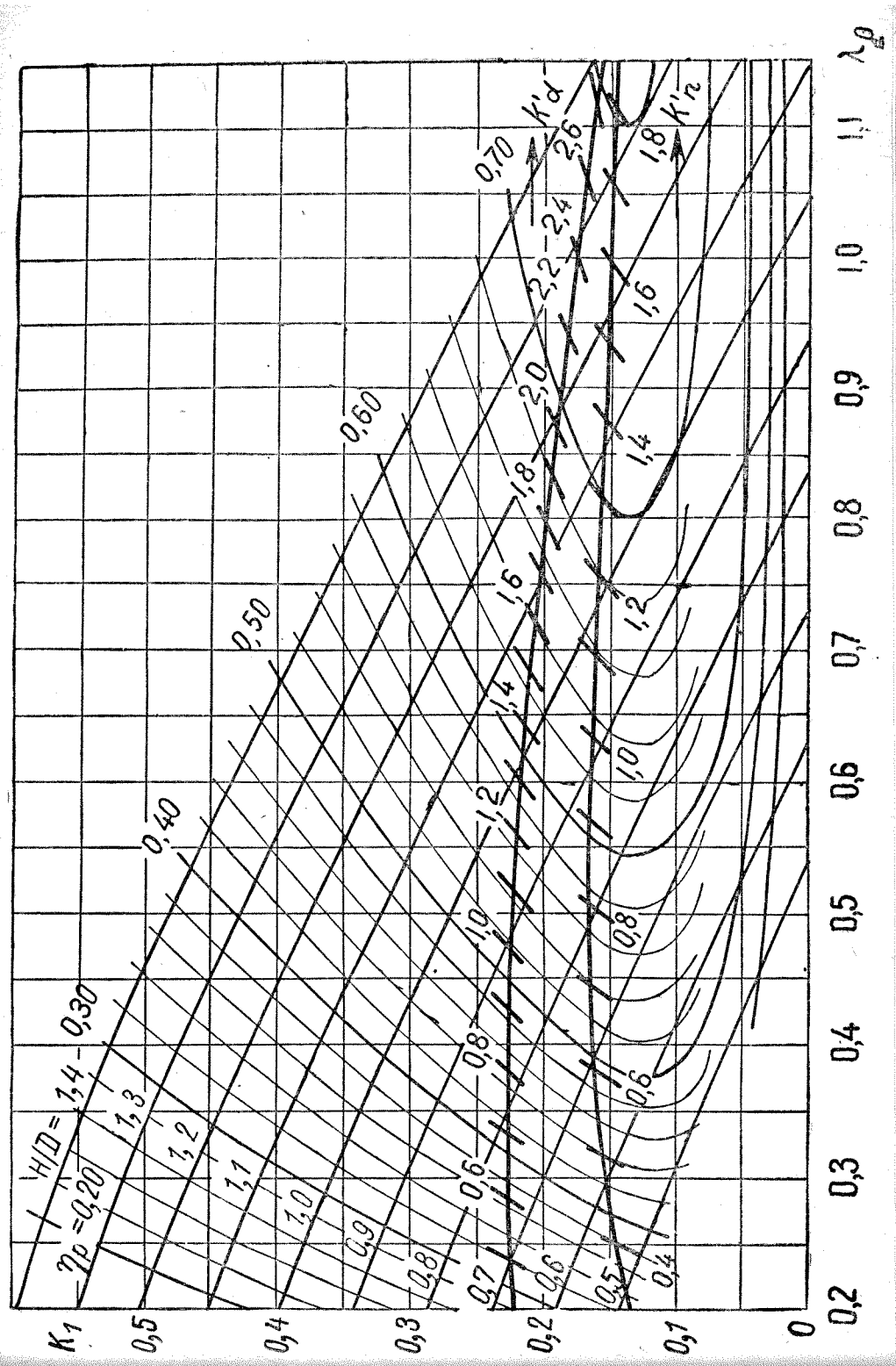
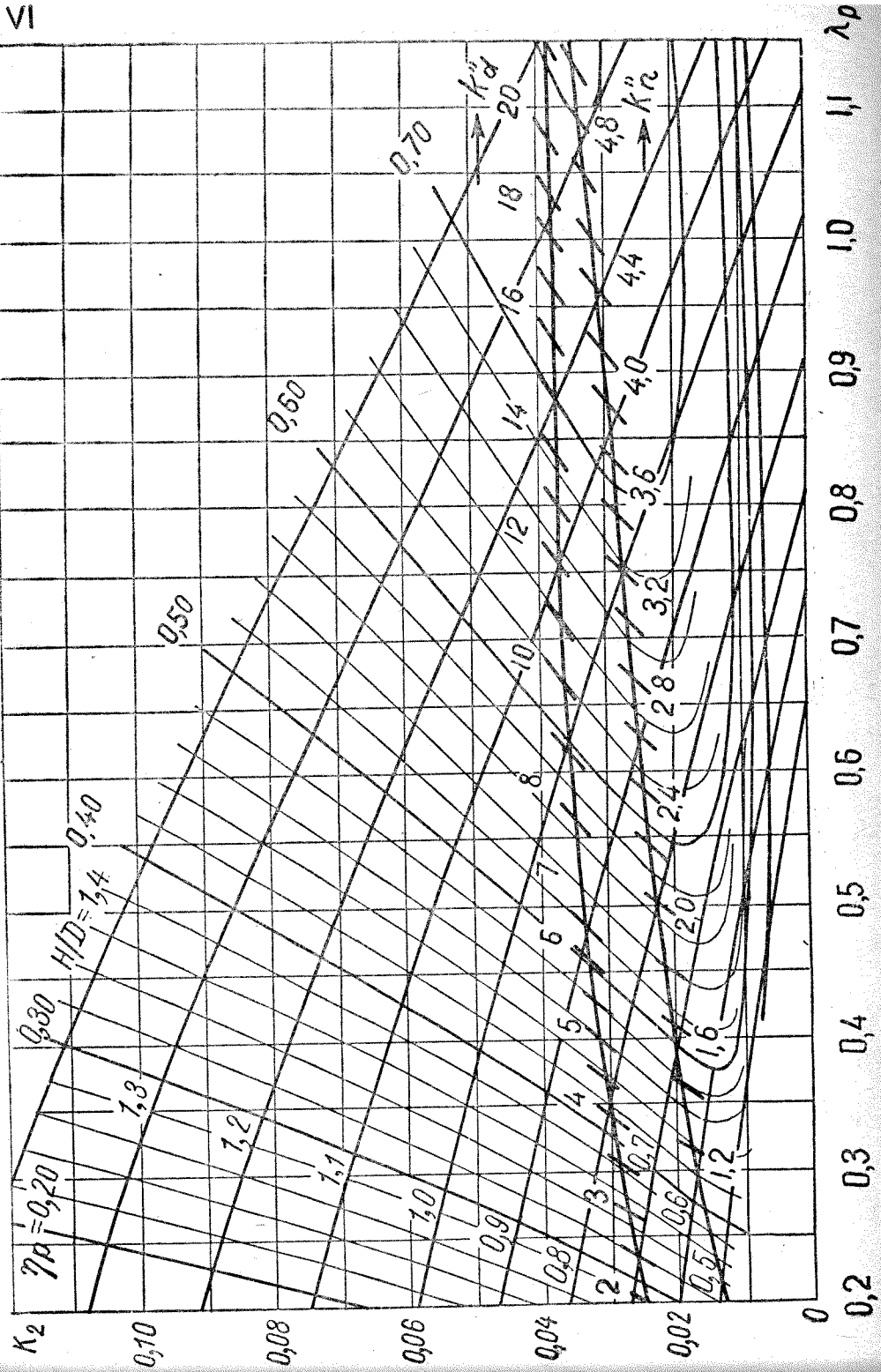


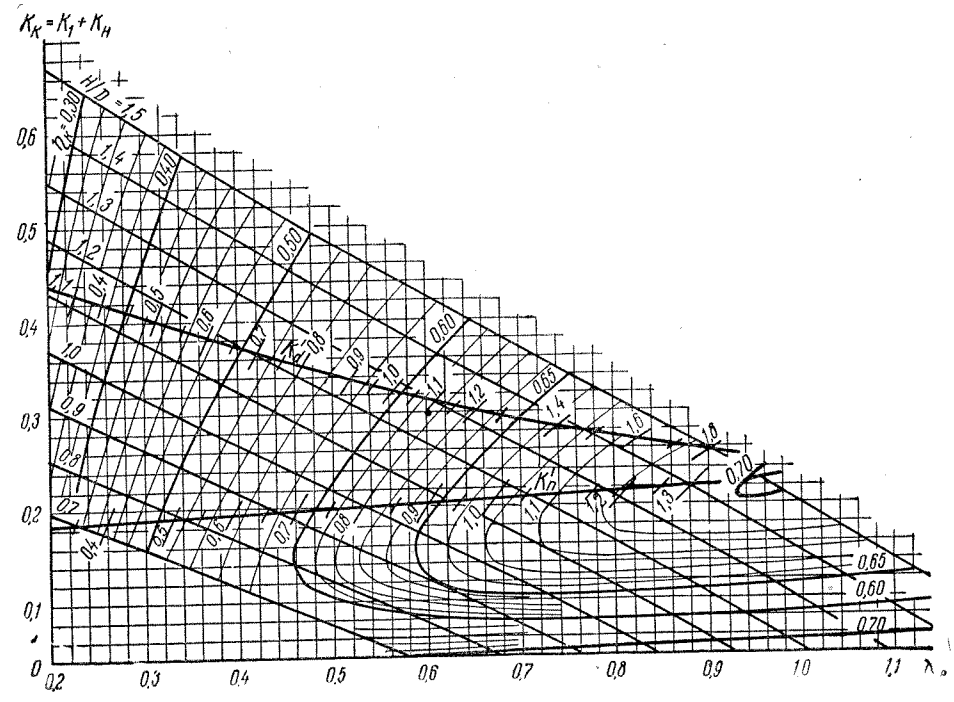
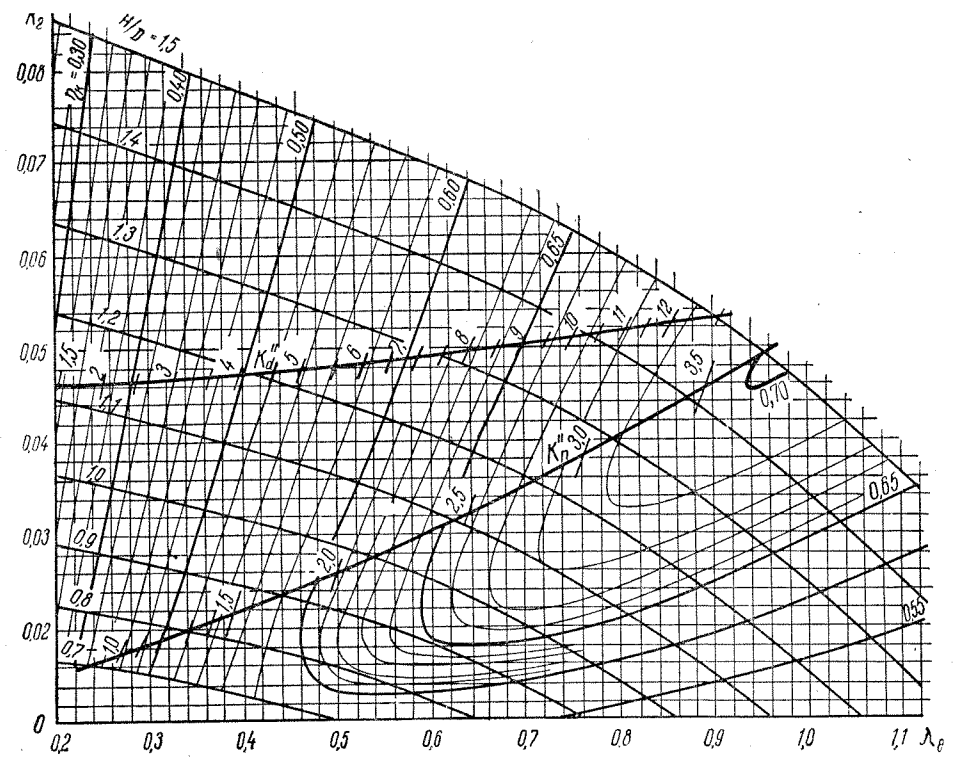
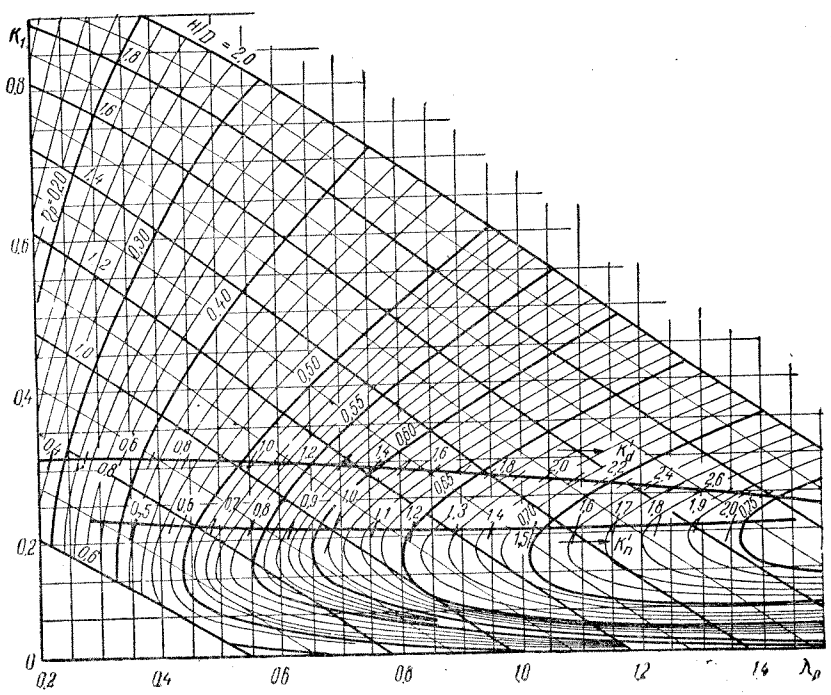
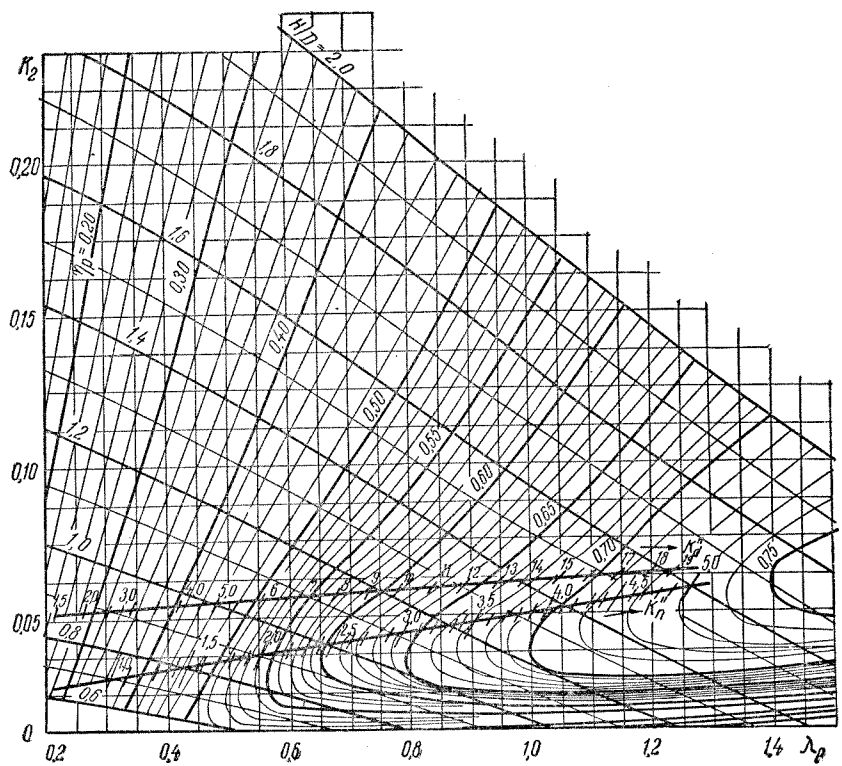




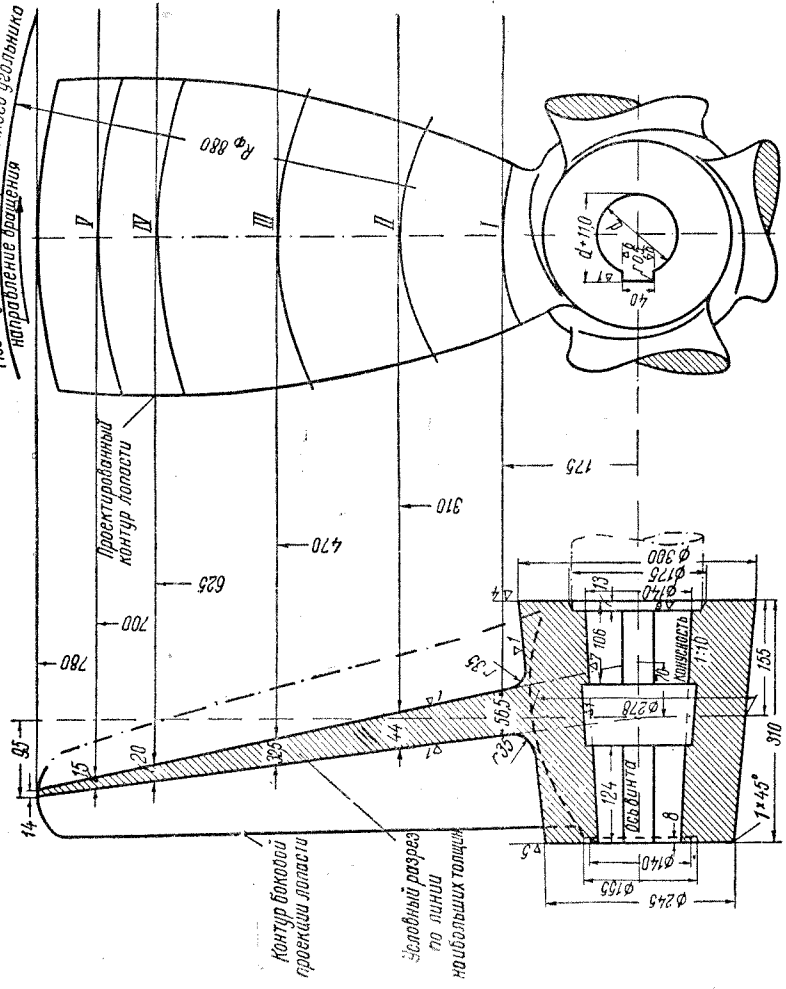
v





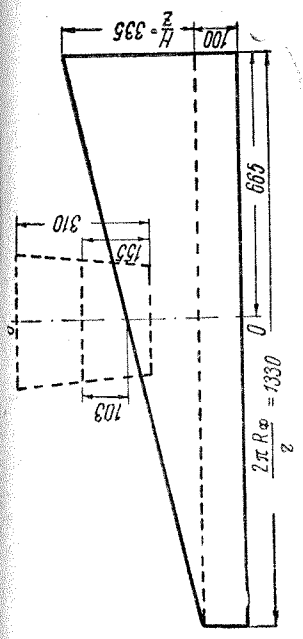
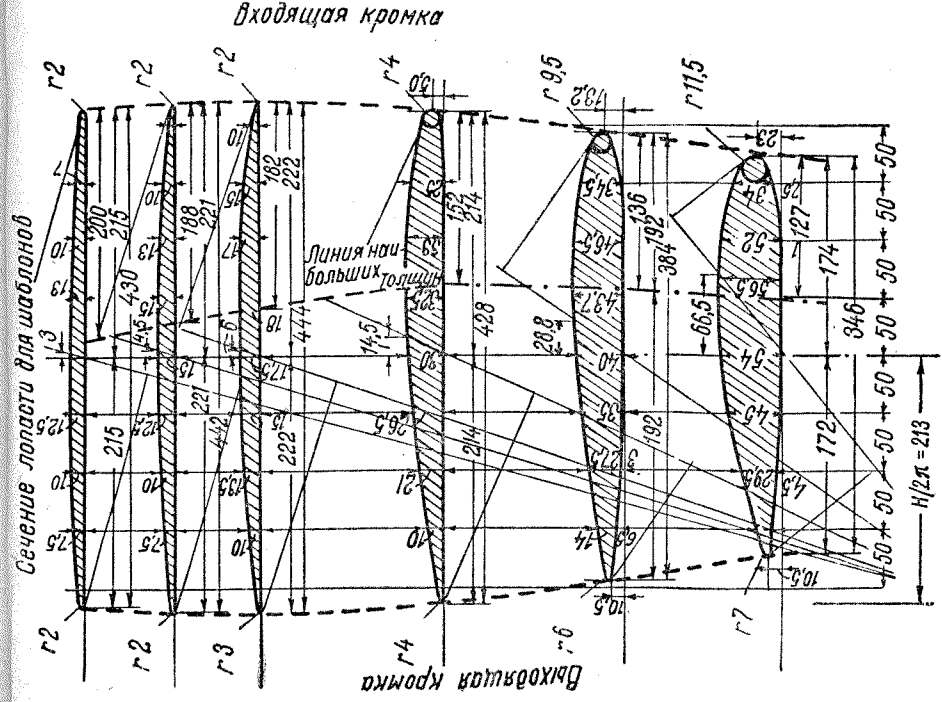


Место установки формовочного угольника
направление вращения



Б. Винт в насадке

Главные размеры -
ния судна (расчетные)
Длина $L = 37,2$ м.
Ширина $B = 7,4$ м.
Осадка $T = 1,8$ м.
Коэффициент общей полноты
 $\delta = 0,646$.
Силовая установка
Номинальная мощность $2 N_e =$
 $= 2 \times 600$ л. с.
Число оборотов $n =$
 $= 300$ об/мин.
Расчетная скорость букси-
ровки $v = 9$ км/час.
Элементы гребного
винта
Диаметр $D = 1,56$ м.
Шаговое отношение $\frac{H}{D} = 0,860$.
Шаг $H = 1,36$ м.
Дисквое отношение $\theta = 0,55$.
Число лопастей $z = 4$.
Материал — сталь марки 30 ЛП,
ГОСТ 977-53.
Вес винта $G = 319$ кг.



Формовочный угольник

Формовочный угольник гнуть по радиусу $R_{\phi} = 850$ мм
вокруг оси $O-O$ выпуклостью к себе, смотря на чертеж, —
для винта правого вращения и выпуклостью от себя — для
винта левого вращения.

Технические указания

1. Настоящий чертеж гребных винтов разработан в со-
ответствии с расчетом ходкости судна и гребного винта.
2. Гребные винты по данному чертежу должны быть из-
готовлены, испытаны и приняты в соответствии с
ГОСТ 8054-56.

Технические условия

На чертеже показан винт правого вращения. Шаблоны
сечений лопасти гнуть по указанному на чертеже радиусам
сечений вокруг наклонных осей, проведенных из точки
 P (см. рис. А), выпуклостью к себе, смотря на чертеж, — для
винта правого вращения, выпуклостью от себя — для винта
левого вращения.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Раздел первый

СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ

Глава I. Составляющие полного сопротивления движению судна и их особенности	
§ 1. Общие сведения о сопротивлении движению судна	3
§ 2. Основные составляющие сопротивления воды	9
§ 3. Сопротивление трения гладкой судовой поверхности	13
§ 4. Влияние шероховатости судовой поверхности на сопротивление	19
§ 5. Сопротивление формы. Совместный учет вязкостных составляющих сопротивления	25
§ 6. Сопротивление выступающих частей корпуса судна	29
§ 7. Воздушное сопротивление	32
§ 8. Волновое сопротивление. Характер изменения остаточного сопротивления	35
Глава II. Определение сопротивления движению судов по результатам буксировочных испытаний моделей	
§ 9. Буксировочные испытания моделей судов в опытовых бассейнах	41
§ 10. Пересчет результатов буксировочных испытаний модели на натуру	45
Глава III. Влияние условий эксплуатации судна на сопротивление движению	
§ 11. Сопротивление движению судов на мелководье	56
§ 12. Сопротивление движению судов в каналах	62
§ 13. Сопротивление движению судов при наличии течения и уклона русла реки	68
§ 14. Влияние ветрового волнения на снижение скорости хода судна	70
§ 15. Влияние коррозии и обрастания подводной части корпуса судна на сопротивление	73
Глава IV. Влияние характеристик теоретического чертежа судна на сопротивление	
§ 16. Методы оценки качества судовых обводов	75
§ 17. Влияние общей полноты обводов и главных размерений судна на сопротивление воды	77

§ 18. Влияние основных характеристик строевой по шпангоутам на сопротивление воды	81
§ 19. Влияние формы сечений теоретического чертежа судна на сопротивление	85
§ 20. Особенности формы обводов речных судов	89
Глава V. Приближенные методы расчета сопротивления движению судов	
§ 21. Основные указания по применению приближенных методов расчета сопротивления	94
§ 22. Приближенные методы расчета буксировочной мощности судов	96
§ 23. Методы расчета остаточного сопротивления по графикам испытаний систематических серий моделей судов	101
§ 24. Пересчет кривой сопротивления по прототипу	111
§ 25. Приближенный учет влияния условий плавания судна на сопротивление	127
Глава VI. Специальные вопросы теории и расчета сопротивления движению судов	
§ 26. Особенности расчета сопротивления воды движению составов судов	140
§ 27. Особенности расчета сопротивления движению быстроходных судов	153

Раздел второй

СУДОВЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

Глава VII. Общие сведения о судовых движителях	
§ 28. Назначение и принцип действия судовых движителей	171
§ 29. Типы судовых движителей и их особенности	173
Глава VIII. Теория идеального движителя	
§ 30. Теория идеального изолированного движителя в безграничной жидкости	182
§ 31. Влияние свободной поверхности жидкости на работу идеального движителя	188
§ 32. Взаимодействие идеального движителя и корпуса судна	191
§ 33. Взаимодействие идеального движителя с направляющей насадкой	198
§ 34. Сравнительная оценка эффективности судовых движителей	200
Глава IX. Геометрия и конструкция гребных винтов	
§ 35. Геометрия гребных винтов	204
§ 36. Конструкция гребных винтов	208
Глава X. Основы гидродинамики гребного винта	
§ 37. Кинематические и динамические характеристики гребного винта	213
§ 38. Характеристики лопастных сечений гребного винта	216
§ 39. Теория элемента лопасти. Упор, момент и к. п. д. гребного винта	222
§ 40. Кавитация гребных винтов	229

Глава XI. Результаты модельных испытаний гребных винтов и движительного комплекса винтовых судов	
§ 41. Испытания моделей гребных винтов в свободной воде	239
§ 42. Испытания самоходных моделей винтовых судов	241
§ 43. Влияние конструктивных элементов гребного винта на его работу	247
Глава XII. Проектирование гребных винтов по диаграммам систематических серийных испытаний моделей	
§ 44. Диаграммы для проектирования гребных винтов по результатам систематических модельных испытаний	257
§ 45. Эмпирические данные о характеристиках взаимодействия винта и корпуса судна	266
§ 46. Выбор основных конструктивных элементов гребных винтов	273
§ 47. Типы расчетов движительного комплекса винтовых судов. Необходимые исходные данные	278
§ 48. Ходовые характеристики судна	284
§ 49. Практические схемы подбора и проверки гребных винтов по диаграммам	289
§ 50. Конструирование гребного винта и построение его чертежа	302
§ 51. Поверочный расчет прочности лопастей гребного винта. Вес и маховой момент винта	314
§ 52. Разработка проекта гребных винтов небуксирного судна	320
§ 53. Особенности расчета гребных винтов буксирного судна	336
Глава XIII. Основы вихревой теории гребного винта	
§ 54. Вихревая схема и поле скоростей гребного винта	340
§ 55. Гребной винт с наименьшими индуктивными потерями. Общие формулы для расчета винта по вихревой теории	344
§ 56. Работа гребного винта в неравномерном поле скоростей за корпусом судна	351
§ 57. Практический расчет гребного винта по вихревой теории	356
Глава XIV. Специальные вопросы теории и проектирования гребных винтов	
§ 58. Особенности работы гребных винтов при многовальных установках	374
§ 59. Действие гребного винта в косом потоке	377
§ 60. Особенности работы гребных винтов фиксированного шага на режимах реверса судна	382
§ 61. Проверка согласованности главных двигателей и гребных винтов	390
§ 62. Гребные винты регулируемого шага	395
Глава XV. Гребные винты в направляющих насадках	
§ 63. Особенности работы и основные характеристики комплекса винт—насадка	404
§ 64. Основные рекомендации по проектированию комплекса винт—насадка	413
§ 65. Методы расчета комплекса винт—насадка	423
§ 66. Особенности конструирования комплекса винт—насадка	437
§ 67. Разработка проекта комплекса винт—насадка буксирного судна	440
§ 68. Особенности расчета комплекса винт—насадка небуксирного судна	455
§ 69. Особенности расчета движительного комплекса толкача	461

Глава XVI. Водометные движители	
§ 70. Особенности работы и характеристики водометного комплекса	464
§ 71. Основные рекомендации по проектированию водометных движителей	470
§ 72. Разработка проекта движительного водометного комплекса судна	474
§ 73. Приближенный расчет контрпропеллера водометной установки	480

Раздел третий

УПРАВЛЯЕМОСТЬ СУДОВ

Глава XVII. Основные понятия и уравнения управляемости судна	
§ 74. Общие сведения об управляемости судов	485
§ 75. Силы и моменты, действующие на корпус судна при криволинейном движении	496
§ 76. Силы и моменты, возникающие на гребных винтах и рулях судна	513
§ 77. Дифференциальные уравнения криволинейного движения судна	517
Глава XVIII. Устойчивость судна на курсе	
§ 78. Общие понятия и условия устойчивости на курсе	522
§ 79. Движение судна с авторулевым. Эксплуатационная устойчивость	528
Глава XIX. Поворотливость судна	
§ 80. Элементы циркуляции судна	533
§ 81. Общий случай движения судна с отклоненными рулями	536
§ 82. Установившаяся циркуляция судна	541
§ 83. Оценка поворотливости судов по результатам натурных испытаний	548
§ 84. Практический расчет управляемости судна	550
Глава XX. Специальные вопросы управляемости судов	
§ 85. Классификация судов по признаку управляемости. Особенности управляемости на заднем ходу	559
§ 86. Особенности управляемости буксируемого состава судов	562
§ 87. Особенности управляемости судов с поворотными направляющими насадками	566

Раздел четвертый

КАЧКА СУДОВ

Глава XXI. Основные понятия и уравнения качки судов	
§ 88. Общие сведения о качке судов	572
§ 89. Результаты наблюдений за ветровым волнением	575
§ 90. Дифференциальные уравнения линейной теории качки судна на регулярном волнении	578
Глава XXII. Теория и расчет бортовой качки судна на волнении	
§ 91. Гидромеханические характеристики бортовой качки судна на тихой воде. Моделирование качки	588
§ 92. Линейная теория качки судна, расположенного лагом к волнам	598

§ 93. Нелинейная теория бортовой качки судна, расположенного лагом к волнам. Остойчивость судна на волнении	609
§ 94. Влияние скорости хода и курса судна на бортовую качку	614
§ 95. Влияние боковых килей на характеристики бортовой качки судна	618
§ 96. Особенности бортовой качки судна и расчета ее характеристик на нерегулярном волнении	621
§ 97. Особенности бортовой качки судов внутреннего плавания. Влияние мелководья и ветро-волнового дрейфа на качку судна	627
§ 98. Практический расчет амплитуд бортовой качки судна на волнении	635
Глава XXIII. Специальные вопросы исследования остойчивости и качки судов	
§ 99. Динамические наклоны судна под воздействием внешней кренящей нагрузки	642
§ 100. Остойчивость судна при действии ветровой нагрузки	645
§ 101. Крен судна на циркуляции	651
§ 102. Остойчивость судна при рывке буксирного троса	653
Литература	657
Приложения:	
I. Коэффициенты остаточного сопротивления для типовых судов внутреннего плавания	659
II. Диаграммы для расчета гребных винтов	661
III. Чертежи гребных винтов	676

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
120	(15) табл.	$= 0,395 \cdot 10^8 \cdot v$	$= 0,395 v$	Автора
152	формула (26, 10)	$\frac{v_0^2}{R_0}$	$\frac{v_0^2}{R_{c0}}$	»
299	19 снизу	(схемы 7—9)	(схемы 8—10)	Редактора
	21 »	(схема 6)	(схема 7)	»
331	12 »	$(d_0^2 - d_k^2)$	$(d_0^2 - d_k^2) = 55 \text{ кг}$	Автора
457	(10) табл.	$\frac{v_e}{\sqrt{n}}$	$\frac{v_p}{\sqrt{n}}$	»

Гидродинамика судна

Авторы *Басин Абрам Моисеевич* и *Анфимов Владимир Николаевич*Редактор *Г. К. Авдеев*Техн. редактор *К. М. Волчок*Корректор *Н. Б. Александрова*

Сдано в набор 23/V 1961 г. Подписано к печати 25/X 1961 г. Бумага 60×92/16.
 Физ. печ. л. 42,75. Усл. печ. л. 42,75. Уч.-изд. л. 41,75. Тираж 5000 экз. М-08648.
 Изд. № УВ-399-РЛ. Заказ № 3280. Цена 1 р. 61 к.

Издательство «Речной транспорт». Ленинградское отделение. Ленинград, ул. Герцена, 37.
 Типография № 4 УПП Ленсовнархоза. Ленинград, Социалистическая, 14.