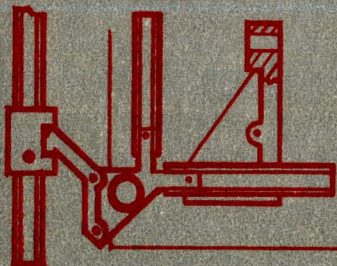


С. В. КРЕЙТЕР А. Р. НЕСТЕРОВ В. В. ДАНИЛЕВСКИЙ

# ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И АГРЕГАТИРОВАНИЯ



С. В. КРЕЙТЕР

А. Р. НЕСТЕРОВ

В. В. ДАНИЛЕВСКИЙ

# ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И АГРЕГАТИРОВАНИЯ

*Допущено Управлением кадров и учебных заведений  
Госстандарта в качестве учебного пособия  
для учащихся средних специальных учебных заведений*



Москва  
ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ  
1983

С. В. Крейтер, А. Р. Нестеров, В. В. Данилевский. Основы конструирования и агрегатирования: Учеб. пособие. — М.: Издательство стандартов, 1983. — 224 с., ил.

В учебном пособии излагаются основы конструирования и агрегатирования в машиностроении; рассматриваются принципы, обеспечивающие целесообразность проектируемой конструкции; освещаются вопросы материалоемкости, жесткости, усталостной прочности, сопротивляемости ударной нагрузке и приводятся правила конструирования с учетом конструктивных и технологических факторов.

Учебное пособие написано в соответствии с программой для средних специальных машиностроительных учебных заведений по специальности «Стандартизация и контроль качества продукции в машиностроении» и предназначено для учащихся средних технических учебных заведений.

Введение и главы 1, 2, 5—10 написаны канд. техн. наук С. В. Крейтером, глава 3 — канд. техн. наук В. В. Данилевским, глава 4 — канд. техн. наук А. Р. Нестеровым.

Рецензент Л. Л. Радужева

## ВВЕДЕНИЕ

Фундаментом экономики развитого социалистического общества является тяжелая промышленность, а ее сердцевинной — машиностроение.

Коммунистическая партия Советского Союза, Советское правительство постоянно уделяли неослабное внимание развитию машиностроения как ключевой отрасли экономики.

В условиях современного научно-технического прогресса роль машиностроения еще более возрастает. Именно развитое машиностроение призвано обеспечить дальнейшее развитие энергетики, добывающей промышленности, транспорта и связи, химической промышленности, дальнейший подъем сельского хозяйства, а также рост благосостояния советских людей.

Известно, что у истоков создания или модернизации любого изделия машиностроения и приборостроения стоит конструктор. Его знания и опыт, его изобретательность и настойчивость во многом определяют качественные показатели будущей машины. Немалую помощь в создании новой техники, а также в ее модернизации призваны сыграть прогрессивные стандарты, включающие все лучшее, что выработано отечественным и мировым машиностроением.

Изучение основ конструирования явится той азбукой, которая поможет молодому специалисту в области машиностроения и стандартизации приобрести необходимые знания и навыки для претворения в жизнь решений партии по совершенствованию машиностроения в интересах дальнейшего подъема народного хозяйства нашей страны.

Учебное пособие для средних специальных машиностроительных учебных заведений «Основы конструирования и агрегатирования» предназначено для изучения названного курса в соответствии с учебной программой.

Содержание курса предполагает, что к началу его изучения слушатели освоили основы деталей машин, сопротивления материалов, технологии металлов, а также элементы начертательной геометрии или машиностроительного черчения.

Основная литература по курсу приводится в конце настоящего учебного пособия.

## **ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ОСНОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ И АГРЕГАТИРОВАНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ**

### **§ 1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Любая машина<sup>1</sup> вне зависимости от ее назначения за период жизненного цикла, т. е. от возникновения конструктивно-технической идеи и вплоть до списания и сдачи ее в металлолом проходит три основные стадии:

- разработки (проектирования);
- производства (изготовления);
- эксплуатации (потребления, применения).

Перечисленные стадии жизненного цикла машины имеют вполне конкретное содержание и отличаются рядом признаков, свойственных каждой из этих стадий.

В общем случае стадия эксплуатации машины включает ее использование по прямому назначению, все виды технических воздействий, направленных на поддержание машины в постоянном работоспособном состоянии, т. е. ежедневные технические обслуживания или осмотры (ЕО), номерные технические обслуживания или регламентные работы (ТО-1, ТО-2), сезонные технические обслуживания (СО) и все виды ремонтов: текущий, средний (если он предусмотрен для машины данного вида), капитальный, а также транспортирование и хранение (кратковременное или длительное).

Иными словами, к стадии эксплуатации машины следует относить все то, что не является ее разработкой или производством.

Дополнительным характерным признаком стадии эксплуатации является неодновременность трудовых, материальных и финансовых затрат на обеспечение этой стадии — растянутость их по времени всего срока эксплуатации.

Стадия эксплуатации машины является важнейшей, наиболее продолжительной и наиболее дорогостоящей стадией в сравнении со стадиями ее разработки и производством, взятыми вместе. Однако этот факт ни в коей мере не снижает значения предшествующих стадий, а лишь подчеркивает основную цель, стоящую перед создателями машин — обеспечение их наибольшей эффективности на стадии эксплуатации.

Еще К. Маркс в своих фундаментальных экономических исследованиях подчеркивал значение стадии потребления (эксплуатации), а также ее взаимосвязь и взаимообусловленность с предше-

---

<sup>1</sup> Под термином «машина» здесь и в дальнейшем мы будем понимать любые изделия машиностроения и приборостроения, а также составные части этих изделий.

ствующими стадиями жизненного цикла: «Продукт получает свое последнее завершение только в потреблении. Железная дорога, по которой не ездят, которой не пользуются, которая не потребляется, есть железная дорога только в возможности, а не в действительности. Без производства нет потребления, однако и без потребления нет производства, так как производство было бы в таком случае бесцельно. Потребление создает производство в двойном отношении:

1) Тем, что только в потреблении продукт становится действительно продуктом... продукт, в отличие от простого предмета природы, проявляет себя как таковой, становится продуктом только в потреблении...

2) Тем, что потребление создает потребность в новом производстве... оно создает также и предмет, который воздействует на производство, определяя его цель... оно создает предметы производства в их еще субъективной форме. Без потребности нет производства. Но именно потребление воспроизводит потребность»<sup>1</sup>.

Каждая машина создается для удовлетворения тех или иных потребностей производства, строительства, личных нужд членов общества и т. д. Выразить же эту потребность в виде соответствующего комплекта технической документации пригодной для последующего производства машины — задача конструктора.

Именно конструктору принадлежит основная роль в разработке машины, наилучшим образом обеспечивающей требования эксплуатации, а также учитывающей условия и возможности ее изготовления на промышленном предприятии.

Таким образом, основным содержанием разработки машины является ее конструирование.

Государственным стандартом Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) ГОСТ 2.103—68 «ЕСКД. Стадии разработки» определена следующая последовательность и содержание этапов разработки и производства машины на основании технического задания (ТЗ) заказчика:

Разработка технического предложения — совокупности конструкторских документов, которые должны содержать технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации машины на основании анализа технического задания заказчика и различных вариантов возможных решений машины, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемых и существующих машин, а также патентных материалов.

Техническое предложение после согласования и утверждения является основанием для разработки эскизного (технического) проекта.

Объем работ — по ГОСТ 2.118—73 «ЕСКД. Техническое предложение».

<sup>1</sup> К. Маркс и Ф. Энгельс. Соч., 2-е изд., т. 12, с. 717.

Разработка эскизного проекта — совокупности конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы машины, а также данные, определяющие назначение, основные параметры и габаритные размеры разрабатываемой машины.

Эскизный проект после согласования и утверждения служит основанием для разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации.

Объем работы — по ГОСТ 2.119—73 «ЕСКД. Эскизный проект».

Разработка технического проекта — совокупности конструкторских документов, которые должны содержать окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные для разработки рабочей документации.

Технический проект после согласования и утверждения служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

Объем работ — по ГОСТ 2.120—73 «ЕСКД. Технический проект».

Разработка рабочей документации:

а) опытного образца машины (опытной партии машин) — конструкторских документов, предназначенных для изготовления и испытания опытного образца машины на основе конструктивных решений, принятых в техническом проекте.

Рабочая документация опытного образца машины должна включать конструкторские документы, предусмотренные ГОСТ 2.102—68 «ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов» и обеспечить возможность технологической подготовки производства и изготовления машины на предприятии.

Изготовление и заводские испытания опытного образца машины.

Корректировка конструкторских документов по результатам изготовления и заводских испытаний опытного образца машины.

Государственные, межведомственные, приемочные и другие подобные испытания опытного образца машины.

Корректировка конструкторских документов по результатам государственных, межведомственных, приемочных и других подобных испытаний опытного образца машины;

б) установочной серии. Изготовление и испытание установочной серии машин.

Корректировка конструкторских документов по результатам изготовления, испытания и оснащения технологического процесса ведущих составных частей машин установочной серии;

в) изготовление и испытание головной (контрольной) серии машин установившегося серийного или массового производства.

Корректировка конструкторских документов по результатам изготовления головной (контрольной) серии машин и по зафик-



сированному и полностью оснащенному технологическому процессу производства машин.

В процессе выполнения требований технического задания (ТЗ) на проектирование машины, разрабатываемого в соответствии с требованиями ГОСТ 15.001—73 «Разработка и постановка изделий на производство» и в соответствии с требованиями ГОСТ 2.102—68, ГОСТ 2.118—73, ГОСТ 2.119—73, ГОСТ 2.120—73 и других стандартов Единой системы конструкторской документации при конструировании машины конструктор должен учесть и реализовать громадное число весьма сложных, а подчас и противоречивых требований, найти для них наилучшее конструктивно-компоновочное, а также технологическое решение. Для этого целесообразно придерживаться следующих основных принципов конструирования:

- 1) принципа наибольшей эксплуатационной производительности;
- 2) принципа наименьшей стоимости производства и эксплуатации;
- 3) принципа наименьшей материалоемкости и энергоемкости;
- 4) принципа наибольшей надежности;
- 5) принципа оптимальной унификации и стандартизации.

Каждый из перечисленных принципов конструирования обеспечивается соответствующими правилами конструирования и применяется не изолированно, а в совокупности с другими принципами.

Так, наибольшая эксплуатационная производительность машины во многом зависит от ее надежности. Машина ненадежная, часто выходящая из строя, требующая больших затрат и средств на обслуживание и ремонт, не может обеспечить высокой эксплуатационной производительности.

Машина громоздкая и тяжелая, с завышенными удельными весовыми показателями обязательно вызовет перерасход горючего и смазочных материалов и тем самым не обеспечит наименьшей энергоемкости, а также наименьшей стоимости на стадии эксплуатации.

Машина с малым количеством стандартных или заимствованных составных частей не обеспечит высокой надежности, вызовет неоправданно высокие затраты на стадиях разработки и производства. Повышенные затраты на стадии проектирования будут обусловлены необходимостью проектирования оригинальных составных частей и создания нестандартной технологической оснастки для их изготовления вместо простого заимствования этих составных частей из числа серийно выпускаемых и проверенных как в производстве, так и в эксплуатации.

В целях обеспечения наибольшей эксплуатационной производительности машины целесообразно руководствоваться следующими правилами конструирования:

закладывать в конструкцию предпосылки интенсификации использования машины путем повышения ее универсальности, воз-

возможности отбора мощности на всех режимах работы первичного двигателя;

проектировать машину неприхотливой к уходу, сокращать объем операций обслуживания, устранять необходимость в периодических регулировках, выполнять ее механизмы в виде самообслуживающихся агрегатов, по возможности исключать необходимость в периодической смазке, обеспечивая непрерывную автоматическую подачу смазочных материалов к трущимся соединениям и сочленениям, а также одноразовую смазку, достаточную на весь период — от изготовления до капитального ремонта;

сосредотачивать органы управления и контроля по возможности в одном месте, удобном для обзора и манипулирования;

для минимальной номенклатуры составных частей машин, требующих периодической проверки, обеспечивать доступность, простоту и удобство их осмотра и регулировки;

обеспечить безопасность обслуживающего персонала, предупредить возможность несчастных случаев путем максимальной автоматизации рабочих операций, введения блокировочных устройств, исключающих несанкционированные действия, применения закрытых механизмов и установки защитных ограждений;

предусматривать хорошую обзорность и освещенность объекта работы и исполнительных механизмов, комфортабельность и удобство размещения обслуживающего персонала машины с исключением повышенной загазованности и запыленности, шума, вибрации низких и высоких температур в кабинах, отсеках и рубках управления, а также исключение необходимости излишних усилий на рычагах, штурвалах, рукоятях и кнопках управления или рассеивания внимания на излишнее число контрольных приборов с различной градуировкой, рельефностью и освещенностью шкал отсчета и контроля.

В целях обеспечения наименьшей стоимости производства и эксплуатации машины целесообразно руководствоваться следующими правилами конструирования:

обеспечивать максимальную технологичность составных частей машины и машины в целом, закладывать в конструкцию предпосылки наиболее производительного изготовления и сборки;

сокращать объемы механической обработки, предусматривая изготовление деталей из заготовок с формой, близкой к окончательной, создавать предпосылки к замене механической обработки более производительными способами обработки без снятия стружки;

экономить дорогостоящие и дефицитные материалы, применяя их полноценные заменители, при неизбежности применения дефицитных материалов сводить их расход к минимуму;

стремиться к максимальному заимствованию составных частей машины из числа выпускаемых отечественным машиностроением, а также применением дешевых комплектующих изделий стремясь к

максимальному использованию замены живого труда трудом овеществленным;

всемерно упрощать конструкцию машины, избегая сложных многодетальных конструкций;

исключать подбор и пригонку деталей «по месту» при сборке, обеспечивать полную взаимозаменяемость деталей;

исключать операции выверки, регулирования деталей и сборочных единиц «по месту», предусматривая в конструкции фиксирующие элементы, обеспечивающие правильность установки составных частей машины при сборке.

Сокращение расходов на эксплуатацию машины во многом достигается выполнением правил конструирования, рекомендованных выше для обеспечения повышения ее производительности. В качестве дополнительных правил конструирования, направленных на сокращение эксплуатационных расходов, целесообразно руководствоваться следующими:

конструировать машину с расчетом на безремонтную эксплуатацию с полным устранением капитальных, а тем более средних ремонтов и с заменой восстановительных ремонтов комплектацией машины сменными составными частями;

последовательно выдерживать принцип агрегатности, конструировать сборочные единицы машины в виде независимых агрегатов, устанавливаемых на машинах в собранном виде;

придавать машине простые и гибкие (обтекаемые) внешние формы без «карманов», впадин, глубоких проемов, облегчающие уход за машиной и ее содержание.

В целях обеспечения наименьшей материалоемкости и энергоемкости машины целесообразно руководствоваться следующими правилами конструирования:

уменьшать массу машины путем увеличения компактности конструкции, применения рациональных кинематических и силовых схем, устранения невыгодных видов нагружения, замены изгиба и кручения растяжением-сжатием, а также путем применения легких сплавов и неметаллических материалов;

в машинах и механизмах, работающих при циклических и динамических нагрузках, вводить упругие элементы, смягчающие толчки и колебания нагрузки;

обеспечивать высокую прочность деталей и машины в целом способами, не требующими увеличения массы (придание деталям рациональных форм с наилучшим использованием материала, применение материалов повышенной прочности, введение упрочняющей обработки);

придавать конструкциям высокую жесткость целесообразными способами, не требующими увеличения массы (применение пустотелых и оболочковых конструкций, блокирование деформаций поперечными и диагональными связями, рациональное расположение опор и узлов жесткости);

уделять особое внимание повышению циклической прочности

деталей, придавая деталям рациональные формы по усталостной прочности, уменьшать концентрацию напряжений, вводить усталостно-упрочняющую обработку;

применять современные методы расчетов деталей машин на прочность и износостойкость с тем, чтобы исключить получение завышенных результатов, которые могут привести к перерасходу конструкционных материалов.

Обеспечение минимальной энергоемкости машины при проектировании в основном достигается за счет рационального сочетания правил конструирования, обеспечивающих наибольшую эксплуатационную производительность и наименьшую материалоемкость. В качестве дополнительных правил конструирования, направленных на достижение минимальной энергоемкости, целесообразно руководствоваться следующим:

стремиться к использованию наиболее дешевых видов топлива; максимально увеличивать коэффициент полезного действия машины прежде всего за счет сокращения числа подвижных сочленений и различного рода передач в кинематических и силовых схемах, замены энергоемких передач (карданные, конические шестерни, фрикционные, червячные) менее энергоемкими (цилиндрические шестерни, клиновидные ремни);

стремиться к прямому использованию механической энергии для привода исполнительных механизмов по возможности исключая промежуточные трансформирующие источники (например, применять энергию двигателя внутреннего сгорания без ее предварительной трансформации через электрогенераторы и далее на электродвигатель исполнительного механизма);

по возможности стремиться обеспечить жидкостное и полужидкостное трение в передачах любого вида;

исключать по возможности утечку или непроизводительный расход тепловой энергии, а использовать ее на отопление кузова и другие нужды без привлечения для этого дополнительных источников (аккумуляторов, электрогенераторов, приводимых от специальных двигателей и др.);

заменять во всех случаях, где это возможно, механизмы с прямолинейным возвратно-поступательным движением более выгодными механизмами с вращательным движением.

В соответствии с ГОСТ 13377—75 «Надежность в технике. Термины» надежность машины определяется как сумма безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости.

Обеспечение максимальной надежности машины при проектировании во многом достигается за счет правил конструирования, обеспечивающих наименьшие затраты на стадии эксплуатации, а также правилами конструирования, ведущими к снижению материалоемкости машины.

Кроме того, в целях обеспечения наибольшей надежности машины целесообразно руководствоваться следующими правилами конструирования:

в части безотказности при проектировании новых конструкций, а также машин, предназначенных для новых технологических процессов, проверять все новые элементы с помощью эксперимента, математического и натурного моделирования, заблаговременного изготовления и испытания составных частей;

исключать возможность поломок и аварий в результате неумелого или небрежного обращения с машиной. Вводить блокировки, предупреждающие возможность неправильного манипулирования органами управления, максимально автоматизировать и упрощать управление машиной;

избегать открытых механизмов и передач. Заключать механизмы в закрытые корпуса, предотвращающие проникновение грязи, пыли и влаги на трущиеся поверхности, обеспечивать непрерывную смазку;

обеспечивать надежную страховку резьбовых соединений от самоотвинчивания. Внутренние соединения фиксировать методами позитивного стопорения (шплинты, замковые и стопорные шайбы);

в части долговечности предупреждать техническое устаревание машины, обеспечивая ее длительную применимость. Закладывать в конструкцию высокие исходные параметры, предусматривая резервы развития и последовательного совершенствования машины;

предупреждать возможность перенапряжения машины в эксплуатации, вводить автоматические регуляторы, предохранительные и предельные устройства, исключающие возможность эксплуатации машины на опасных режимах;

стремиться (как правило) к дешевизне изготовления, однако не ограничивать затраты на изготовление деталей, ключевых для долговечности и безотказности машины. Выполнять ответственные детали из качественных материалов, предусматривать для их изготовления технологические процессы, обеспечивающие наибольшее повышение безотказности и срока службы;

в части ремонтпригодности исключать возможность неправильной сборки составных частей машины, нуждающихся в точной координации одной относительно другой. Вводить блокировки, допускающие сборку только в нужном положении без применения дополнительных приспособлений и оснастки в полевых условиях;

предусматривать возможность разборки и сборки машины и ее составных частей, как правило, с помощью инструмента и принадлежностей, имеющихся в комплекте машины;

избегать выполнения трущихся поверхностей непосредственно на корпусах деталей. Для облегчения ремонта поверхности трения выполнять в виде отдельных, легко заменяемых деталей;

в машинах-орудиях и автоматах обеспечивать возможность регулирования и наладки механизмами ручного прокручивания, медленного проворачивания от приводного двигателя (с реверсом, если того требуют условия наладки);

в машинах с электроприводом учитывать возможность непра-

вильного включения электродвигателя, а в машинах с приводом от двигателя внутреннего сгорания — обратных вспышек, обеспечивать возможность реверсивной работы машины или ввести предохранительные устройства (обгонные муфты);

в части сохраняемости предупреждать коррозию деталей, в особенности у машин, работающих на открытом воздухе или соприкасающихся с химически активными средами. Применять стойкие лакокрасочные и гальванические покрытия и изготовление деталей из коррозионно-стойких материалов.

В целях обеспечения оптимальной унификации и стандартизации машины целесообразно руководствоваться следующими основными правилами конструирования:

предусматривать возможность создания производных машин с максимальным использованием конструктивных элементов базовой машины;

стремиться к сокращению числа типоразмеров машин одинакового или близкого функционального назначения, добиваясь удовлетворения потребностей народного хозяйства минимальным числом моделей путем рационального выбора параметров машин и повышения их эксплуатационной гибкости;

не применять оригинальных составных частей там, где можно обойтись стандартными, заимствованными или покупными составными частями;

всемерно использовать опыт конструирования в других по отношению к данной отрасли машиностроения с целью его заимствования как в части конструктивно-компоновочных решений, так и в части применения составных частей и комплектующих изделий машин других отраслей;

стремиться вести проектирование машины на основе наиболее прогрессивного способа — способа агрегатирования;

строго руководствоваться действующими государственными и отраслевыми стандартами, а также ограничительными перечнями и альбомами типовых конструкций, принятыми в данной отрасли машиностроения.

Отнесение перечисленных правил конструирования к одному из пяти основных принципов конструирования носит в достаточной мере условный характер. Так, например, создание машины, неприхотливой к уходу, в равной степени целесообразно как для повышения ее эксплуатационной производительности, так и обеспечения одного из показателей надежности — ремонтпригодности. Или обеспечение максимального заимствования составных частей для разрабатываемой машины из числа выпускаемых серийно в равной степени целесообразно как для снижения стоимости проектирования и производства, так и для обеспечения оптимальной унификации этой машины.

Важно, чтобы ни одно из правил конструирования не было упущено конструктором при создании новой или при модернизации существующей машины, особенно тех, которые не нашли отраже-

ния в техническом задании (ТЗ) на ее разработку в виде конкретных требований по металло- и энергоемкости, производительности, надежности, уровню унификации и другим показателям.

## § 2. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Реализуя исторические решения XXVI съезда КПСС в своей повседневной работе, партия нацеливает трудящихся на дальнейшее развитие интенсивных методов хозяйствования. Это прежде всего относится к ключевой отрасли экономика — машиностроению.

Увеличение экономической эффективности машин является первостепенной задачей их конструирования.

Экономически направленное конструирование должно учитывать весь комплекс факторов, определяющих экономичность машины, и правильно оценивать относительные значения этих факторов.

Главным фактором, определяющим экономичность машины, является суммарный экономический эффект за весь период работы машины  $\Sigma Q$ , вычисляемый по формуле

$$\Sigma Q = \Sigma Q_{\tau} - \Sigma P, \quad (1)$$

где  $\Sigma Q_{\tau}$  — суммарная полезная отдача машины за весь период работы, руб;  $\Sigma P$  — сумма расходов, затрачиваемых на обеспечение разработки, производство и эксплуатации машины за весь период жизненного цикла машины, руб.

В свою очередь сумма расходов  $\Sigma P$  вычисляется по формуле

$$\Sigma P = \Sigma \mathcal{E} + \Sigma M + \Sigma H + \Sigma T + \Sigma O + H + \Sigma P + \Sigma A + C_p, \quad (2)$$

где  $\Sigma \mathcal{E}$  — стоимость расходуемой энергии при изготовлении и эксплуатации машины (непосредственная эксплуатация, технические обслуживания, ремонты, транспортирование, хранение);  $\Sigma M$  — стоимость материалов, заготовок и комплектующих изделий;  $\Sigma H$  — стоимость инструмента при производстве и эксплуатации машины;  $\Sigma T$  — оплата труда производственных рабочих, обслуживающего персонала и операторов с учетом отчислений на социальное страхование;  $\Sigma O$  — расходы на техническое обслуживание машины в период эксплуатации, включая расходы на ее транспортирование и хранение;  $H$  — накладные цеховые и заводские расходы;  $\Sigma P$  — стоимость ремонтов машины;  $\Sigma A$  — сумма амортизационных расходов за период эксплуатации, равных стоимости машины  $C$ ;  $C_p = \frac{\Sigma \Pi}{\Sigma N}$  — удельная стоимость разработки машины,

определяемая как отношение суммарной стоимости проектирования машины вплоть до ее серийного выпуска  $\Sigma \Pi$  (включая стоимость разработки технического предложения, эскизного и технического проектов, конструкторской документации опытного образца машины, и установочной серии машин, а также стоимость

самых образцов машин и их испытаний) к общему числу изготовленных машин  $\Sigma N$  за весь период их выпуска в процессе установившегося серийного или массового производства.  $C_p$  вычисляется по данным прогноза.

Кроме того, экономичность машины определяется ее рентабельностью, сроком окупаемости, а точнее, коэффициентами использования, эксплуатационных расходов и стоимости.

Рентабельность машины  $q$  выражается отношением полезной отдачи машины  $O_T$  к сумме расходов  $P$  [см. (1) и (2)] за определенный период времени

$$q = \frac{O_T}{P}. \quad (3)$$

Рентабельность машины  $q$  должна быть больше единицы, в противном случае существование машины теряет смысл.

Срок окупаемости машины  $H_{ок}$  определяется как период ее службы, при котором суммарный экономический эффект становится равным стоимости машины и выражается формулой

$$H_{ок} = \frac{C}{\gamma_{исп} \left( O_T - P - \frac{C}{D} \right)}, \quad (4)$$

где  $C$  — стоимость машины.

Коэффициент использования машины  $\gamma_{исп} = \frac{h}{H}$  (5) вычисляется как отношение фактического времени работы машины  $h$  к общему периоду нахождения машины в эксплуатации  $H$ .

Если машина работает до полного исчерпывания своего ресурса, то  $h$  представляет собой долговечность машины  $D$  ( $h=D$ ) и

$$\gamma_{исп} = \frac{D}{H}. \quad (5)$$

$O_T$  и  $P$  — см. (1), (2) и (3).

Коэффициент эксплуатационных расходов  $K$  определяется как отношение суммы расходов за весь период работы машины к ее стоимости

$$K = \frac{\Sigma P}{C}. \quad (6)$$

Структуру суммы расходов см. по (2).

Коэффициент стоимости машины  $C_k$  представляет собой выраженную в процентах величину, обратную коэффициенту эксплуатационных расходов  $K$ , и определяется по формуле

$$C_k = \frac{C}{\Sigma P} \cdot 100\% = \frac{1}{K} \cdot 100\%. \quad (7)$$

Стоимость машины при прочих равных условиях в решающей степени зависит от серийности выпуска. При массовом выпуске стоимость машины невелика в общей сумме расходов.



Как правило, экономический эффект в наибольшей степени зависит от величины полезной отдачи машины и от ее надежности, особенно от двух слагаемых надежности: долговечности и ремонтпригодности. Эти факторы постоянно должны стоять в центре внимания конструктора при разработке или модернизации машины

Полезная отдача машины выражается стоимостью продукции или полезной работой, выполняемой машиной в единицу времени. Величина полезной отдачи зависит от производительности машины, т. е. от числа операций (или единиц работы), выполняемых ею в единицу времени, и от стоимости этих операций (единиц работы).

Увеличение полезной отдачи — комплексная задача, решение которой во многом зависит от правильной организации эксплуатации машины.

Однако эту задачу следует решать конструктивными методами. Машина должна проектироваться с наибольшей возможной производительностью в соответствии с реальными требованиями производства и перспективами его развития. Рабочие и исполнительные механизмы машины должны рассчитываться на максимальный объем операций с соответствующим выбором ее кинематики, мощности, прочности и жесткости.

Главными способами повышения производительности машины являются:

увеличение числа одновременно осуществляемых операций (универсальности машины). Так, например, агрегатные металло-режущие станки позволяют одновременно обрабатывать детали по нескольким или всем поверхностям. Другим примером могут служить многолезцовые токарные автоматы;

увеличение числа одновременно обрабатываемых изделий. Так, например, роторные машины позволяют одновременную обработку большого числа деталей. Аналогичным примером может служить одновременная групповая обработка нескольких деталей в многоместных приспособлениях;

сокращение длительности технологического цикла при максимально возможном совмещении операций. Так, например, перевод одноковшовых экскаваторов на гидравлическую систему управления позволил сократить рабочий цикл забой — отвал на 20—30 %. Или стремление к совмещению операций привели к широкой разработке и внедрению цепных и роторных экскаваторов непрерывного действия;

автоматизация технологических процессов, получающая все большее распространение особенно в крупносерийном и массовом производстве;

долговечность машины. Долговечность машины так же, как и ее производительность, во многом зависит от правильной организации ее эксплуатации. Однако решающее значение для долговечности —

одного из важнейших слагаемых надежности — имеет целесообразная конструкция машины.

Долговечность — общее время, которое машина может отработать на номинальном режиме в условиях нормальной эксплуатации без существенного снижения основных расчетных параметров, при экономически приемлемой суммарной стоимости.

Так, долговечность автотранспорта и подвижного железнодорожного состава определяют по предельному суммарному пробегу в километрах, приборов — по общему числу включений, почвообрабатывающих машин — по количеству обрабатываемых гектаров почвы и т. д.

Фактическая долговечность может значительно отличаться от номинальной в зависимости от условий эксплуатации. При **тяжелых условиях работы** долговечность падает, при облегченных условиях — возрастает.

Долговечность машин оказывает непосредственное влияние на необходимую численность машинного парка.

Общее число машин  $N$ , работающих в данное время, пропорционально произведению их долговечности на выпуск  $n$  единиц в год за предшествующее время

$$N = D \cdot n. \quad (8)$$

Предположим, что долговечности однотипных машин некоторого машинного парка равна трем годам, а машины работают непрерывно, т. е. период их службы равен долговечности. Программа выпуска этих машин неизменна и равна 200 единицам в год.

Отсюда действующая численность машинного парка в году равна

$$N = D \cdot n = 3 \cdot 200 = 600.$$

Представим далее, что усилиями конструкторов, технологов и рабочих долговечность машин возросла вдвое. Тогда время пребывания каждой машины в эксплуатации увеличивается до шести лет, а численность машинного парка начнет возрастать и в течение последующих трех лет достигнет 1200, после чего стабилизируется.

Таким образом, при том же объеме годового выпуска машин увеличение их долговечности вдвое во столько же раз увеличивает численность машинного парка, и, следовательно, вдвое возрастает годовой объем промышленной продукции.

Итак, увеличение полезной отдачи и долговечности — наиболее эффективный и выгодный способ увеличения объема промышленной продукции и повышения экономического эффекта машин.

Отсюда одной из важнейших задач конструирования является повышение долговечности машин, которая может быть достигнута повышением прочности деталей, лимитирующих долговечность машины в целом, исключаяющих их поломку или пластические де-

формации, вызываемые местным или общим переходом напряжений за предел текучести.

При современном ассортименте машиностроительных материалов, современной технологии и состоянии науки о прочности исключение поломок и деформаций деталей машин не является непреодолимой задачей.

Долговечность практически определяется изнашиваемостью деталей. Постепенно развивающийся износ ведет к общему ухудшению показателей машины, снижению точности выполняемых ею операций, падению КПД, увеличению энергопотребления и снижению полезной отдачи. С течением времени износ может вступить в катастрофическую стадию. Прогрессирующие повреждения вызывают поломки и аварии.

Наиболее эффективными конструктивно-технологическими способами предупреждения преждевременного износа являются:

повышение поверхностной твердости (цементация, обработка ТВЧ, азотирование, диффузионное хромирование, барирование, цианирование, наплавки твердыми сплавами и др.);

уменьшение величины давления в трущихся соединениях путем уменьшения нагрузки.

Во всех случаях, когда допускает конструкция, точечный контакт следует заменять линейным, линейный — поверхностным, трение скольжения — трением качения.

Следует применять, где это возможно, жидкостное трение с непрерывной подачей смазки под давлением ко всем трущимся поверхностям при использовании наиболее качественных смазочных материалов.

Ремонтопригодность машины. В соответствии с ГОСТ 13377—75 ремонтпригодность заключается в приспособленности машины к предупреждению и обнаружению отказов, повреждений и устранения неисправностей путем проведения ремонтов и техобслуживаний.

В конечном счете эффективность использования машины, при условии высоких ее показателей по долговечности, регламентируют длительностью простоев при обслуживании, текущем и капитальном ремонтах, а также временем на ликвидацию неожиданно возникающих неисправностей — отказов.

Безаварийная работа и длительность межремонтных сроков во многом зависят от правильной организации эксплуатации, бережного отношения к машине, тщательных уходов, своевременной профилактики, предотвращения перегрузок.

В то же время гарантия правильной эксплуатации машины должна быть заложена в ее конструкции. Необходимо обеспечить надежную работу машины даже в условиях недостаточно квалифицированного обслуживания. С этой целью следует избегать необходимости периодических операций регулирования, подтяжки, смазки и т. п., которые при недостаточно внимательном обслуживании или низкой квалификации обслуживающего персонала мо-

гут стать причиной повышенного износа. Существенно усложняет эксплуатацию нерациональная система смазки. Периодической точечной смазки по возможности следует избегать.

Следует стремиться к такому сочленению и пространственному размещению составных частей машины, чтобы при неисправности (отказе) любого из них не затрачивать много времени на поиск дефекта. Демонтаж неисправной (отказавшей) составной части должен проводиться без частичного или полного демонтажа соседних составных частей машины.

Пути повышения других показателей надежности при конструировании безотказности и сохраняемости достаточно подробно рассмотрены в предыдущем параграфе.

### **§ 3. УНИФИКАЦИЯ, ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И ОСНОВЫ АГРЕГАТИРОВАНИЯ**

Агрегатирование следует рассматривать как один из эффективных способов конструирования в общей системе унификации изделий.

В самом общем виде унификация в технике — это сокращение номенклатуры изделий или их составных частей при обязательном удовлетворении сохраняющихся или растущих потребностей в них.

Из опыта повседневной производственной и научной деятельности человека, а также из приведенного определения следует, что область распространения унификации очень обширна и включает продукцию, нормы и требования, процессы, методы и документы.

В свою очередь продукцию, в широком понимании как предмет промышленного производства можно разделить на изделия (например машины, обувь и т. д.), материалы (например, сталь листовая, ткань хлопчатобумажная и т. д.) и энергию (например, электроэнергия, тепловая энергия и т. д.).

Далее мы будем рассматривать унификацию только применительно к важнейшей части продукции — продукции машиностроения, т. е. к машинам и их составным частям.

В § 1 было сказано, что при конструировании машин следует стремиться к их универсализации с тем, чтобы обеспечить возможность выполнения наибольшего числа различных операций с помощью одной и той же машины. Например, в народном хозяйстве получил широкое распространение и применение одноковшовый гидравлический экскаватор Э-201. Здесь на одном шасси пневмоколесного трактора Т-30 смонтированы: одноковшовый экскаватор с прямой и обратной лопатами, крановое оборудование и бульдозер. Такое оснащение делает машину широкоуниверсальной при механизации земляных и погрузочно-разгрузочных работ на мелких объектах строительства и в сельском хозяйстве. Примечательно, что каждый вид оборудования придает экскаватору

новое качество. Следовательно, универсализация относится к одному из направлений унификации, так как ведет к сокращению номенклатуры машин. Не будь универсального экскаватора Э-201, пришлось бы иметь три различные машины: одноковшовый экскаватор, бульдозер и кран.

Другим из основных направлений унификации является типизация, т. е. приведение объектов унификации к единообразию по установленным признакам. При этом признаки, по которым типизация проводится, могут относиться к элементам конструкции изделий, технологическим процессам их изготовления, контроля, испытаний, условиям функционирования и другим признакам. Например, до недавнего времени промышленность выпускала широкую номенклатуру насосов различного назначения: для перекачки воды, нефтепродуктов, химически агрессивных жидкостей, кислот и щелочей и др. Эти насосы были конструктивно невзаимозаменяемы, а также разбирались и собирались по-разному. Внедрение ГОСТ 24578—81 «Насосы центробежные консольные с осевым выходом для химического производства. Общие технические условия» положили этому конец. Теперь насосы выпускают только двух типов: Х и АХ в пяти конструктивных исполнениях: К — с повышенным избыточным давлением на входе (до 1,6 МПа и до 2,5 МПа), О — обогреваемые или охлаждаемые, Е — для взрывопожаробезопасного производства и Ж — для районов с повышенной сейсмичностью. Габаритные и присоединительные размеры насосов стали одинаковыми — типовыми для насосов одинаковой производительности, что позволяет проводить их замену в условиях эксплуатации. Иными словами, была проведена типизация насосов по габаритным и присоединительным размерам, а также по способам их разборки и сборки.

Или, также до недавнего времени, у легковых автомобилей марок «Москвич» и «Жигули» применялись различные невзаимозаменяемые карбюраторы. После проведенной типизации карбюратор автомобиля «Жигули» 2101—1107010 может быть установлен на автомобиль «Москвич», что и делается, правда, пока только для автомобилей «Москвич» в экспортном исполнении.

Наконец, третьим из основных направлений унификации является сокращающая унификация, заключающаяся в сокращении числа объектов унификации. Это направление унификации широко применяется в промышленности. Разрабатываются ограничительные стандарты, перечни или альбомы типовых конструкций, которые воспрещают при проектировании применять всю возможную номенклатуру тех или иных составных частей изделий, выпускаемых промышленностью или включенных в государственные стандарты. Например, ограничения применения разрабатываются на крепежные изделия (гайки, болты, шурупы, винты, заклепки), шпонки, подшипники, редукторы, тросы, канаты и другие изделия и разрешают применение лишь ограниченной части типовых размеров этих изделий. Такие ограничительные стандарты или

перечни действуют на предприятиях радиопромышленности, заводах сельскохозяйственного машиностроения и во многих других отраслях.

Чтобы реализовать перечисленные направления унификации, в распоряжении конструктора находится большой арсенал различных способов (приемов) унификации — от простейших до наиболее сложных.

Так, конструкторы широко используют при проектировании способ заимствования, т. е. использования уже существующих изделий или их составных частей в новых разработках. На помощь конструктору приходят нормативные ограничения, т. е. ограничительные перечни или альбом типовых конструкций, о которых уже говорилось. При их наличии нет необходимости затрачивать много времени на разработку, поиск или длительный отбор той или иной конструкции, а можно выбирать изделие, его составную часть или конструктивно-компоновочное решение, предусмотренное соответствующим отраслевым или заводским нормативным документом. Так конструктор реализует направление сокращающей унификации.

Более сложным способом унификации является компаундирование, т. е. создание изделия, способного выполнять различные функции или существовать в различных условиях без изменения его состава или структуры. Этот способ обеспечивает направление универсализации. Так, использование в конструкции тягового электродвигателя в качестве тормоза путем добавления в двигатель параллельной обмотки возбуждения является примером способа компаундирования.

Как известно, агрегатирование, т. е. создание множества изделий или комплексов, способных выполнять различные функции или существовать в различных условиях путем изменения состава или структуры их составных частей, является одним из наиболее прогрессивных и достаточно сложных способов унификации. С помощью агрегатирования обеспечивается широкая универсализация изделий и целых комплексов и систем машин. Конструктор использует по крайней мере три способа агрегатирования.

Во-первых, агрегатирование соединением, когда соединяемые агрегаты в виде самостоятельных изделий образуют комплексы. Например, железнодорожный состав с электровозом (тепловозом) и вагонами товарными или пассажирскими или трактор с прицепными орудиями (плуг, культиватор, сеялка, прицепной автогрейдер).

Во-вторых, агрегатирование присоединением, когда к базовой составной части могут присоединяться различные зависимые составные части — агрегаты, узлы, детали. Например, трактор с различными навесными орудиями (бульдозер, рыхлитель) или двигатель кухонного комбайна с насадками (кофемолка, мясорубка, смеситель теста): Здесь базовая составная часть может иметь как самостоятельные функции (трактор), так и быть агрегатом,

предназначенным для функционирования только с присоединенными составными частями — двигатель кухонного комбайна.

В-третьих, агрегатирование изменением, когда в изделии могут применяться всевозможные варианты составных частей при различной их компоновке. Например, различные варианты кузова автомобиля (автомастерская, бортовой кузов, панелевоз, молоковоз, муковоз и др.). В отличие от агрегатирования присоединением каждая составная часть всегда присутствует в конструктивной компоновке в виде одной из модификаций.

Блочно-модульное конструирование получило широкое распространение на предприятиях Минавтопрома, Минсудпрома, Минрадиопрома, Минэлектронпрома, Минстанкопрома и в ряде других отраслей промышленности.

Блочно-модульное конструирование, как одно из наиболее прогрессивных способов унификации, предусматривает создание машин на основе модулей и блоков. При этом под модульным проектированием следует понимать более совершенный этап агрегатирования. Модуль является конструктивно и функционально завершенной составной частью изделия, преимущественно состоящей из унифицированных или стандартных составных частей различного функционального назначения, которая может быть применена при создании одного (или нескольких) финальных изделий и допускать его быстрый монтаж и демонтаж.

Блочно-модульное проектирование обеспечивает существенную экономию времени при разработке изделия и особенно эффективно в сфере его эксплуатации.

Кроме перечисленных способов унификации, при конструировании изделий в настоящее время широко применяется способ базового изделия, когда на основе одного изделия создаются семейства высокоунифицированных изделий близкого функционального назначения. Так, например, на базе автомобиля ЗИЛ-130 создано целое семейство автомобилей различного функционального назначения.

Дальнейшим развитием способа базового изделия является секционирование, когда различное число конструктивно подобных составных частей обеспечивает различные пределы функционирования изделия. Так, например, эскалаторы метрополитена на всех станциях метро, не только в Москве, но и в Киеве, Ленинграде и других городах, конструктивно однотипны. Однако высота подъема их различна в зависимости от глубины расположения станции. В то же время высота подъема любого самого короткого эскалатора может быть увеличена за счет добавления однотипных (конструктивно подобных) секций (в данном случае ступеней эскалатора).

Соотношение направлений и способов унификации приведено на рис. 1.

Применение способов агрегатирования при конструировании



Рис. 1. Соотношение унификации и способов агрегатирования

машин предполагает обязательную заменяемость составных частей.

Заменяемостью называют принцип конструирования, производства и эксплуатации машин, обеспечивающий соблюдение технических требований, предъявляемых к их работе при возможности беспригоночной сборки (или замены при ремонте) независимо от места изготовления сопрягаемых составных частей.

Различают геометрическую, функциональную и технологическую заменяемость.

Геометрическая заменяемость предполагает возможность установки одной составной части машины вместо другой, которая обеспечивается совпадением всех сопрягаемых размеров в пределах допусков, предусмотренных в конструкторской документации.

Например, установка колеса с шиной на шпильки ступицы автомобиля может быть осуществлена лишь при совпадении отверстий диска со шпильками барабана, и совпадении диаметров шпилек и отверстий в диске.

#### § 4. ОБЩАЯ МЕТОДИКА КОНСТРУИРОВАНИЯ

В соответствии с ГОСТ 2.103—68 «ЕСКД. Стадии разработки» основанием для начала проектирования машины является



техническое задание (ТЗ) планирующего органа или заказчика (см. § 1).

В отдельных случаях исходными материалами для проектирования могут быть результаты научно-исследовательской работы и созданный на ее основе макетный образец машины, техническое предложение, выдвинутое конструкторской организацией в инициативном порядке, изобретательское предложение и др.

Однако во всех случаях ТЗ, в котором изложены основные параметры и требования к будущей машине, область и условия ее применения, должно разрабатываться и согласовываться между заказывающей и конструкторской организациями.

Участие конструкторской организации в разработке ТЗ — одно из важных условий успешной разработки машины.

Конструкторская организация на предпроектной стадии в процессе согласования ТЗ, а также в процессе разработки технического предложения, как правило, руководствуется следующими принципами:

проводит изучение сферы применения будущей машины, особенно в отношении машин узкой области применения. Изучение следует проводить с целью оценки возможности ее использования в других смежных отраслях народного хозяйства с тем, чтобы создать предпосылки для повышения серийности выпуска машины, а, следовательно, и меньшей производственной стоимости. Например, при проектировании колесного трактора заданной мощности для нужд сельского хозяйства целесообразно оценить возможность его применения не только для обеспечения работы прицепных сельскохозяйственных машин (плуги, культиваторы, сеялки и др.), но и в качестве тягача в лесной промышленности, в качестве базовой машины для монтажа землеройного, дорожного и другого оборудования;

оценивает тенденции и темпы развития данной отрасли машиностроения с учетом не только отечественного, но и зарубежного опыта с тем, чтобы основные параметры разрабатываемой машины, ее качественные показатели не устарели за период разработки к началу серийного выпуска. Так, следует оценивать современные тенденции снижения материалоемкости, энергоемкости машин, повышение уровня автоматизации, повышение комфортабельности рабочих мест механиков-водителей или операторов (уровень вибрации, шума, запыленности, оптимальность температуры, обзорность и др.), повышение параметров безотказности, ремонтнопригодности и других факторов надежности;

изучает предшествующий опыт развития машиностроения данной отрасли, а также смежных отраслей промышленности с целью обеспечения конструктивной преемственности. Опыт машиностроения показывает, что при смене поколений машин при соблюдении основных принципов унификации и агрегатирования до 80 % составных частей машины предыдущего поколения может быть заимствовано в новых разработках либо целиком, либо с незначитель-

ными конструктивными изменениями. Такой подход к конструированию на основе применения принципа конструктивной преемственности обеспечивает значительное (иногда в 3—5 раз) сокращение сроков проектирования, а также значительное сокращение времени на технологическую подготовку производства и, следовательно, общего времени от начала разработки до момента установившегося серийного производства.

На второй стадии конструирования при разработке технического предложения возникает задача выбора конструкции еще до принятия конструктивно-компоновочного решения.

В случаях, когда заказчик выдает продуманное, научно обоснованное ТЗ как результат предварительного проведения научно-исследовательской работы (НИР), конструктивное решение бывает в нем определено. Конструкторская организация должна стремиться к совместному с заказчиком выбору конструкции и включению его в ТЗ на проектирование.

Общая схема машины обычно выбирается путем параллельного анализа нескольких вариантов, исходя из основных принципов и экономических основ конструирования, изложенных в §§ 1 и 2.

Кроме того, при сравнительном анализе проводится оценка степени соответствия конструкции требованиям ТЗ, а также возможность последующего развития и совершенствования машины, возможность создания на ее базе производных машин и модификации.

Разработка вариантов и компоновки машины, как правило, осуществляется на этапе эскизного и технического проектирования.

В начале продумываются все возможные, в том числе и нешаблонные, решения и выбирается оптимальное для конкретных условий. Это требует большого труда и дается далеко не сразу, подчас в результате длительных и напряженных поисков.

При компоновке следует идти от решения общих главных вопросов к частным, т. е. от выбора рациональной кинематической и силовой схем, правильных размеров и форм составных частей и целесообразного взаимного их расположения.

В процессе общей компоновки необходимо проводить хотя бы ориентировочные расчеты, а также постоянно учитывать требования к технологичности составных частей машины, т. е. учитывать возможности простейшего их изготовления в производственных условиях. (Основные пути достижения технологичности сборочных единиц и деталей изложены в гл. 3 и 4 данного учебника.)

Одновременно следует добиваться максимальной унификации всех элементов конструкции исходя из размеров и расположения основных деталей, определяющих работоспособность конструкции в целом.

При компоновке должны учитываться все условия, определяющие длительную работоспособность каждой сборочной единицы. Разработаны системы смазки, охлаждения, сборки, разборки,

крепления сборочных единиц и присоединения к ним смежных деталей (приводных валов, коммуникаций, электропроводки, гидро- и пневмоприводов и др.). Предусмотрены условия удобного осмотра, обслуживания, регулировки механизмов. Выбраны материалы для основных деталей, а также продуманы способы повышения долговечности, увеличения износостойкости трущихся соединений, способы защиты от коррозии.

Одним из наиболее целесообразных методов конструирования, облегчающих сложную работу конструктора, является метод инверсии — обращение функций, форм и расположения деталей.

При конструировании подчас бывает выгодным поменять детали ролями, например, ведущую деталь сделать ведомой, направляющую — направляемой, неподвижную — подвижной и т. д.

Наиболее часто встречающиеся случаи инверсии приведены в табл. 1.

Методический подход к выбору наиболее целесообразных компоновочных решений на примере угловой (конической) передачи приведен в табл. 2\*.

На всех стадиях проектирования следует прибегать к консультации технологов и работников сферы эксплуатации, а также к широкому обсуждению проекта.

Не следует жалеть времени и усилий на проектирование учитывая, что стоимость разработки даже самых сложных конструкций не составляет более 3 % от общей стоимости производства машины. И в то же время ошибки в проектировании, особенно при решении принципиальных вопросов ее компоновки, оборачиваются подчас многомиллионными убытками на стадиях производства и эксплуатации.

Если допускают габаритные размеры, компоновку машины лучше всего вести в масштабе 1 : 1. При этом легче выбрать нужные размеры и сечения деталей, составить правильное представление о соразмерности частей конструкции, прочности и жесткости деталей и конструкции в целом.

Кроме того, масштаб 1 : 1 избавляет от необходимости постановки большого числа размеров и облегчает последующие этапы проектирования, включая детализовку.

При сокращении масштабов, превышающих масштаб 1 : 2, значительно затрудняется процесс компоновки, искажаются пропорции, исчезает наглядность, поэтому при компоновке крупногабаритных машин наиболее ответственные сборочные единицы и детали все же следует вычерчивать в масштабе 1 : 1.

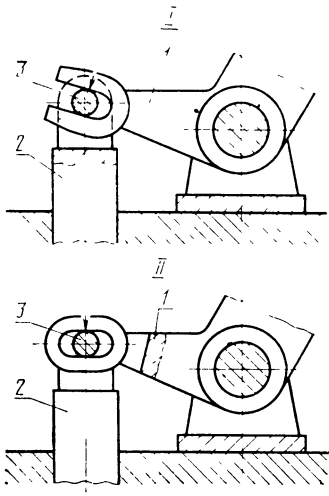
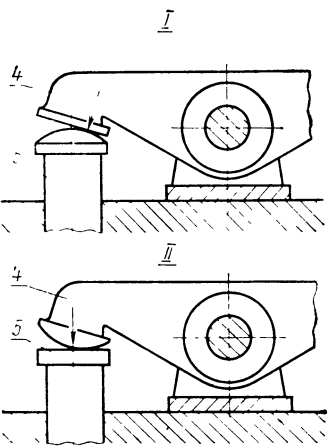
Компоновку несложных конструкций можно вести в одной проекции, наиболее полно отражающей ее существо. Для сложных конструкций необходимо прибегать к такому числу проекций, которое полностью определяет устройство проектируемого объекта.

---

\* Табл. 1 и 2 заимствованы из книги Орлова Л. И. Основы конструирования. — М.: Машиностроение, 1977.

Таблица 1

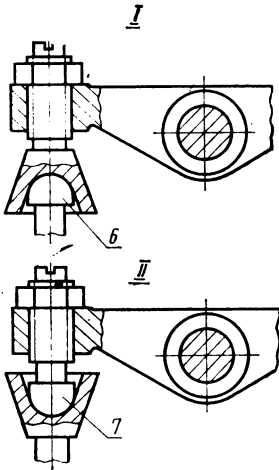
Схемы инверсии типовых узлов

Схемы	Сравнительная характеристика схем
<p data-bbox="267 284 409 316" style="text-align: center;">Привод тяги</p> 	<p>В схеме I рычаг 1 приводит в действие тягу 2 через ось 3, установленную в вилке тяги. В схеме II ось установлена в вилке рычага. Результат инверсии — устранение поперечных усилий на тягу. В конструкции по схеме II затруднительна обработка проушины тяги</p>
<p data-bbox="234 901 442 933" style="text-align: center;">Привод толкателя</p> 	<p>В схеме I боек коромысла 4 плоский, тарелка толкателя 5 — сферическая, в схеме II — наоборот. Инверсия устраняет поперечные нагрузки на толкатель. Боек можно выполнить цилиндрическим, что обеспечивает линейный контакт</p>

Схемы

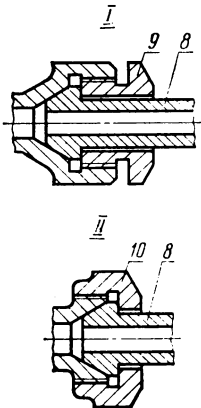
Сравнительная характеристика схем

Привод коромысла

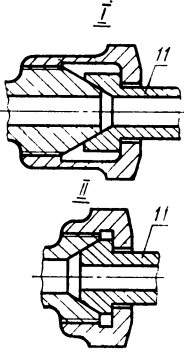
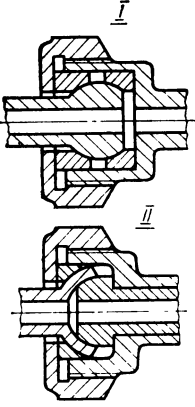


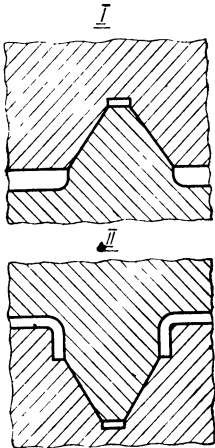
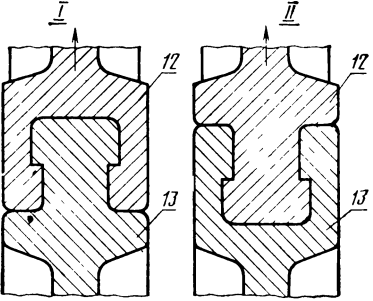
В схеме I тяга выполнена со сферическим наконечником 6, в схеме II сферическим выполнен боек 7 коромысла. Инверсия улучшает смазку сочленения (масло, находящееся в полости привода, скапливается в чаше тяги)

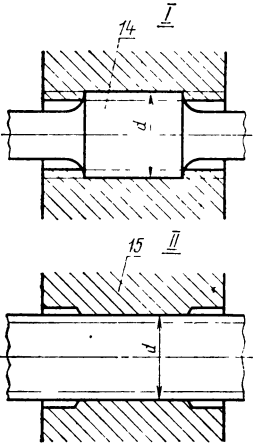
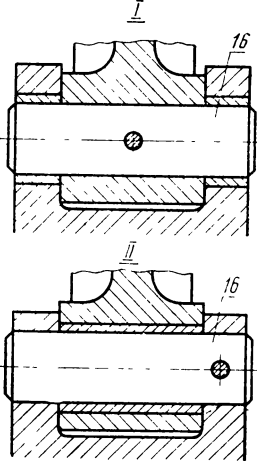
Ниппельное соединение



В схеме I ниппель 8 затягивается внутренней гайкой 9, в схеме II — наружной 10. Осевые размеры в схеме II меньше, а радиальные несколько больше

Схемы	Сравнительная характеристика схем
<p data-bbox="202 240 456 267">Ниппельное соединение</p> 	<p data-bbox="598 240 982 337">В схеме I ниппель II выполнен с внутренним конусом, в схеме II — с наружным. Осевые размеры в схеме II меньше</p>
<p data-bbox="109 695 546 722">Сферическое соединение трубопроводов</p> 	<p data-bbox="598 695 982 812">Замена полной сферы (схема I) двумя концентричными полусферами (схема II) значительно сокращает осевые размеры. Изготовление узла, однако, усложняется</p>

Схемы	Сравнительная характеристика схем
<p data-bbox="251 240 420 267">Направляющая</p> 	<p data-bbox="606 240 988 292">Схема II выгоднее схемы I по условиям смазки</p>
<p data-bbox="174 889 507 917">Крепление турбинной лопатки</p> 	<p data-bbox="606 889 993 1047">В схеме I лопатка 12 крепится вилочной ножкой на Т-образном кольцевом шипе ротора 13. В схеме II — Т-образной ножкой в кольцевом пазу ротора. Схема II увеличивает жесткость и упрощает изготовление лопатки</p>

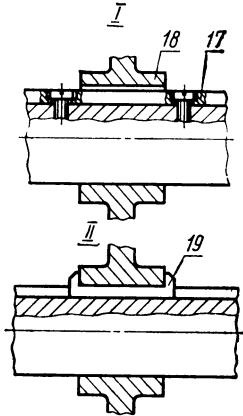
Схемы	Сравнительная характеристика схем
<p data-bbox="259 245 412 269">Ходовой винт</p> 	<p data-bbox="609 245 993 516">В схеме I винт с коротким резьбовым поясом 14 перемещается в корпусе с резьбой, длина которой равна ходу винта. В схеме II резьба нарезана по всей длине винта; корпус имеет короткий резьбовой пояс 15. Облегчается изготовление (нарезание длинной резьбы в отверстии затруднительно). При одинаковом диаметре <math>d</math> резьбы прочность винта в схеме II выше</p>
<p data-bbox="190 862 481 886">Установка шатуна ввилке</p> 	<p data-bbox="609 862 993 995">В схеме I ось 16 закреплена в шатуне и вращается в подшипниках вилки, в схеме II — наоборот. В схеме I жесткость соединения выше. Схема II несколько проще в изготовлении</p>



## Схемы

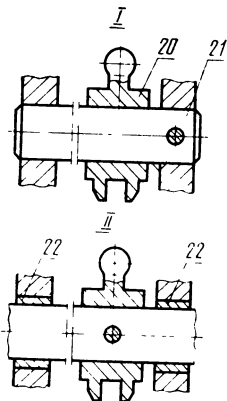
## Сравнительная характеристика схем

## Направляющая шпонка



В схеме I направляющая шпонка 17 установлена на валу и имеет длину, равную ходу ступицы 18. В схеме II шпонка 19 установлена в ступице и перемещается в продольном пазу вала. Схема облегчает изготовление узла и улучшает направление

## Переставной механизм

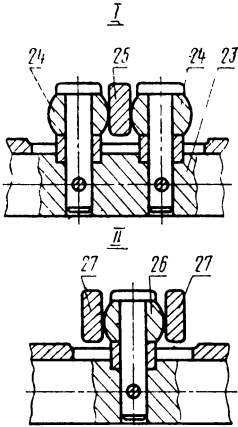


В схеме I приводная головка 20 перемещается по неподвижной штанге 21. В схеме II головка закреплена на штанге, которая перемещается в направляющих втулках 22 корпуса. Точность направления значительно повышается, поперечные усилия на головке и переставная сила уменьшаются

Схемы

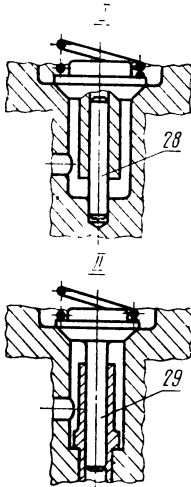
Сравнительная характеристика схем

## Привод штока роторной машины



В схеме I шток 23 приводится в поступательно-возвратное движение двумя роликами 24, обкатывающими дисковый копир 25, а в схеме II — одним роликом 26, перемещающимся между двумя копиями 27. Схема II резко сокращает осевые размеры узла

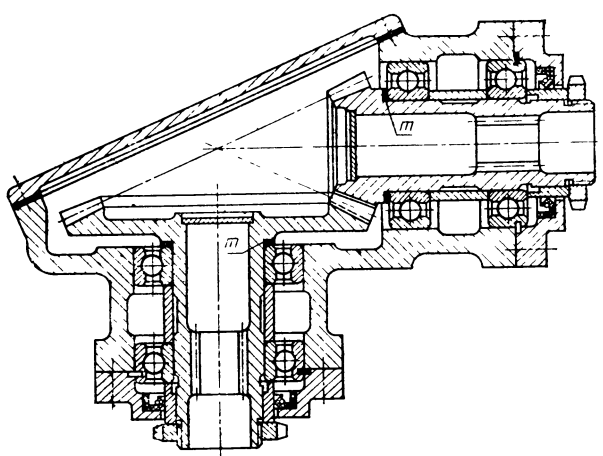
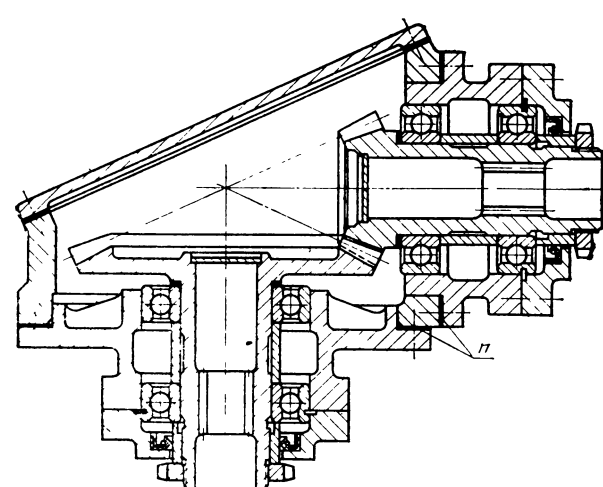
## Перепускной клапан

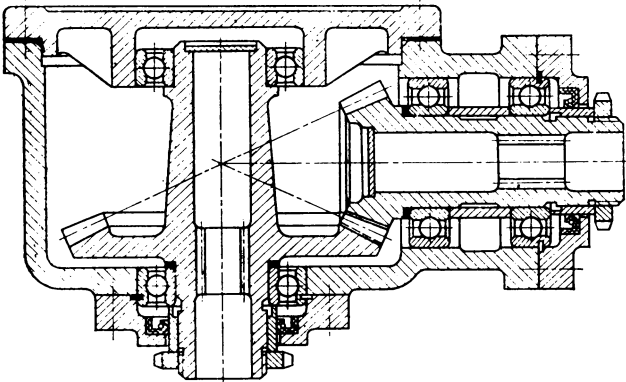


В схеме I клапан направляется стержнем 28, запрессованным в корпусе, а в схеме II — хвостовиком 29, скользящим в отверстии корпуса. Точность направления в схеме II значительно выше (направляющее отверстие и седло обрабатываются с одного установа)

Таблица 2

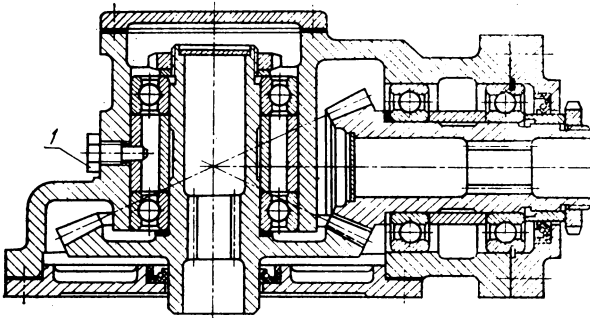
## Варианты конструкции угловой передачи

Эскиз	Особенности
	<p>Конструкция наиболее распространенная. Валы колес расположены в одном корпусе, что позволяет при изготовлении обеспечить точное взаимное расположение осей. Доступ к колесам свободный — через люк с отъемной крышкой. Механизм можно осматривать в сборе. По условиям сборки наружный диаметр малого колеса должен быть меньше диаметра отверстий под подшипники вала.</p> <p>Зацепление регулируется набором калиброванных по толщине стальных прокладок <i>m</i> (необходима полная разборка узла установки колес). Редуктор в основном рассчитан на крепление нижней плоскостью с помощью лап</p>
	<p>Колеса установлены в отъемных корпусах. Наружный диаметр малого колеса может быть несколько больше, чем в предыдущем варианте. Зацепление можно регулировать набором прокладок <i>n</i>, устанавливаемых под фланцы отъемных корпусов без разборки узлов установки колес.</p>

Эскиз	Особенности
	<p>При изготовлении корпусов необходимо выдерживать строгую соосность центрирующих буртиков и отверстий под подшипники. Редуктор более приспособлен для подвешенного крепления, хотя возможна установка его нижней плоскостью с помощью лап, отлитых заодно с нижней крышкой. Недостаток конструкции — малая жесткость основного корпуса</p> <p>Верхняя опора вала большого колеса перенесена в крышку. Расстояние между опорами увеличено, радиальные нагрузки на подшипники уменьшены. Недостаток конструкции — затруднительность осмотра и регулирования механизма в сборе. При снятии крышки вал большого колеса остается на нижней опоре; его качка не позволяет проверить правильность зацепления. Кроме того, расположение опор в разных деталях ухудшает центрирование вала. Необходима обработка отверстий под подшипники в сборе корпуса и крышки, что усложняет технологию изготовления</p>

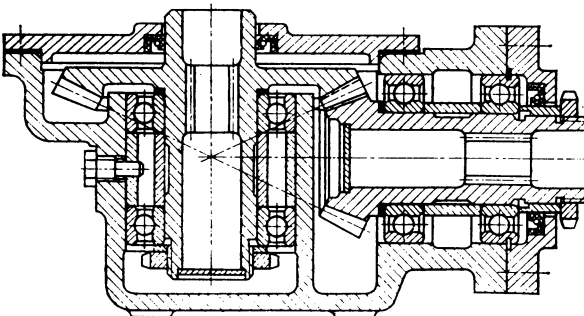
Эскиз

Особенности



Вал большого колеса смонтирован в верхнем приливе корпуса. Доступ к механизму — через нижнюю крышку. Конструкция приемлема при подвесном креплении редуктора и неприменима, если его необходимо устанавливать нижней плоскостью (для осмотра механизмов пришлось бы снимать весь редуктор).

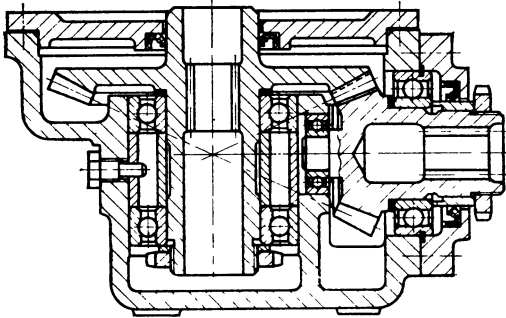
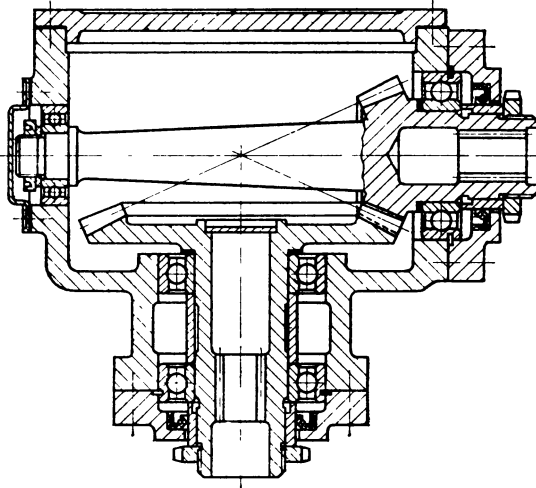
Фиксация большого колеса в осевом направлении с помощью винта 1 усложняет сборку, является неприемлемой для нагруженных передач. Этот недостаток присущ также конструкциям 5 и 7.



Вал большого колеса установлен в нижнем приливе корпуса. Привод выведен вверх. Участок зацепления просматривается с торца зубьев после снятия верхней крышки. Для осмотра механизма необходимо предварительно отключить валик отбора мощности с большого колеса.

Эскиз

Особенности



Внутренний подшипник вала малого колеса перенесен на противоположную стенку корпуса, что обеспечивает хорошую разность опор и удобный осмотр механизма. Возможен отбор мощности с вала малого колеса. Недостаток конструкции: нельзя разобрать колеса порознь; для снятия большого колеса необходимо предварительно демонтировать малое

Подшипники большого колеса и внутренний подшипник малого колеса установлены в приливе корпуса. Осмотр механизма через верхнюю крышку; участок зацепления просматривается с торца зубьев. Для осмотра необходимо предварительно отключить валик отбора мощности. Конструкция имеет наименьшие габаритные размеры

Чертить следует со слабым нажимом карандаша с использованием жестких грифелей (Т1; Т2), так как при компоновке передки следуют непрерывно и работать резинкой приходится весьма часто. Типовые детали (крепежные изделия, уплотнения, пружины, подшипники и др.) следует изображать упрощенно, а штриховку либо не проводить, либо проводить частично и от руки.

## § 5. ПРИМЕНЕНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Экономия металла при конструировании достигается за счет выбора рациональных сечений элементов конструкции, включая различные способы облегчения деталей, применения листовых штампованных конструкций, совершенствования конструктивных схем путем исключения излишних звеньев и обеспечения компактности конструкции, использования рациональных схем нагружения элементов конструкции, использования современных методов расчета, применения различных способов упрочнения металла, а также применения высокопрочных металлов и сплавов и неметаллических материалов.

Наиболее дешевыми из высокопрочных материалов и в то же время поддающимися различным технологическим операциям являются черные металлы.

Черные металлы (чугуны и стали) занимают в машиностроении ведущее положение и составляют свыше 80 % от общего объема используемых материалов.

Основное место в конструкциях машин занимают стали, в том числе высокопрочные легированные.

Легированные стали обладают наибольшей универсальностью свойств при высоких прочностно-весовых показателях.

Однако при конструировании необходимо помнить, что детали, изготовленные из высокопрочных сталей, являются менее жесткими. Это объясняется тем, что модуль упругости каждого металла имеет устойчивую величину и мало зависит от термообработки и содержания легирующих элементов. В то же время весь смысл применения высокопрочных сталей заключается в возможности повышения величины напряжений, а следовательно, и величины деформаций, однако при этом жесткость детали падает в обратном пропорциональном отношении. Следовательно, для сохранения жесткости необходимо сокращать линейные размеры конструкции. Там, где такое сокращение возможно, например, в редукторах, применение высокопрочных сталей целесообразно. В этом заключается особенность конструирования из высокопрочных сталей и других высокопрочных материалов.

Наиболее дешевыми из высокопрочных материалов и в то же время поддающимися различным технологическим операциям (механическая и термическая обработки, включая поверхностную закалку) являются высокопрочные чугуны.

Высокопрочные чугуны представляют собой чугуны легированные хромом, магнием, алюминием. По механическим свойствам они превосходят серые и ковкие чугуны и приближаются к углеродистым конструкционным сталям. Высокопрочные чугуны можно подвергать поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и упрочнению наклепом. Чугуны с присадкой алюминия поддаются азотированию.

Литейные качества высокопрочных чугунов несколько ниже, чем серых. Кроме того, они значительно уступают серым чугунам по циклической вязкости.

Из высокопрочных чугунов проектируют ответственные нагруженные детали, например, коленчатые валы, которые по прочности не уступают кованным и штампованным валам из углеродистых и низколегированных сталей, а по износостойкости их превосходят. Стоимость изготовления литых валов во много раз меньше, чем штампованных.

К числу применяемых в машиностроении материалов относят следующие: алюминиевые, магниевые, титановые сплавы, пластики, древесину улучшенную, а также керамические материалы.

Алюминиевые сплавы — наиболее распространенные из легких сплавов и отличаются высокой теплопроводностью, удовлетворительной прочностью, пластичны и хорошо обрабатываются режущим инструментом. Многие из них поддаются некоторым видам сварки. Алюминиевые сплавы в условиях сухой атмосферы не корродируют, устойчивы против действия щелочей и слабых растворов кислот.

Магниевые сплавы отличаются малым удельным весом, хорошо поддаются механической обработке, но очень чувствительны к концентрации напряжений. Применяются для изготовления несилловых деталей и деталей, подверженных высоким центробежным нагрузкам.

Особенность конструирования деталей из легких сплавов заключается в учете невысокой их прочности и жесткости, что требует компенсации в виде увеличения сечений, целесообразного обрешения и др.

Следует исключать контакты элементов деталей из легких сплавов с элементами деталей из более твердых металлов и сплавов, для чего следует применять стальные футерки и втулки, стальные прокладки и опорные шайбы. Необходимо также учитывать различие коэффициентов линейного расширения деталей из легких сплавов и других металлов при нагреве и охлаждении, например, предусматривая большие зазоры.

Титановые сплавы отличаются высокой жаропрочностью и устойчивостью против горячей коррозии. Поэтому титановые сплавы находят применение в конструкциях, работающих при высоких (до  $+600^{\circ}\text{C}$ ) температурах, подверженных действию больших нагрузок (до  $100\text{ кг/мм}^2$  и более), а также в агрессивных химических средах, например, для изготовления лопаток газовых турбин.

К неметаллическим материалам, используемым при конструировании деталей машин, относят пластики, усиленную древесину, ситаллы и железобетон.

Пластики обладают высокими диэлектрическими свойствами и высокой химической стойкостью.

Основные области применения пластиков — электромашиностроение, электро- и приборостроение, химическое машино-



строение. В общем машиностроении из пластика конструируют ненагруженные корпуса, крышки, панели, детали управления, декоративные элементы, гибкие шланги, манжеты, уплотнения.

Усиленная древесина: древеснослоистые пластики (ДСП), дельта-древесина, лигнофоль, балинит применяется для изготовления панелей и облицовок. Прессованием в формах им можно придавать фасонную форму.

Ситаллы представляют собой силикатное стекло, которому придана мелкокристаллическая структура. Они обладают повышенной прочностью, не имеют присущей стеклу хрупкости и термохрупкости и способны выдерживать ударные нагрузки.

Сочетание высоких прочности, вязкости, твердости, термостойкости и химостойкости, малого удельного веса, а также широкие возможности формоизменения деталей из ситалла позволяют его считать перспективным конструкционным материалом.

Из ситаллов изготавливают детали для химической аппаратуры, насосов, теплообменников, трубопроводов, емкостей, резервуаров, для радиоаппаратуры, электрических машин и приборов. Ситаллы применяют для изготовления термически напряженных деталей. Например, подшипники скольжения из ситаллов могут работать без смазки при умеренных нагрузках и скоростях вращения при температуре до 500 °С.

Железобетоны применяют для крупнокорпусных и базовых деталей агрегатов в тяжелом машиностроении (станины универсальных металлорежущих станков, прессы, шаботы молотов), при этом резко снижается металлоемкость конструкций и расходы на их изготовление.

Особенность железобетона как конструкционного материала — пониженные в сравнении с металлическими материалами прочность и жесткость. Допустимые напряжения растяжения и сжатия у железобетона примерно в три раза меньше, чем у серого чугуна.

Железобетонные машиностроительные конструкции представляют собой отливки, армированные каркасом с заформованными в них стальными или чугунными деталями, необходимыми для функционального назначения изделия.

При конструировании железобетонных отливок необходимо соблюдать следующие правила:

всемерно упрощать форму отливок, выполняя элементы отливки в виде простейших геометрических тел (цилиндров, труб, конусов, призм);

предусматривать толщину стенок не менее 30—40 мм;

обеспечивать плавные переходы от сечения к сечению и избегать трудно заполняемых полостей и карманов;

силовую металлическую арматуру располагать по направлению растягивающих усилий.

Железобетонная конструкция в целом должна обладать достаточной жесткостью не только при нормальной работе в стадио-

нарных условиях, но и при транспортировке и установке на месте эксплуатации.

## § 6. КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОБЛЕГЧЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Наибольшего снижения массы деталей можно добиться приданием им полной равнопрочности. Идеальным является случай, когда напряжение в каждом сечении детали по ее продольной оси, в каждой точке этого сечения одинаково.

Такой случай возможен только при некоторых видах нагружения, когда нагрузку воспринимает все сечение детали — при растяжении-сжатии и отчасти при срезе.

При изгибе, кручении и сложных нагруженных состояниях напряжения по сечению распределяются неравномерно. Они имеют наибольшую величину в крайних точках сечения, а в других могут снижаться до нуля. В этих случаях можно только приблизиться к условию полной равнопрочности путем выравнивания напряжений по сечению, удаления металла из наименее нагруженных участков сечения и сосредоточения его в наиболее нагруженных местах.

Для машиностроения наибольший интерес представляют детали круглого профиля (валы, оси, шестерни и другие цилиндрические детали).

Наиболее эффективным методом снижения массы таких дета-

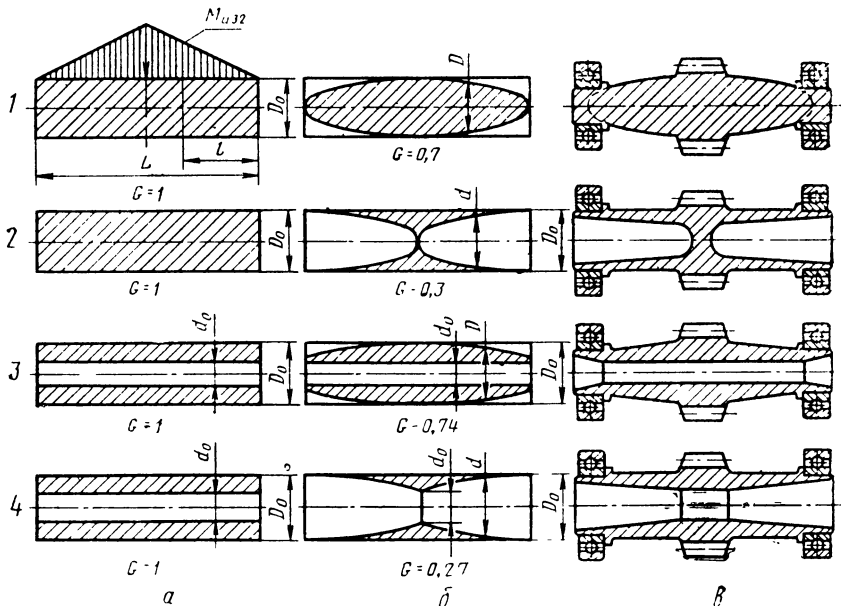


Рис. 2. Способы придания цилиндрическим деталям равнопрочности: а — исходные формы; б — формы равнопрочной детали; в — реальная конструкция

лей для случаев изгиба и кручения является их проектирование полыми.

Можно рекомендовать следующие конструктивные методы снижения массы  $G$  деталей:

1) обеспечение равнопрочности за счет изменения наружной конфигурации детали вдоль наружной оси (рис. 2, 1);

2) обеспечение равнопрочности за счет удаления материала изнутри при постоянном наружном диаметре (рис. 2, 2);

3) обеспечение равнопрочности полых детали за счет изменения ее наружной конфигурации (рис. 2, 3);

4) обеспечение равнопрочности полых детали за счет изменения конфигурации ее внутренней полости (рис. 2, 4);

Из рис. 2 видно, что наибольшая экономия материала достигается в вариантах 2 и 4.

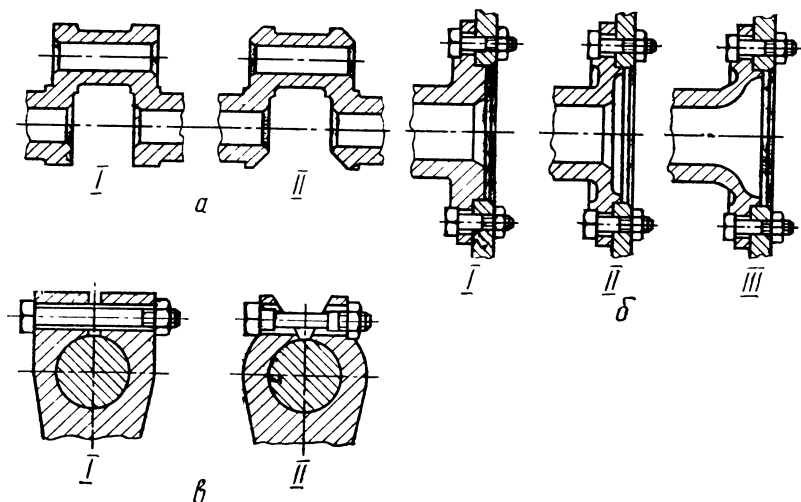


Рис. 3. Примеры снижения массы деталей и соединений:

*a* — снижение массы коленчатого вала; *б* — снижение массы фланца, *в* — снижение массы клеммы

Зачастую условие равнопрочности обеспечить не удастся из-за сложной конфигурации детали или неопределенности действующих в ней напряжений.

В таких случаях массу детали следует уменьшать путем удаления материала из менее напряженных участков, находящихся в стороне от основного силового потока или вне его.

Приведем наиболее типичные примеры удаления части материала деталей в целях снижения их массы.

На рис. 3, *a* (*II*) — удаление внешних углов щек коленчатого вала, не участвующих в передаче сил от шатунных шеек к коренным, даст существенный выигрыш в массе, не снижая прочности колена;

на рис. 3, б (II—III) — утонение стенок фланца также не уменьшит прочности соединения;

на рис. 3, в (II) — вырез у клеммного соединения не повлияет на прочность крепления клеммы на вал.

У деталей фланцевого типа (рис. 4) заметного уменьшения массы можно добиться изменением наружного контура фланца. Радиус расположения крепежных отверстий во всех случаях одинаков.

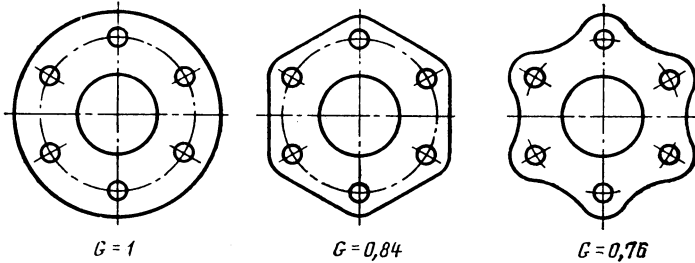


Рис. 4. Влияние формы фланца на массу

Для снижения массы деталей следует использовать любую возможность, включая и удаление материала на отдельных ее участках, например:

утоплен упорный буртик на валу (рис. 5, а, II);

расточен скос упорного буртика в полости (рис. 5, б, II);

срезаны края буртика втулки (рис. 5, в, II);

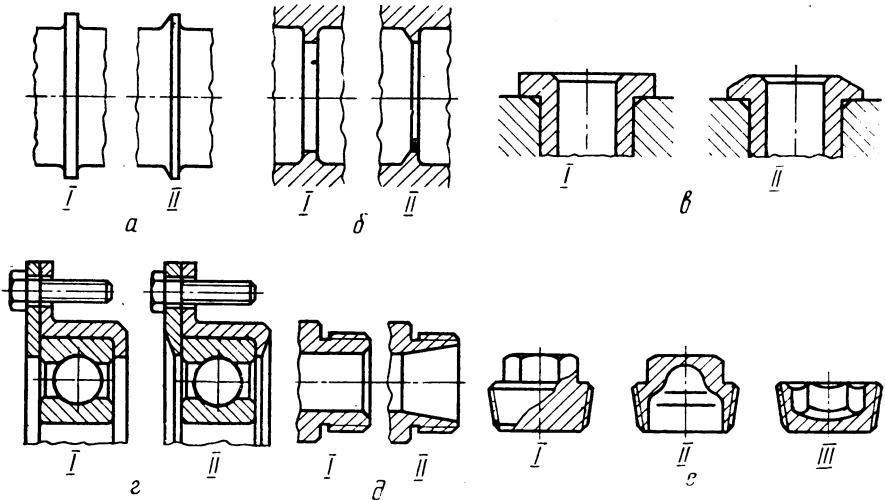


Рис. 5. Способы снижения массы элементов деталей:

а, б — вала; б — упорного буртика в полости; в — втулки; г — деталей крепления подшипника; е — шробки

выбраны скосы у деталей крепления шарикоподшипников (рис. 5, *г, II*);

увеличены внутренние отверстия нарезного конуса вала за счет конической выборки материала (рис. 5, *д, II*);

выбран материал в теле пробок и заглушек (рис. 5, *е, II—III*).

При конструировании цилиндрических деталей типа дисков, крышек, колец следует помнить, что в общем случае выигрыш в

массе пропорционален квадрату диаметра, т. е. наибольший эффект дает удаление материала с периферии и меньший — на участках близких к центру.

Существенное влияние на снижение массы оказывает целесообразное конструирование галтелей, скосов и конусов, а также применение массовых штампованных и

сварных деталей конструкций (рис. 6—9).

Основными методами сокращения массы конструкции в целом являются:

рациональный выбор вида нагружения, уменьшение числа звеньев конструкции, обеспечение компактности конструкции, выбор рациональной силовой схемы, а также использование

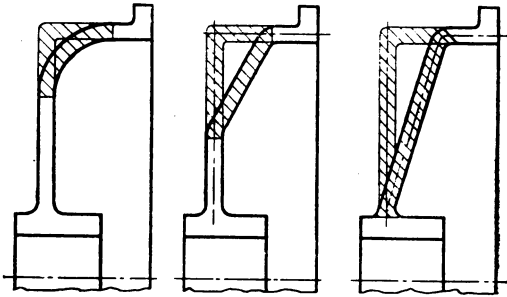


Рис. 6. Снижение массы сопряжений

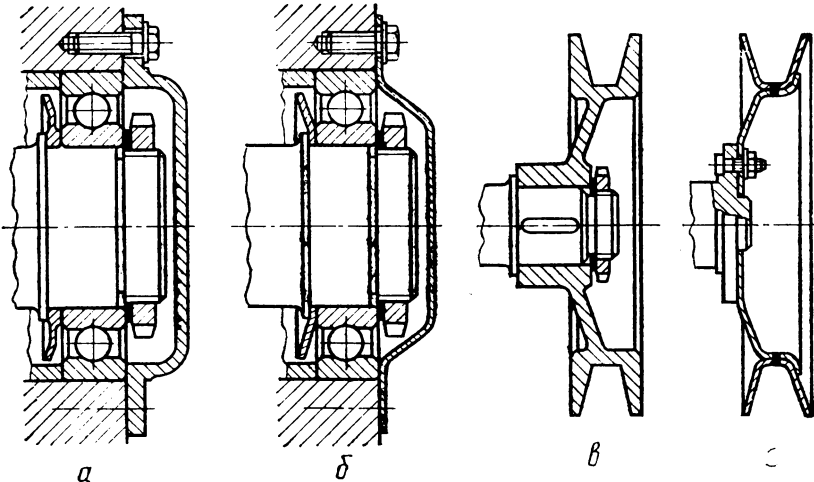


Рис. 7. Снижение массы за счет замены литьих деталей (*а, в*) штампованными (*б, г*)

современных методов прогрессивных расчетов и применение высокопрочных материалов.

Проиллюстрируем сказанное примерами:

Рациональный выбор вида нагружения. Рациональное нагружение деталей с наиболее полным использованием материала — одна из основных путей уменьшения массы конструкции.

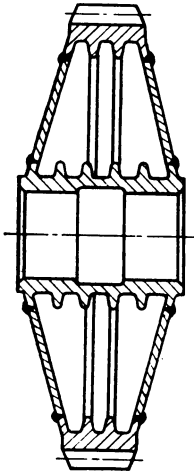


Рис. 8. Оболочковая конструкция пониженной массы

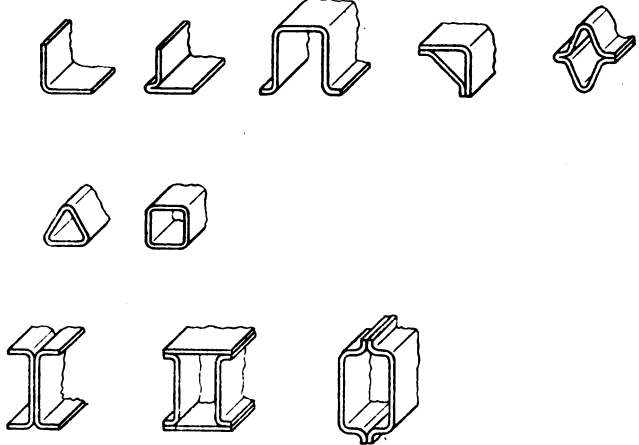


Рис. 9. Рациональные профили пониженной массы

Наиболее выгодный вид нагружения — растяжение-сжатие, когда все точки сечения работают при одинаковом напряжении и материал используют наиболее полно. Поэтому при конструировании следует по возможности избегать случаев напряжения изгиба и кручения, где работают лишь поверхностные слои материала, а напряжение в центральных слоях равно нулю.

Там, где изгиб неизбежен по функциональному назначению детали, его отрицательное влияние целесообразно снимать следующими конструктивными приемами:

применять рациональное сечение с разноской материала по направлению действия максимальных напряжений;

уменьшать изгибающий момент путем укорочения плеча изгибающей силы, т. е. уменьшать пролет между опорами, рационально расставлять опоры и устранять консольное нагружение, наиболее невыгодное по величине напряжений и деформаций.

На рис. 10 приведен пример нагружения шатуна силой сжатия. Внецентровое приложение нагрузки вызывает в стержне шатуна (см. рис. 10, а) дополнительное напряжение изгиба, что ведет к

необходимости увеличения сечения стержня, а следовательно, и к увеличению его массы.

Этот недостаток, но в меньшей степени, присущ конструкции, показанной на рис. 10, б. Рациональной является конструкция на рис. 10, в, так как нагрузку приводят к чистому сжатию и при прочих равных условиях масса конструкции получается наименьшей.

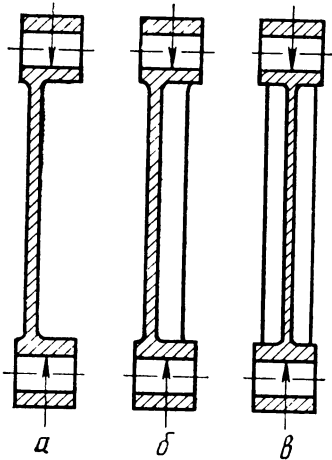


Рис. 10. Разгрузка шатуна от изгиба

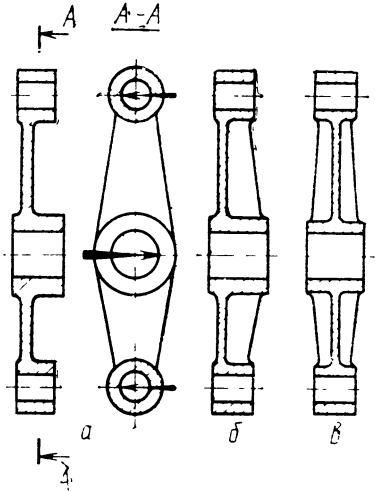


Рис. 11. Устранение кручения в рычаге

На рис. 11 показан рычаг, к концам которого приложены силы, действующие в плоскости  $A-A$ . Вследствие смещения плоскости действия сил относительно стержня последний подвергается скручиванию (см. рис. 11, а, б).

Правильная конструкция с сечениями, симметричными относительно действия сил, приведена на рис. 11, в.

Уменьшение числа звеньев конструкции. Уменьшение излишних звеньев в любом механизме способствует значительному снижению массы конструкции, а также существенному возрастанию ее надежности.

На рис. 12, а, б приведен пример устранения лишнего звена (крейцкопфа) в поршневом двигателе внутреннего сгорания.

На рис. 13, а, б приведен пример устранения лишних звеньев в кулачковом приводе.

Обеспечение компактности конструкции. Существенно снижает массу машины рациональное размещение деталей и механизмов, направленное на уменьшение объема и габаритных размеров. При

этом во многих случаях сокращение объема и габаритных размеров конструкции или ее составных частей само по себе является важной задачей конструктора.

На рис. 14 приведен пример рационального конструирования двухступенчатого редуктора. Здесь наглядно видно последовательное использование принципа «плотной упаковки».

Выбор рациональной силовой схемы. Проиллюстрируем выбор рациональной силовой схемы на примере компоновки электродвигатель — редуктор (рис. 15).

Силовая схема рациональна, если действующие силы замыкаются на коротком участке при помощи элементов, работающих преимущественно на растяжение или сжатие.

Например, привод машины при помощи цепной передачи через редуктор нерационален (см. рис. 15, а), так как ведет к возрастанию габаритных размеров и массы.

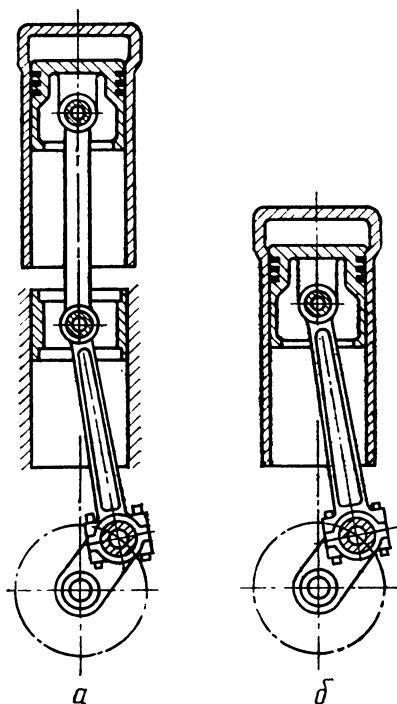


Рис. 12. Устранение лишних звеньев в поршневом двигателе

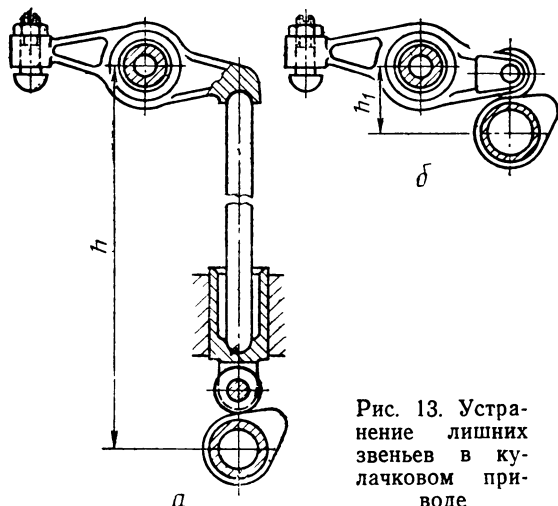


Рис. 13. Устранение лишних звеньев в кулачковом приводе



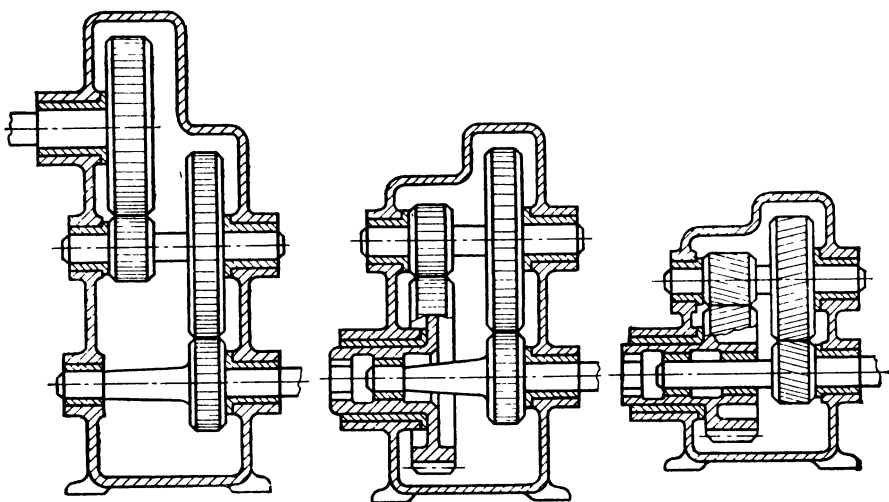


Рис. 14. Снижение массы двухступенчатого редуктора

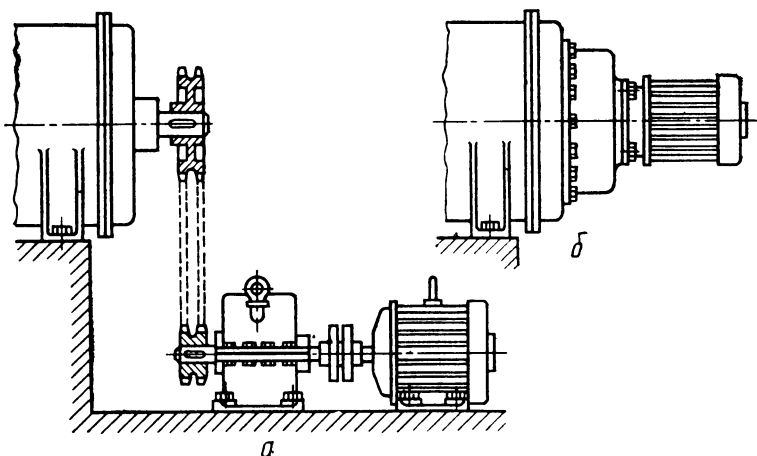


Рис. 15. Примеры рациональной силовой схемы электродвигатель-редуктор

Значительно более целесообразен привод от фланцевого электродвигателя (см. рис. 15, б) через соосный редуктор, смонтированный непосредственно на корпусе машины. В этом случае реактивные силы привода уравниваются кратчайшим путем в корпусе редуктора, не вызывая дополнительных нагрузок на элементы системы. Габаритные размеры установки резко сокращаются. Кроме того, при такой компоновке все приводные механизмы закрыты, что позволяет обеспечить их правильную смазку.

Следует помнить, что стремление к снижению массы, а следовательно, и габаритных размеров машины, требует от конструктора вдумчивой скрупулезной работы и не может быть достигнуто без многократных эскизных компоновок и поисков оптимального решения.

## **§ 7. КОНСТРУКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ И ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ЖЕСТКОСТЬ КОНСТРУКЦИИ**

Жесткость — это способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с наименьшими деформациями. Для машиностроения жесткость — это способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с деформациями, допустимыми без нарушения работоспособности системы.

Жесткость является одним из основных факторов, определяющих работоспособность конструкции, и для надежности имеет не меньшее значение, чем прочность.

Повышенные деформации могут нарушить нормальную работу конструкции задолго до возникновения напряжений, опасных для прочности.

Нежесткость корпусов нарушает взаимодействие расположенных в них механизмов, вызывая повышенное трение и износ подвижных сочленений; нежесткость валов и опор зубчатых передач нарушает правильное зацепление колес и приводит к быстрому износу зубьев; нежесткость цапф и опор подшипников скольжения вызывает повышенные кромочные давления, появление местных очагов полужидкостного и полусухого трения, перегрев, заедание или снижение сроков службы подшипников;

нежесткость неподвижных соединений, подверженных действию динамических нагрузок, вызывает наклеп или сваривание поверхностей.

Главными конструктивными способами увеличения жесткости являются:

устранение изгиба, как невыгодного вида нагружения по жесткости и прочности, и по возможности замена его растяжением или сжатием;

обеспечение более рациональной расстановки опор или исключение нагружения невыгодного по условиям жесткости при невозможности исключения изгиба;

целесообразное увеличение моментов инерции сечений и усиление участков заделки и переходных участков от одного сечения к другому при исключении увеличения массы конструкции;

применение скорлупных, сводчатых, сферических и яйцевидных форм для деталей коробчатого типа.

Замена изгиба растяжением-сжатием. Необходимо помнить, что при растяжении-сжатии напряжения одинаковы по всему сечению, материал используется полностью, и поэтому деформация детали пропорциональна первой степени ее длины,

тогда как в случае изгиба деформация пропорциональна третьей степени длины детали.

На рис. 16 балочный кронштейн подвергается изгибу, в раскосных кронштейнах (рис. 16, б) стержни кронштейна работают на растяжение-сжатие. При этом наиболее рационален случай, показанный на рис. 16, в, где стержни кронштейна связаны сплошной перемычкой. Случай на рис. 16, г занимает промежуточное положение между случаями, показанными на рис. 16, а и б.

Расчеты показывают, что угол  $\alpha$  между стержнями в точке приложения силы должен быть в пределах 90—120°.

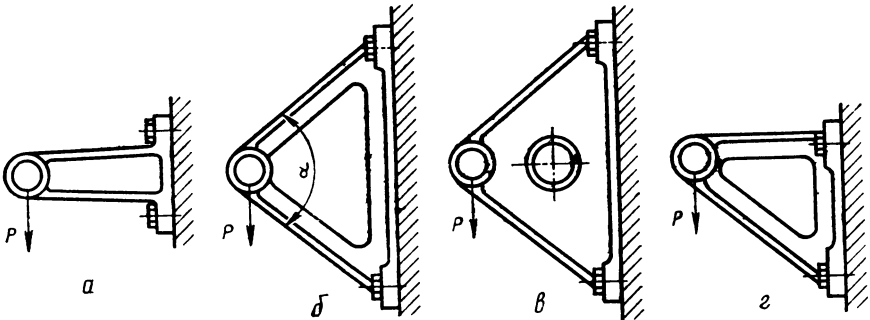


Рис. 16. Конструкции литых кронштейнов

На рис. 17 показаны основные случаи изгиба балок: консольной (рис. 17, а), свободно опертой по концам (рис. 17, б), с заделанными концами (рис. 17, в).

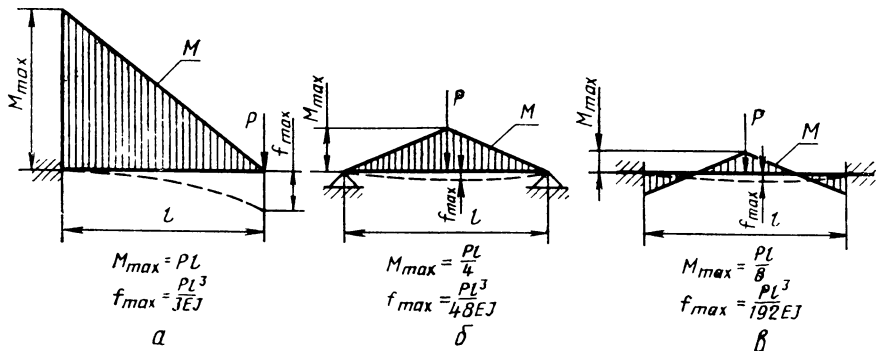


Рис. 17. Рационализация схемы нагружения балок

При одинаковой длине и сечении балок и одинаковой нагрузке максимальный изгибающий момент у двухопорной балки в 4 раза, а у двухопорной заделанной балки в 8 раз меньше, чем у консольной балки

При невозможности избежать консольной конструкции (рис. 18, а) следует стремиться к максимальному уменьшению ее вылета, например, путем изменения положения ступицы относительно венца шестерни (рис. 18, б).

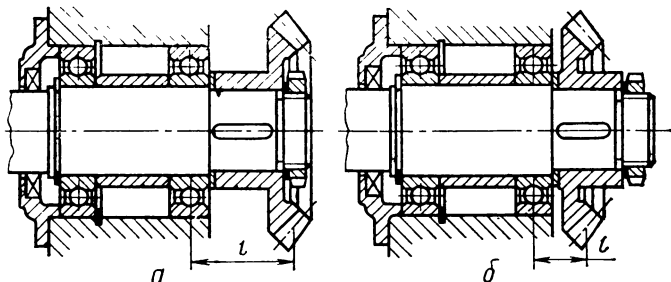


Рис. 18. Конструктивные способы сокращения вылета консольной установки зубчатого колеса

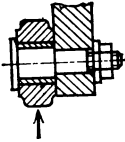
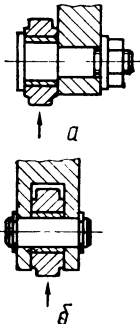
Для увеличения жесткости, особенно литых корпусных деталей, широко применяют наружное и внутреннее оребрение. Однако им следует пользоваться осторожно, так как при неправильном конструировании оно может привести к противоположному результату.

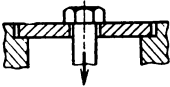
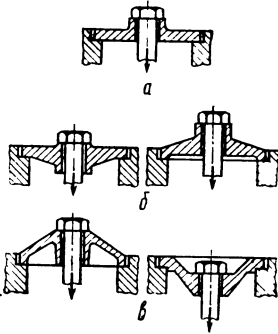
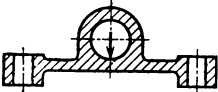
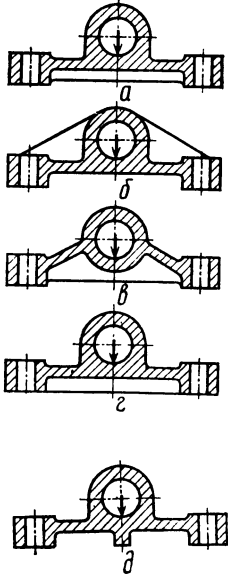
Конструктивные способы увеличения жесткости, как и прочности деталей, и конструкции в целом весьма разнообразны и во многом зависят от опыта и способностей конструктора.

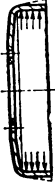
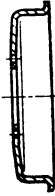
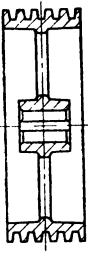
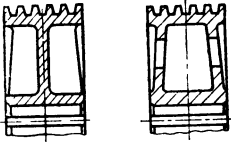
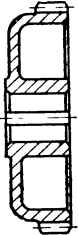
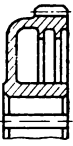
Некоторые примеры увеличения жесткости и прочности типовых машиностроительных деталей приведены в табл. 3 с соответствующими комментариями.

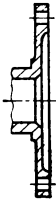
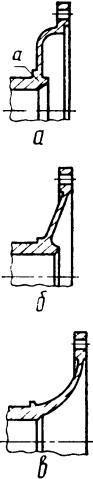
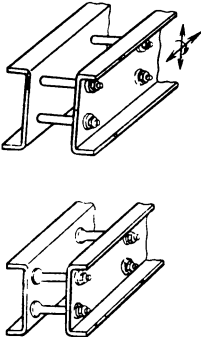
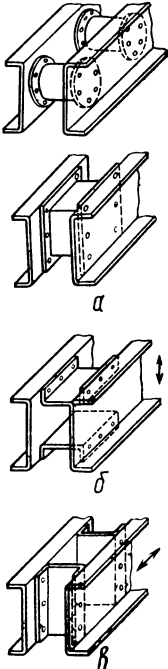
Таблица 3

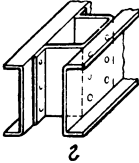
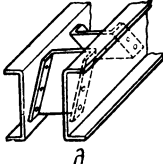
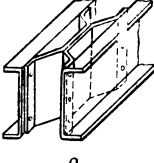
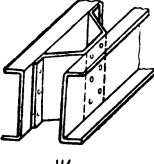
Увеличение жесткости машиностроительных деталей

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Консольное крепление ролика на рычаге</p>  <p>Рычаг слаб, заделка оси ролика нежесткая</p>		<p>Уменьшен вылет консоли. Усилены рычаг, ось и узел заделки оси, а</p> <p>Консоль ликвидирована; ось ролика расположена на двух опорах в виле рычага, б</p>

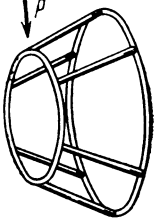
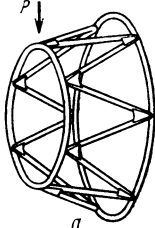
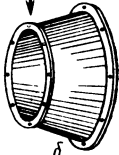

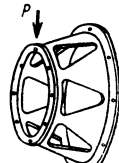


Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Плоская опорная шайба, нагруженная на изгиб осевой силой</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Усиление кольцевым воротником, <i>a</i></p> <p>Шайбе придана форма тела равного сопротивления, <i>b</i></p> <p>Шайбе придана коническая форма; напряжения изгиба резко уменьшаются, <i>в</i></p>
<p>Литая проушина</p>  <p>Цоколь проушины подвержен сильному изгибу</p>		<p>Цоколь усилен внутренними ребрами, работающими на растяжение, <i>a</i></p> <p>Цоколь усилен внешними ребрами, работающими на сжатие, <i>b</i></p> <p>Цоколю придана жесткая пирамидальная форма, <i>в</i></p> <p>Цоколю по всей периферии придана рамка, опирающаяся на привалочную плоскость, <i>г</i></p> <p>В плоскости действия нагрузки расположена ножка, воспринимающая нагрузку (конструкция наиболее легкая), <i>д</i></p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Обод тормозного барабана</p>  <p>Обод под действием усилий тормозных колодок деформируется; колодки начинают работать краями</p>		<p>Введена ребра жесткости</p>
<p>Литой шкив для клиноременной передачи</p>  <p>Ступица связана с ободом спицами. Конструкция нежесткая</p>		<p>Обод соединен со ступицей сплошным диском с ребрами. Ступица удлинена, а шкиву придана коробчатая форма (конструкция наиболее жесткая), б</p>
<p>Чашечное зубчатое колесо</p>  <p>Обод под действием усилий привода деформируется</p>		<p>Введены кольцевые ребра жесткости</p>

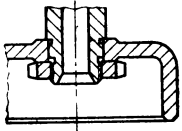
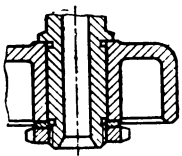
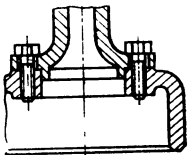
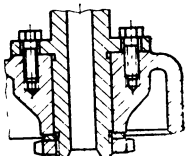
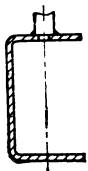
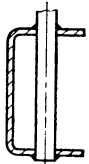
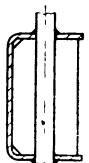
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p data-bbox="125 264 265 289">Фланец вала</p>  <p data-bbox="122 589 386 613">Конструкция нежесткая</p>		<p data-bbox="751 241 998 334">Фланцу придана чашечная форма. Участок <i>a</i> перехода в ступицу усилен, <i>a</i></p> <p data-bbox="751 423 998 472">Фланцу придана коническая форма, <i>б</i></p> <p data-bbox="751 573 998 686">Фланцу придана тюльпанообразная форма. Перелом силового потока устранен, <i>в</i></p>
<p data-bbox="101 824 410 938">Составная балка из двух тонкостенных корытных профилей (направление рабочих нагрузок показано стрелками)</p>  <p data-bbox="117 1336 375 1360">Конструкции нежесткие</p>		<p data-bbox="746 906 993 1003">Соединение коробчатыми связями (изготовление коробок трудоемко), <i>a</i></p> <p data-bbox="746 1125 993 1239">Соединение гнутыми профилями (не обеспечена жесткость в поперечном направлении), <i>б</i></p> <p data-bbox="746 1312 993 1425">Соединение гнутыми профилями (не обеспечена жесткость в продольном направлении), <i>в</i></p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
	 <p style="text-align: center;">z</p>  <p style="text-align: center;">d</p>  <p style="text-align: center;">e</p>  <p style="text-align: center;">ж</p>	<p>Соединение корытными профилями (не обеспечена жесткость в продольном направлении), z</p> <p>Соединение диагональными профилями (жесткость обеспечена во всех направлениях), d</p> <p>Соединение трапецидальными профилями (жесткость обеспечена во всех направлениях), e</p> <p>Соединение трапецидальными профилями (расположение профилей чередуется вдоль балки). Конструкция наиболее рациональная по жесткости, весу и простоте изготовления, ж</p>
		<p>Конструкции придан вид фермы (см. стр. 56). Стержни рамы расположены змейкой, каждая пара из них образует треугольную ферму. Стержни работают преимущественно на сжатие-растяжение</p> <p>При нагрузке поперечной силой работают в основном боковые стержни, расположенные параллельно плоскости действия изгибающего момента; стержни, расположенные перпендикулярно этой</p>



Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p data-bbox="104 245 412 293">Рамная консоль, нагруженная силой <math>P</math></p>  <p data-bbox="100 578 412 672">Стержни работают преимущественно на изгиб. Напряжения в системе велики. Конструкция нежесткая</p>	 <p data-bbox="565 542 579 558">a</p>  <p data-bbox="565 721 579 737">б</p>  <p data-bbox="565 883 579 899">в</p>  <p data-bbox="579 1110 594 1127">г</p>  <p data-bbox="579 1289 594 1305">д</p>  <p data-bbox="568 1451 583 1468">е</p>	<p data-bbox="751 224 998 428">плоскости, также участвуют в работе в качестве пространственных ферм, подкосами для которых служат боковые стержни. Ферма замкнута передним кольцом жесткости</p> <p data-bbox="751 428 998 565">Для придания системе статической определенности узлы крепления стержней к кольцам делают шарнирными, а</p> <p data-bbox="751 565 998 727">Оболочковая конструкция. Консоль обладает высокой жесткостью. Вес конструкции можно снизить облегчающими вырезами, б</p> <p data-bbox="751 743 998 889">В оболочке сделаны облегчающие вырезы. Конструкция нерациональная. Участки между вырезками работают на изгиб, в</p> <p data-bbox="751 987 998 1084">Оболочковая конструкция с более рациональными вырезами, г</p> <p data-bbox="751 1182 998 1279">Оболочковая конструкция, облегченная по сравнению с предыдущей, д</p> <p data-bbox="751 1321 998 1484">Цельноштампованная ферменная конструкция, наиболее рациональная по несущей способности, массе и технологичности, е</p>



Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Заделка цилиндрической колонны в литую корпусную деталь</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>	  	<p>Осевая заделка. Удлиненный конец колонки закреплен в жестком приливе корпуса</p> <p>Радиальная заделка. Колонке придан фланец, закрепленный на жесткой привалочной поверхности корпуса</p> <p>Радиально-осевая заделка</p>
<p>Заделка приварного стержня в корытной балке</p>  <p>Стержень лишен устойчивости в поперечном направлении</p>	 	<p>Стержень закреплен в обеих полках балки</p> <p>На участке крепления стержня полки усилены перегородками</p>

## § 8. ПОВЫШЕНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ

Детали, подвергающиеся длительной повторно-переменной нагрузке, разрушаются при напряжениях, значительно меньших предела прочности материала при статической нагрузке.

Не менее 80 % поломок и аварий, происходящих при эксплуатации современных высокооборотных машин, связано с усталостными явлениями. Поэтому проблема усталостной прочности является ключевой для повышения надежности и долговечности машин.

Предел усталости, после которого происходит разрушение материала, не является постоянным, присущим данному материалу. Величина этого предела зависит от условий нагружения, типа цикла и степени его асимметрии, методики испытаний, формы и размеров детали, технологии ее изготовления, состояния поверхности и других факторов.

Усталостное разрушение является результатом многократно-поворотных быстро чередующихся упругих и упруго-пластичных деформаций, распределяющихся неравномерно по всему объему детали из-за неоднородности материала.

Усталостная прочность деталей сильно падает при наличии ослаблений, резких переходов, входящих углов и т. п., вызывающих местную концентрацию напряжений.

На участках ослабления возникают скачки напряжений, максимальная величина которых может в 2—3 и более раз превысить средний уровень напряжений, действующих в этом сечении детали, что ведет к пропорциональному падению усталостной прочности.

В табл. 4 приведены основные конструктивные виды концентраторов напряжений.

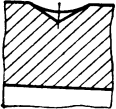
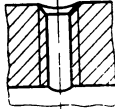
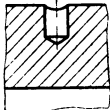
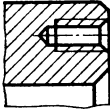
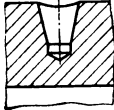
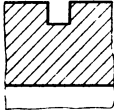
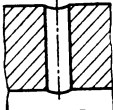
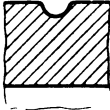
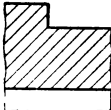
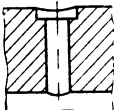
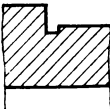
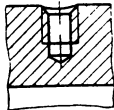
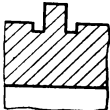
Кроме того, при конструировании следует помнить, что усталостная прочность существенно зависит от абсолютных размеров детали, при увеличении размеров детали усталостная прочность снижается.

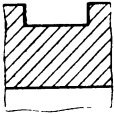
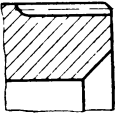
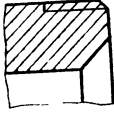
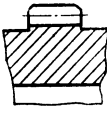
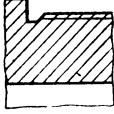



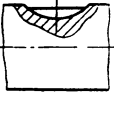
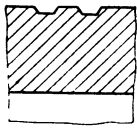
Усталостная прочность также сильно зависит от состояния поверхности, особенно в тех случаях нагружения, когда наибольшие напряжения возникают в поверхностных слоях (изгиб, кручение, сложные напряженные состояния). Грубая механическая обработка ведет к снижению усталостной прочности. Отсюда пути повышения усталостной прочности деталей проходят как в области конструирования, так и в области технологии изготовления деталей.

Физические основы усталостных явлений изучены еще недостаточно, а поэтому системы стройных расчетов на усталостную прочность еще не существует. Большое значение поэтому приобретает осмысленное проектирование, основанное на знании общих

Таблица 4

Концентраторы напряжений

Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы
	Засверловки		Резьбовые отверстия
			
			Кольцевые выточки
		Отверстия	
			Ступеньки с острыми входящими углами
			Поднутрения
	Резьбовые отверстия		

Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы
	Лыски		Шлифы
	Резьбы		Впадины зубьев
			Торцовые шлифы
			Сварные швы
	Шпоночные канавки	<p>Клеймо</p> 	Клейма

закономерностей, определяющих усталостную прочность деталей, а также правильный выбор исходных материалов в зависимости от технологического метода их получения.

Так, например, большое влияние на величину усталостной прочности оказывает технология выплавки стали. Повышенной усталостной прочностью отличаются стали вакуумной плавки и стали, полученные методами электродугового переплава в вакууме или под слоем синтетического шлака.

Значительное увеличение усталостной прочности обеспечивает термомеханическая обработка.

Хорошо зарекомендовали себя термическая и химико-термическая обработка сталей, особенно при наличии на деталях концентраторов напряжений, которых полностью избежать нельзя.

По степени влияния на усталостную прочность термические и химико-термические виды обработки можно расположить в следующем порядке: улучшение и нормализация, закалка с низким отпуском, цементация, поверхностная закалка ТВЧ, цианирование, азотирование. Перечисленные виды обработки способствуют большей износостойкости, а также стойкости против царапин и других повреждений. На обеспечение высокой усталостной прочности влияют все виды отделочных операций: полирование, притирка, суперфиниш. Сглаживание микронеровностей, остающихся на поверхности после предыдущей более грубой обработки, также способствуют повышению усталостной прочности, особенно для деталей, изготовленных из прочных и твердых материалов.

Хорошо зарекомендовали себя все виды упрочняющей пластической деформации: дробеструйная обработка, накатка роликом, чеканка, алмазное выглаживание, струйно-абразивное полирование, ультразвуковое упрочнение, импульсный гидронаклеп струей высокого давления, а для отверстий — раскатывание, калибрование шариками, прошивание выглаживающими протяжками.

Однако наиболее эффективными способами повышения усталостной прочности являются конструктивные способы, направленные на уменьшение концентрации напряжений.

При невозможности полного исключения концентраторов напряжения следует заменять резкие концентраторы умеренно действующими.

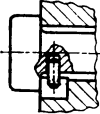
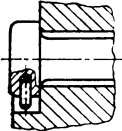
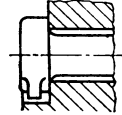
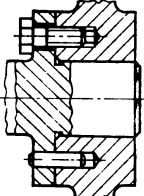
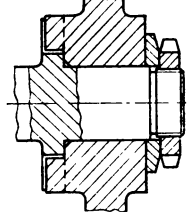



Концентраторы следует удалять из наиболее напряженных участков детали и переносить по возможности в зоны меньших напряжений.

С целью уменьшения номинальных напряжений целесообразно увеличивать сечения детали на участках расположения концентраторов.

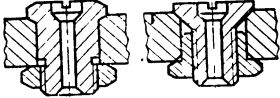
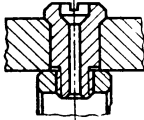
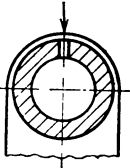
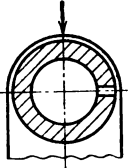
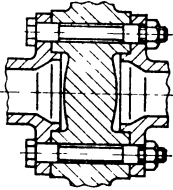
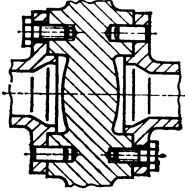
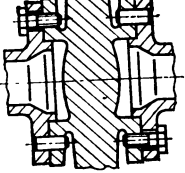
Примеры устранения или уменьшения концентрации напряжений приведены в табл. 5 с краткой аннотацией конструктивных изменений.


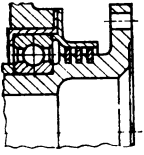
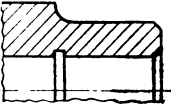

Таблица 5

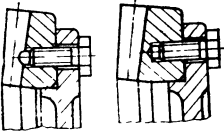
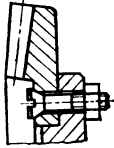
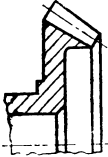
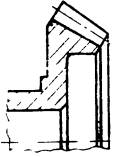


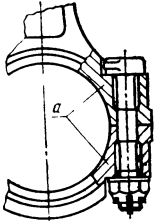
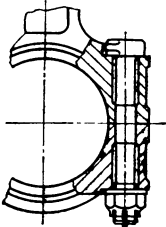
Методы уменьшения концентрации напряжений

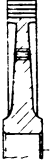
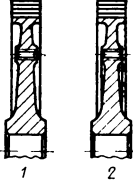
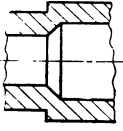
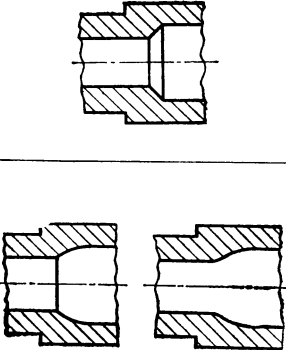
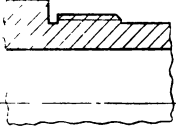
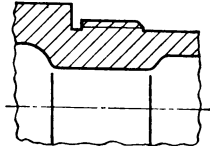
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Головка болта</p>  <p>Фиксирующий усик расположен в наиболее напряженном участке болта и вызывает резкую концентрацию напряжений. Кроме того, усик уменьшает площадь опасного сечения</p>	 	<p>Усик перенесен в головку. Максимальные напряжения уменьшены, но концентрация напряжений остается</p> <p>Усик выполнен заодно с головкой болта. Концентрация напряжений ликвидирована</p>
<p>Установка насадного ротора на валу</p>  <p>Крепежные болты и установочные штифты введены в тело ступицы — наиболее напряженную часть ротора</p>		<p>Ротор затянут кольцевой гайкой. Крутящий момент передается торцовыми зубьями на ступице, введенными в пазы на фланце вала</p>
<p>Крепление пробки в вале</p>  <p>Резьба вызывает концентрацию напряжений</p>	 	<p>Резьбовое крепление заменено запресовкой</p> <p>Резьбовое крепление заменено завальцовкой (три другие измененные конструкции см. на стр. 64)</p>

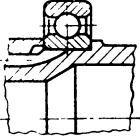
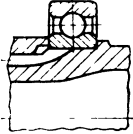
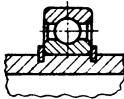
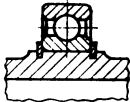
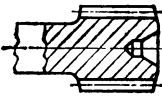
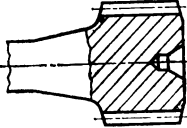
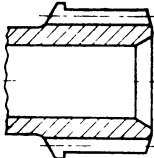
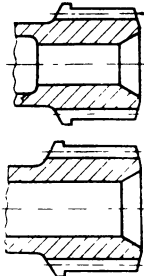


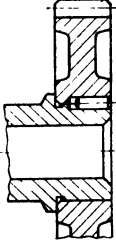
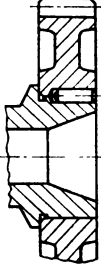
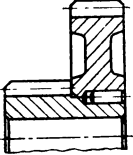
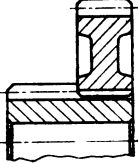
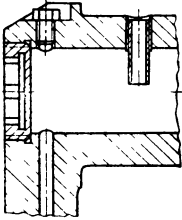
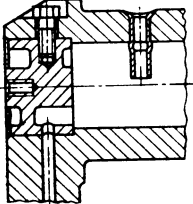
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Резьбовое крепление заменено креплением при помощи гайки</p>
		<p>Резьбовое крепление заменено креплением в кольце с резьбовым отверстием</p>
<p>Отверстие для масла в шатунной шейке коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания</p>  <p>Отверстие расположено на участке максимальных напряжений изгиба, возникающих под действием силы, передаваемой шатуном от поршня во время рабочего хода</p>		<p>Отверстие перенесено в нейтральную зону (расположение отверстия должно быть согласовано с векторной диаграммой нагрузок)</p>
<p>Крепление массивного ротора турбины к разъемному валу</p>  <p>Крепежные болты, проходящие сквозь ротор, вызывают резкое его ослабление</p>		<p>Отверстия под болты расположены в кольцевых утолщениях на роторе и вынесены за пределы напряженных сечений</p>
		<p>Отверстия под болты расположены во фланцах, отнесенных от тела ротора</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Крепление подшипника качения</p>  <p>Резьба ослабляет нагруженный участок вала</p>	 <p>Резьбовой пояс перенесен с середины детали на ненагруженный торец вала</p>	
<p>Узел уплотнения разрезными пружинными кольцами</p>  <p>Канавки под кольца ослабляют вал</p>	 <p>Канавки выполнены в отдельной детали</p>	
 <p>Два концентратора (наружная ступенька и внутренняя выточка) расположены в одной плоскости. Напряжения, создаваемые концентраторами, складываются. Уменьшение площади сечения ведет к повышению номинальных напряжений</p>	 <p>Концентраторы расположены в различных плоскостях</p>	

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Крепление конического зубчатого венца к диску</p>  <p>Напряжения, вызванные наличием отверстия под болты, складываются с напряжениями у корня зуба</p>		<p>Отверстия расположены в стороне от зубьев на диске зубчатого колеса</p>
<p>Венец конической шестерни</p>  <p>Совмещение двух концентраторов напряжений (впадины зубьев и острые торцовые кромки)</p>		<p>Зубчатый венец усилен. Введены плавные переходы на участках сопряжения венца с зубьями</p>
<p>Нарезной стержень</p> 		<p>Увеличен диаметр нарезного участка</p>
<p>Головка шатуна</p>  <p>На участках <i>a</i> деталь ослаблена выборками под головку и гайку болта</p>		<p>Сечения слабых участков увеличены</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Ротор турбины</p>  <p>Диск ротора ослаблен резьбовыми отверстиями</p>	 <p>1 2</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Отверстия усилены бобышками</li> <li>2. Отверстия расположены в кольцевом усиливающем поясе</li> </ol>
<p>Полый вал</p>  <p>Совмещение двух концентраторов (наружный и внутренний входящие углы)</p>		<p>Ослабленный участок усилен путем разности входящих углов</p> <p>Внутренним ступенькам приданы плавные очертания</p>
<p>Вал с резьбой</p> 		<p>Вал усилен на участке расположения резьбы</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Установка подшипника на шлицевом валу</p>  <p>Совмещение трех концентраторов напряжений (входящий угол, шлицы и внутренние ступеньки)</p>		<p>Сечения вала на участке расположения концентраторов увеличены; внутренней полости приданы плавные очертания</p>
<p>Установка подшипника на валу</p>  <p>Вал ослаблен канавками под стопорные кольца</p>		<p>Вал усилен на ослабленном участке</p>
<p>Шлицованный торсионный валик</p>  <p>Концентрация напряжений у впадин шлицев</p>		<p>Валик усилен на участке концентрации напряжений</p>
<p>Вал с наружными шлицами</p>  <p>Концентрация напряжений у впадин шлицев</p>		<p>Вал усилен на ослабленном участке</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Узел соединения зубчатого колеса с валом</p>  <p>Концентрация напряжений на участке расположения штифтов</p>		<p>Диаметр расположения штифтов увеличен (уменьшены силы, действующие на соединение). Вал и ступица утолщены</p>
<p>Блок зубчатых колес</p>  <p>Концентрация напряжений на участке расположения гужонов</p>		<p>Большое зубчатое колесо насажено на продолжение зубьев малого колеса. Вал и ступица на участке передачи крутящего момента утолщены</p>
<p>Шейка коленчатого вала с системой подачи смазки к шатунному подшипнику</p>  <p>Заглушка, пробка и маслопроводящая трубка установлены в резьбе, вызывающей концентрацию напряжений</p>		<p>Заглушка установлена в вале на скользящей посадке и застопорена болтом, ввернутым в резьбу заглушки; маслопроводящая трубка завальцована в гладком отверстии вала</p>

## § 9. ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ СОЧЛЕНЕНИЙ, РАБОТАЮЩИХ ПОД УДАРНОЙ НАГРУЗКОЙ. СФЕРИЧЕСКИЕ И ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СОЧЛЕНЕНИЯ

Для сочленений, работающих под воздействием ударных нагрузок, как правило, характерны контактные нагружения. Задачей конструирования при контактном нагружении является обеспечение контактной прочности.

При контактном нагружении сила действует на весьма малом участке поверхности, вследствие чего в поверхностном слое металла возникают повышенные напряжения. Этот вид нагружения чаще всего встречается при соприкосновении сферических и цилиндрических тел с плоскими, сферическими или цилиндрическими поверхностями, как, например, подшипники качения, зубчатые колеса, ролики, обгонные муфты, фрикционные вариаторы и т. д.

Практика конструирования и расчеты показывают, что при сферическом сочленении прочность сочленения в случае расположения сферы на плоскости в 40 раз, а при расположении сферы в сферическом гнезде в 10 раз меньше прочности при поверхностном контакте.

При цилиндрическом сочленении прочность соединения с точечным контактом в 30 раз, а соединений с линейным контактом в восемь раз меньше прочности соединения с поверхностным контактом сферы и плоскости.

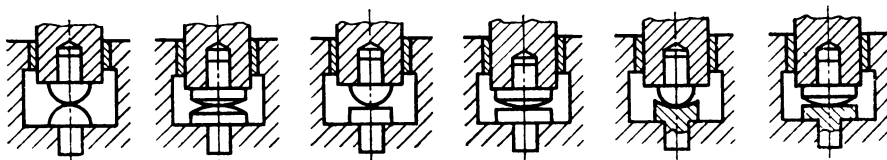


Рис. 19. Упрочнение узла сферического сочленения

Основное правило конструирования сферических и цилиндрических сочленений, несущих высокие нагрузки, — соприкасающиеся детали должны быть закалены до твердости не ниже HRC 60–62 с последующей высокой чистотой обработки поверхности.

Во всех случаях, когда это возможно по конструкции, следует применять линейный контакт вместо точечного и поверхностный вместо линейного и точечного.

Пример последовательного упрочнения сферического сочленения приведен на рис. 19. Наиболее выгодным является последний вариант, где сфера большего диаметра расположена в сферическом гнезде еще большего диаметра.

Условия работы цилиндрических и сферических нагруженных соединений резко ухудшаются, если в сочленении имеется зазор.

Сочленяющиеся поверхности периодически раздвигаются и смыкаются. Нагрузки в соединении становятся ударными. При неправильной конструкции сочленение быстро выходит из строя в результате перегрева, наклепа и разбивания контактных поверхностей.

В целях увеличения работоспособности соединений, испытывающих ударные нагрузки, целесообразно:

повышать упругость системы, вводя амортизаторы, смягчающие удары;

уменьшать напряжения на рабочих поверхностях путем замены точечного или линейного контактов поверхностным или путем увеличения размеров поверхности;

придавать рабочим поверхностям повышенную прочность, твердость и термостойкость;

уменьшать или полностью устранять зазоры в сочленениях;

подводить в сочленения обильную смазку с целью создания амортизирующей масляной пленки, отвода тепла, выделяющегося при ударах, и с целью предупреждения отпуска;

уменьшать вес звеньев механизма для снижения инерционных нагрузок.

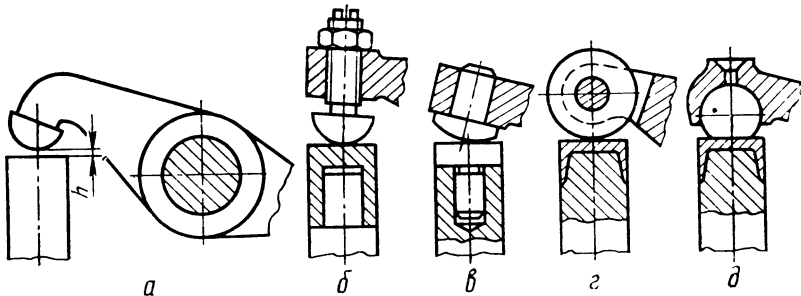


Рис 20. Последовательное упрочнение конструкции привода возвратно-поступательного движения штока

На рис. 20 приведен пример последовательного упрочнения конструкции привода возвратно-поступательно движущегося штока. В виду наличия зазора и смещения торца штока по отношению к бойку (рис. 20, а) возникают особо тяжелые ударные нагрузки.

На рис. 20, б использованы свертные наконечники штока и боек, подвергнутые высокой степени закалки и чистоте обработки.

На рис. 20, в применены поверхности большого радиуса, обеспечивающие линейный контакт вместо точечного.

На рис. 20, г боек заменен роликом, где трение скольжения заменено трением качения.

На рис. 20, д боек выполнен в виде сферического вкладыша с плоской рабочей поверхностью и линейный контакт заменен поверхностным, что приводит к резкому снижению давления на рабочих поверхностях.



## § 10. УМЕНЬШЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ

В процессе работы машины и ее деталей повышение температуры происходит не только в двигателях внутреннего сгорания, турбинах, компрессорах высокого давления, т. е. в машинах, где выделение тепла является следствием рабочего процесса, но и в «холодных» машинах. В этих машинах нагреваются механизмы, работающие при больших скоростях и высоких нагрузках (зубчатые передачи, кулачки, подшипники и т. д.). Детали, подверженные циклическим нагрузкам, нагреваются в результате упругого гистерезиса при многократном повторении нагружения-разгружения.

Повышение температуры сопровождается изменением линейных размеров деталей и может вызывать нежелательные высокие напряжения, вплоть до разрушения деталей.

Предусмотреть возможные пределы линейных расширений деталей в механизме при его работе и локализовать или исключить нежелательные последствия этого явления — одна из задач конструирования. При этом конструктор должен постоянно учитывать, что различные материалы имеют различные пределы (коэффициенты) линейного расширения.

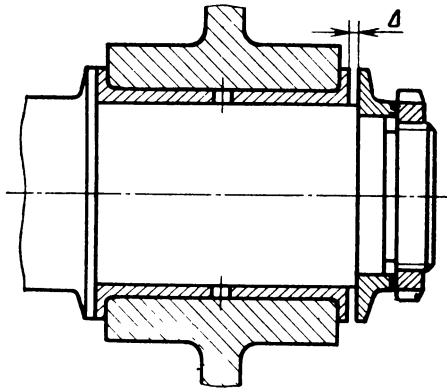


Рис. 21. Определение правильного термического торцевого зазора

Способы снижения тепловых напряжений заключаются прежде всего в уменьшении причины возникновения неравномерности температурного поля по сечению детали. Если же перепад температур неустраним по функциональному

назначению детали, то следует применять материалы с благоприятными сочетаниями характеристик прочности, теплопроводности и теплового расширения. Термическое напряжение можно снизить введением тепловых буферов, т. е. обеспечить податливость участков детали с рабочей температурой, отличающейся от температуры смежных участков или примыкающих деталей.

В некоторых случаях возможно без ущерба для функционирования детали полностью или частично устранить возникновение температурных напряжений за счет введения в ее конструкцию температурных швов.

Для исключения тепловых деформаций, а следовательно, и возникновения тепловых напряжений можно рекомендовать следующие основные конструктивные приемы:

выбор правильных торцовых зазоров, исключаящих защемление одной детали другой (рис. 21);

выбор фиксирующих баз с таким расчетом, чтобы не нарушалась расчетная точность взаимного расположения деталей.

На рис. 22 представлены два варианта конического одноступенчатого редуктора. Компенсация теплового расширения вала осуществляется за счет «плавающей» установки одного из под-

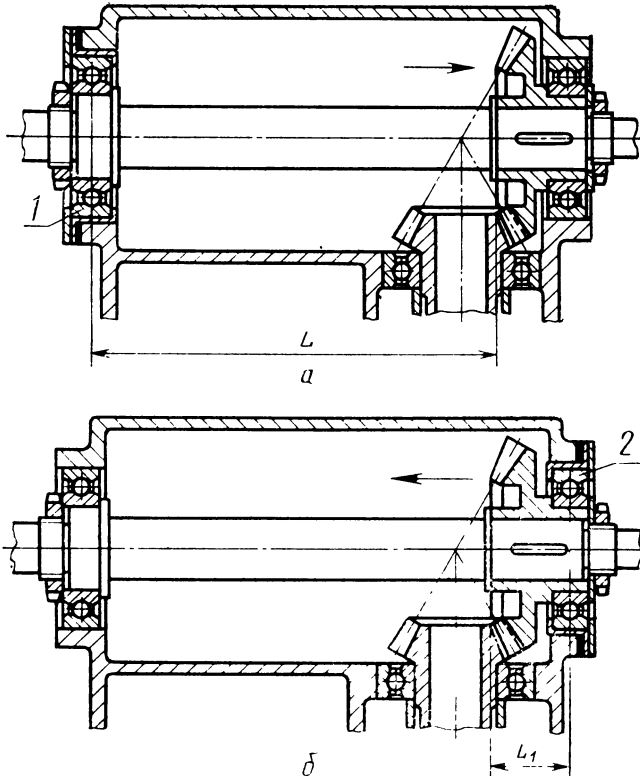


Рис. 22. Фиксация горизонтального вала конической передачи

шипников при жесткой осевой фиксации другого. На рис. 22, а жестко закреплен подшипник 1, на рис. 22, б—2. Тепловое расширение вала приводит к перемещению ведомого зубчатого колеса в направлениях, указанных стрелками. В обоих случаях в результате перемещения нарушается точное взаимное положение колес в зацеплении, однако на рис. 22, б осевое смещение колеса значительно меньше, чем на рис. 22, а, так как  $L_1 < L$ .

Следует избегать фиксации деталей, подверженных тепловому воздействию, в двух точках, как это показано на рис. 23, а, использовать «плавающий» подшипник в опоре — рис. 23, б.

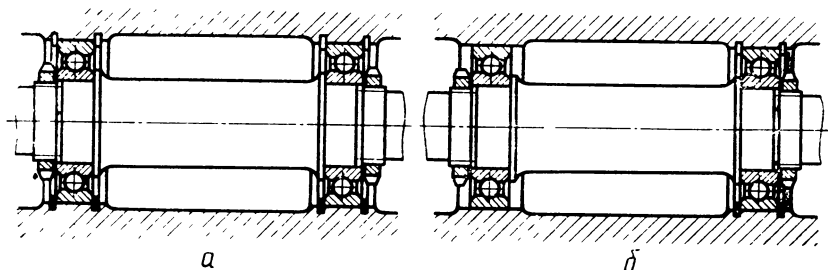


Рис. 23. Фиксация вала в подшипниках качения

При возможности сильного нагрева целесообразно прибегать к корректировке ее формы, как это показано на рис. 24, для случая поршня двигателя внутреннего сгорания, у которого, как известно, сильнее всего нагревается во время работы его верхняя часть

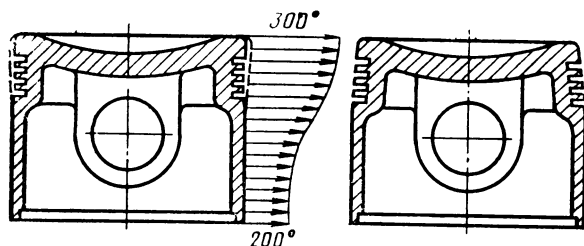


Рис. 24. Корректировка формы поршня с учетом температурных деформаций при нагреве

В некоторых конструкциях также целесообразно предусматривать более интенсивный отвод тепла, используя теплоотводящие ребра, например, как у двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением (мотоциклетные двигатели) или принудительный отвод тепла в виде вентиляторов как, например, у электродвигателей большой мощности.

## § 11. УПРОЧНЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ

Упрочнение конструкций основано на создании в конструкции напряжений, обратных по знаку рабочим напряжениям. Применяют два таких упрочнения: упругое и пластическое.

Упругое упрочнение заключается в том, что системе заранее

придают деформации, противоположные деформациям при рабочем нагружении. Такие упрочнения применяют преимущественно в строительных конструкциях.

При пластических упрочнениях участки материала, наиболее нагруженные в рабочем состоянии, предварительно подвергают пластической деформации, создавая в них остаточные напряжения, противоположные рабочим по знаку.

Различают следующие виды пластического упрочнения:

упрочнение перегрузкой — воздействие на деталь повышенной силы того же направления, что и рабочая. При снятии перегрузки в поверхностных слоях детали возникают напряжения, противоположные по знаку возникшим в результате воздействия повышенной силы. Тогда при приложении рабочей нагрузки остаточные напряжения будут противодействовать возникающим от рабочей нагрузки, и деталь можно нагрузить существенно большей силой. Такой метод упрочнения применяется для стальных балок, толстостенных сосудов, артиллерийских стволов и других изделий;

упрочнение наклепом — уплотнение поверхностного слоя металла на глубину 0,2—0,8 мм и создание в нем благоприятных для прочности напряжений сжатия;

объемное упрочнение — глубокое сжатие участков детали, испытывающих при рабочей нагрузке напряжение растяжения;

термическое упрочнение — возникновение при неравномерном нагреве в горячих участках детали напряжения сжатия, а в холодных — напряжения растяжения. При достаточно больших температурных перепадах появляются местные пластические деформации, которые можно использовать для упрочнения.

Перечисленные методы упрочнения конструкций в большей степени относятся к области технологии и должны решаться конструктором совместно с технологом применительно к конкретным деталям и конкретному технологическому оборудованию.

#### Вопросы для повторения и самоконтроля к гл. 1 (§ 1—11)

1. Какие стадии проходит машина за период жизненного цикла, что включает стадия эксплуатации?
2. Перечислите стадии разработки конструкторской документации на машину и краткое содержание каждой стадии.
3. В чем заключается принцип наибольшей эксплуатационной производительности?
4. В чем заключается принцип наименьшей стоимости производства и эксплуатации?
5. В чем заключается принцип наименьшей материалоемкости и энергоемкости?
6. В чем заключается принцип наибольшей надежности?
7. В чем заключается принцип оптимальной унификации и стандартизации?
8. Как вычислить суммарный экономический эффект за весь период работы машины?
9. Как определить срок полной окупаемости машины?

10. Какими конструктивными способами обеспечивается высокая производительность машины?

11. Как влияет долговечность машины на необходимую численность машинного парка?

12. Дайте определение унификации.

13. Что такое универсализация и как она влияет на унификацию машинного парка?

14. Что такое агрегатирование?

15. Перечислите и дайте краткую характеристику конструктивным способам агрегатирования.

16. Какими принципами следует руководствоваться конструктору при разработке технического предложения?

17. Как следует подходить к выбору наиболее целесообразных конструктивно-компоновочных решений? Приведите примеры.

18. Какие масштабы целесообразно применять при разработке конструкторской документации?

19. Дайте краткую характеристику черным металлам (чугунам, сталям).

20. Дайте краткую характеристику материалам с малым удельным весом, применяемым при конструировании.

21. Перечислите основные конструктивные методы облегчения деталей и приведите примеры.

22. Перечислите основные конструктивные способы повышения жесткости конструкции и приведите примеры.

23. Что значит усталостная прочность? Как следует учитывать усталостную прочность при конструировании?

24. Перечислите и приведите примеры правил конструирования соединений, работающих под воздействием ударных нагрузок.

25. Как достигается уменьшение тепловых напряжений и деформаций при конструировании?

26. Какими конструктивными и технологическими способами достигается упрочнение конструкций?

**КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ****§ 12. СТЯЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ**

Стяжные соединения в зависимости от условий работы делят на нагруженные и ненагруженные.

К ненагруженным соединениям относят стыки несущих крышек, несущих частей корпусов, стыки поддонов с корпусами и т. п.

В ненагруженных соединениях необходимую силу затяжки болтов (шпилек) определяют лишь требованием плотного прилегания стыков и сохранения плотности при возникновении расчетных деформаций системы или возможном ослаблении затяжки в результате смятия витков резьбы и опорных поверхностей гайки и головки болта с течением времени при эксплуатации или хранении.

Такие соединения обычно не рассчитывают, а материал, диаметр и шаг резьбы болта (шпильки) выбирают на основе существующей практики.

Силу затяжки устанавливают из расчета 3—5-кратного запаса прочности (считая по пределу текучести). В неотвественных соединениях силу затяжки вообще не устанавливают.

К нагруженным соединениям относят соединения, подвергающиеся действию сил, растягивающих стык и дополнительно нагружающих стяжные болты (шпильки).

Воздействие сил может быть постоянным, переменным или ударным.

Кроме того, соединения могут подвергаться воздействию термических сил, возникающих при нагреве или охлаждении системы, пропорционально коэффициенту линейного расширения болтов и стягивающих деталей.

В процессе затяжки и работы соединения под воздействием внешних сил в стержне болта (шпильки), а также в стягиваемых элементах возникают силы упругости.

В целях снижения нагрузки на соединение (болт или корпус) при конструировании используют упругие элементы: пружины цилиндрические, шайбы тарельчатые и др. Такой способ позволяет обеспечить большую плотность затяжки и ее стабильность без увеличения диаметра болта.

Стяжным соединениям, работающим в условиях повышенных температур, свойственны явления пластической деформации при растяжениях, значительно меньших предела текучести. Это явление называется — релаксацией.

В процессе конструирования отдельных соединений следует по возможности снижать уровень напряжения в болтах и в цикли-

чески нагруженных соединениях — уменьшать амплитуду пульсации растягивающей силы. Целесообразно также включать упругие элементы из релаксационно-стойких материалов, выбирающие остаточные деформации по мере их возникновения.

### § 13. ПРЕССОВЫЕ, РИФТОВЫЕ И КЛЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения на прессовых посадках находят широкое применение в машиностроении для неразборных или редко разбираемых соединений.

Сопротивление взаимному смещению деталей в таких сопряжениях обеспечивается за счет сил упругости: деформации сжатия в охватываемой детали и деформации растяжения в охватывающей детали, что пропорционально величине натяга в соединении.

В соответствии с СТ СЭВ 144—75 для размеров от 1 до 500 мм установлены следующие прессовые посадки в системе отверстия:

Класс 1		Класс 2а	
$\frac{H6^*}{S5}$ — прессовая вторая		$\frac{H8^*}{r8}$ — прессовая вторая	
$\frac{H6^*}{r5}$ — прессовая первая		$\frac{H8^*}{s7}$ — прессовая первая	
$\frac{H6^1}{n5}$ — горячая		$\frac{H8^*}{n7}$ — горячая	
Класс 2		Класс 3	
$\left. \begin{array}{l} \frac{H7}{r6} \\ \frac{H7}{s6} \end{array} \right\}$ — прессовая		$\left. \begin{array}{l} \frac{H8}{r8} \\ \frac{H8}{x8} \\ \frac{H8}{u8} \end{array} \right\}$ — прессовая первая	
$\left. \begin{array}{l} \frac{H7}{P6} \\ \frac{H7}{r6} \end{array} \right\}$ — плотная		$\left. \begin{array}{l} \frac{H8}{r8} \\ \frac{H8}{x8} \\ \frac{H8}{u8} \end{array} \right\}$ — прессовая первая	
$\frac{H7^1}{n6}$ — горячая		$\left. \begin{array}{l} \frac{H8}{x8} \\ \frac{H8}{u8} \\ \frac{H8}{s7} \\ \left( \frac{H8}{\sqrt{8}} \right) \end{array} \right\}$ — прессовая третья	

При конструировании прессовых соединений следует руководствоваться следующими основными правилами.

Для увеличения прочности охватываемой детали — вала целесообразно увеличивать его диаметр и уменьшать толщину стенок охватывающей детали-корпуса в случаях, если прочность корпуса не вызывает сомнений.

При обратной ситуации, когда прочность охватываемой детали-вала достаточна, целесообразно увеличивать толщину стенок охватывающей детали-корпуса и уменьшать диаметр вала.

Прочность прессовых соединений прямо пропорциональна коэффициенту трения на посадочной поверхности. В свою очередь величина коэффициента трения зависит от величины давления на контактных поверхностях, величины и профиля микронеровностей, материала и состояния сопрягающихся поверхностей (например, наличия или отсутствия смазки), способа сборки (соединение: под прессом, с нагревом детали, с охлаждением детали).

Коэффициент трения колеблется в широких пределах от 0,08 до 0,30, а иногда бывает и выше. Он возрастает с увеличением шероховатости поверхности и снижается с повышением удельного давления.

Практически поверхности сопрягаемых деталей в прессовых соединениях среднего размера следует обрабатывать с шероховатостью 0,10÷0,40 мкм для вала и 0,20—0,80 мкм для отверстия по ГОСТ 2787—73.

При сборке с нагревом или охлаждением коэффициент трения выше, чем при сборке под прессом. Его можно значительно повысить нанесением гальванических покрытий на сопрягаемые детали.

При расчетах коэффициент трения принимают равным 0,10÷0,15. Возможные большие его значения относят в запас надежности соединения.

При конструировании прессовых соединений следует учитывать, что еще до приложения рабочих нагрузок детали преднапряжены силами натяга на рабочих поверхностях.

Фактическая прочность соединения существенно зависит от формы охватывающей и охватываемой деталей. Неравномерная жесткость деталей (ступенчатые валы, ступицы, проточки, галтели и др.) вызывает неравномерное распределение контактных напряжений. Резкие скачки напряжений возникают на кромках соединений.

Для увеличения прочности и надежности прессовых соединений целесообразно:

увеличивать диаметр и длину соединения с целью снижения величины удельного давления на поверхностях контакта;

выбирать величину натяга в узких пределах, применяя посадки повышенного класса точности;

избегать резких изменений сечений соединяемых деталей на участке соединения для предотвращения скачков напряжений;

подвергать контактные поверхности упрочняющей термической обработке и упрочняющей обработке пластической деформацией;



стремиться применять сборку соединений с нагревом охватывающей детали или с охлаждением охватываемой детали;

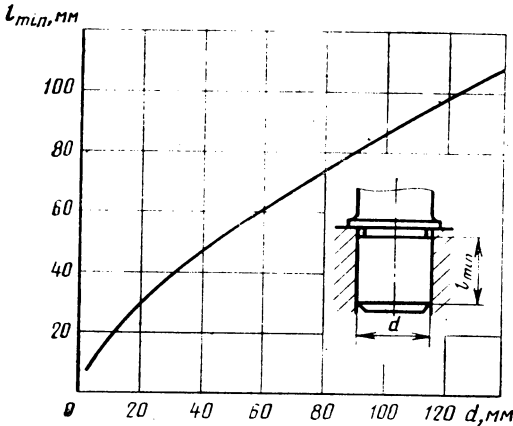


Рис. 25. Минимальная длина  $l_{min}$  прессовых соединений в функции диаметра  $d$  соединения

применять гальваническое покрытие контактных поверхностей мягкими металлами (олово, медь, кадмий).

Распространенной ошибкой при конструировании прессовых соединений является недостаточная длина пояса запрессовки.

На рис. 25 приведена диаграмма, помогающая сделать правильный выбор этой величины.

При конструировании прессовых соединений следует избегать

запрессовки в глухие отверстия, так как точная обработка этих отверстий весьма затруднительна и очень сложна распрессовка соединений. При использовании глухих соединений следует предусматривать отверстия для выхода воздуха, как это показано на рис. 26.

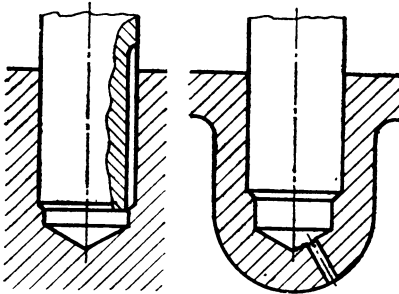


Рис. 26. Обеспечение выхода воздуха при запрессовке деталей в глухие отверстия

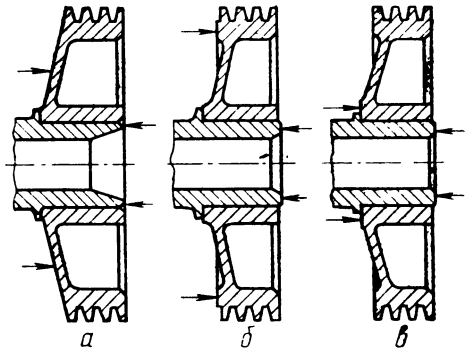


Рис. 27. Обеспечение распрессовки

Недопустима запрессовка деталей по двум и более одинаковым поясам, следует предусматривать пояски разного диаметра.

При конструировании прессовых соединений следует постоянно помнить об обеспечении их распрессовки и, в частности, предусматривать опорные поверхности непосредственно на ступицах соединяемых деталей. На рис. 27, *a* — неудачно выбрана конструкция ступицы вала — конусная, что затрудняет приложение усилий:

на рис. 27, б — усилия прилагают на большом удалении от оси, что может вызвать деформацию шкива, наиболее удачная конструкция прессового соединения показана на рис. 27, в.

Наряду с цилиндрическими прессовыми посадками нашли достаточно широкое распространение прессовые посадки на конусы — рис. 28. Конусность обычно выдерживают  $K = 1 : 50 \div 1 : 100$ .

В целях увеличения способности прессового соединения передавать значительные крутящие моменты в некоторых случаях на валы наносят рифты в виде продольных бороздок треугольного профиля (рис. 29).

Наружный диаметр рифтов делают на 0,05—0,20 мм больше диаметра отверстия. При посадке острые грани рифтов врезаются в материал охватывающей детали, чем обеспечивается прочная связь между валом и втулкой.

Во многих случаях прессовые соединения можно заменить клеевыми соединениями, прочность которых соизмерима с прочностью прессовых посадок. Их преимущество заключается в том, что не создаются предварительные напряжения в деталях, легко поддаются распрессовке, а недостаток — в том, что их прочность сохраняется лишь до температуры не выше 200 °С.

#### § 14. ЦЕНТРИРУЮЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ

Центрирование — обеспечение совмещения геометрических осей вала и втулки у двух соединяемых между собой деталей. Строгое центрирование, т. е. совпадение осей соединяемых деталей, необходимо для обеспечения надежности при передаче усилий (крутящего момента) от детали к детали, так как в противном случае (при нарушении или отсутствии центрирования) соединяе-

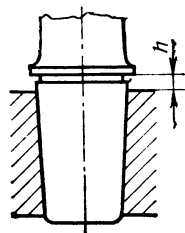


Рис. 28. Конусные прессовые соединения

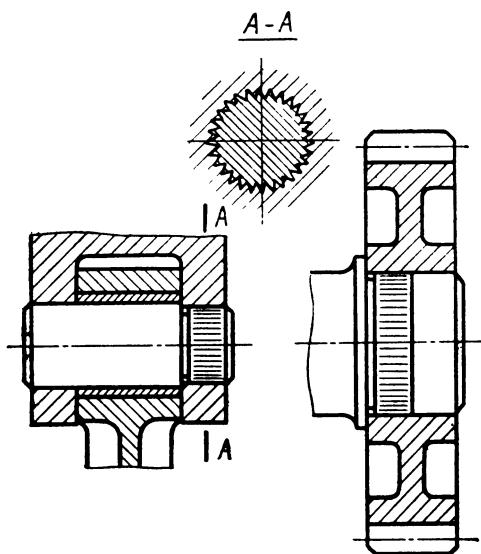


Рис. 29. Рифтовые соединения

мые детали быстро выйдут из строя в результате возникновения боковых усилий.

Цилиндрические поверхности обычно центрируются в соответствии с СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 145—75 по скользящей посадке: Н6÷Н17 в зависимости от выбранного класса точности или по одной из переходных посадок:

тугой — М6÷М8;

напряженной — К6÷К8;

плотной — L<sub>6</sub>÷L<sub>17</sub>, иногда используется также посадка движения — G6—G7.

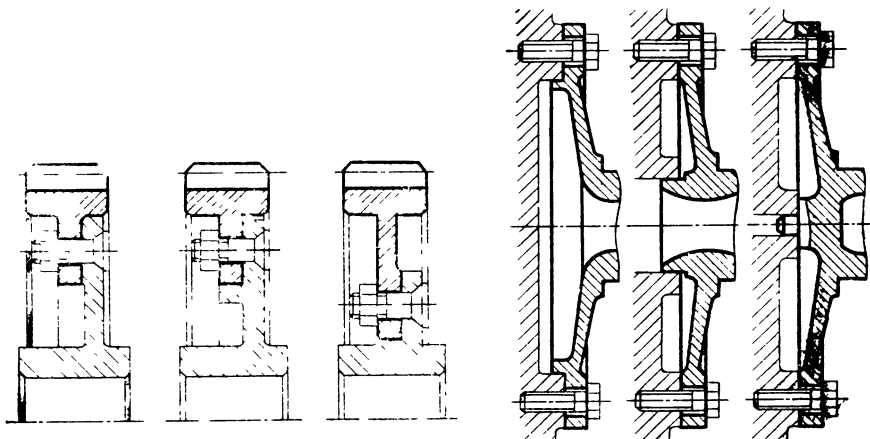


Рис. 30. Уменьшение центрирующего диаметра

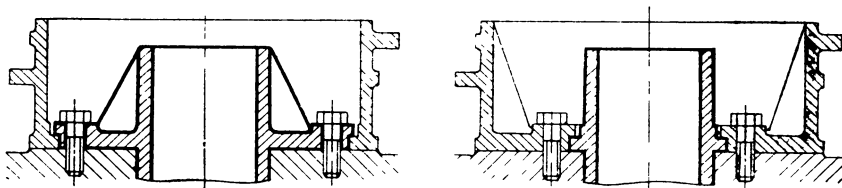


Рис. 31. Уменьшение центрирующего диаметра в соединениях корпусных деталей

Для повышения точности центрирования и уменьшения влияния температурных деформаций выгодно центрировать детали по наименьшему диаметру, допускаемому конструкцией.

Примеры целесообразного уменьшения центрирующих диаметров приведены на рис. 30 и 31.

Следует помнить, что при конструировании центрирующих соединений ни в коем случае не следует обеспечивать центрирование по двум и более поверхностям одновременно (рис. 32, а).

Центрировать следует только по одной поверхности, оставляя на других гарантированный зазор  $S$ , как это показано на рис. 32, б и в.

В соединениях, состоящих из нескольких концентрических деталей, необходимо всемерно уменьшать число центрирующих поверхностей, так как наслоение центрирований уменьшает точность центрирования в целом.

Как правило, цилиндрические поверхности следует центрировать по полной окружности.

Не следует стремиться к центрированию там, где по условиям работы деталей можно обойтись и без него. Например, в случае промежуточной установки подшипника качества центрирование боковых шек рис. 33

а, б не вызвано необходимостью. В данном случае целесообразно ограничиться фиксацией шек в радиальном направлении крепежными болтами (рис. 33, в), что существенно облегчит технологию изготовления сборочной единицы.

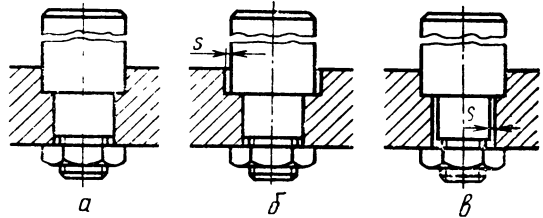


Рис. 32. Устранение двойного центрирования

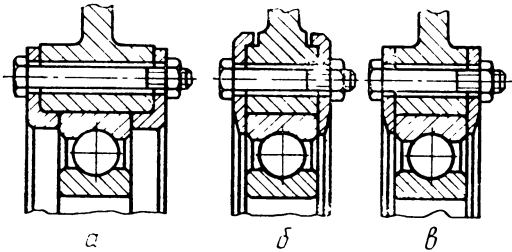


Рис. 33. Устранение излишнего центрирования

## § 15. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

При конструировании фланцевых соединений необходимо добиваться прочности и жесткости фланцев и жесткости участков их присоединения к стенкам детали при наименьшей массе конструкции.

На рис. 34 приведены типовые конструкции фланцев точеных стальных цилиндрических деталей (стакан, притягиваемый к корпусу) в порядке возрастающей жесткости:

рис. 34, а — фланец слишком тонок, присоединение его к корпусу недостаточно жестко;

рис. 34, б и в — толщина фланцев увеличена, в конструкцию введены галтели;

рис. 34, г—е — на участках сопряжения фланцев с корпусом в конструкцию введены конусы в виде ребер жесткости;

рис. 34, в, д и е — с целью приближения крепежных шпилек к

стенкам стакана при больших галтелях и конусах введено торцевание опорных поверхностей под гайкой.

При конструировании фланцев в целях их облегчения вводят облегчающие отверстия, удаляют металл с «периферии» и используют другие конструктивные приемы, изложенные в § 6 «Конструктивные методы. Облегчение деталей».

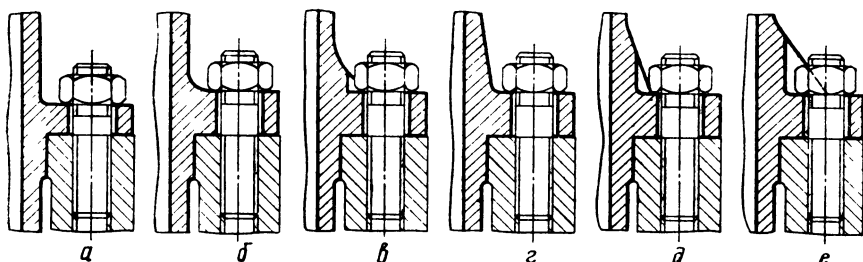


Рис. 34. Фланцы цилиндрических точеных деталей

Жесткость фланцев увеличивают оребрением, введением местных приливов на участках расположения крепежных отверстий, увеличением высоты фланцев, введением бобышек вокруг крепежных отверстий и другими конструктивными приемами, изложенными в § 7 «Конструктивные способы повышения жесткости и факторы, определяющие жесткость конструкции».

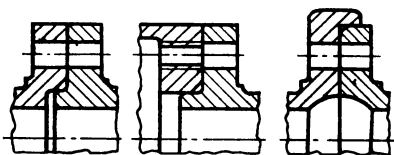


Рис. 35. Центрирование цилиндрических фланцев

Цилиндрические фланцы, как правило, центрируют внутренним буртиком, выполненным на одном из фланцев и входящим во встречную выточку на другом фланце. Иногда применяют центрирование наружным буртиком, рис. 35.

Центрирующие буртики следует размещать на расстоянии не менее 3—4 мм от крайних точек крепежных отверстий. В противном случае в стыках образуются тонкие перемычки или острые усы легко ломающиеся в эксплуатации и ухудшающие форму уплотнительных прокладок.

При проектировании фланцевых соединений конструктор должен заранее определить и обозначить в чертеже способ обработки опорных поверхностей под гайки и головки крепежных болтов: точением, фрезерованием, зенкованием, обратным зенкованием и др.

Выбор диаметра крепежных болтов (шпилек) и шаг их распо-

ложения главным образом зависят от условий будущей работы соединения, материала деталей и жесткости конструкции.

При конструировании корпусных деталей нередки случаи, когда в одном узле необходимо соединить три фланца, например, при соединении двух корпусов с промежуточной перегородкой (диафрагмой).

На рис. 36 приведены примеры трехфланцевых соединений: простейший способ (рис. 36, а) — защемление диафрагмы между фланцами двух корпусов, при этом наибольшая точность установки достигается за счет центрирования по одной цилиндрической поверхности (рис. 36, б, в); конструкция выполнения с креплением диафрагмы к одному из корпусов с целью сохранения целостности механизма при частичной разборке (рис. 36, г).

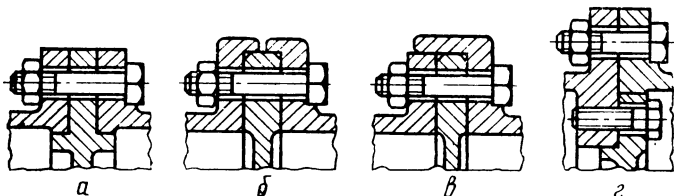


Рис. 36. Трехфланцевые соединения

Для стыковки трубопроводов, цилиндрических отсеков или силовых соединений применяют быстроразъемные соединения разводными хомутами, действующими на наружные конические поверхности фланцев. При этом угол скоса на хомутах делают на  $1-2^\circ$  меньше, чем на фланцах, с целью увеличения жесткости стыка и надежности уплотнения.

На рис. 37 показано конусно-фланцевое соединение с герметизирующей прокладкой.

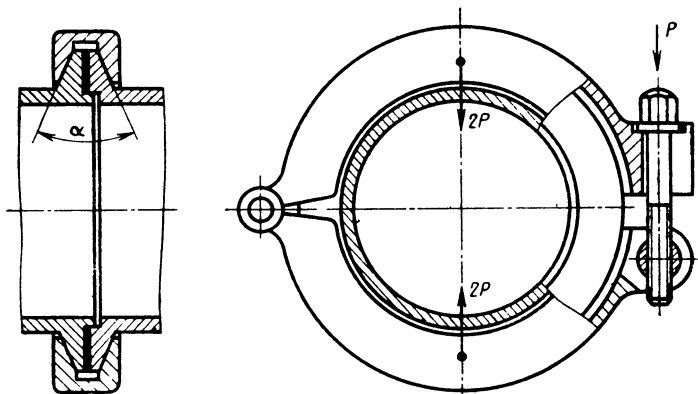


Рис. 37. Конусно-фланцевое соединение

Детали стяжных хомутов могут изготавливаться коваными, штампованными, из гибкой стальной ленты и т. д. Однако их конструкция должна обеспечивать полное раскрытие с тем, чтобы их можно было завести на фланцы сбоку и по оси, а также равномерную затяжку по окружности с помощью стяжных болтов или простейших механизмов типа «лягушка».

## § 16. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения — наиболее распространенный вид соединений при обеспечении разъемности конструкции. Достаточно сказать, что при всех видах технического обслуживания машин и механизмов, а также при ремонте крепежные работы по трудоемкости составляют более 80 % всех видов работ.

Основным критерием правильности резьбового соединения является его разгрузка от изгиба и среза прежде всего потому, что сама резьба является сильнейшим концентратором напряжений, а следовательно, и объектом возможного разрушения при эксплуатации.

На рис. 38 приведены различные случаи неудачных и более удачных конструктивных решений при проектировании резьбовых соединений.

Крепление консольного стержня. Решение 1 — неудачно, так как наибольшее изгибающее усилие от силы  $P$  приходится на нарезной участок.

Решение 2 более правильно, так как сила, изгибающая стержень, воспринимается цилиндрическим пояском. Наиболее целесообразное решение 3, здесь резьба полностью разгружена от изгиба и работает только на растяжение силой затяжки.

Крепление литой стойки к корпусу. В решении 4 поперечная сила воспринимается центрирующим цилиндром, а в решении 5 — центрирующим буртиком самой стойки, что значительно улучшает конструкцию.

Фланцевое соединение, передающее крутящий момент. В ответственных случаях предпочтительными являются конструкции 7 и 8, несмотря на некоторую сложность изготовления. Решение 6 является наименее удачным.

Крепление фланца кронштейна. В решении 9 отсутствует конструктивный элемент, воспринимающий воздействие срезающей силы, и в результате внецентренного приложения осевой нагрузки стержни болтов испытывают изгиб.

При повороте фланца на  $90^\circ$  в решении 10 сила, действующая на болт, становится центральной, однако работает только один болт. В решении 11 несмотря на три болта в работе принимает участие опять только один болт, и лишь в решениях 12 и особенно 13 нагрузки уменьшаются, а от среза болты разгружены центрирующим буртиком кронштейна.

При конструировании резьбовых соединений следует иметь в виду, что под воздействием различных сил они расшатываются, поэтому их целесообразно затягивать контргайками или применять корончатые гайки со шплинтами. Резьбовые соединения обычной точности не герметичны, поэтому в случаях применения резьб в

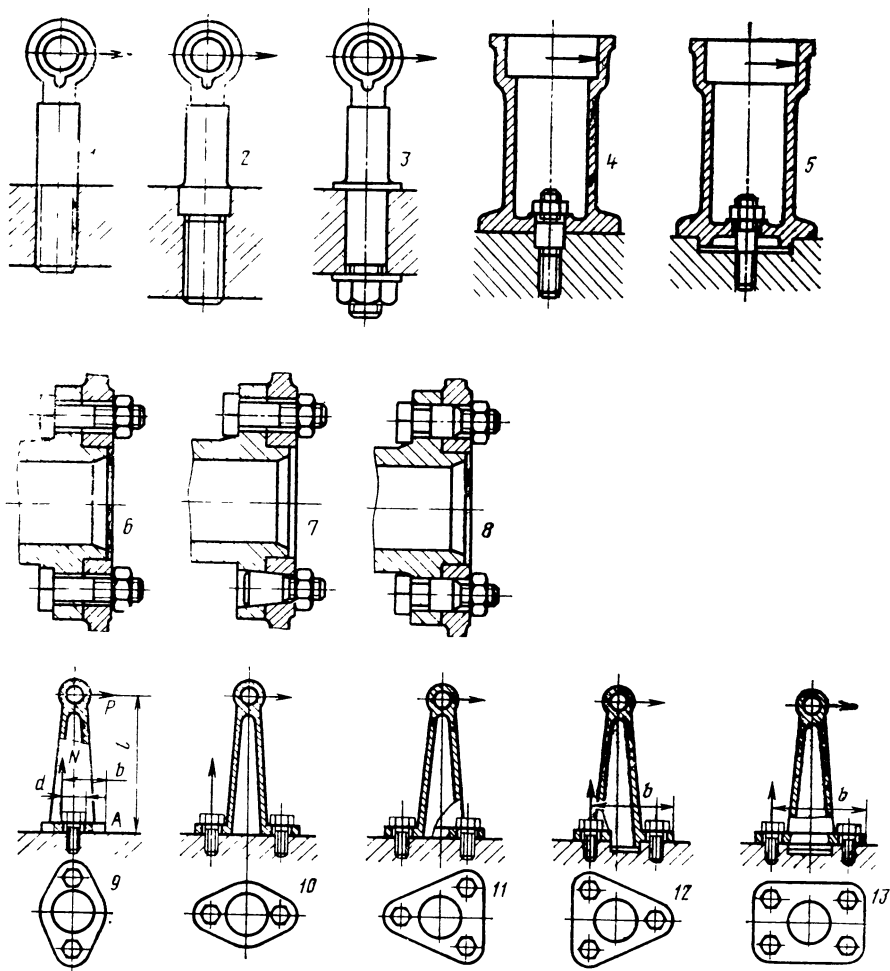


Рис. 38. Разгрузка резьбовых деталей от изгиба

полостях, содержащих жидкости или газы, следует применять уплотнения, а пробки в маслосодержащих емкостях следует устанавливать на прокладках. Следует также избегать крепления на резьбе большого диаметра, так как их трудно изготовлять. Целесообразнее применять крышки с креплением несколькими болтами.



Крепежные болты и шпильки следует располагать в узлах жесткости стягиваемых деталей так, чтобы усилие затяжки распространялось на возможно большие участки детали. Следует стремиться к применению болтов и лишь в необходимых случаях — шпилек.

Конструктивные ситуации с применением крепежных деталей столь разнообразны, что предусмотреть их заранее невозможно, поэтому при конструировании необходимо руководствоваться основными правилами, изложенными в начале параграфа, а также условиями эксплуатации и условиями разборки и сборки сопряженных деталей.

## § 17. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сварные соединения широко распространены как в машиностроении, так и в строительстве и все больше вытесняют заклепочные соединения.

В машиностроении широко применяют сварку для изготовления конструкций из листового проката (резервуары, емкости, бункеры, обшивки, облицовки, кузова и т. д.) из труб и профильного проката (рамные конструкции, фермы, стойки и т. д.).

Все чаще сварку применяют при конструировании корпусных и базовых деталей, включая и наиболее массивные и напряженные в силовом отношении (санины прессов и молотов).

Для упрощения изготовления часто выгоднее расчленять сложные штамповки и отливки на отдельные, более простые части и соединять их сваркой (сварно-штампованные и сварно-литые конструкции).

При конструировании сварных соединений необходимо помнить, что лучше всего сваривать малоуглеродистые, низколегированные и никелевые стали.

Сварка цветных металлов (медные и алюминиевые сплавы) из-за высокой теплопроводности и легкой окисляемости требуют применения специальных флюсов.

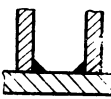
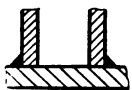
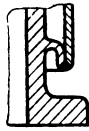


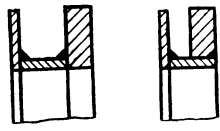
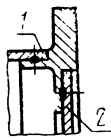
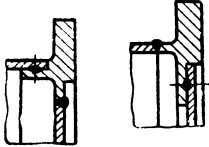
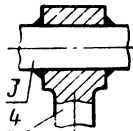
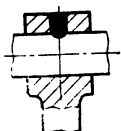
Прочность сварных швов ниже прочности целого металла. Прочность и вязкость материала сварного шва снижается в результате попадания шлаков, образования пор и газовых пузырьков, а также от химических и структурных изменений в материале шва и насыщения материала шва азотом воздуха.

В сварном шве и околошовной зоне возникают внутренние напряжения, обусловленные усадкой материала при остывании и вызывающие коробление всего изделия.

Для предотвращения перечисленных и других недостатков используют ряд схем сварки (сварка в защитных газах, электрошлаковая сварка, термитная сварка, электронно-лучевая, лазерная и др.), выбираемых применительно к конкретным случаям конструирования, а также технологическим возможностям предприятия.

Таблица 6

Правила конструирования сварных соединений

Конструкция	
неудачная	улучшенная
Обеспечивать удобный подход электродов к сварному шву	
<p>Приварка перегородок</p> 	<p>Сварные швы вынесены из тесного пространства между перегородками</p> 
<p>Приварка рубашки к цилиндру</p> 	<p>Сварной шов отнесен от фланца цилиндра</p> 
<p>Приварка фланца к патрубку</p> 	 <p>Фланец отнесен от смежной стенки      Сварной шов вынесен на торец фланца</p>
<p>Узел сварки обечайки 1 с диафрагмой 2</p> 	 <p>Один из швов выполнен дуговой сваркой</p>
Применять наиболее простые и производительные способы сварки	
<p>Соединение воротка 3 со стержнем 4</p> 	<p>Кольцевые швы заменены электрозаkleпкой</p> 

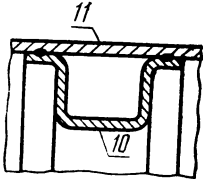
Конструкция

неудачная

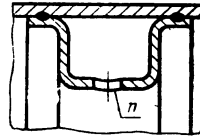
улучшенная

При сварке замкнутых полостей предупреждать коробление стенок в результате образования вакуума при остывании

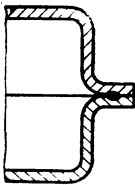
Приварка кольцевого профиля жесткости 10 к обечайке 11



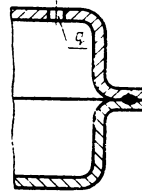
В профиле предусмотрено вентиляционное отверстие



Сварной поплавок

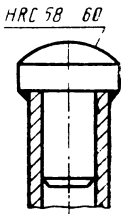


В поплавке предусмотрено отверстие  $q$ , завариваемое после остывания поплавок



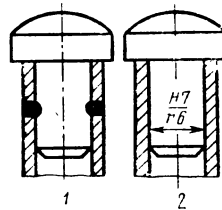
Не соединять сваркой детали, закаленные и подвергнутые лимико-термической обработке (при нагреве теряется эффект термообработки)

Присоединение закаленного наконечника к трубчатому штоку



1 — Наконечник присоединен электрозаклепками

2 — Сварка заменена запрессовкой



В табл. 6 приведены правила конструирования сварных соединений и показаны примеры изменения конструкций, улучшающие изготовление сварных узлов. Условные изображения и обозначения швов сварных соединений даны по ГОСТ 2.312—72.

Целесообразно разгружать сварные швы особенно от знакопеременных и ударных нагрузок, перенося их восприятие на участки целого материала и оставляя за сварным швом только функцию соединения деталей.

Если полностью разгрузить сварной силовой шов не представляется возможным, то его следует загружать предпочтительно работой на сдвиг или растяжение, устраняя изгиб и кручение, вызываемые внецентренным приложением сил.

Следует также всемерно избегать расположения сварных швов в зонах высоких напряжений, а также в зонах концентрации напряжений, например, в переходах от одного сечения к другому.

При конструировании сварных соединений следует руководствоваться правилами, изложенными в § 7 «Конструктивные способы повышения жесткости и факторы, определяющие жесткость конструкции».

## **§ 18. ЗАКЛЕПочНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ**

Заклепочные соединения в настоящее время применяют:

в соединениях, где необходимо исключить термические воздействия, как это наблюдается в сварных соединениях;

в соединениях деталей и материалов, плохо поддающихся сварке, а также в соединениях деталей из разнородных материалов (например, сталь — цветной металл);

в соединениях металлических изделий с неметаллическими материалами (дерево, кожа, пластики, текстиль и др.).

Заклепки — основной вид соединений в облегченных фермах и тонколистовых оболочковых конструкциях из легких сплавов (особенно в самолетостроении).

Основными способами клепки являются горячая и холодная.

Горячую клепку применяют в силовых и прочноплотных соединениях при диаметре заклепок более 8—10 мм. Заклепки меньшего диаметра, как правило, устанавливают холодным способом.

При холодной клепке усадка заклепки происходит только в результате пластической деформации материала, а потому имеет меньшее стягивающее воздействие.

В машиностроении применяют преимущественно холодное клепание, так как главный смысл применения заклепочных соединений именно и состоит в устранении теплового воздействия и получении прочных соединений деталей без нарушения точности их размеров и взаимного расположения.

Основная задача при конструировании холодноклепочных соединений — обеспечить правильную работу заклепок на срез главным образом за счет безззорной установки заклепок в отверстия.

Отверстия под заклепки в склепываемых деталях следует обрабатывать совместно, несовпадение отверстий (рис. 39, а) резко ослабляет заклепку.

В ответственных соединениях отверстия в склепываемых деталях следует подвергать совместному развертыванию и устанавливать заклепку с натягом (рис. 39, б).

Целесообразно избегать расположения заклепок в тесных местах. Вокруг заклепок должно быть оставлено место, достаточное для клепального инструмента. Расстояние (рис. 39, в) оси заклепки от ближайших вертикальных стенок и других элементов конструкции, мешающих подводу клепального инструмента, должно быть не менее  $(2-2,5)d$  при пневматическом клепании и  $(1,5-2,0)d$  при гидравлическом клепании. Минимальное расстояние от кромки  $e_1 = 1,7d$ .

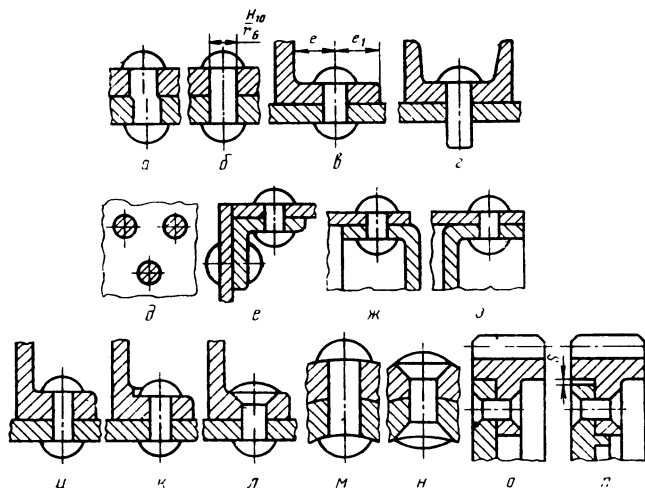


Рис. 39. Установка заклепок

В особенности важно обеспечить свободный подход к замыкающей головке. При склепывании профилей замыкающую головку надо выносить на открытое место (рис. 39, з).

В смежных заклепочных швах с параллельным или перпендикулярным взаиморасположением осей заклепок заклепки целесообразно располагать в шахматном порядке (рис. 39, д, е) для облегчения клепания.

Расстояние осей заклепок от крайних кромок склепываемых деталей следует делать минимальными во избежание применения громоздкого клепального инструмента с большим вылетом. Например, при соединении днища цилиндрических резервуаров с обечайками целесообразно применять днища с отбортовкой наружу (рис. 39, ж), а не внутрь (рис. 39, з), хотя это соединение менее выгодно по прочности.

При установке заклепок на наклонных, цилиндрических или других поверхностях конструкции следует применять горячее клепание с полным прогревом всей заклепки, делать плоские выборки на наклонных поверхностях или ставить заклепки впотай (рис. 39, *и — н*).

При холодном склепывании деталей, нуждающихся в сохранении точных размеров (например, при клепании венцов зубчатых колес к дискам — рис. 39, *о, п*) следует учитывать возможность деформации стенок под действием усилий склепывания (в особенности при заклепках с потайными головками). Участки материала, подверженные деформации при расклепывании, следует отделять от точных поверхностей зазором (*S* — рис. 39, *п*).

Во избежание деформации склепываемых деталей такие заклепки целесообразно осаживать тарированным гидравлическим усилием.

В зависимости от назначения и вида склепываемых деталей кроме обычных заклепок применяют стержневые, трубчатые, pistonные, закладные и специальные.

Стержневые заклепки используют в высоконагруженных соединениях. Стержень заклепки выполняют из прочной термообработанной стали и устанавливают в отверстие с натягом. Стержень расклепыванию не подвергают, а замыкающую головку формируют завальцовкой колец из пластичных металлов в кольцевые проточки стержня заклепки.

Трубчатые заклепки применяют для склепывания соединений, несущих наибольшие нагрузки. Заклепки изготавливают из сортовых трубок.

Pistonные заклепки изготавливают из тонкостенных (0,2—0,5 мм) трубок и применяют для крепления мягких материалов (кожа, ткань).

Закладные заклепки применяют в случаях, когда невозможно подвести клепальный инструмент для формирования замыкающей головки. Закладные заклепки устанавливают и замыкают с одной стороны.

К специальным заклепкам относят так называемые дистанционные заклепки, соединяющие детали на заданном расстоянии друг от друга, а также герметические заклепки, обеспечивающие герметичность с помощью кольца из пластичного материала (алюминий, отожженная медь) под головкой заклепки.

## **§ 19. СОЕДИНЕНИЯ МЕТОДАМИ ХОЛОДНОЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ**

Крепление с помощью пластической деформации материала в холодном состоянии применяют в глухих соединениях преимущественно для фиксации взаимного расположения деталей. Часто такие соединения несут довольно большие нагрузки.

Основные приемы пластической деформации: расклепывание,

развальцовка, завальцовка, прошивание, чеканка, зачеканка, раскерновка. В тонколистовых конструкциях применяют также гибку, отбортовку, зиговку и фальцовку, так называемые фальцевые соединения.

Соединения методами холодной пластической деформации следует применять в строго необходимых случаях, так как, чем меньше объем деформируемого материала и степень самой деформации, тем меньше опасности появления трещин, надрывов и тем прочнее соединение.

Рассмотрим некоторые из перечисленных приемов создания соединений с помощью пластической деформации на примере крепления осей и пальцев к плоской детали (рис. 40).

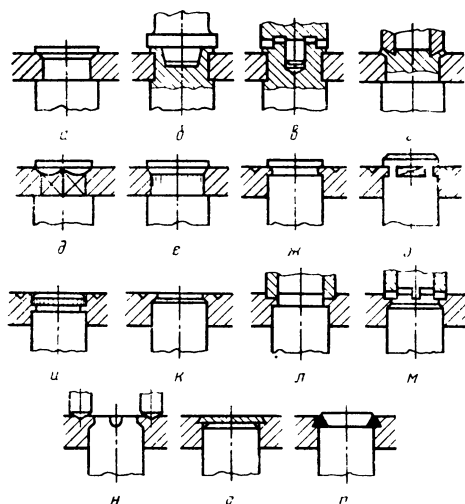


Рис. 40. Крепление осей и пальцев в пластинчатых деталях

При креплении пальцев осей возможны три ситуации: когда палец (ось) изготовлен из мягкого металла, а деталь, к которой он крепится, — из твердого металла, не поддающегося деформации; когда палец (ось) изготовлен из твердого металла, а деталь, к которой он крепится, — из мягкого металла; когда обе детали изготовлены из твердого металла.

Палец из мягкого металла, поддающегося пластической деформации, крепят расклепыванием и развальцовкой торца (рис. 40, а и б), раскерновкой торца в нескольких точках (рис. 40, в), расчеканкой методом выдавливания металла на периферии торца с помощью кольцевого чекана (рис. 40, г), расклепыванием (рис. 40, д, е) при одновременной фиксации пальца от проворота заделкой квадратного или рифтового концов пальца.

Палец из твердого металла, не поддающегося пластической

деформации, крепят в деталях из пластичных металлов завальцовкой материала детали в кольцевую выточку пальца (рис. 40, ж), зачеканкой материала детали в лыски, снятые на пальце (рис. 40, з), посадкой на рифтах (рис. 40, и), круговой завальцовкой (рис. 40, к, л), местными выдавками (рис. 40, м), закерновкой материала детали в профрезерованные на пальце пазы (рис. 40, н).

Если палец и щека выполнены из твердых, не поддающихся расклепыванию материалов, применяют крепление расплющиваемыми заглушками (рис. 40, о) или кольцами из пластичного металла, зачеканенными в выточки пальца (рис. 49, п).

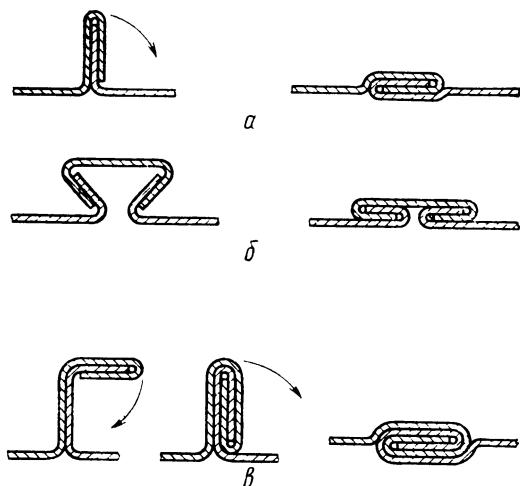


Рис. 41. Фальцевые соединения

На рис. 41 приведены примеры фальцевых соединений, применяемых для скрепления тонколистовых материалов толщиной от нескольких десятых миллиметра (жесть) до 1—2 мм.

Соединение с отбортовкой кромок, формированием замка, отгибом и расплющиванием замка с образованием четырехслойного шва (рис. 41, а).

Фальцевое соединение с накладкой из полоски листового материала (рис. 41, б).

Усиленное фальцевое соединение шестислойным швом (рис. 41, в).

При конструировании соединений методами холодной пластической деформации необходимо помнить, что несмотря на целесообразность их применения в отдельных случаях, они существенно способствуют значительному сокращению габаритных размеров отдельных конструктивных элементов машин, а также определенному снижению их массы, в виду отсутствия, например, дополнительных крепежных деталей.

#### Вопросы для повторения и самоконтроля к гл. 2 (§ 12—19)

1 Дайте краткую характеристику стяжным соединениям. Что такое нагруженные и ненагруженные соединения?

2 Что такое прессовые соединения? В каких случаях они применяются?



3. Что такое рифтовые соединения и в каких случаях они применяются?
4. Что такое клеевые соединения и в каких случаях они применяются?
5. Что такое центрирование деталей, в чем оно заключается и как обеспечивается при конструировании?
6. Что такое фланцевые соединения и когда они применяются?
7. Дайте краткую характеристику резьбовым соединениям. Когда применяются резьбовые соединения?
8. Дайте краткую характеристику сварным соединениям. Когда следует применять сварные соединения при конструировании?
9. Когда применяются заклепочные соединения? В чем заключаются преимущества и недостатки заклепочных соединений в сравнении со сварными соединениями?
10. В чем разница холодноклепанных и горячеклепанных соединений? Когда применяются одни и другие?
11. Опишите основные правила конструирования заклепочных соединений.
12. Когда применяются соединения методами холодной пластической деформации? В чем заключается их преимущество?
13. Приведите примеры конструирования соединений с помощью пластической деформации.

**КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ****§ 20. ЛИТЫЕ ДЕТАЛИ**

По назначению и конструкции литые детали машин можно разделить на следующие группы:

корпусные (коробчатые) детали закрытого типа для размещения в них рабочих механизмов машин, например: корпуса двигателей, передаточных механизмов (коробки скоростей, подач) и т. п.;

корпусные (коробчатые) детали открытого типа, на которых размещают рабочие механизмы машин, например: рамы, станины и т. п.;

детали, входящие в состав передаточных механизмов, например: кронштейны, шарниры, траверсы и др.;

отдельные детали машин, такие, как зубчатые колеса, маховики, блоки, ступицы, крышки подшипников и др.

В пределах перечисленных групп метод литья является в ряде случаев единственно возможным, а в большинстве — наиболее экономичным, так как удовлетворяет требованиям, предъявляемым к деталям машин по прочности, массе, сопротивлению коррозии, антифрикционности и другим свойствам.

Однако в единичном и мелкосерийном производстве иногда выгодно вместо изготовления моделей и отливок изготавливать эти детали составными из нескольких простых деталей с последующей сваркой, а отдельные детали — методом горячей штамповки.

Конструктор совместно с технологом-литейщиком должен придать литым деталям такие формы, точность и качество исполнения которых могут быть обеспечены с помощью недорогой оснастки методами серийного производства с применением машинных способов изготовления форм и стержней.

Придание технологичности литым деталям является необходимым этапом разработки их конструкции, при котором обеспечивается возможность рационального использования передовой технологии. На этом этапе решается ряд вопросов, а именно: оценивается рациональность размеров литых деталей с учетом применения машинной формовки; выбирается плоскость разъема модели; устанавливаются базовые поверхности отливки и их соответствие с базами для механической обработки, проверяются толщина и сопряжения стенок и узлов скопления металла как в готовой детали, так и в отливке; степень влияния формовочных

уклонов на геометрическую форму детали и необходимость конструктивных уклонов.

Применение машинной формовки обеспечивает большую точность и стабильность в размерах отливки и исключает случайные факторы, неизбежные при ручной формовке, искажающие форму и размеры отливок.

Выбор плоскости разреза определяет расположение неформующихся выступов и бобышек, а также протяженных горизонтальных поверхностей отливки относительно плоскости разреза.

В деталях, отливаемых с применением стержней, оформляющих внутренний контур, выступающие приливы наружного контура рекомендуется переносить на внутренний; несколько приливов или бобышек, близко расположенных друг к другу в одной плоскости, необходимо объединять в один прилив — все это обеспечивает возможность беспрепятственного удаления моделей из форм без применения отъемных частей.

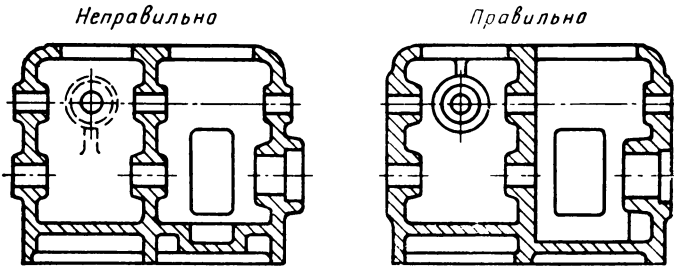


Рис. 42. Пример неправильного и правильного оформления конструкции отливки, корпусной детали

На рис. 42 приведен пример неправильного и правильного оформления конструкции отливки корпусной детали.

Все поверхности литой детали, перпендикулярные к плоскости разреза, должны иметь формовочные уклоны (для возможности извлечения модели из формы или стержневого ящика).

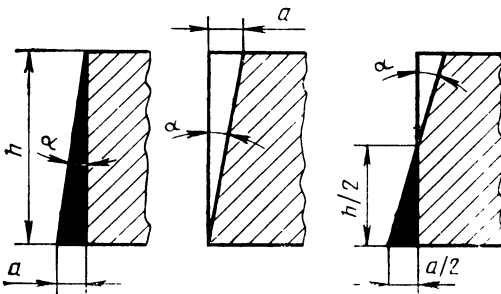


Рис. 43 Формовочные уклоны

Формовочные уклоны могут выполняться с увеличением или уменьшением толщины стенок, а также с одновременным уменьшением и увеличением, как это показано на рис. 43; при этом величина уклона на одну и ту же высоту может быть различна в зависимости от способа формовки

(ручная или машинная) и вида моделей — металлических или деревянных.

Если вертикальная стенка обрабатывается или если толщина ее меньше 8 мм, уклон дается всегда в «плюс»; при толщине 8—12 мм уклон дается в «плюс — минус»; свыше 12 мм — в «минус». Так как формовочные уклоны могут исказить форму необрабатываемых поверхностей, а в ряде случаев и массу отливки, рекомендуется предусматривать конструктивные уклоны.

Базовые плоскости литой детали желательно иметь одни и те же как для изготовления моделей, так и для литья и механической обработки; в случае невозможности получения общей базы, расстояние между базами для литья и механической обработки следует выбирать наименьшим, а при отсутствии в детали плоскости, удовлетворяющей этим условиям, необходимо предусматривать специальные технологические приливы и поверхности и их принимать за базы.

Толщину стенок литой детали необходимо по возможности выбирать равномерной, так как неравномерное охлаждение вызывает внутреннее напряжение, что может быть причиной коробления, возникновения горячих и холодных трещин, а также ухудшение структуры металла в отливке.

При конструировании литых деталей необходимо выбирать наименьшую толщину стенки с учетом расчетной прочности, так как увеличение толщины стенок замедляет скорость охлаждения, что может привести к неоднородности структуры металла, а следовательно, к снижению прочности. Толщина стенок  $\delta$  может быть определена по формуле

$$\delta = \frac{L}{200} + 4, \quad (9)$$

где  $L$  — наибольший габаритный размер, мм.

















Схема сечений отливок, дающих свободную и затрудненную усадку			
Со свободной усадкой	С механическим торможением усадки	С термическим торможением усадки	С механическим и термическим торможением усадки
			
			
			
			

Рис. 44 Формы поперечных сечений литых деталей

Наряду с этим следует при конструировании литых деталей придавать поперечным сечениям такую форму, которая обеспечивала бы свободную усадку отливок (рис. 44).

Основным требованием, предъявляемым к конструкциям литых деталей, является соблюдение плавных переходов и галтелей (радиусов внутренних углов), что обеспечивает большую надежность, чем увеличение толщины стенок.

По ГОСТ 2726—77 для литых деталей из серого чугуна радиусы галтелей выбирают в пределах от 1/5 до 1/3 среднего арифметического от толщин сопрягаемых стенок, при этом он должен быть выбран таким, чтобы наряду с получением плавного перехода предотвращались местные скопления металла.

Для сплавов с повышенной усадкой (цветные сплавы и др.) радиус  $r$  галтелей выбирается (мм) в зависимости от толщины сопрягаемых стенок  $a + \delta$  (табл. 7).

Таблица 7

Радиусы галтелей отливок из сплавов с повышенной усадкой

$\frac{a+\delta}{2}$	до 12	12—16	16—20	20—27	27—35	35—45	45—60	60—80	80—110	110—150
$r$	6	8	10	12	15	20	25	30	35	40

В стальных отливках радиус  $r$  галтелей (мм) выбирается с учетом наименьшей толщины стенки или ребра и отношения толщин сопрягаемых стенок:

$$\frac{a}{\delta} \text{ (табл. 8).}$$

Таблица 8

Радиусы галтелей стальных отливок

Отношение толщин сопрягаемых стенок	Наименьшая толщина стенки или ребра									
	до 6	6—10	10—15	15—20	20—25	25—35	35—45	45—60	60—80	80—100
Св. 1 до 2	5	8	10	12	15	20	25	30	40	50
Св. 2 до 3	6	10	12	15	20	25	30	40	50	—
Св. 3	10	12	15	20	25	30	40	50	—	—

Наружные радиусы  $R$  в местах соединений стенок определяют по формуле

$$R = r + \frac{a + \delta}{2} [\text{мм}]. \quad (10)$$

Применяемые в конструкциях литых деталей по внешнему контуру ребра жесткости по толщине должны быть не более 0,8 наименьшей толщины стенки, к которой они примыкают, а по внутреннему контуру — не больше 0,5÷0,6 толщины стенки.

При большой толщине ребер возможны усадочная рыхлость и трещины в местах скопления металла на стыке ребра жесткости со стенкой; высота ребра не должна превышать пятикратной толщины стенки.

При применении специальных способов производства литых деталей, таких, как литье по выплавляемым моделям, в оболочковые и постоянные формы, центробежные и литье под давлением, в конструкциях этих деталей должна учитываться специфика процесса их изготовления.

В общем виде все основные правила, относящиеся к конструированию литых деталей, сохраняют силу также и для деталей, выполняемых специальными способами; однако повышение плотности металла, механических свойств, характер протекания процесса и т. д. устанавливают ряд требований, учитывающих особенности этих способов.

К ним относят ограничения по габаритным размерам отливок, массе, толщине и сопряжению стенок, уклонам и радиусам, а также по мощности существующих машин для выполнения этих способов изготовления литых деталей.

## **§ 21. МЕХАНИЧЕСКИ ОБРАБАТЫВАЕМЫЕ ДЕТАЛИ**

Конструкции деталей, подвергаемых механической обработке, должны учитывать ряд факторов, обеспечивающих возможность изготовления деталей с наименьшими затратами средств, времени и труда при данных конкретных условиях и масштабах производства.

В общем виде эти факторы определяют рациональный выбор баз и системы простановки размеров и допусков, точность (правильность формы, относительного положения поверхностей, размеров или расстояний), шероховатость поверхности, соответствие материала детали техническим возможностям механической обработки, простоте конструктивных форм и обрабатываемых поверхностей при наименьшем объеме обработки.

Совмещение конструктивных и технологических баз обеспечивает возможность установления наиболее широких допусков на исполнительные размеры без понижения качества изделия; несоблюдение этого вызывает ужесточение допусков. Если конструктивные формы не позволяют надежно закрепить детали при обработке, необходимо предусматривать технологические базы в виде приливов, платиков, отверстий и т. п. и по возможности их оставлять с тем, чтобы не увеличивать объем механической обработки.

Система простановки размеров должна удовлетворять конст-

руктивным и производственно-технологическим требованиям, координируя положения поверхностей, по которым данная деталь соединяется с другими деталями, взаимное расположение отдельных частей механизма с выделением размеров, влияющих на взаимозаменяемость и точность исполнительных функций детали, сборочной единицы или механизма.

Требования, предъявляемые к точности деталей по размерам (диаметральным и линейным), по геометрической форме (отклонения от круглости, цилиндричности, плоскостности и др.) и взаимного расположения поверхностей (отклонение от параллельности, перпендикулярности, соосности и др.) следует устанавливать с учетом реальных возможностей осуществления их в производственных условиях.

Как правило, эти поверхности должны быть по возможности наименьшими, но такими, чтобы обеспечивалась нормальная работа детали в изделии и не снижались его точность и эксплуатационные качества.

Точность изготовления деталей, проставляемая в чертежах, не должна быть более жесткой, чем экономическая точность, соответствующая тем методам обработки, которые могут быть применены при изготовлении данных деталей.

При назначении шероховатости поверхности конструктор должен учитывать условия, при которых эти значения устанавливаются, а именно: шероховатость может назначаться без учета точности изготовления деталей, когда высокие требования предъявляют только к поверхности, но не к точности изготовления (например, внешние декоративные поверхности), или шероховатость назначается с учетом точности изготовления. При высоких требованиях к точности исполнения размеров, соблюдение соответствующей шероховатости поверхности является необходимым. В справочной литературе приводятся значения максимально допустимой шероховатости поверхности, соответствующей определенным классам точности по государственным стандартам.

При конструировании деталей, подвергаемых механической обработке, необходимо учитывать соответствия размеров, форм обрабатываемой поверхности и твердости материала техническим возможностям обработки резанием.

Под обрабатываемость металлов резанием понимается способность металла поддаваться механической обработке, характеризуемая скоростью, усилием резания и шероховатостью обработанной поверхности. С точки зрения конструирования обрабатываемость сказывается в достижимой для данного материала шероховатости поверхности.

Наличие значительного числа факторов, влияющих на шероховатость поверхности, не позволяет регламентировать значения по достижимой шероховатости поверхности для данного материала, однако при назначении материала конструктор может руководствоваться некоторыми рекомендациями.

При применении конструкционных углеродистых сталей с содержанием углерода до 0,3 % шероховатость поверхности не следует задавать выше 6-го класса, при необходимости более высокой шероховатости следует применять стали с более высоким содержанием углерода.

При прочих равных условиях увеличение твердости стали способствует улучшению шероховатости поверхности, причем среднеуглеродистые, а также легированные стали лучше всего обрабатываются после закалки с высоким отпуском (улучшение) до твердости HRC=35, высокоуглеродистые стали (например, У10, У12) хорошо обрабатываются в отожженном состоянии с последующим улучшением.

При применении мягких сталей необходимо предусмотреть нормализацию или отпуск.

Конструктивные формы детали и обрабатываемых поверхностей прежде всего должны обеспечивать возможность, доступность и удобство обработки, а также измерения всех поверхностей и их сочетаний.

Конструкция детали должна обеспечивать жесткость ее не только при эксплуатации, но и при обработке (когда деталь воспринимает значительные усилия зажима и резания) и полностью исключить влияние деформации на точность детали.

Как правило, обрабатываемые поверхности должны быть четко отделены от черных поверхностей и их количество должно быть сокращено до минимума путем выбора наиболее целесообразной конструкции детали и оставления нерабочих поверхностей необработанными.

Геометрические формы детали должны обеспечивать условия для высокопроизводительной работы режущего инструмента, предусматривая возможность легкодоступного входа и выхода инструмента, нормальное врезание и перебег, отсутствие односторонних разрывов и переходов на входе и выходе инструмента для плавной и безударной его работы.

При отсутствии выхода инструмента желательно придавать обрабатываемым поверхностям форму и размеры, соответствующие размерам нормального режущего инструмента.

Многообразие деталей, подвергающихся механической обработке, позволило выше сформулировать только общие требования к конструктивным решениям. Однако представляется возможным для типовых представителей классификационных групп деталей привести примеры конструктивных решений, обеспечивающих их оптимизацию.

Так, корпусные детали изготавливают, как правило, литыми или сварно-литыми, а также штампованными.

Механическая обработка корпусных деталей в основном состоит из обработки плоскостей и отверстий.

Оптимальная конструктивная форма корпусной детали, обра-



батываемая с наименьшей трудоемкостью, должна отвечать следующим основным условиям:

деталь по возможности должна быть правильной геометрической формы и обеспечивать возможность ее полной обработки от одной базы: от плоскости и двух установочных отверстий на ней;

конструкция детали должна обеспечивать возможность обработки плоскостей и торцов с отверстиями на проход, поэтому плоскости и торцы не должны иметь выступов, мешающих этой обработке.

Размеры обрабатываемых отверстий внутри детали не должны превышать соосных им отверстий в наружных стенках детали;

корпусная деталь не должна иметь поверхностей, не перпендикулярных к осям отверстий как у входа, так и на выходе сверла;

в корпусных деталях следует избегать многообразия размеров отверстий и резьб;

корпусную деталь нужно обрабатывать по возможности без спаривания с другой корпусной деталью.

Основные требования, предъявляемые к конструкции деталей, представляющих собой тела вращения без отверстий, а также деталей сложной формы этого вида, изготавливаемых в большинстве случаев из прутка или штампованной заготовки, реже — из отливок, заключаются в следующем: конструкция деталей должна предусматривать небольшое количество обрабатываемых поверхностей, сопрягаемых с другими деталями;

конструктивная форма деталей должна обеспечивать возможность штамповки их в закрытых штампах, для чего следует избегать удлиненных выступов, сечений с большой разностью толщин, глубоких полостей и т. д.

При несоблюдении этих условий штампованные заготовки имеют только приближенную форму готовой детали и обычно проходят значительное количество операций механической обработки, даже нерабочих поверхностей с большими отходами металла в стружку.

Основные требования, предъявляемые к конструкции деталей с поверхностями вращения, имеющими сквозные отверстия, а также деталей типа дисков, изготавливаемых из отливок, штамповок, листа и ленты, характеризуются следующими условиями:

конструкция деталей должна предусматривать обработку только сопрягаемых поверхностей, а форма деталей должна обеспечивать возможность получения заготовок с минимальными припусками;

конструктивное решение этих деталей должно предотвращать возможность их деформации при термической обработке;

допуски на размеры точных деталей, при обеспечении надлежащих эксплуатационных требований, не должны усложнять технологию производства.

Конструкции мелких и крепежных деталей, изготавливаемых из отливок, штамповок и пруткового материала, обеспе-

чиваются при небольшом количестве обрабатываемых поверхностей с минимальными припусками на обработку.

Основным требованием, предъявляемым к форме мелких деталей, является возможность их изготовления высокопроизводительными методами: штамповкой на ковочных машинах или ковочных прессах, литьем под давлением с одновременной формовкой и заливкой нескольких деталей, изготовлением деталей из ленты на автоматизированных прессах, а также формообразованием деталей из пруткового материала методом холодной высадки или высадки с индукционным нагревом.

## **§ 22. ДЕТАЛИ ИЗ ПЛАСТМАСС**

Пластическими массами называют такие материалы, которые на определенной стадии их производства приобретают пластичность, т. е. способность под воздействием давления принимать соответствующую форму и сохранять ее после снятия давления. В зависимости от химических свойств исходных смолообразных веществ пластические массы, получаемые на их основе, делят на две основные группы:

1) термореактивные пластические массы, полученные на основе термореактивных смол и отличающиеся тем, что при действии повышенных температур они претерпевают ряд химических изменений и превращаются в неплавкие и практически нерастворимые продукты;

2) термопластичные массы (термопласты), полученные на основе термопластичных смол и отличающиеся тем, что при нагревании они размягчаются, сохраняя плавкость, растворимость и способность к повторному формованию.

Пластические материалы, обеспечивая необходимую прочность при небольшой массе изготавливаемых из них деталей, придают деталям высокие фрикционные свойства, химическую устойчивость (к воздействию растворителей), водо-, газо- и паронепроницаемость, высокие изоляционные свойства и другие ценные качества.

Разнообразие физико-химических и механических свойств и простота переработки в изделия обуславливают широкое применение различных видов пластических масс в машиностроении и других отраслях народного хозяйства. Сравнительно небольшая плотность ( $1 \dots 2 \text{ г/см}^3$ ), значительная механическая прочность и высокие фрикционные свойства позволяют в ряде случаев применять пластические массы в качестве заменителей металлов, например, цветных металлов и их сплавов — бронзы, свинца, олова, баббита и т. п. (для изготовления подшипников), а при наличии некоторых специальных свойств (например, бесшумность в работе, антикоррозионность) пластмассы можно использовать и в качестве заменителей черных металлов. Высокие электроизоляционные свойства способствуют применению пластических масс в электро-

и радиопромышленности в качестве диэлектриков и заменителей таких материалов, как фарфор, эбонит, шеллак, слюда, натуральный каучук и многие другие. Хорошая химическая стойкость при воздействии растворителей и некоторых окислителей, водостойкость, газо- и паронепроницаемость позволяют применять пластические массы как технически важные материалы в автотракторной, судостроительной и других отраслях промышленности.

Детали из пластических масс получают прессованием, литьем под давлением и литьем в формы.

Наиболее распространенным способом получения деталей из пластических масс является способ горячего прессования при необходимом давлении и определенном температурном режиме.

Прессование производят в металлических пресс-формах, устанавливаемых на прессах.

Важным промышленным способом производства деталей из пластмасс является способ литья под давлением. Сущность его заключается в следующем: в загрузочные приспособления специальных машин помещают пластическую массу, которая затем поступает в обогревающее устройство, где она расплавляется и под действием поршня (плунжера), передающего высокое давление, впрыскивается в пресс-форму, в которой формируется деталь. Этим способом можно изготовлять различные детали со сложными резьбами и профилями, тонкостенные детали и т. п.

Литье в формы применяют в тех случаях, когда детали изготовляют из связующего без наполнителя. Этот способ применяют также для получения различных литых термореактивных пластмасс, как, например, литой карболит, неолейкорит, литой резит, а также некоторые литые термопластичные материалы — органическое стекло, полистирол.

Детали из слоистых пластиков имеют большое распространение в машиностроении (например, различные зубчатые колеса и подшипники). Текстолитовые зубчатые колеса отличаются от металлических бесшумностью на ходу и устойчивостью против влияния различных агрессивных сред.

Помимо зубчатых колес из текстолита изготовляют некоторые другие передаточные устройства — ролики, кольца и т. п.

При конструировании деталей из пластмасс следует предусматривать однородность сечений и толщин стенок, даже за счет усложнения конфигурации детали, при этом учитывать возможность легкого ее извлечения из пресс-формы.

Следует также вводить в конструкцию детали с большими плоскими поверхностями ребра жесткости с целью предотвращения коробления.

Минимальные размеры толщин стенок деталей из пластмасс обеих групп, в зависимости от габаритных размеров деталей, характеризуются данными, приведенными в табл. 9.

Для увеличения прочности деталей, уменьшения коробления и других видов отклонений от правильной геометрической формы на

## Толщины стенок деталей из пластмасс

Габаритные размеры деталей, мм	Группы пластмасс	
	Термопластичные	Термореактивные
	Минимальные значения толщины стенки, мм	
До 3	0,20—0,25	0,20—0,80
Св. 3 до 6	0,20—0,40	0,30—1,00
» 6 » 18	0,40—0,60	0,50—1,00
» 18 » 50	0,50—1,00	1,00—1,50
» 50 » 80	1,00—1,50	1,50—2,00
» 80 » 140	1,50—2,00	2,00—3,00

наружных и внутренних сторонах детали следует предусматривать радиусы закруглений, величины которых выбираются из ряда: 0,5; 1,0; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0; 16,0; 20,0 и 25,0 мм.

Существенное значение для повышения прочности тонкостенных деталей из пластмасс и предотвращения коробления имеют вводимые в конструкцию, в пределах опорной поверхности, ребра жесткости, толщина которых не должна превышать 60—80 % толщины стенки. На

рис. 45 приведены примеры оформления ребер жесткости основания и боковых стенок деталей из пластмасс.

В ряде случаев в конструкции деталей предусматриваются технологические уклоны, располагаемые в поле допуска, заданного на соответствующий размер, и предназначенные для облегчения выталкивания изготовленных деталей из пресс-формы.

Значения технологических уклонов для внутренних поверхностей и отверстий обычно больше уклона наружных поверхностей вследствие различных условий усадки этих поверхностей. Так, для наружных поверхностей углы наклона выбирают в пределах от 15' до 1°; внутренних — от 30' до 2°; для отверстий — от 15' до 45' и для ребер жесткости — от 2° до 15°.

При конструировании деталей как из термореактивных, так и термопластичных пластмасс

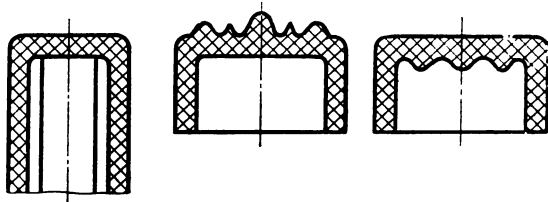


Рис. 45. Оформление ребер жесткости оснований и боковых стенок деталей

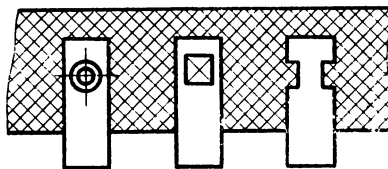


Рис. 46. Крепление арматуры

широко применяют армирование их плоской или круглой (проволочной) арматурой.

При использовании плоской арматуры ее закрепляют в пластмассе посредством отверстий различной формы, выемок и т. д. (рис. 46), а круглую арматуру — путем нанесения на образующую

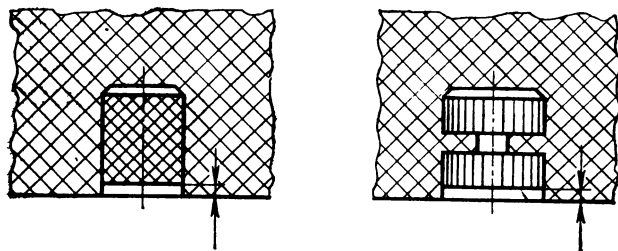


Рис. 47. Арматура с сетчатой и прямой накатками

поверхность цилиндра сетчатой или прямой накатки (рис. 47); при закреплении в пластмассе проволочной арматуры применяют расплющивание или гибку опрессованной части арматуры (рис. 48).

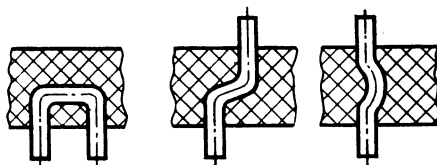


Рис. 48. Гибка арматуры из проволочек

Оформление резьбы в пластмассовых деталях может выполняться прессованием или литьем под давлением, применением резьбовой арматуры, а также механической обработкой.

Резьбы, выполняемые прессованием или литьем под давлением, требуют выполнения соответствующих технологических приемов, обеспечивающих возможность их свинчивания со знака или вывинчивания из резьбового кольца после прессования.

Наиболее прочным резьбовым соединением является резьба, выполненная в запрессованной арматуре.

Общим требованием, предъявляемым при конструировании деталей из пластмасс, является обеспечение их изготовления с минимальным объемом механической обработки, в основном для снятия облоя, с расположением его в доступных участках детали.

## § 23. ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ

Одним из основных средств повышения свойств металлов, позволяющих увеличить надежность и долговечность деталей, является термическая и химико-термическая обработка.

Повышение эксплуатационных характеристик деталей достигается, наряду с использованием материалов более высокого качества, улучшением условий их работы путем снижения удельного давления, трения и других видов воздействия на наиболее нагруженные участки изделия.

Предусмотренная конструктором термическая обработка содействует упрощению формообразования, улучшает обрабатываемость и в конечном счете придает детали, наряду со стабильностью свойств материала, требуемую прочность, высокую износоустойчивость и другие качественные характеристики.

Однако применение термообработки обуславливает ряд требований как к конструкции детали, так и к ее элементам, основными из которых являются: придание деталям простейших геометрических форм симметричной конфигурации, без выступающих острых граней и резких переходов от толстого сечения к тонкому, без значительного различия в массе металла на отдельных участках (элементах) детали; установление допусков на коробление без излишнего ужесточения; назначение шероховатости поверхности элементов деталей, подвергаемых окончательной термообработке не ниже  $R_z 40$ .

При конструировании деталей, подвергаемых термической обработке, следует учитывать требования, вытекающие из специфики выполнения процесса, невыполнение которого может вызвать деформацию обрабатываемой детали, образование трещин, понижение конструктивной прочности и даже преждевременное ее разрушение.

Например, важными конструктивно-технологическими элементами деталей типа валов являются кольцевые и шпоночные канавки, галтели, фаски и шлицы. При применении радиусов в кольцевых и шпоночных канавках снижается при термообработке концентрация напряжений, а внесение в конструкцию вала галтелей для плавного перехода от одного участка к другому обеспечивает распределение напряжения и устраняет причину возникновения трещин.

Немалое значение имеет отсутствие в конструкции детали острых углов, тонких концов и выступов, подрезов и кромок, наличие которых в большинстве случаев приводит, в частности при закалке, к образованию трещин.

Необходимо также избегать в деталях резких переходов от толстых к тонким частям, что приводит при термической обработке к концентрации напряжений в местах перехода, к деформации и образованию трещин.

Одной из наиболее трудных задач в практике термической об-

работки является предотвращение коробления. Применение в конструкциях крупногабаритных деталей ребер жесткости по всему контуру с минимальными приливами не более толщины ребра резко уменьшает коробление. Наряду с этим, следует сложные по форме детали, склонные к короблению, конструировать из легированных, закаливающихся в масле или на воздухе, сталей.

При выборе материала для деталей решающим фактором являются условия работы детали (величина и характер нагрузок, среда, температура и др.). Выбранный материал должен обеспечить после соответствующей термообработки требуемые значения прочности, ударной вязкости и твердости.

При этом должны быть учтены технологические особенности материала при термообработке: прокаливаемость, обезуглероживаемость, склонность к деформации и образованию трещин.

Так, чем больше прокаливаемость, тем больше предел прочности для термически обработанных деталей; чем выше прокаливаемость, тем выше значение ударной вязкости для высокоотпущенных сталей.

Однако при назначении марки стали и режима термообработки надо исходить не только из требуемых механических свойств в закаленном состоянии, но и из конфигурации детали и толщины ее сечения.

В справочной литературе, а также в отраслевых нормативно-технических документах приводятся данные, руководствуясь которыми, конструктор может в каждом конкретном случае учесть многообразие факторов и предусмотреть наряду с выбором материала и соответствующей термообработки рациональную конструкцию детали.

#### **§ 24. ДЕТАЛИ С ГАЛЬВАНИЧЕСКИМИ И ДРУГИМИ ПОКРЫТИЯМИ**

По своему назначению покрытия подразделяют на четыре группы: защитные, защитно-декоративные, защитно-износостойкие и специальные.

Защитные покрытия предназначаются для защиты деталей от коррозии, защитно-декоративные как для предохранения деталей от коррозии, так и придания им декоративного вида; защитно-износостойкие — для повышения износостойкости и от задира при трении, а также и от коррозии; специальные покрытия применяют для различного назначения, например, для защиты поверхностей деталей от цементизации или азотирования, подготовки деталей под пайку, для увеличения электропроводности и др.

Для деталей, подвергаемых гальванопокрытиям, существенное значение имеет шероховатость обрабатываемой поверхности, так как, чем выше класс, тем больше стойкость покрытий против коррозии и износа.

Конструкция деталей, поверхности которых подвергаются галь-

ванническим или химическим декоративным или защитно-декоративным покрытиям, должны иметь шероховатость в пределах 0,32—2,5 мкм (в зависимости от требований, предъявляемых к готовым деталям).

При нанесении покрытий цинком, кадмием и оловом при толщине слоя более 10 мкм и молочного хрома более 50—70 мкм, а также при анодировании, фосфатировании с последующим промасливанием и пропиткой лаком класс шероховатости поверхностей деталей может снизиться на 1—2 класса.

При нанесении твердых покрытий на детали с шероховатостью поверхности 0,16—0,63 мкм классы шероховатости в большинстве случаев, особенно при нанесении толстых слоев покрытия, снижаются, но могут быть восстановлены последующей обработкой (полировкой, глянцовкой).

При конструировании деталей, для которых предусматривается применение покрытий, следует избегать острых углов и углублений и, как правило, все края и острые углы скруглять с радиусом скругления внутреннего прямого угла не менее 0,5 мм.

При назначении покрытий на поверхности деталей 2-го и 3-го классов точности следует учитывать, что мягкие покрытия типа кадмия, цинка, олова должны наноситься без предварительного уменьшения размеров.

Если толщина мягкого покрытия, предусмотренного условиями эксплуатации, не укладывается в допуски на изготовление детали, то следует назначать твердое покрытие (хром, никель), под которое уменьшение размеров допустимо; при этом уменьшение следует производить на удвоенную среднюю толщину покрытия.

При назначении покрытий на детали с жесткими посадками необходимо иметь в виду, что если допуск на изготовление деталей меньше допуска на удвоенную толщину слоя покрытия, то такие детали даже после предварительного обнижения не могут быть собраны.

Ниже приводятся виды покрытий для литых деталей из различных материалов:

детали из черных металлов — цинковые покрытия, наносимые диффузионным, металлизационным способом или фосфатные с лакокрасочными покрытиями;

детали из медных сплавов — вакуумная пропитка лаками с последующей полимеризацией или пропитка компаундами на основе эпоксидных смол; цинковое или алюминиевое покрытие, наносимое диффузионным или металлизационным способом, а также лакокрасочные покрытия;

детали из магниевых сплавов — химическое оксидирование различными способами с последующим лакокрасочным покрытием; лакирование с пропиткой в вакууме, анодирование в хромовой кислоте с последующим лакокрасочным покрытием или без него;

детали из алюминиевых сплавов — химическое оксидирование,



анодирование в хромовой кислоте, фосфатирование с последующей окраской, или только лакокрасочное покрытие;

детали из алюминиевых сплавов, армированные нержавеющей сталью — фосфатирование с последующим лакокрасочным покрытием или лакирование с пропиткой в вакууме.

Выбор защитных покрытий для повышения надежности и долговечности деталей зависит от областей их применения.

Так, цинковые покрытия в основном применяют для защиты от коррозии деталей, работающих в различных климатических районах, в помещениях, загрязненных газами и продуктами сгорания, а также от воздействия бензина и масла.

Кадмиевые покрытия применяют для защиты от коррозии деталей, работающих в условиях морской атмосферы, в средах, содержащих хлориды, а также для защиты электрических контактов.

Наиболее широко в машиностроении применяют никелирование для отделки поверхностей деталей; в ряде случаев его используют и как средство повышения поверхностной твердости.

Хромовые покрытия повышают износостойкость деталей, придают поверхности высокие антикоррозийные свойства, увеличивают отражательную способность поверхности и надежно защищают детали от коррозии при высоких температурах.

Особое место занимает двухслойное покрытие никель — хром и трехслойное покрытие медь — никель — хром для защиты от коррозии деталей из меди и ее сплавов, стали и цинковых сплавов при эксплуатации деталей в сложных атмосферных условиях.

Оловянные покрытия также широко применяют в производстве для создания на трущихся поверхностях машин легко прирабатывающего слоя, обеспечения пайки электрических контактов, для стальных деталей приборов при длительном хранении и в пищевой промышленности.

Свинцование применяют для защиты от коррозии деталей, работающих в агрессивных средах; жидких (например, серная кислота, растворы сульфатов и т. п.) и газовых, при защите от рентгеновских лучей.

Лакокрасочные покрытия подразделяют по внешнему виду поверхности покрытия (класс покрытия) на: глянцевые, полуглянцевые, матовые и глубокоматовые, а также по условиям эксплуатации (группа покрытия): атмосферостойкие, химически стойкие, водостойкие, бензостойкие, маслостойкие, термостойкие, электроизоляционные, огнестойкие и токопроводящие.

Выбор покрывного лакокрасочного материала производят с учетом требований к виду покрытия, условий эксплуатации детали, материала и допускаемой температуры ее нагрева, а также технико-экономических соображений.

Количество наносимых слоев лакокрасочного покрытия и его толщину определяют условия эксплуатации детали.

Ориентировочную толщину покрытия определяют исходя из

количества наносимых слоев лакокрасочного материала и толщины одного слоя. Так, например, толщина слоя в мкм составляет для глифталевых покрытий: грунт 15—20, эмаль 20—30, лак 20—25; соответственно для эпоксидных покрытий: 15—30; 25—50; 20—25.

## § 25. ДЕТАЛИ, ОБРАБАТЫВАЕМЫЕ ДАВЛЕНИЕМ

Конструкции деталей, изготавливаемых обработкой давлением, должны не только удовлетворять эксплуатационным требованиям, но и соответствовать методу их изготовления.

Обработка давлением основана на том, что некоторые металлы и сплавы под действием нагрузок изменяют внешнюю форму и сохраняют ее после прекращения действия нагрузок, т. е. подвергаются пластической деформации.

Наряду с изменением формы, металл при обработке давлением изменяет внутреннее строение, а следовательно, и свойства. Например, при обработке давлением в горячем состоянии литой стали заметно изменяются ее механические свойства: прочность, упругость и пластичность. В табл. 10 приведены предел прочности  $\sigma_{вр}$  и предел текучести  $\sigma_{в}$  сталей с различным содержанием углерода до и после обработки давлением.

Таблица 10

Показатели прочности стали до и после обработки давлением

Содержание углерода в стали, %	Сталь в слитке		Сталь, обработанная давлением в горячем состоянии	
	$\sigma_{вр}$ , МПа	$\sigma_{в}$ , МПа	$\sigma_{вр}$ , МПа	$\sigma_{в}$ , МПа
0,2	370	160	450	250
0,4	390	200	530	280
0,6	470	270	690	330
0,8	470	330	690	470

Механические и другие свойства металлов и сплавов изменяются и при холодной обработке давлением: прочность, упругость и твердость увеличиваются, пластичность и ударная вязкость уменьшаются. Заметно понижается электропроводность металлов и их стойкость против коррозии.

Изменение свойств металлов, вызванное деформацией в холодном состоянии, объясняется изменением нормальной кристаллической решетки, т. е. сдвигами ее частиц под влиянием внешних сил. Это изменение свойств металлов носит название наклепа.

В тех случаях, когда нежелательно изменять свойства металла под влиянием холодной обработки давлением, чтобы не вызывать

затруднений при обработке резанием, наклеп может быть устранен путем нагрева детали.

В настоящее время для повышения прочности деталей, работающих при переменных нагрузках, часто применяют дробеструйный наклеп, повышающий, например, твердость наклепанной углеродистой стали по сравнению с твердостью той же стали в литом состоянии на 40 %.

Сталь обрабатывают давлением преимущественно в нагретом состоянии; температура, при которой производят обработку давлением в горячем состоянии, значительно превышает температуру ее рекристаллизации; поэтому наклеп, образующийся при этом, уничтожается вследствие рекристаллизации и сталь наклепа не получает.

Вместе с тем при обработке давлением в горячем состоянии механические свойства металлов могут оказаться неодинаковыми в различных направлениях вследствие образования так называемой волокнистой структуры.

Эта особенность структуры металла создает различие механических свойств вдоль и поперек направления усилия давления, поэтому очень важно учитывать расположение волокон, добиваясь того, чтобы усилия, прилагаемые к обрабатываемому давлением изделию, были направлены не вдоль, а поперек волокон (рис. 49). Несоблюдение этих условий приводит к понижению ударной вязкости штампованных изделий.

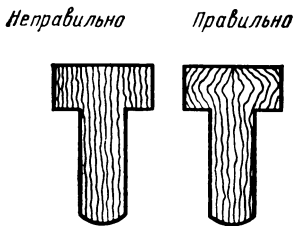


Рис. 49. Расположение волокон в поковке

При конструировании деталей, изготовляемых давлением в горячем состоянии (штамповкой), следует учитывать требования, вытекающие из способа выполнения процесса. Так, следует избегать резких переходов по сечению детали (штамповки), при этом желательно, чтобы площадь поперечного сечения по длине штампованной заготовки изменялась не больше, чем в отношении 1 : 3. Большее отношение площадей сечения можно изменять только в крайних случаях с обязательным введением плавных переходов.

Большая разница в величине сечений по длине детали при штамповке затрудняет правильное течение металла и заполнение полостей штампа.

Форма детали, предназначенной для штамповки, должна допускать возможность разделения ее на две, желательно равные части по максимальному (обычно продольному) сечению, которым она при штамповке совмещается с плоскостью разреза штампов.

Желательно также, чтобы разъем штампов проходил по плоской, а не по ломаной или криволинейной поверхности.

У деталей формы «тел вращения» плоскость разъема должна быть перпендикулярна к их оси, если произведение наибольших габаритных размеров незначительно отличается от плоскости наибольшего поперечного сечения, перпендикулярного к оси, что обеспечивает возможность осуществления штамповки с вертикальным расположением оси и, как следствие, достижение наиболее выгодного расположения волокон параллельно наружному контуру штамповки.

Необходимо также предусматривать на внутренних углах конструируемых деталей плавные переходы, ограниченные закруглениями значительного радиуса, что исключает встречное течение металла при штамповке и уменьшает сопротивление течению.

При конструировании штамповок необходимо ясно представлять процесс последующей механической обработки и в случае необходимости предусматривать соответствующие напуски для лучшего закрепления штамповки при обработке на металлообрабатывающих станках.

При применении в конструкции детали ребер и бобышек необходимо иметь в виду, что их расположение относительно плоскости разъема штампа влияет на процесс формообразования. Предпочтительным является расположение ребер и бобышек в плоскости разъема. Ребра и бобышки, расположенные перпендикулярно этой плоскости, при штамповке плохо заполняются и требуют в заготовке избыточного материала.

Таблица 11

Механические свойства материалов, применяемых при штамповке

Наименование материала	Марка	$\sigma_{в.р.}$ МПа	$\sigma_{в.}$ МПа	$\delta$ , %	НВ
Алюминий	—	120	—	30	—
Дюралюминий	Д1	250	200	15	45
То же	Д16	300	300	13	50
Латунь	Л62	360	—	40	56
То же	Л68	330	—	40	—
Медь	—	200	—	30	—
Сталь холоднокатаная	08КП	320	180	33	131
То же	10	320	180	31	137
»	15	350	210	27	143
»	20	400	240	25	156
»	30	480	280	20	179
»	40	570	320	17	217
»	45	600	340	15	241
»	50	630	350	13	241
Сталь легированная	20ХНВА	1100	950	11	260
То же	ХОХГСА	1100	850	10	220
Сталь нержавеющая	1Х18Н9Т	540	—	40	—

При конструировании деталей, изготавливаемых холодной штамповкой, конструктор обязан учитывать не только способность материала удовлетворять эксплуатационным требованиям, но и технологическим его свойствам, к числу которых относится штампуемость в холодном состоянии.

В табл. 11 приведены механические свойства основных видов материалов, обычно применяемых при штамповке.

Для обработки давлением (вытяжка, гибка, объемная штамповка, выдавливание и др.) наиболее подходящими являются материалы, обладающие сравнительно малым пределом текучести  $\sigma_b$ , низкой твердостью HB и большим удлинением  $\delta$ .

Размеры и допуски на прокат выбирают из соответствующих государственных стандартов, при этом допуск на толщину стенки детали должен быть не менее допуска на толщину материала.

При конструировании деталей следует также учитывать специфику технологии выполнения различных операций таких, как вырубка и пробивка, гибка, вытяжка, отбортовка, которые зависят от свойств материала и его толщины. Так, например, процесс гибки сопровождается растяжением наружных волокон изгибаемого материала и сжатием внутренних, при этом при малых размерах возможно чрезмерное растяжение наружных слоев, приводящее к разрушению штампуемой заготовки. Как правило, эти технологические требования приводятся в отраслевых нормативно-технических документах.

#### Вопросы для повторения и самоконтроля к гл. 3 (§ 20—25)

1. Как влияет конструктивная схема на технологичность изделия?
2. Преемственность конструкции и условия ее обеспечения.
3. Какие элементы конструкции деталей могут быть унифицированы?
4. Какое влияние оказывает унификация на технологичность конструкции?
5. Какие требования к технологичности предъявляют сборочные процессы?
6. В чем заключается отработка на технологичность конструкций деталей по геометрической форме?
7. В чем заключается отработка на технологичность деталей по регламентам точности?
8. Как влияет выбор материала деталей на технологичность конструкций?
9. Какие предъявляются требования к заготовкам для обеспечения их технологичности?
10. В чем отличие требований к технологичности конструкций деталей при различных типах производства?

## КОНСТРУИРОВАНИЕ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ И ДЕТАЛЕЙ ОБЩЕГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

### § 26. МЕТОДЫ ПЕРЕДАЧИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Передача крутящего момента от вала к ступице смежной детали или наоборот может осуществляться несколькими путями. Обычно для этого применяют шпоночные, шлицевые, профильные и фрикционные соединения.

#### Шпоночные соединения

Шпоночное соединение вала и ступицы осуществляется с помощью шпонки — детали, расположенной в специально выполненных пазах и препятствующей относительному повороту вала и ступицы.

Основными типами шпонок являются призматические и сегментные.

Призматические шпонки для малых валов имеют квадратное сечение, для больших — прямоугольное с отношением высоты к ширине, близком 1:2. Концы шпонок могут быть плоскими или скругленными (рис. 50). В радиальном направлении между шпонкой и пазом ступицы имеется зазор. Рабочими поверхностями шпонки являются боковые грани. Обычно призматические шпонки изготавливают из тянутой калиброванной стали. Пригонка шпонок к пазам в большинстве случаев осуществляется индивидуально, что является существенным недостатком призматических шпонок, затрудняющим их широкое применение в массовом производстве.

Призматические шпонки по назначению могут быть простыми, направляющими и скользящими. Простые служат для передачи крутящего момента между валом и неподвижно закрепленной на нем ступицей. Такие шпонки устанавливают в пазах валов без дополнительного крепления.

Направляющие и скользящие шпонки служат для передачи крутящего момента между валом и ступицей, перемещаемой в осевом направлении по валу. Направляющие шпонки крепят к

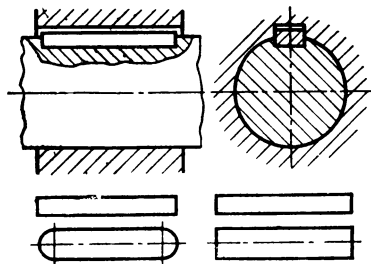


Рис. 50. Соединение призматической шпонкой

валу винтами (рис. 51). В этих шпонках может быть предусмотрено отверстие с резьбой, облегчающее вынимание шпонки из паза вала.

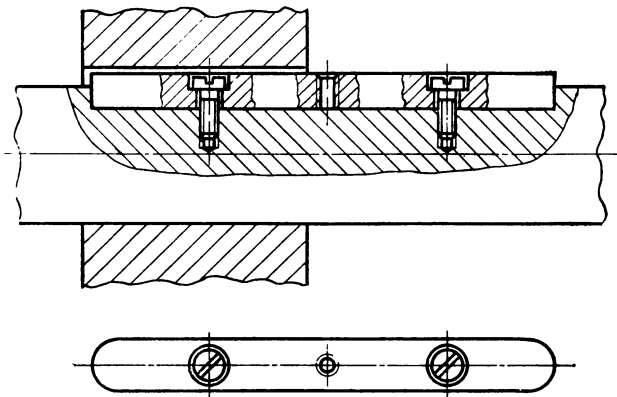


Рис. 51. Подвижное шпоночное соединение с направляющей шпонкой

Скользящие шпонки применяют при необходимости больших перемещений ступицы вдоль вала. В этом случае шпонка неподвижно фиксируется в пазе ступицы цилиндрическим выступом (рис. 52).

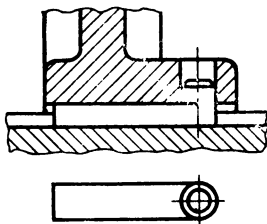


Рис. 52. Подвижное шпоночное соединение со скользящей шпонкой

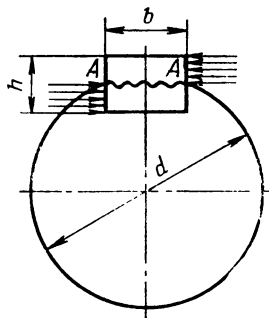
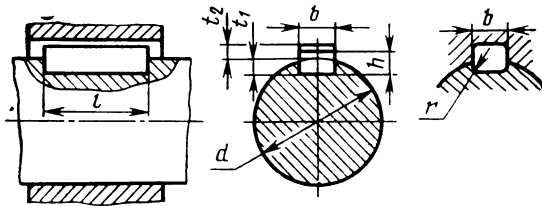


Рис. 53. Схемы нагружения призматической шпонки при передаче крутящего момента

Размеры призматических шпонок выбирают по стандарту в зависимости от диаметра вала (табл. 12). При стандартизации шпонок использовано условие прочности на срез по сечению AA (рис. 53).

Таблица 12

## Шпонки призматические



Диаметр вала	Сечение и длина шпонки			Глубина пазов		Радиус закругления пазов	
				вал	втулка		
<i>d</i> , св — до	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>t</i> <sub>1</sub>	<i>t</i> <sub>2</sub>	<i>r</i> <sub>внут</sub>	<i>r</i> <sub>вн</sub>
17—22	6	6	14 ... 70	3,5	2,8	0,16	0,25
22—30	8	7	18 ... 90	4	3,3		
30—38	10	8	22 ... 110	5			
38—44	12	8	28 ... 140	5,5	3,8	0,25	0,4
44—50	14	9	36 ... 160				
50—58	16	10	45 ... 180	6	4,3		
58—65	18	11	50 ... 200	7	1,4		

Выбранную шпонку проверяют на смятие по поверхностям контакта боковых граней с пазами ступицы и вала. Крутящий момент представляют в виде произведения силы, приложенной к шпонке, на плечо, равное  $0,5d$ , где  $d$  — диаметр вала (рис. 53). Условие прочности шпонки на смятие

$$M \leq 0,5dlk[\sigma]_{\text{см}}, \quad (11)$$

где  $l$  — рабочая длина, выбираемая по длине ступицы,  $k=0,4h$  — глубина врезания шпонки в ступицу,  $[\sigma]_{\text{см}}$  — допускаемое напряжение смятия материала шпонки.

Сегментные шпонки весьма широко распространены в машиностроении (рис. 54). Основным преимуществом сегментных шпонок является возможность их установки без индивидуальной пригонки. Благодаря значительной глубине врезания шпонки в вал, она занимает более устойчивое положение, чем призматическая.

Основными характеристиками шпонки являются ширина  $b$  и диаметр заготовки  $d_1$ . Ширину и глубину шпоночного паза вала выбирают подобно тому, как это делается для призматических шпонок. Длина шпонки  $l \approx d_1$ , величина  $h \approx 0,4d_1$ .

При проверке сегментной шпонки на смятие используют фор-



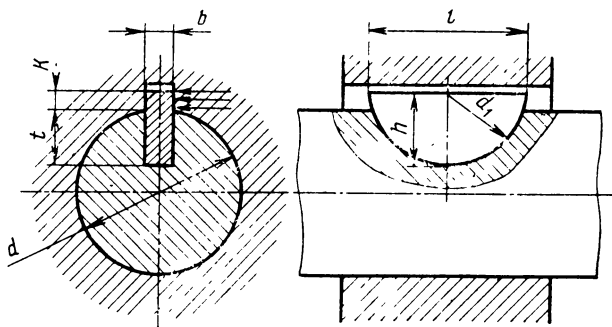


Рис. 54. Соединение сегментной шпонкой

мулу, приведенную для призматических шпонок, принимая  $k = h - t$ .

При длинных ступицах на валу устанавливают две шпонки в одну линию.

Кроме передачи крутящего момента между валом и ступицей, призматические шпонки применяют для передачи крутящего момента между валами при их фланцевом соединении. В этом случае обычно устанавливают две шпонки под углом  $180^\circ$ . Торцевые призматические шпонки необходимо фиксировать в пазах для предотвращения перемещения в радиальном направлении.

Общим недостатком шпоночных соединений является ослабление вала шпоночными пазами и быстрое обмятие шпонок при динамических нагрузках.

### Шлицевые соединения

Шлицевое соединение вала и ступицы осуществляется с помощью выступов на валу, входящих во впадины ступицы (рис. 55). Шлицевое соединение имеет большую несущую способность, чем шпоночное при одинаковых габаритных размерах, обеспечивает более точное центрирование ступицы на валу, создает меньшую концентрацию напряжений в соединяемых деталях.

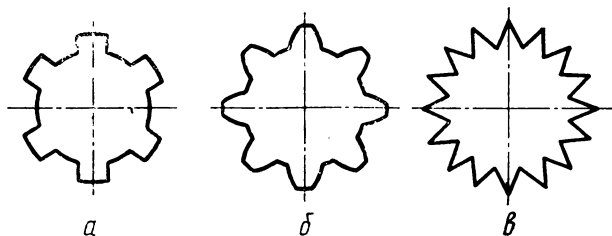


Рис 55. Основные типы профилей шлицевых соединений

Шлицевые соединения допускают неподвижное и подвижное положение ступицы на валу. Основные параметры шлицевых соединений стандартизованы. Высокая точность изготовления деталей исключает необходимость индивидуальной пригонки.

Прямобочные шлицевые соединения. Выступы — зубья на валу имеют постоянную толщину (см. рис. 55, а). Стандартизованы три серии соединений: легкая для наружных диаметров  $D=26 \dots 120$  мм, число зубьев  $z=6, 8$  и  $10$ ; средняя для  $D=14 \dots 125$  мм,  $z=6, 8$  и  $10$ ; тяжелая для  $D=20 \dots 125$  мм,  $z=10, 16$  и  $20$ . Параметры соединений средней серии приведены в табл. 13.

Таблица 13

Соединения шлицевые прямобочные

$z \times d \times D$	$6 \times 18 \times 22$	$6 \times 21 \times 25$	$6 \times 23 \times 28$	$6 \times 26 \times 32$
	$6 \times 28 \times 34$	$8 \times 32 \times 38$	$8 \times 36 \times 42$	$8 \times 42 \times 48$
	$8 \times 46 \times 54$	$8 \times 52 \times 60$	$8 \times 56 \times 65$	$8 \times 62 \times 72$

По системе центрирования ступицы на валу различают три вида прямобочных шлицевых соединений: а) по боковым граням, б) по наружному диаметру, в) по внутреннему диаметру.

По боковым граням центрируют соединения, передающие значительный крутящий момент, однако такое центрирование не обеспечивает высокой точности положения ступицы на валу.

Центрирование по наружному диаметру обеспечивает точное положение ступицы на валу. В случае применения ступицы с внутренним отверстием, имеющим невысокую твердость, такой способ центрирования является предпочтительным, т. к. в этом случае допустима быстрая и дешевая обработка ступиц протягиванием, а валов — круглым шлифованием.

При высокой твердости отверстия ступицы, а также для обеспечения наиболее точного центрирования соединения, применяют метод центрирования по внутреннему диаметру. В этом случае центрирующие поверхности вала и ступицы обрабатывают шлифованием.

Эвольвентное шлицевое соединение. Профиль такого соединения очерчен окружностями выступов и впадин и эвольвентой (см. рис. 55, б). Эвольвентное соединение имеет высокую прочность вследствие большого количества выступов, увеличения толщины выступа у основания и наличия плавного скругленного перехода от выступа к валу. Центрирование эвольвентного шлицевого соединения обычно осуществляется по боковым поверхностям выступов или по наружному диаметру.

Шлицевые соединения треугольного профиля (см. рис. 55, в). Такие соединения обычно применяют для непод-

вижных ступиц. Центрирование осуществляется по боковым граням. Треугольные шлицевые соединения часто бывают коническими. В этом случае обязательно предусматривают фиксацию ступицы на валу в осевом направлении.

Подвижные шлицевые соединения выходят из строя, как правило, из-за износа рабочих поверхностей, неподвижные соединения — из-за смятия. Расчет шлицевого соединения аналогичен расчету шпоночного соединения:

$$M \leq 0,5zhl d_{\text{ср}}^2 [\sigma]_{\text{см}}, \quad (12)$$

где  $z$  — число выступов;  $h$  — высота поверхности контакта выступов;  $l$  — длина поверхности контакта выступов;  $d_{\text{ср}}$  — средний диаметр поверхности контакта выступов;  $\psi$  — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по выступам  $\approx 0,75$ ;  $[\sigma]_{\text{см}}$  — допускаемое напряжение смятия.

### Профильные соединения

Профильные соединения осуществляют передачу крутящего момента между валом и ступицей с помощью поверхности некруглого профиля, имеющей плавные переходы (рис. 56). Достоинством профильных соединений является малая концентрация напряжений в соединяемых деталях.

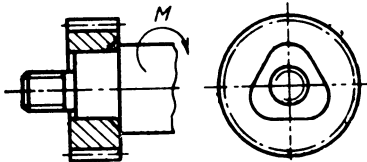


Рис. 56. Профильное соединение

Профильные соединения имеют существенные недостатки: а) значительные распорные усилия, б) невозможность осевого перемещения ступицы под нагрузкой, в) сложность изготовления и необходимость индивидуальной пригонки. Вследствие указанных недостатков профильные соединения не нашли в настоящее время широкого применения в машиностроении.

К профильному соединению можно отнести четырехугольное соединение, часто используемое для захвата гаечным ключом.

### Фрикционные соединения

Фрикционные соединения обеспечивают передачу произвольных направленных сил и крутящих моментов между валом и ступицей за счет сил трения, создаваемых на поверхности их контакта. К фрикционным соединениям относятся клеммовые или фрикционно-винтовые, соединения коническими кольцами и соединения с гарантированным натягом.

**Клеммовые соединения.** В этих соединениях (рис. 57) нормальное давление на поверхности контакта вала и ступицы (клеммы), необходимое для создания силы трения, обеспечивает затяжкой винтов. Клемма может иметь разъемную ступицу или

прорезную. Соединение прорезной ступицы с валом обеспечивается ее деформацией при затяжке винта.

Достоинством клеммовых соединений является отсутствие шпонок, благодаря чему соединение можно устанавливать в любом месте гладкого цилиндрического вала, кроме того, прочность вала, не имеющего шпоночных пазов, выше. Клеммовые соединения применяют обычно при невысоких частотах вращения из-за значительного дисбаланса.

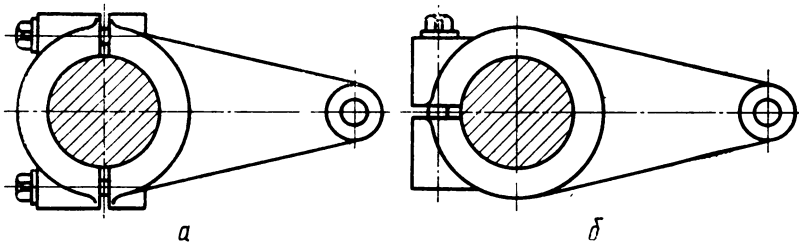


Рис. 57. Клеммовые соединения:  
а — с разъемной ступицей; б — с прорезной ступицей

Фрикционные соединения коническими кольцами. Соединение осуществляется с помощью пружинных конических колец, устанавливаемых между валом и ступицей и надвигаемых одно на другое при затяжке гайки (рис. 58). Наружное кольцо растягивается и прижимается к ступице, внутреннее сжимается и прижимается к валу. Передача полезной нагрузки между кольцами происходит за счет сил трения, создаваемых на конических поверхностях. Кольца не имеют разрезов, вследствие чего достигается высокая точность центрирования ступицы на валу и герметичность соединения. Достоинствами соединения являются также возможность регулирования положения детали на валу в угловом и осевом направлениях, отсутствие шпонок и высокая нагрузочная способность.

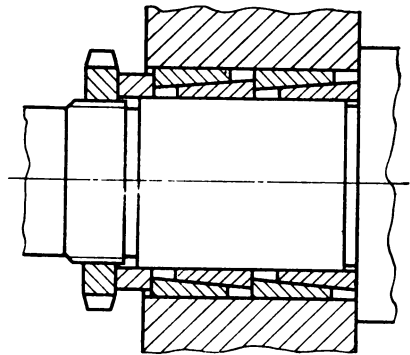


Рис. 58. Фрикционное соединение коническими пружинными кольцами

Надежность соединения сильно зависит от точности изготовления деталей, так как деформация колец допускается в очень малых пределах. Угол наклона образующей конической поверхности кольца рекомендуется принимать  $\beta = 16^\circ 42'$ . При меньших углах может происходить заклинивание колец, что усложнит разборку

соединения. Большие углы применять нецелесообразно из-за увеличения потребной силы затяжки колец. В соединении может быть установлено несколько пар колец.

Соединения с гарантированным натягом. Скрепление деталей при таком соединении осуществляется за счет сил упругости вала и ступицы, возникающих при их сборке вследствие разницы посадочных размеров. Эта разница необходима для создания натяга.

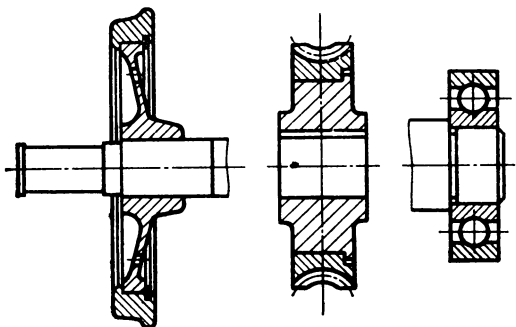
Соединения с натягом хорошо воспринимают ударные нагрузки, чем выгодно отличаются от шпоночных соединений. Концентрация напряжений, снижающая усталостную прочность валов, при соединении с натягом ниже, чем в случае шпоночных и шлицевых соединений.

Рассматриваемые соединения широко применяются в машиностроении. С натягом устанавливаются на оси колесные центры и

бандажи колес железнодорожных вагонов, роторы электродвигателей, венцы зубчатых колес, подшипники качения (рис. 59) и т. д.

При проектировании деталей, собираемых методом запрессовки, необходимо предусматривать приемные фаски или центрирующие пояски по одной из посадок с зазором (рис. 60). Часто соединение с натягом дополнительно снабжают шпонкой.

Рис. 59. Соединения с гарантированным натягом



В этом случае центрирующий поясок обязателен, причем шпонку делают такой длины, чтобы конец ее располагался на центрирующем пояске. Этим достигается точное угловое положение вала и ступицы с начала запрессовки.

Недостатком соединений с гарантированным натягом является

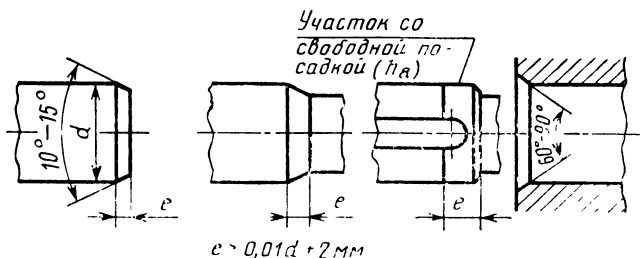


Рис. 60. Приемные фаски, на деталях, соединяемых запрессовкой

рассевание прочности соединения в связи с рассеванием. размеров деталей в пределах полей допусков. Кроме того, при повторных сборках снижается несущая способность соединений вследствие сглаживания микронеровностей на сопрягаемых поверхностях. При закаленных поверхностях возможность повторных распрессовок и запрессовок больше, чем при незакаленных.

## **§ 27. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Подшипники предназначены для поддержания в пространстве вращающихся деталей, восприятия нагрузок от этих деталей и передачи нагрузок корпусам, рамам, фундаментам и др.

Подшипники скольжения в настоящее время применяют в машиностроении в тех случаях, когда применение подшипников качения затруднено или невозможно. Область применения подшипников скольжения, тем не менее, достаточно широка благодаря их конструктивным и эксплуатационным особенностям. Подшипники скольжения обычно применяют в следующих случаях:

1) подшипники валов, конфигурация которых требует применения разъемных подшипников по условиям сборки (например, колеччатых);

2) подшипники близко расположенных валов. Наружные диаметры подшипников в этом случае не должны сильно превышать диаметры валов;

3) подшипники валов, работающие при очень высоких частотах вращения, когда ресурс подшипников качения недостаточен;

4) подшипники, работающие в условиях ударных и вибрационных нагрузок;

5) подшипники, работающие в агрессивных средах, при загрязненных смазках. В большинстве случаев эти подшипники работают при низких частотах вращения;

6) подшипники для обеспечения особо точного положения валов.

Во время работы поверхности вала и подшипника, находящиеся в состоянии относительного скольжения, разделены слоем смазки. Этот слой должен препятствовать соприкосновению поверхностей, скользящих одна относительно другой. Помимо основной задачи — уменьшения потерь на трение и уменьшения износа, смазка в подшипниках способствует отводу тепла, выделяющегося при трении, и предохраняет детали от коррозии.

Создание слоя смазки между трущимися поверхностями обеспечивается избыточным давлением в подшипнике, которое может быть гидродинамическим или гидростатическим. Гидростатическое давление создается масляным насосом, гидродинамическое давление возникает в подшипнике при вращении цапфы, масляный насос в этом случае служит для подачи масла в подшипник, так как оно непрерывно вытекает из подшипника по торцам. Наибольшее распространение имеют подшипники с гидродинамической смазкой.

Рассмотрим работу подшипника скольжения в условиях гидродинамической смазки. Цапфа может перемещаться в подшипнике в радиальном направлении в пределах зазора и при невращающемся вале лежит на вкладыше (рис. 61, а). При вращении вала без радиальной нагрузки цапфа в подшипнике, заполненном маслом, поднимется и займет положение, близкое к центральному (рис. 61, б). Приложение радиальной нагрузки к валу вызовет смещение цапфы под некоторым углом  $\alpha$  к направлению действия приложенной силы (рис. 61, в). Это отклонение вызвано действием масляного слоя. Масло в подшипнике смачивает поверхности цапфы и вкладыша. В результате адсорбции масла на поверхности

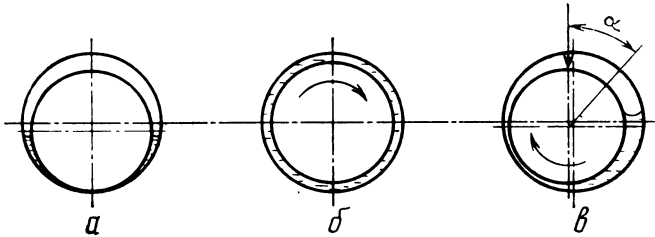


Рис. 61. Положение цапфы в подшипнике скольжения

металла, скорость слоя масла, смачивающего цапфу, равна скорости цапфы, а скорость слоя масла, смачивающего вкладыш, равна нулю. Благодаря наличию силы внутреннего трения между взаимно смещающимися слоями масла, вращение цапфы приводит к затягиванию масла в клиновидный зазор между цапфой и вкладышем. Это приводит к созданию в масляном слое поддерживающей гидродинамической силы.

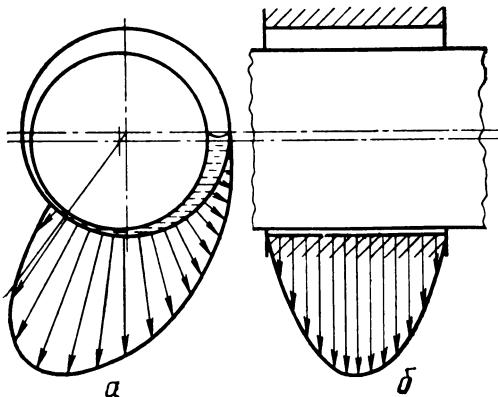


Рис. 62. Распределение гидродинамического давления в подшипнике

Гидродинамическое давление в подшипнике распределено неравномерно как по окружности (рис. 62, а), так и по длине (рис. 62, б). Внутреннее трение между слоями (вязкость) является важнейшим свойством масла как смазывающей жидкости.

Приложение к валу радиальной нагрузки, превышающей расчетную, приводит к преодолению действия масляного слоя, перемещению цапфы по линии действия нагрузки

и соприкосновению с вкладышем, что значительно увеличивает износ подшипника.

### Конструкция разъемных подшипников

Разъемный подшипник состоит из корпуса, крышки и вкладышей (рис. 63). Корпус подшипника может быть выполнен как отдельная литая или сварная деталь, или являться частью другой детали.

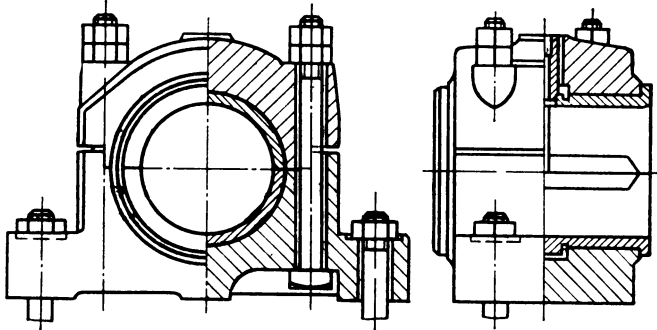


Рис. 63. Подшипник с разъемным корпусом

Для точного центрирования крышки относительно корпуса подшипника плоскость разъема подшипника выполняют ступенчатой или применяют центрирующие штифты.

Вкладыши — детали, закладываемые в корпус подшипника и непосредственно соприкасающиеся с вращающейся цапфой вала (оси). Вкладыши разъемных подшипников выполняют из двух половин. Обычно вкладыши изготавливают литыми из стали, чугуна, бронзы (массивные или толстостенные вкладыши — рис. 64, а) или штампованными из стальной ленты (тонкостенные вкладыши — рис. 64, б). Поверхность вкладыша, соприкасающаяся с цапфой, должна обеспечивать малый коэффициент трения и минимальный износ вала. Для этого вкладыши покрывают тонким

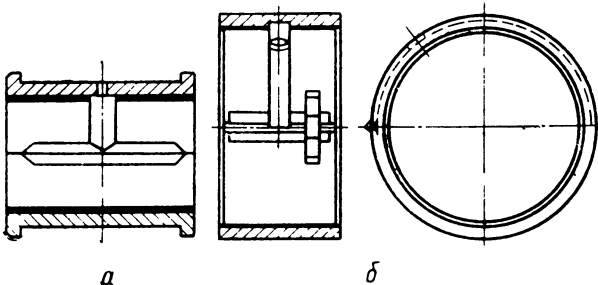


Рис. 64. Вкладыши разъемных подшипников



слоем антифрикционного материала. Изготовление вкладышей целиком из такого материала нецелесообразно, так как за весь срок службы вкладыш изнашивается на незначительную глубину, не превышающую десятых долей миллиметра. Кроме того, усталостная прочность антифрикционной заливки возрастает с уменьшением толщины слоя.

Мягкие антифрикционные материалы — баббиты (сплавы на основе олова или свинца) и свинцовистые бронзы — применяют только в виде покрытий.

Толщина литого массивного вкладыша, устанавливаемого в корпусе неподвижно,

$$\delta_1 = (0,035 \dots 0,05) d + 2,5 \text{ мм},$$

где  $d$  — диаметр цапфы, мм. Толщина антифрикционного слоя  $\delta_2 = 0,01d$ .

Тонкостенные вкладыши с нанесенным заранее слоем баббита или свинцовистой бронзы находят широкое распространение в машиностроении, например в автомобилестроении, и выпускаются централизованно. Толщина стальной ленты 1,5...3 мм, толщина антифрикционного слоя 0,2...0,3 мм.

В индивидуальном и мелкосерийном производстве допускается применение вкладышей, изготовленных целиком из антифрикционных материалов средней и высокой прочности, антифрикционных чугунов, текстолита, древеснослоистого пластика, волокнита и др. Такие вкладыши проще в изготовлении, чем биметаллические. Без антифрикционного покрытия обычно изготавливают вкладыши неответственных подшипников, работающих с малыми скоростями скольжения.

При выборе подшипниковых материалов следует иметь в виду, что стоимость вала обычно значительно выше стоимости вкладышей, поэтому цапфа вала в процессе работы должна изнашиваться меньше, чем вкладыши. Увеличение твердости цапфы приводит к увеличению надежности подшипника. Цапфы под быстроходные подшипники цементируют и закаляют до твердости HRC 55...60.

На работоспособность подшипника существенно влияет выбранное при проектировании отношение длины подшипника  $l$  к диаметру  $d$ . Для большинства машин оптимальное значение  $\frac{l}{d}$  находится в пределах 0,6...1. У подшипников тяжело нагруженных валов, имеющих высокую жесткость, это отношение может достигать 1,5, у подшипников быстроходных валов при стесненных габаритных размерах  $\frac{l}{d} = 0,3 \dots 0,4$ . У коротких подшипников, имеющих  $\frac{l}{d}$  ниже указанных пределов, происходит интенсивное вытекание масла по торцам, что приводит к снижению несущей способности. У длинных подшипников резко увеличиваются кро-

мочные давления вследствие деформации валов под нагрузкой и неточности изготовления.

Это приводит к повышению температуры и снижению несущей способности, несмотря на то, что среднее давление в длинных подшипниках ниже.

Подшипники скольжения надежно работают только при обеспечении возможно малых перекосов осей цапфы и подшипника под нагрузкой.

Подшипники с большим отношением  $\frac{l}{d}$  целесообразно выполнять самоустанавливающимися. Вкладыши самоустанавливающихся подшипников имеют сферическую опорную поверхность, центр которой должен совпадать с центром подшипника (рис. 65, а). Более простыми в изготовлении являются подшипники, у которых опорная поверхность вкладышей выполнена в виде узкого пояска с малой угловой жесткостью (рис. 65, б). Такая установка вкладышей в корпус допускает некоторое угловое смещение оси вкладышей относительно оси корпуса. Вкладыши в корпусе устанавливаются по валу, в результате чего нагрузка по длине вкладышей распределяется равномерно.

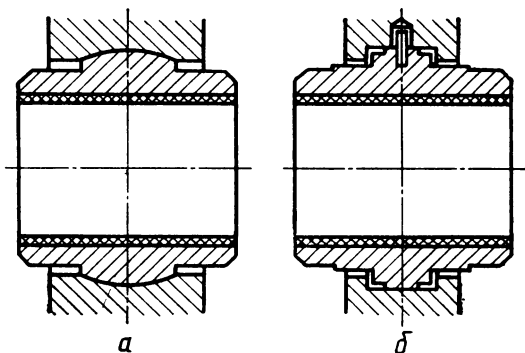


Рис. 65. Схемы самоустанавливающихся подшипников скольжения

Фиксация толстостенных вкладышей в корпусе подшипника осуществляется с помощью посадок с гарантированным натягом, бортов, цилиндрических штифтов и винтов. В случае применения бортов, штифтов или винтов вкладыши устанавливаются по переходной посадке. Установка вкладышей с натягом требует калибровки отверстия в подшипнике после сборки. Тонкостенные вкладыши фиксируются в подшипнике специальными выштамповками.

Подшипники скольжения допускают некоторую компенсацию износа путем сближения вкладышей. Для обеспечения этого между плоскостями контакта крышки и корпуса до их совместной расточки помещают тонкие металлические прокладки. По мере износа подшипника прокладки заменяют на более тонкие. Такого же эффекта можно достигнуть, снимая тонкий слой металла с поверхностей контакта крышки и корпуса. Недостатком этих способов является придание рабочей поверхности вкладыша некруглой формы.

Централизованное изготовление стандартных вкладышей, устанавливаемых в подшипники без какой-либо пригонки, является важным шагом в развитии подшипников скольжения.

Подшипники скольжения могут быть неразъемными. В этом случае вкладыши выполняют в виде втулок, которые также могут быть толстостенными или тонкостенными. Тонкостенные втулки обычно выполняют свертными из ленты, например, бронзовые втулки в головках шатунов и биметаллические втулки подшипников кулачковых валов двигателей внутреннего сгорания.

При переменных нагрузках на подшипник или при качательном движении цапфы в некоторых случаях применяют плавающие втулки. Плавающая втулка подвижна как относительно вала, так и относительно корпуса подшипника. Подача масла должна быть обеспечена к внешней и внутренней поверхностям втулки. Вращение втулки относительно корпуса приводит к выравниванию износа ее внутренней поверхности.

### Расчет подшипников скольжения

Одним из условных расчетов подшипников, основанных на длительном опыте эксплуатации машин, является расчет по допускаемым давлениям в подшипнике. Это простейший поверочный расчет подшипника, диаметр которого определен конструктивно на основании расчета вала. Расчет ведут по радиальной нагрузке  $R$ , отнесенной к проекции цапфы  $d \cdot l$ .

$$P = \frac{R}{d \cdot l} \leq [P]. \quad (13)$$

Для подшипников большинства стационарных машин  $[P] = 1 \dots 4$  МПа, для коренных подшипников двигателей внутреннего сгорания  $[P] = 4 \dots 20$  МПа, для подшипников валков прокатных станов  $[P] = 15 \dots 50$  МПа.

### § 28. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения работают на основе трения качения и являются опорами деталей, совершающих вращательное движение. Они имеют чрезвычайно широкое распространение во всех областях техники и выпускаются централизованно в массовом производстве. Ежегодный выпуск подшипников во всем мире измеряется миллиардами штук.

Подшипники качения стандартизованы и не требуют никакой индивидуальной пригонки при сборке машин.

В общем случае подшипники состоят из внутреннего и наружного колец с дорожками качения, набора тел качения и сепараторов, разделяющих тела качения.

По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют следующие достоинства:

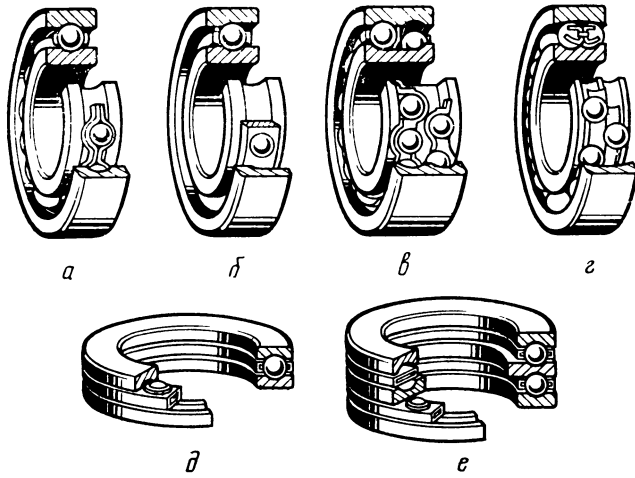


Рис. 66. Основные типы шарикоподшипников

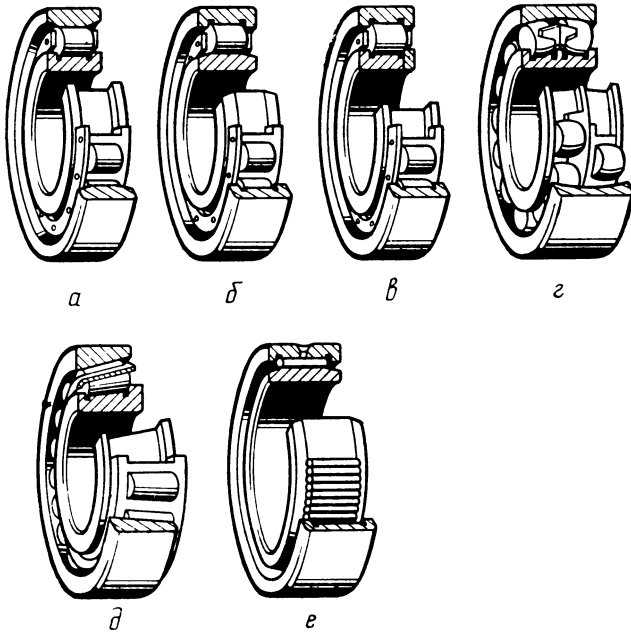


Рис. 67. Основные типы роликподшипников

- 1) меньшее сопротивление вращательному движению детали;
- 2) возможность работы без подачи масла под давлением, меньший расход масла;
- 3) большая несущая способность при одинаковой ширине;
- 4) меньшие требования к материалу и термообработке валов.

Некоторые подшипники не имеют наружного и внутреннего колец. Тела качения у таких подшипников катятся непосредственно по беговым дорожкам, выполненным на цилиндрических поверхностях вала и корпуса. В этом случае к материалам и термообработке вала и корпуса, а также к классу шероховатости беговых дорожек предъявляются весьма высокие требования.

Недостатками подшипников качения являются: увеличенные по сравнению с подшипниками скольжения наружные диаметры, меньший срок службы из-за значительных контактных напряжений.

Основные типы подшипников качения представлены на рис. 66 и 67.

По форме тел качения подшипники разделяют на шариковые и роликовые. Шариковые подшипники быстрходнее роликовых. Благодаря желобчатой форме дорожки качения эти подшипники, помимо основной радиальной нагрузки, способны воспринимать некоторую осевую нагрузку, в результате чего имеют возможность фиксировать валы в осевом направлении.

Роликоподшипники имеют более высокую грузоподъемность.

По направлению действия воспринимаемых нагрузок подшипники делят на: 1) радиальные, способные воспринимать только радиальную (рис. 67, *а, б, е*) или радиальную и некоторую осевую нагрузки (рис. 66, *а*); 2) радиально-упорные, способные воспринимать комбинированную радиальную и осевую нагрузки (рис. 66, *б, в* и 67, *д*); 3) упорные, способные воспринимать только осевую нагрузку (рис. 66, *д, е*).

Существуют подшипники, допускающие некоторый перекос осей внутреннего и наружного колец, — самоустанавливающиеся сферические подшипники (рис. 66, *г* и 67, *з*). Такие подшипники применяют в тех случаях, когда указанные перекосы неизбежны: при установке подшипников одного вала в разных корпусах, при недостаточной жесткости валов и т. п.

Расчет подшипника качения сводится к определению его динамической грузоподъемности. В расчете учитываются частота вращения, потребный ресурс и характер нагрузки (постоянная, спокойная, с ударами и т. д.). Пользуясь расчетной величиной динамической грузоподъемности, по каталогам и справочникам подбирают подшипник. В случае выбора подшипника по конструктивным соображениям, расчетным путем проверяют его ресурс.

### **Крепление подшипников на валах и установка в корпусах**

В группе деталей вал — подшипник — корпус подшипник принимают за основную деталь. Посадки внутреннего кольца подшип-

ника на вал и внешнего кольца в корпус осуществляют за счет выбора допусковых отклонений размеров вала и корпуса. Условно можно считать, что посадка внутреннего кольца подшипника на вал осуществляется по системе отверстия, а наружного кольца в корпус — по системе вала.

В отличие от стандартной системы отверстия, поле допуска у внутреннего кольца расположено не в сторону увеличения диаметра (в тело), а в сторону уменьшения диаметра отверстия. В результате этого соединение получается более плотным, чем в обычной системе отверстия при тех же отклонениях вала.

Основными требованиями к посадкам являются отсутствие зазора на посадочных поверхностях и исключение обкатывания колец, а также создание минимального натяга во избежание заклинивания тел качения. Это требование не является обязатель-

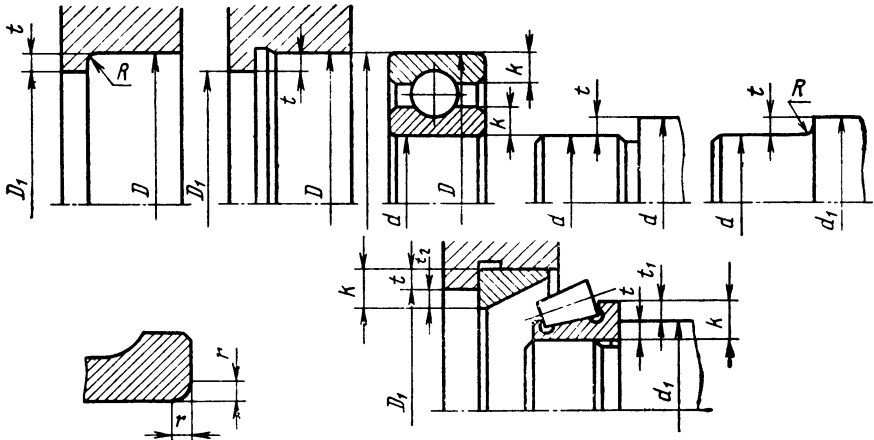


Рис. 68. Упорные буртики на валах и в отверстиях корпусов

ным для конических радиально-упорных подшипников, так как зазор в них регулируется при сборке.

Положение подшипников на валах и в корпусах определяется упорными буртиками, высота которых  $t$  должна быть такой, чтобы обеспечить достаточную поверхность соприкосновения с торцами колец подшипников (рис. 68). Высота буртика зависит от величины фаски кольца подшипника  $r$ , числовое значение которой приведено для каждого типа и размера подшипника в справочниках. В табл. 14 приведены минимальные значения  $t$  в зависимости от величины  $r$ .

Крепление подшипников на валах и в корпусах определяется условиями работы подшипника и требованиями, предъявляемыми

к нему с точки зрения фиксации вала. При этом подшипники должны воспринимать нагрузки со стороны вращающегося вала и

Таблица 14

Минимальные значения высоты буртика  $t$  в зависимости от величины фаски кольца подшипника  $r$  (мм)

$r$	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$t$	1	1,8	2,5	3	4	4,8	5,5	6,5

передавать их корпусным деталям. Подшипник не должен подвергаться вредным дополнительным нагрузкам вследствие температурных деформаций валов, неточного монтажа и т. п.

Наиболее простое крепление подшипников на валу (рис. 69, а) допустимо в случае незначительных температурных деформаций вала. Каждый из подшипников предотвращает вал от осевого смещения в одном направлении. Зазор между крышкой и наружным кольцом предусматривают только для радиальных подшипников. Для радиально-упорных подшипников необходима осевая регулировка предварительного натяга, так как излишний зазор ухудшает условия их работы.

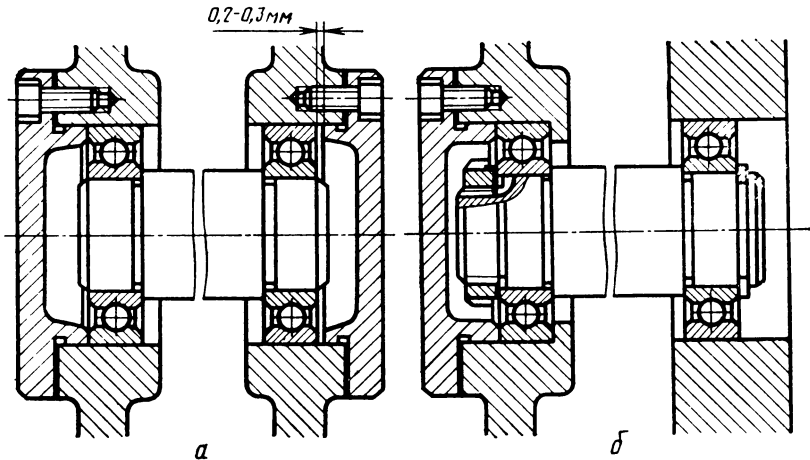


Рис. 69. Основные способы установки подшипников в корпусе

Значительная температурная деформация должна компенсироваться свободным перемещением одного из концов вала. Лучшее всего для этого подходят радиальные роликовые подшипники (см. рис. 67, а, б), удовлетворительно — радиальные шариковые с

незакрепленным наружным кольцом. Осевая фиксация вала в обоих направлениях осуществляется в этом случае только одним подшипником (рис. 69, б).

В связи с тем, что осевые нагрузки на вал могут быть весьма значительными (в червячных, конических, косозубых цилиндрических редукторах и т. п.), подшипники, установленные на валы с натягом, закрепляют дополнительно.

Существуют следующие методы закрепления подшипников на валах (рис. 70):

1) упор наружного кольца подшипника в буртик корпуса или крышки, а внутреннего кольца — в буртик вала, закрепленного в осевом направлении. Дополнительного крепления внутреннего кольца на валу не требуется (рис. 69, а; 70, а);

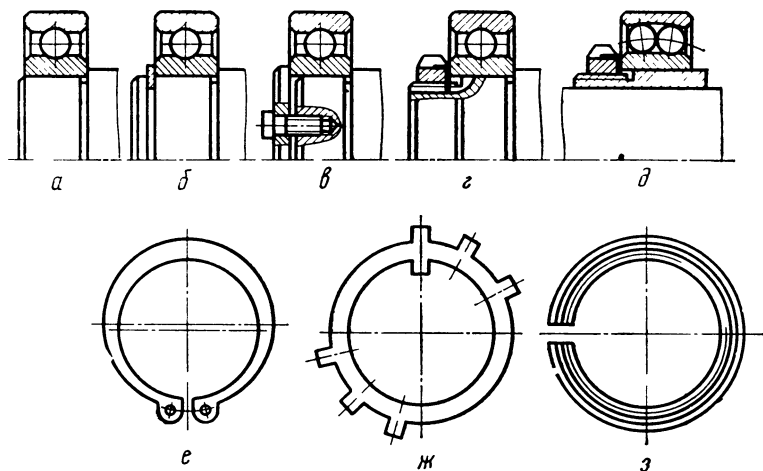


Рис. 70. Осевое закрепление внутренних колец

2) установка в кольцевой канавке на валу пружинной стопорной шайбы (рис. 70, б, е). Этот метод применяют при незначительных осевых нагрузках, а также для исключения возможности случайных перемещений внутреннего кольца подшипника (рис. 69, б);

3) установка торцевой шайбы, крепящейся к валу винтами (рис. 70, в). Применяют при средних нагрузках;

4) закрепление внутреннего кольца упорной гайкой, предохраняемой от самоотвинчивания стопорной шайбой, внутренний лепесток которой входит в паз вала, а один из наружных отгибается в паз гайки после ее затяжки (рис. 70, г, ж). Применяют при значительных осевых нагрузках;

5) на валах, не имеющих уступов и буртиков, закрепление подшипников осуществляют с помощью разрезных конических втулок. Внутреннее отверстие в подшипнике должно быть кониче-



ским (рис. 70, *д, е*). Этот метод применяют главным образом для закрепления радиальных самоустанавливающихся подшипников на длинных валах.

При необходимости закрепления наружного кольца подшипника в отверстии корпуса применяют следующие основные методы:

1) уступы с упорными буртиками в отверстии корпуса (рис. 71, *а*);

2) установка крышек, прикрепляемых к корпусу винтами, или врезных крышек при разъемных корпусах (рис. 71, *б, в*). Этот метод применяют при значительных односторонних осевых нагрузках;

3) зажатие наружного кольца между буртами крышки и уступа в корпусе или стакане фиксирует подшипник в обоих направлениях (рис. 71, *г, д*);

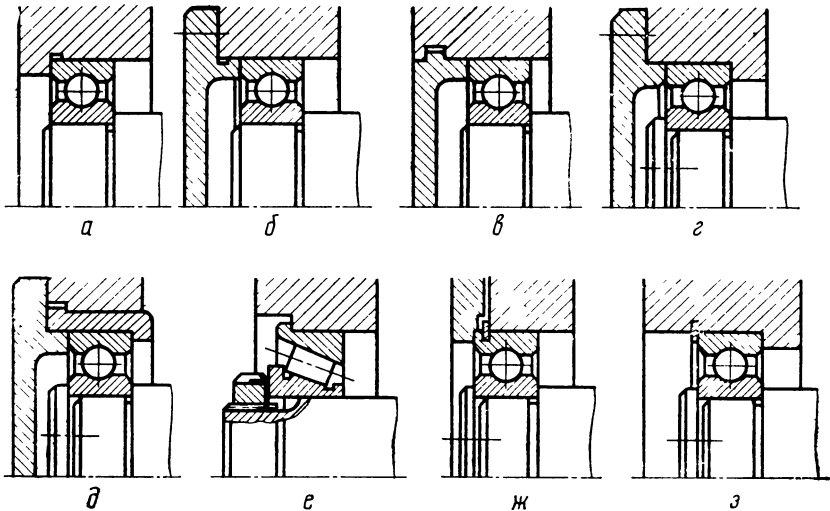


Рис. 71. Осевое закрепление наружных колец

4) применение подшипников с упорными буртами на наружном кольце (рис. 71, *е*);

5) установка пружинных колец в канавки наружного кольца подшипника или корпуса (рис. 71, *ж, з*).

Последние два метода применяют при незначительных осевых нагрузках на подшипники.

Посадки подшипников на вал и в корпус выбирают в зависимости от вида нагружения кольца и режима работы. При необходимости передвигать кольца подшипников по валу или в отверстии корпуса при регулировке, применяют посадки  $h_6$ ,  $H_7$ .

В табл. 15 приведены рекомендуемые посадки подшипников.

Таблица 15

## Рекомендуемые посадки подшипников

Виды нагружения колец	Режим работы	Обозначение поля допуска вала	Режим работы	Обозначение поля допуска отверстия
Местное	Легкий или нормальный	g6	Нормальный или тяжелый То же (перемещение вдоль оси невозможно)	H6
	Нормальный или тяжелый	h6		K6
Циркуляционное	Легкий или нормальный	k6	Нормальный Нормальный или тяжелый	K6; M6; N6
	Нормальный или тяжелый	m6		
	Тяжелый с ударами	p6		
Колебательное	Для всех режимов работы	js6	Для всех режимов работы	I <sub>6</sub>

## Регулирование подшипников

Как было указано, радиально-упорные подшипники требуют точной регулировки и хорошо работают при условии создания предварительного натяга. Предварительный натяг увеличивает жесткость подшипников и способствует более равномерному распределению нагрузки между телами качения. Предварительный натяг заключается во взаимном смещении колец с целью выбора зазора и некоторого сжатия тел качения. У радиально-упорных

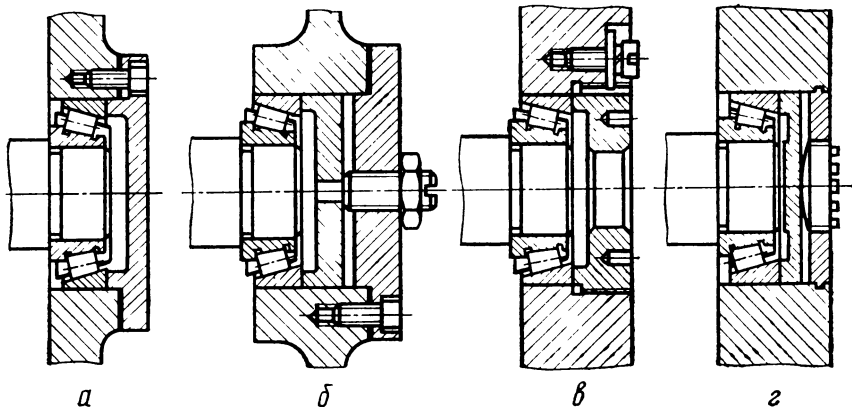


Рис. 72. Осевое регулирование наружных колец

подшипников осевое смещение наружных колец обычно производят при установке вала с подшипниками в корпус.

Для регулировки подшипников применяют следующие основные способы:

1) установка комплекта прокладок из металла между крышкой и корпусом. Прокладки имеют толщины от 0,1 до 0,5 мм. Изменяя количество прокладок в комплекте можно увеличить или уменьшить предварительный натяг подшипника (рис. 72, а);

2) применение крышки с регулировочным винтом, действующим через шайбу с бортиком на наружное кольцо подшипника (рис. 72, б, г);

3) применение резьбовой крышки со стопорящим винтом (рис. 72, в). Этот способ не находит широкого применения из-за трудности нарезания точной резьбы в корпусе, особенно разъемном. Неточное выполнение резьбы на крышке и в корпусе может привести к перекашиванию наружного кольца подшипника.

Приведенные способы применимы для коротких валов, не подверженных значительным температурным деформациям и устанавливаемых «в распор».

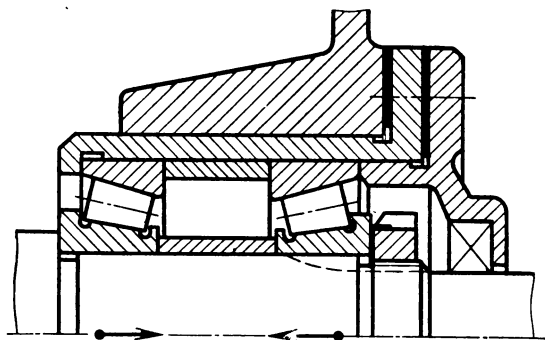


Рис. 73. Регулирование подшипников с помощью распорных колец

При осевом фиксировании вала только в одной опоре, в случае значительных осевых нагрузок, меняющих свое направление (например, на валу червяка при реверсировании), в этой опоре устанавливают два радиально-упорных подшипника, каждый из которых воспринимает осевую нагрузку только в одном направлении (рис. 73).

Высокая точность регулирования подшипников в этом случае достигается подбором и подшлифовкой распорных колец, устанавливаемых между внешними и внутренними кольцами подшипника.

## § 29. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основным назначением зубчатых передач является передача вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые передачи являются одним из важнейших видов механических передач. Они имеют очень широкую область применения благодаря существенным достоинствам, среди которых главные:

высокий коэффициент полезного действия, надежность и большая долговечность, отсутствие проскальзывания, обеспечивающее жесткую кинематическую связь между валами, малые габариты по сравнению с другими видами передач.

Для передачи крутящего момента между параллельными валами применяют цилиндрические зубчатые колеса, которые могут иметь прямые, косые или шевронные зубья (рис. 74, а—в), при этом зацепление может быть внешним (рис. 74, а—в) или внутренним (рис. 74, г). Для передачи крутящего момента между пересекающимися валами применяют конические зубчатые колеса

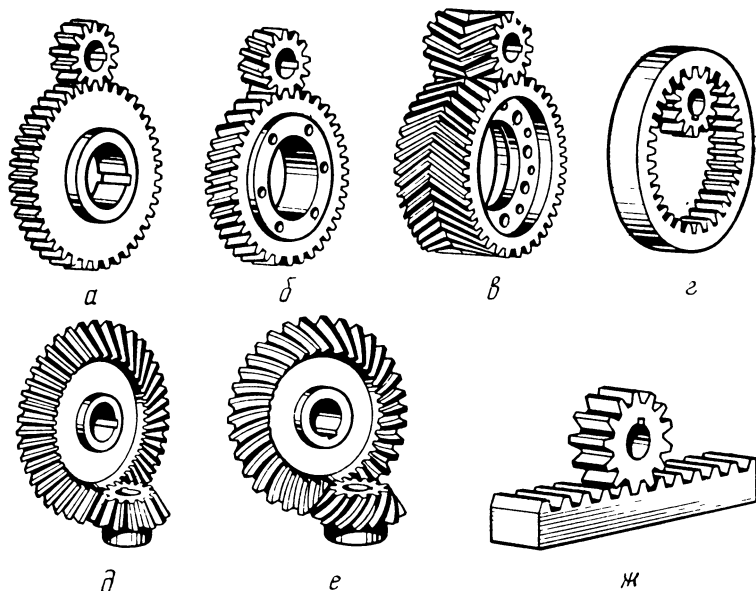


Рис. 74. Основные виды зубчатых колес

с прямыми или круговыми зубьями (рис. 74, д, е). Преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляется цилиндрическим зубчатым колесом и рейкой (рис. 74, ж).

Косозубые передачи имеют ряд преимуществ перед прямозубыми: повышенную несущую способность и плавность хода, меньшую шумность; недостатком косозубых передач является появление осевой силы в зацеплении при передаче крутящего момента, дополнительно нагружающей опоры валов. Обычно угол наклона зуба лежит в пределах от  $8^\circ$  до  $18^\circ$ . Осевая сила в зацеплении растет по мере увеличения угла наклона зуба. В шевронных передачах осевые силы в зацеплении не передаются опорам, так как благодаря равенству и противоположности направления угла

наклона зубьев, эти силы также равны по величине и противоположно направлены. Косозубые и шевронные цилиндрические колеса так же, как и конические с круговым зубом, сложнее в изготовлении чем прямозубые и требуют более высокой точности производства.

Зубчатые колеса изготавливают, как правило, из термически обрабатываемых сталей. Широкое внедрение поверхностно-термических и химико-термических методов упрочнения дает возможность получить высокую твердость поверхностных слоев зубьев при сохранении вязкой сердцевины. Такая структура зубчатого колеса является наиболее благоприятной.

Основными критериями работоспособности зубчатых колес являются прочность зуба на изгиб (при закаленных до высокой твердости зубчатых колесах HRC 50—55) и контактная прочность (при средней и низкой твердости рабочих поверхностей зубьев).

Элементы зубчатых зацеплений стандартизованы. Основным параметром зубьев является модуль  $m = \frac{p}{\pi}$ , где  $p$  — шаг по делительному цилиндру. Модули стандартизованы в пределах от 0,05 до 100 мм. Для косозубых передач стандартными являются нормальные модули  $m_n$ .

### Цилиндрические зубчатые передачи

Передаточное число  $u$  одной пары зубчатых колес, равное отношению числа зубьев  $z_2$  и  $z_1$ , обычно не превышает 8 (максимальная величина 12,5). Для больших передаточных чисел целесообразно, с точки зрения массы и габаритов, применять многоступенчатую передачу: при передаточных числах от 8 до 40 — двухступенчатую, при передаточных числах от 40 до 250 — трехступенчатую.

Передаточные числа зубчатых передач редукторов стандартизованы. Предпочтительный ряд: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5.

Минимальное число зубьев шестерни (ведущего колеса)  $z_{\min} = 17$ .

Кроме величины модуля и передаточного числа стандартизованы межосевые расстояния зубчатых передач. Предпочтительный ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500.

В настоящее время стандартизован также метод расчета зубчатых передач.

Ширина зубчатого колеса  $b$  выбирается в зависимости от межосевого расстояния  $a_w$  с помощью рекомендованных значений коэффициента ширины зубчатых колес  $\psi_a = \frac{b}{a_w}$ . Значения  $\psi_a$  для редукторов стандартизованы: 0,100, 0,125, 0,160, 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25.

При несимметричном расположении зубчатого колеса на валу относительно опор  $\psi_a=0,25\dots 0,4$ , при симметричном расположении —  $\psi_a=0,4\dots 0,5$ , для передвижных зубчатых колес коробок скоростей  $\psi_a=0,1\dots 0,2$ .

Передачи прямыми зубчатыми колесами применяют при окружных скоростях до 20 м/с, косозубыми — до 31 м/с, при этом, чем выше окружная скорость колеса, тем с большей точностью оно должно быть изготовлено.

Широкий охват стандартами параметров зубчатых передач и централизованное изготовление зубчатых колес с высокой степенью точности способствует увеличению выпуска косозубых передач, которые в настоящее время составляют более одной трети всех цилиндрических передач.

В соответствии с принятой компоновкой передачи, зубчатые колеса имеют плоские (рис. 75, а) или ступенчатые торцы (рис. 75, б).

Торцы ступиц зубчатых колес, упирающиеся обычно в буртики валов, должны быть чисто обработаны так же, как и торцы венцов колес, являющиеся установочными базами при изготовлении колес. Для уменьшения площади обрабатываемой поверхности торцы колес выполняют с углублениями. Ширина пояса  $a \approx 2,5t$ . Колеса с внешним диаметром  $d_a \leq 150$  мм углублений на торцах не имеют.

Размеры ступиц зубчатых колес:  $d_{cm} = 1,5d + 10$  мм,  $l_{cm} = (1,0\dots 1,5)d$ . Длина ступицы должна соответствовать расчетным значениям длины шпонки, шлицев или глубины запрессовывания в зависимости от вида соединения колеса и вала.

Для уменьшения массы колес и снижения расхода высококачественной стали, торцы колес могут иметь значительные углубления, полученные при изготовлении заготовки или путем механической обработки. Такие углубления приводят к снижению жесткости колеса и увеличению шумности передачи, поэтому их целесообразно выполнять только в случаях необходимости значительного снижения массы передачи (авиастроение, автостроение).

На рис. 76 представлены примеры конструкций колес, изготавливаемых из штампованных заготовок. Размеры конструктивных элементов принимают:  $C = 0,5b$ ,  $S = 2,5m + 2$  мм, где  $m$  — модуль зацепления, мм, размеры ступицы приведены выше. Штамповочные уклоны  $\gamma \geq 7^\circ$ , радиусы закругления  $R = 6$  мм.

Шестерни (ведущие зубчатые колеса) обычно выполняют как одно целое с валом. Вал-шестерня имеет ряд преимуществ перед валом с насадной шестерней несмотря на больший потребный

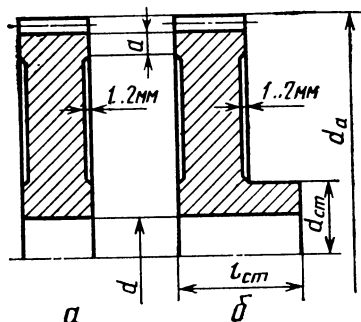


Рис. 75. Цилиндрические зубчатые колеса

диаметр заготовки вала, так как при изготовлении вала-шестерни исключены операции по обработке посадочных мест вала и шестерни, шпоночных пазов, изготовлению шпонок и распорных вту-

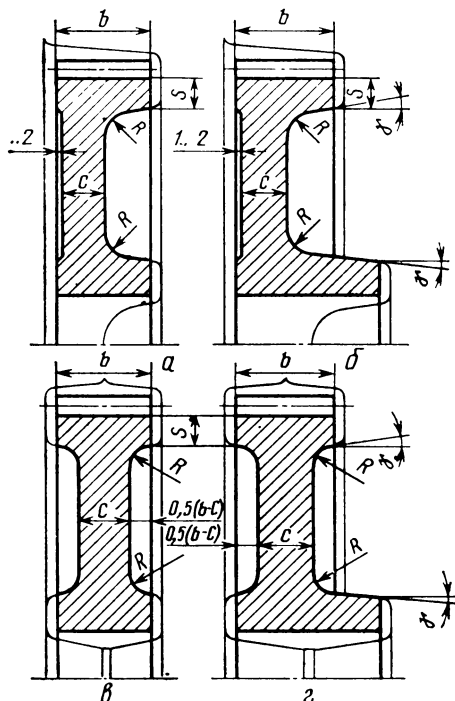


Рис. 76. Конструкции колес из штампованных заготовок

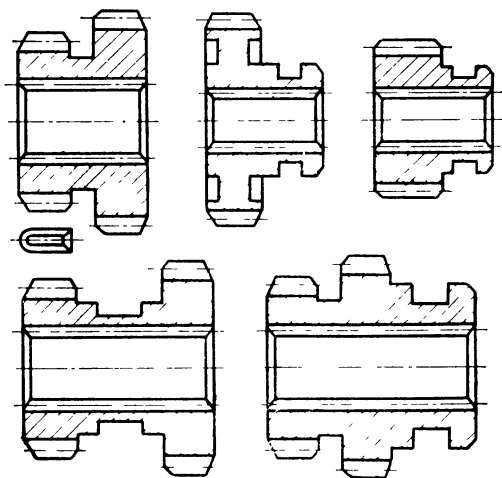


Рис. 77. Блоки зубчатых колес

лок. Вал-шестерня имеет более высокую точность, чем вал с насадной шестерней.

Зубчатые колеса коробки передач обычно имеют несколько венцов, между которыми выполняют разделительные канавки. Такие колеса называют блоками зубчатых колес (рис. 77). Один блок может иметь косозубые и прямозубые венцы одновременно.

Зубья блоков и отдельных подвижных колес со стороны входа в зацепление выполняют закругленными и скошенными для облегчения входа в зацепление со смежным колесом. В подвижных блоках и колесах коробок скоростей обычно делают пазы, в которых располагаются передвижные камни и вилки. Ширина паза имеет допуск Н8, так как должна обеспечить свободное скольжение вращающегося блока или колеса относительно неподвижного камня или вилки.

### Конические зубчатые передачи

Для передачи крутящего момента между валами с пересекающимися осями применяют конические передачи с прямыми, косыми и круговыми зубьями. Конические передачи обычно имеют межосевой угол  $90^\circ$ .

Прямозубые конические колеса применяют при окружных скоростях до  $2 \dots 3$  м/с (максимально допустимая окружная скорость 8 м/с).

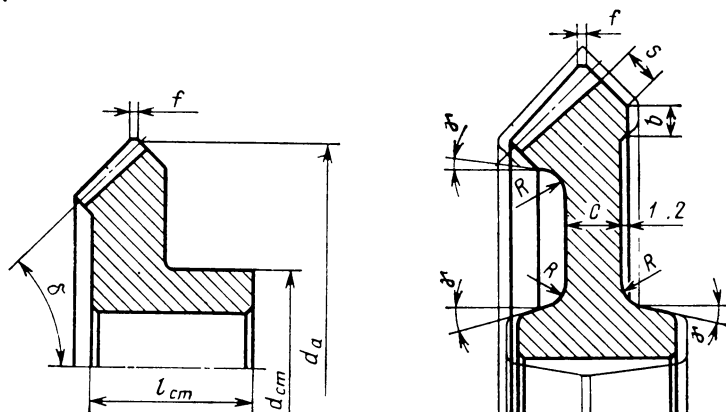


Рис. 78. Конические зубчатые колеса

Передачи с круговым зубом обеспечивают большую плавность хода и несущую способность, они применяются при высоких окружных скоростях. Эти передачи требуют более точного монтажа и регулировки зацепления. Косозубые конические передачи находят ограниченное применение.

На рис. 78 представлены типичные конструкции конических зубчатых колес. Размеры ступиц и толщину обода  $S$  определяют так же, как для цилиндрических колес, толщина диска  $C = 1,5S$ .

Торцевая поверхность шириной  $b > 2,5m$ , где  $m$  — модуль зацепления, необходима для базирования заготовки колеса при нарезании зубьев. Радиусы закругления у штампованной заготовки  $R \geq 6$ , штамповочные уклоны  $\gamma \geq 7^\circ$ . Фаска на внешних углах зубьев шириной  $f \approx (0,5 \dots 0,8)m$  снимается параллельно оси зубчатого колеса.



Шестерни конических передач выполняют обычно в виде вала-шестерни.

### Составные колеса

Для уменьшения расхода высококачественной стали в некоторых случаях зубчатые колеса выполняют составными. Центр со ступицей делают из стали марки 45, венец — из легированной стали. Венцы цилиндрических колес устанавливают по посадке  $\frac{H7}{n6}$  (рис. 79, а), венцы конических колес обязательно крепят винтами без зазора (под развертку) или заклепками (рис. 79, б).

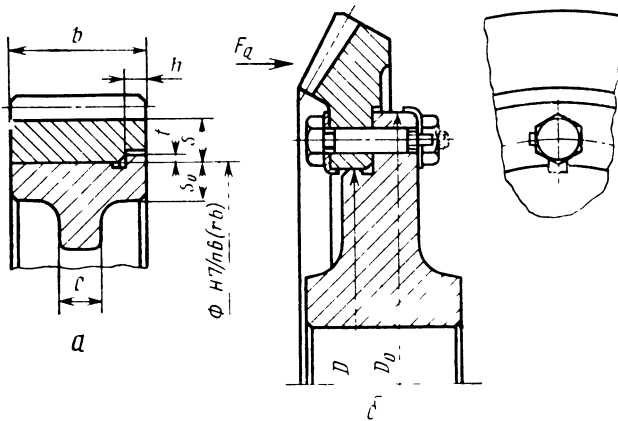


Рис. 79. Составные зубчатые колеса

### Червячные передачи

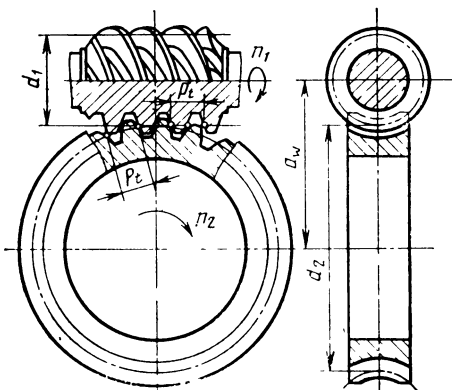


Рис. 80. Кинематическая схема зубчатой передачи

Червячная передача применяется для передачи и изменения крутящего момента между валами с перекрещивающимися, обычно взаимно перпендикулярными, осями. Передача состоит из винта с трапецеидальной резьбой, называемого червяком, и червячного колеса, зубья которого имеют особую форму, полученную в результате огибания с витками червяка (рис. 80).

Достоинствами червячных передач являются: возможность получения

больших передаточных чисел в одной ступени (от 8 до 100), плавность и бесшумность работы. В то же время червячные передачи имеют существенные недостатки: низкий коэффициент полезного действия и необходимость применения для червячных колес дорогих антифрикционных материалов. Несмотря на эти недостатки червячные передачи имеют весьма широкое распространение.

Передаточное число определяется отношением числа зубьев колеса к числу заходов червяка  $u = \frac{z_2}{z_1}$  и не зависит от диаметров червяка и колеса.

Мощности, передаваемые червячными передачами, обычно не превышают 50 кВт, однако крутящие моменты могут достигать 500 кН·м.

Значения осевых модулей стандартизованы. Предпочтительный ряд: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0.

Межосевые расстояния стандартизованы: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 мм.

Делительный диаметр червяка  $d_1 = q \cdot m$ , где  $q$  — коэффициент диаметра червяка стандартизован; предпочтительный ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25.

В связи со значительным трением в червячном зацеплении, для изготовления червячного колеса применяют антифрикционные материалы. По условиям прочности червяки трудно делать из антифрикционных материалов, однако в отдельных случаях, для очень больших колес червяки выполняют из бронзы.

Для изготовления червяков применяют цементируемые стали, имеющие твердость после закалки HRC 56...63, или среднеуглеродистые стали с поверхностной или объемной закалкой до HRC 45...55. После термообработки червяки шлифуют и полируют.

Червячные колеса обычно делают составными с бронзовыми съемными или несъемными венцами на чугунных центрах. В тихоходных передачах при больших диаметрах колес для их изготовления можно применять антифрикционные чугуны.

Червячные передачи рассчитывают на прочность по напряжениям изгиба зубьев колеса, имеющих значительно меньшую изгибающую прочность, чем витки червяка и по контактным напряжениям. В результате значительного трения в зацеплении работа червячных передач сопровождается выделением тепла, что может привести к перегреву масла и снижению его смазывающих свойств. В связи с этим проводят тепловой расчет червячных передач при стационарном тепловом режиме. Тепловой расчет проводят по условиям не превышения максимально допустимой температуры масла. В расчете учитывается площадь свободной поверхности корпуса передачи и теплоотвод в фундамент. При превышении допустимой температуры масла применяют следующие способы интенсификации охлаждения: оребрение внешней поверхности корпуса, принудительный обдув вентилятором, уста-

навливаемым на валу червяка, водяное охлаждение масла с помощью специальных змеевиков, устанавливаемых в масляной ванне передачи.

Червяки имеют 1, 2 или 4 захода и выполняются за одно целое с валом. Из-за значительных осевых нагрузок червяки устанавливают в корпусах обычно на радиально-упорных подшипниках.

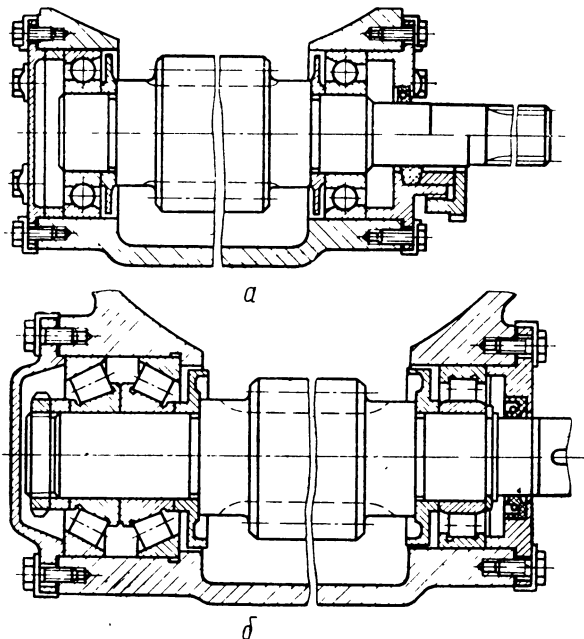


Рис. 81. Установка червяков в корпусе

При небольшом расстоянии между опорами и умеренном тепловом режиме возможна установка «враспор» на подшипниках по одному в опоре (рис. 81, а). Червяки, работающие в напряженном тепловом режиме, в передачах с межосевыми расстояниями свыше 160 мм устанавливают с одной плавающей опорой.

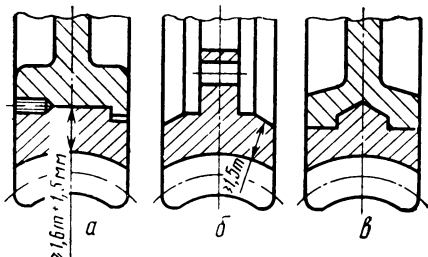


Рис. 82. Зубчатые венцы червячных колес

Осевые нагрузки обоих направлений (при реверсировании меняется направление осевой силы в зацеплении) воспринимает при этом другая опора, имеющая два радиально-упорных подшипника (рис. 81, б).

На рис. 82 приведены типовые конструкции зубчатых венцов червячных колес. Венец колеса установлен на центре с гарантированным натягом (рис. 82, а). Винты ввернуты для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы. После затяжки винтов до отказа, головки их срезают. Венец колеса крепят к центру винтами (рис. 82, б). Венец колеса отлит в форму, в которую предварительно был установлен центр (рис. 82, в). Это наиболее рациональная конструкция при серийном производстве.

### § 30. МУФТЫ

В современном машиностроении широко распространен прогрессивный принцип узловой компоновки машин. Такая компоновка позволяет применять унифицированные сборочные единицы, значительно упрощает изготовление и монтаж машины, убыстряет обнаружение и устранение неисправностей, создает условия для быстрого и экономичного агрегатного ремонта и облегчает транспортировку машины. Для передачи крутящего момента между валами отдельных агрегатов или валами, входящими в состав одного агрегата, применяют приводные муфты.

Помимо передачи крутящего момента, муфты, в зависимости от их типа, выполняют в приводах дополнительные функции.

Агрегаты привода или всей машины могут быть установлены на одной раме или на отдельных рамах. При сборке машины практически не представляется возможным точно совместить соединяемые валы агрегатов. Взаимные смещения осей валов могут быть результатом не только неточной сборки, они могут возникать под нагрузкой в результате упругих и температурных деформаций частей машины. Возможные взаимные смещения валов представлены на рис. 83. Для соединения валов, имеющих небольшие осевые, радиальные, угловые или комбинированные смещения, применяют компенсирующие муфты.

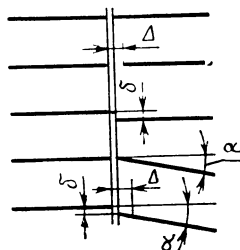


Рис. 83. Возможные смещения валов

Возникновение взаимных смещений валов может быть обусловлено назначением привода, а сами смещения могут при этом достигать значительных величин. В этом случае для соединения валов применяют подвижные муфты. При больших переменных смещениях осей валов (угловые смещения до  $45^\circ$ ) применяют шарнирные муфты.

В приводах машин, работающих при переменных крутящих моментах (возможно с ударами), устанавливают упругие муфты, снижающие динамические нагрузки и интенсивность колебаний в приводах.

Для предотвращения поломок деталей привода при аварийных

остановках или перегрузках машины применяют предохранительные муфты.

При работе машины с частыми пусками и остановами (автомобили, станки) пуск и останов приводного двигателя одновременно со всей машиной является невыгодным, а часто невозможным. В этом случае для соединения валов двигателя и привода применяют управляемые сцепные муфты, допускающие пуски и остановки привода при постоянно работающем двигателе.

### Компенсирющие муфты

Среди компенсирующих муфт широкое распространение получили зубчатые муфты, обладающие рядом существенных достоинств: высокой несущей способностью и надежностью; способностью работать при значительных частотах вращения (до окружной скорости на зубьях

25 м/с); малыми габаритными размерами.

Зубчатая муфта (рис. 84, а) состоит из двух полу муфт с зубчатыми венцами, которые входят в зацепление с внутренними зубьями обоймы. Обойма имеет боковые крышки для предотвращения осевого перемещения и удерживания смазки в полости муфты.

Компенсация линейных и угловых смещений валов обеспечивается бочкообразной формой зубьев (рис. 84, б), боковыми зазорами в зацеплении, сферической формой венца зубьев и расположением полу муфт на некотором расстоянии в осевом направлении. Зубья полу муфт закаливают до твердости HRC 35...45, зубья обоймы — до твердости HRC 45...55. Муфта допускает перекосы валов в пределах, ограниченных угло-

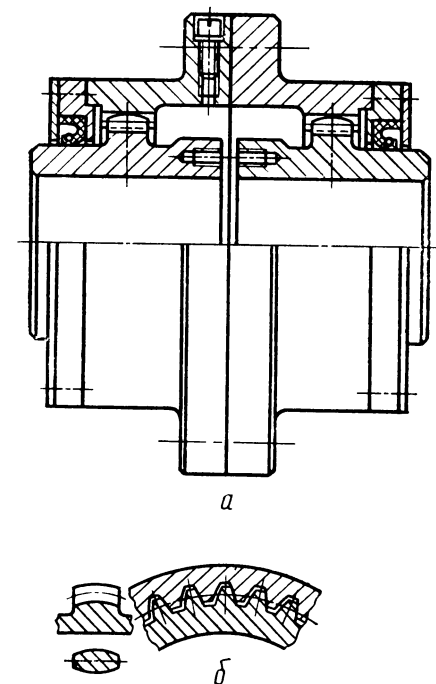


Рис. 84. Зубчатая муфта

вым перекосом осей обоймы и полу муфты, который не должен превышать  $0^{\circ}30'$  с каждой из сторон. Смещение валов приводит к возникновению дополнительных нагрузок на концах соединяемых валов в виде изгибающих моментов до 0,1 от передаваемого крутящего момента.

Высокой надежностью обладают простые по конструкции цепные муфты (рис. 85). Допускаемые смещения валов: угловые до  $1^\circ$ , радиальные до 1,2 мм. Конструкции муфт нормализованы.

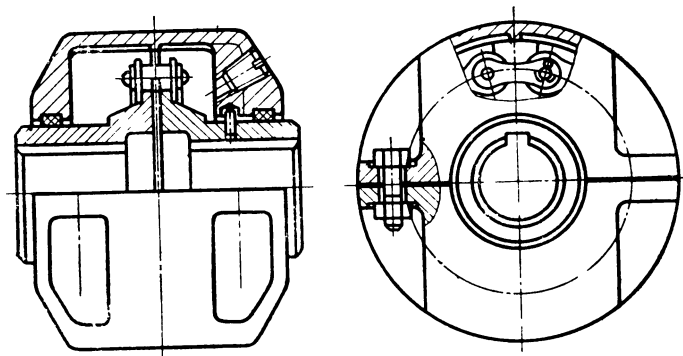


Рис. 85. Цепная муфта

### Подвижные муфты

Значительное распространение получили подвижные муфты с промежуточными элементами: кулачково-дисковые (рис. 86) и крестовые муфты с сухарем в форме параллелепипеда (рис. 87).

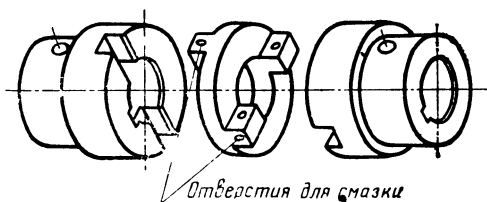


Рис. 86. Кулачково-дисковая муфта

Муфты допускают радиальные смещения валов до 0,04 от диаметра вала, угловые смещения до  $0^\circ 30'$ . Недостатком муфт является интенсивный износ вследствие сил трения и значительные нагрузки на валы, возрастающие с увеличением смещений.

В настоящее время в отечественном и зарубежном машиностроении получают распространение упругие муфты прогрессивных конструкций с резиновыми и резинокордными упругими элементами. Многие из этих муфт допускают значительные смещения валов. Благодаря высокому эксплуатационным качествам эти муфты с успехом применяют как упруго-компенсирующие и подвижные.

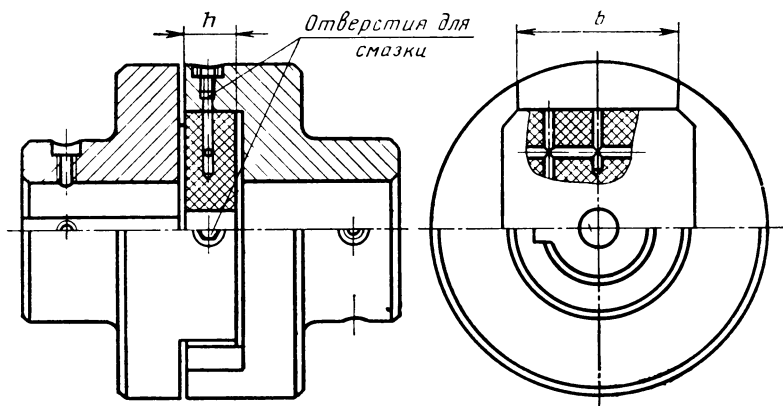


Рис. 87. Крестовая муфта

### Упругие муфты

Основным назначением упругих муфт является смягчение ударных нагрузок в приводе и предотвращение опасных крутильных колебаний, возникающих в механизме вследствие неравномерности вращения.

Упругая муфта состоит из двух полумуфт и одного или нескольких упругих элементов. Упругие элементы могут быть металлическими, выполненными в виде стальных пружин различной конструкции или неметаллическими, обычно резиновыми.

Основными характеристиками муфт являются жесткость и демпфирующая способность.

Жесткость муфты  $C$  зависит от отношения угла закручивания муфты  $\varphi$  и приложенного к ней крутящего момента  $M$ . Жесткость

муфт, имеющих линейную характеристику  $C = \frac{M}{\varphi}$ , жесткость муфт

с нелинейной характеристикой  $C = \frac{dM}{d\varphi}$ .

Демпфирующая способность муфты определяет ее способность при деформации упругого элемента преобразовывать в тепло и рассеивать энергию динамических нагрузок в приводе. В муфтах с металлическими упругими элементами рассеивание энергии происходит главным образом за счет внешнего трения упругих элементов. В муфтах с резиновыми упругими элементами основным является внутреннее трение в резине.

Муфты с металлическими упругими элементами имеют высокую несущую способность и могут надежно работать в широком диапазоне температур, однако они сложны по конструкции и нуждаются в периодическом обслуживании. На рис. 88 представ-

лена муфта с упругими элементами в виде пакетов плоских пружин. Полушмуфты 1 и 4 имеют зубчатые венцы. Между скругленными зубьями установлены пакеты плоских пружин 3, осуществляющих передачу крутящего момента. Муфта закрыта кожухом 2, предохраняющим пружины от выпадания и удерживающим смазку. Муфта обладает хорошей компенсирующей способностью. Размеры муфты приведены в табл. 16.

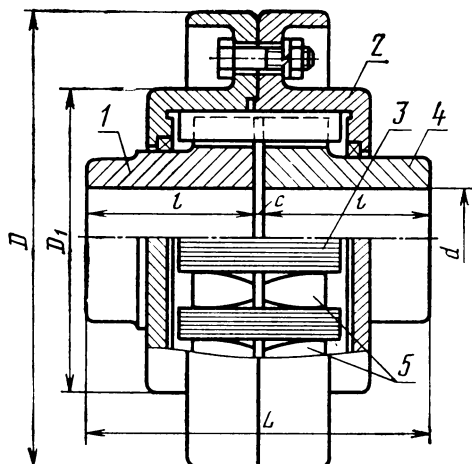


Рис. 88. Муфта с пакетами пружин

Муфты с резиновыми упругими элементами обладают важными достоинствами: высокой демфирующей и компенсирующей способностью, простой конструкции, меньшими нагрузками на валы при их смещении. В случае крепления упругого элемента к металлическим полушмуф-

Таблица 16

Размеры (мм) и параметры муфт (см. рис. 88)

$M_{кр}$ , кН·м	$n_{max}$ , об/мин	$d$	$D$	$D_1$	$L$	$l$
0,18	4030	25,4	126,4	82,5	103,7	50,8
0,41	3360	31,6	152,0	101,5	116,8	57,2
0,82	2880	44,5	176,7	120,1	141,3	69,7
1,70	2400	57,2	210,2	149,5	155,6	77,1
2,30	2130	73,0	240,1	171,5	185,2	91,5
4,00	1830	88,6	280,0	196,5	213,9	105,2
6,00	1610	101,5	315,7	225,2	243,0	120,1
8,90	1480	114,0	345,2	257,1	271,5	134,4
16,50	1310	126,4	390,0	284,3	307,1	153,0
28,60	1140	152,0	450,2	336,1	367,5	162,6
32,00	1100	176,7	465,5	372,0	379,1	176,7
46,50	960	200,3	530,2	430,8	407,3	200,3
65,00	875	228,0	582,3	476,0	460,0	228,0
92,00	770	254,0	660,0	547,5	510,0	254,0
122,00	700	278,0	710,1	585,0	558,7	278,0

там методом привулканизации или приклеивания исключается проскальзывание резины относительно металла, а следовательно и износ, снижаются напряжения в резине в местах крепления.



Недостатком муфт является старение резины в естественных условиях, узкий диапазон рабочих температур (от  $-30^{\circ}$  до  $+75^{\circ}$  С для большинства технических резин), большие габаритные размеры, чем у муфт с металлическими упругими элементами.

На рис. 89 представлена муфта «Periflex» с торообразным резиновым упругим элементом. Муфта проста по конструкции и допускает легкую замену упругого элемента. Муфта состоит из двух полумуфт 1 и б, к фланцам которых с помощью колец 3 и винтов 4 крепится упругий элемент 2. Допускаемые смещения валов: радиальное 2... 6 мм, угловое 2... 6°, осевое 3... 6 мм. Большие значения соответствуют большим размерам муфт. Размеры муфт приведены в табл. 17.

На рис. 90 представлена муфта прогрессивной конструкции с резиновым упругим элементом в виде диска с конусными торцами б, привулканизированным к стальным дискам, которые крепятся к полумуф-

Рис. 89. Муфта с торообразным резиновым упругим элементом

ругим элементом в виде диска с конусными торцами б, привулканизированным к стальным дискам, которые крепятся к полумуф-

Таблица 17

Размеры (мм) и параметры муфт (см. рис. 89)

Обозначение	$M_{кр}$ , кН·м		$n_{max}$ , об/мин	$d$	$D$	$L$	$D_1$	$D_2$	$l$	$l_1$	$l_2$	$\Phi$ , град	Масса, кг
	$M_{ном}$	$M_{max}$											
02-1	0,005	0,015	4000	10-18	84	62	—	32	26	16	—	4,0	0,8
03-1	0,01	0,03	4000	12-22	104	64	50	34	28	16	57	6,0	1,0
06-1	0,03	0,08	4000	18-30	136	88	65	45	35	18	64	6,0	3,2
10-1	0,05	0,15	3000	25-35	178	125	85	60	47	35	89	5,0	6,3
14-1	0,10	0,30	3000	30-50	210	150	110	80	59	38	98	8,5	10,2
18-1	0,25	0,75	2000	35-60	263	174	140	95	67	44	123	6,5	19,0
22-1	0,40	1,25	2000	38-70	310	200	180	115	75	42	139	6,3	31,5
25-1	0,75	2,25	1600	38-80	370	215	235	150	85	46	151	5,2	80,0
26-1	1,50	4,50	1600	40-100	402	244	260	175	95	50	153	5,5	90,0
28-1	2,50	8,00	1250	55-110	450	280	260	180	110	70	190	9,0	96,0
30-1	5,00	16,00	1000	90-140	550	360	180	210	130	120	280	10,8	168,0
32-1	10,00	34,00	800	100-180	700	450	360	270	160	150	365	11,8	320,0
33-1	7,50	25,00	630	100-180	756	450	390	300	160	170	404	27,0	345,0
34-1	16,00	50,00	500	125-255	450	590	500	380	215	210	508	21,5	750,0
35-1	25,00	75,00	430	140-260	1112	720	570	430	270	250	588	29,0	1300,0
36-1	35,00	100,00	375	150-300	1270	850	610	480	300	330	725	24,0	1600,0

там 1 и 6 винтами 5. Центрирование стальных дисков относительно полумуфт производится кольцами 2 и 4. Эти кольца имеют по два торцевых кулачка, предназначенных для передачи крутящего момента между валами в случае аварийного разрушения упругого

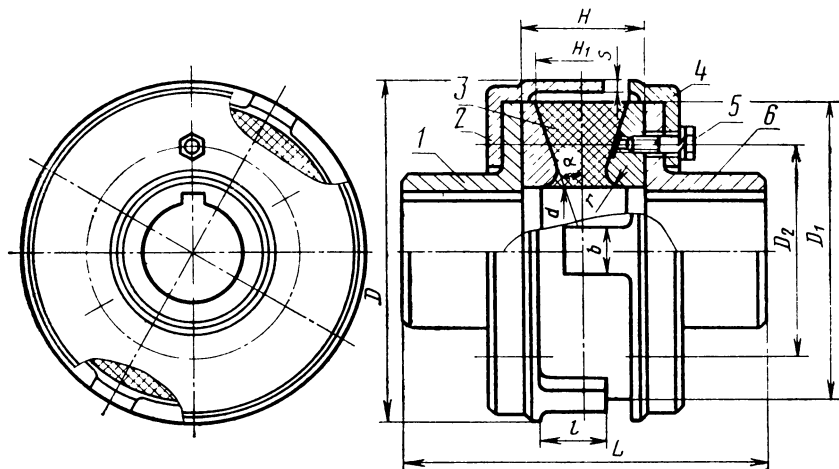


Рис. 90. Муфта с резино-металлическим упругим элементом

Таблица 18

Размеры (мм) и параметры муфт (см. рис. 90)

$M_{кр}$ , кН·м	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d	r	d <sub>в</sub>	α, град.	L	H	Кол- чест- во вин- тов в по- лу- муфте	Допустимое смещение валов	
											угло- вое	ради- аль- ное, мм
0,063	110	95	65	38	4,0	M6	17	120	38	6	1°20'	1,0
0,10	125	110	75	40	4,0	M8	17	135	45	6	1°20'	1,1
0,16	150	130	90	50	5,0	M8	17	155	50	8	1°20'	1,5
0,25	170	150	100	60	6,0	M8	17	180	60	8	1°20'	1,7
0,40	205	180	120	70	7,0	M10	17	220	72	8	1°20'	1,9
0,63	240	210	140	85	8,5	M12	17	250	85	8	1°20'	2,3
0,80	250	220	145	90	9,0	M12	17	270	90	8	1°20'	2,5
1,00	275	240	160	95	9,5	M16	17	290	95	8	1°20'	2,6
1,60	320	280	186	115	11,5	M16	17	350	115	8	1°20'	3,2
2,50	390	340	225	140	14,0	M20	17	420	140	8	1°20'	3,9
4,00	435	380	255	150	15,0	M20	17	450	152	12	1°20'	4,2
6,30	515	450	300	180	18,0	M24	17	540	180	12	1°20'	5,0
10,00	595	520	345	210	21,0	M24	17	630	210	12	1°20'	5,8

Примечания:

1. Размеры кулачков  $l=0,25 D_1$ ,  $b=0,15 D_1$ ,  $s=0,05 D_1$ .
2. Допустимое смещение валов соответствует длительному пределу выносливости.

элемента. Муфта обладает высокими эксплуатационными показателями. Форма упругого элемента обуславливает равномерное напряженное состояние в резине при передаче крутящего момента, благодаря чему достигается высокая демпфирующая способность и энергоемкость муфты. Допускаемые смещения валов и размеры муфт приведены в табл. 18. Недостатком муфты является значительная осевая жесткость.

### Предохранительные муфты

Предохранительные муфты служат для разъединения валов и предохранения деталей привода от перегрузок при возрастании крутящего момента в приводе выше расчетного допустимого значения. Предохранительные муфты устанавливают в приводах машин ударного действия, землеройных и дробильных машин, конвейеров для тяжелых грузов и т. д. Муфту устанавливают в приводе как можно ближе к рабочему элементу машины, воспринимающему перегрузки.

По принципу действия предохранительные муфты разделяют на три типа: 1) муфты с разрушающимися элементами; 2) пружинно-кулачковые муфты; 3) фрикционные муфты.

Во избежание случайных срабатываний предохранительных муфт за расчетный принимают момент выключения (предельный момент)  $M_{пр} = 1,25 M_{max}$ , где  $M_{max}$  — максимальный передаваемый момент при нормальной работе машины.

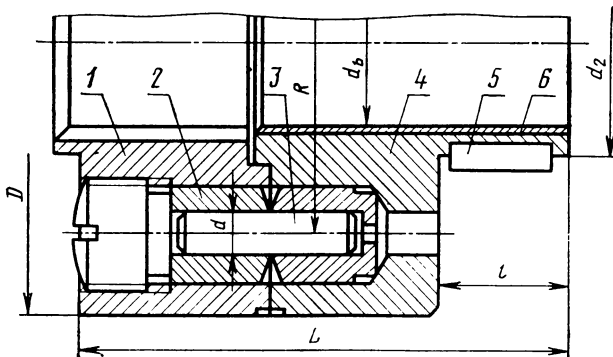


Рис. 91. Муфта со срезным штифтом

Для возобновления работы муфты с разрушающимся элементом после устранения причин перегрузки разрушенный элемент необходимо заменить. Обычно это штифт из среднеуглеродистой стали, подверженный улучшению.

На рис. 91 представлена муфта со срезным штифтом. Обе полу-муфты располагают на одном валу: левую 1 соединяют с валом

шпонкой, правую 4 с запрессованной бронзовой втулкой 6 устанавливают свободно. На наружной поверхности ступицы полумуфты 4 выполняют шпоночный паз для установки шпонки 5, с помощью которой крутящий момент передается звездочке цепной передачи или шкиву ременной передачи. Передача крутящего момента между полумуфтами осуществляется срезным штифтом 3, установленным во втулках 2. Размеры муфт приведены в табл. 19.

Таблица 19

Размеры элементов муфт (см. рис. 91)

$M_{кр}$ , кН·м	Срезающая сила, кН	$d_b$	$d$	$d_2$	$D$	$R$	$L$	$l$
0,03	0,69	25	1,5					
0,03	0,69	28	1,5	45	100	35,0	70	25
0,05	1,28	28	2,0					
0,05	1,28	30	2,0					
0,16	2,85	35	3,0					
0,16	2,85	40	3,0					
0,27	5,20	40	4,0	60	125	45,0	100	30
0,27	5,20	45	4,0					
0,43	8,10	45	5,0					
0,83	11,77	50	6,0					
0,83	11,77	55	6,0					
1,30	20,60	55	8,0	75	160	57,5	140	35
1,30	20,60	60	8,0					
2,05	32,36	60	10,0					

Пружинно-кулачковые муфты применяют при небольших частотах вращения, крутящих моментах и маховых массах. Как и муфты со срезным штифтом, эти муфты устанавливают на валу в качестве промежуточного узла между валом и звездочкой (шкивом, зубчатым колесом).

На рис. 92 представлена пружинно-кулачковая муфта. Крутящий момент передается между полумуфтами 1 и 3 торцевыми кулачками, замыкающимися под действием пружины 7, допускающей регулировку с помощью винтовой пробки 5. На наружной цилиндрической поверхности пробки 5 выполнены пазы для стопорения пробки винтом 6. Винтовая пробка

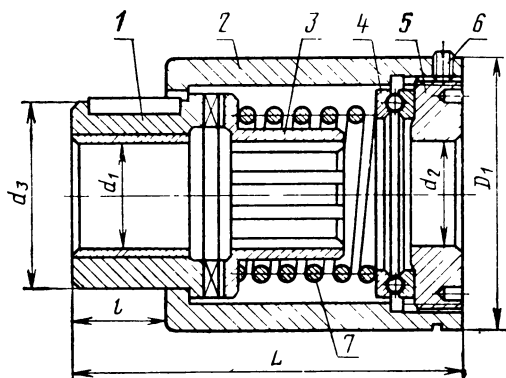


Рис. 92. Пружинно-кулачковая муфта

5, завинченная в отверстие стакана 2 воздействует на пружину через упорный подшипник 4. Полумуфта 3 может свободно перемещаться по валу в осевом направлении. Величина предельного момента определяется профилем кулачков и усилием пружины. Точность срабатывания муфты сильно зависит от состояния шлицевого соединения полумуфты 3 с валом и контактирующих поверхностей кулачков. Размеры муфт приведены в табл. 20

Таблица 20

Размеры (мм) и параметры муфт (см. рис. 92)

Шлицевое отверстие $z \times d \times D$	$D_1$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$L$	$l$	Пружина $d \times D \times H$	Размеры подшипника по ГОСТ 6874-75	$M_{кр}$ , кН · м
6×21×25	70	25	25	45	110	25	4×50×100	35×52×12	0,006 0,010 0,013
6×26×30	80	30	30	50	120	30	5×55×100	45×65×14	0,016 0,020 0,025
8×36×40	100	40	40	65	130	—	7×65×70	55×78×16	0,032 0,040 0,050

Фрикционные муфты применяют при возможных частых кратковременных перегрузках и значительных частотах вращения. При срабатывании в муфте происходит проскальзывание фрикционных элементов, при этом механическая энергия преобразуется в тепловую, а передача крутящего момента не прекращается. Муфты имеют различные формы рабочих поверхностей: дисковые, конусные, цилиндрические.

Конусные фрикционные муфты относительно просты по конструкции и обладают высокой точностью срабатывания, однако отличаются значительными габаритными размерами и весьма чувствительны к неточной установке валов. Точность срабатывания этих муфт сильно зависит от чистоты и шероховатости трущихся поверхностей.

На рис. 93 приведены два варианта муфты с рабочими поверхностями в форме конуса и цилиндра. Первый вариант для малых и средних крутящих моментов, второй — для больших. Муфта состоит из фрикционного барабана 1, полумуфт 3 и 4, фрикционного кольца 5, являющегося набором отдельных сегментов, стянутых пружиной 6, тарельчатых пружин 9, прижимающих через диск 7 фрикционное кольцо 5 к рабочим поверхностям полумуфт, гаек 10 или 11, регулирующих силу сжатия тарельчатых пружин. Под-

вижный в осевом направлении диск 7 центрируется по ступице полумуфты 4, которая в первом варианте имеет направляющую шпонку 12, а во втором варианте винты 8. Фрикционный барабан 1 крепится к полумуфте 3 винтами 2. Выполнение фрикционного барабана съемным значительно упрощает изготовление и сборку муфты. Фрикционные кольца изготавливают из материала на основе асбеста. В табл. 21 приведены основные размеры и параметры муфт.

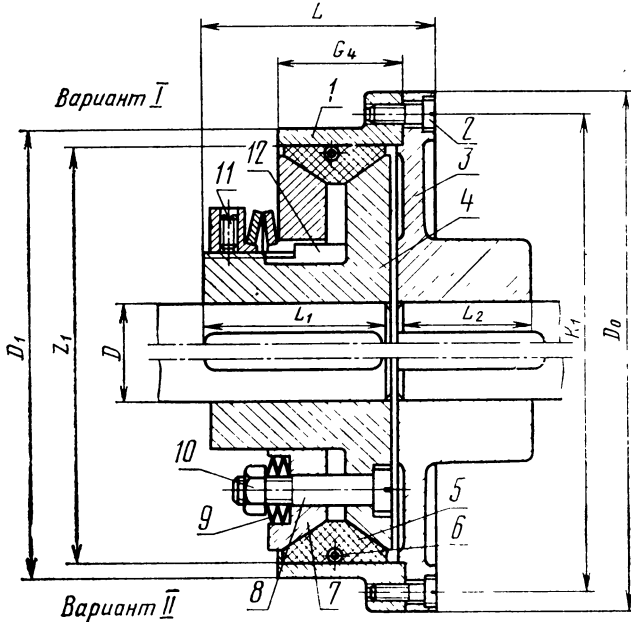


Рис. 93. Фрикционная муфта с конусными рабочими поверхностями

Таблица 21

Размеры (мм) и параметры муфт (см. рис. 93)

$M_{кр}$ ша x' кН · м	$n$ , об/мин	$D_0$	$D$	$D_1$	$G_4$	$K_1$	$L$	$L_1$	$L_2$	$Z_1$
0,06	5400	92	22	70	25	80	60	34	25	62
0,12	4000	125	30	100	35	112	80	50	29	90
0,24	3280	152	38	125	40	138	94	60	33	115
0,36	2550	195	25—50	160	47	177	115	68	45	148
0,60	2120	235	30—60	200	58	217	143	80	60	186
0,96	1710	290	35—70	250	70	268	183	105	75	234
1,92	1360	365	40—90	315	96	340	223	130	90	295
3,00	1225	410	50—110	355	105	383	270	145	120	335
6,00	1080	460	60—125	400	130	430	335	180	150	376
12,00	855	580	80—150	500	165	536	386	210	170	472
24,00	700	710	90—180	630	200	670	468	250	210	594

## Сцепные управляемые муфты

С помощью этих муфт валы могут быть соединены и разъединены как во время движения, так и в покое. Сцепные муфты могут быть двух типов: 1) кулачковые и зубчатые; 2) фрикционные.

Кулачковые или зубчатые муфты применяют при необходимости осуществления жесткой кинематической связи или определенного положения соединяемых валов. В последнем случае кулачки (или часть кулачков) делают такой формы, что они могут войти в зацепление только в одном взаимном положении. Эти муфты имеют малые габариты и просты по конструкции, однако они не обеспечивают плавного включения.

В работе фрикционных муфт используются силы трения между элементами, соединенными с разными валами. Постепенное увеличение силы сжатия позволяет также постепенно увеличивать силы трения между этими элементами, в результате чего достигается

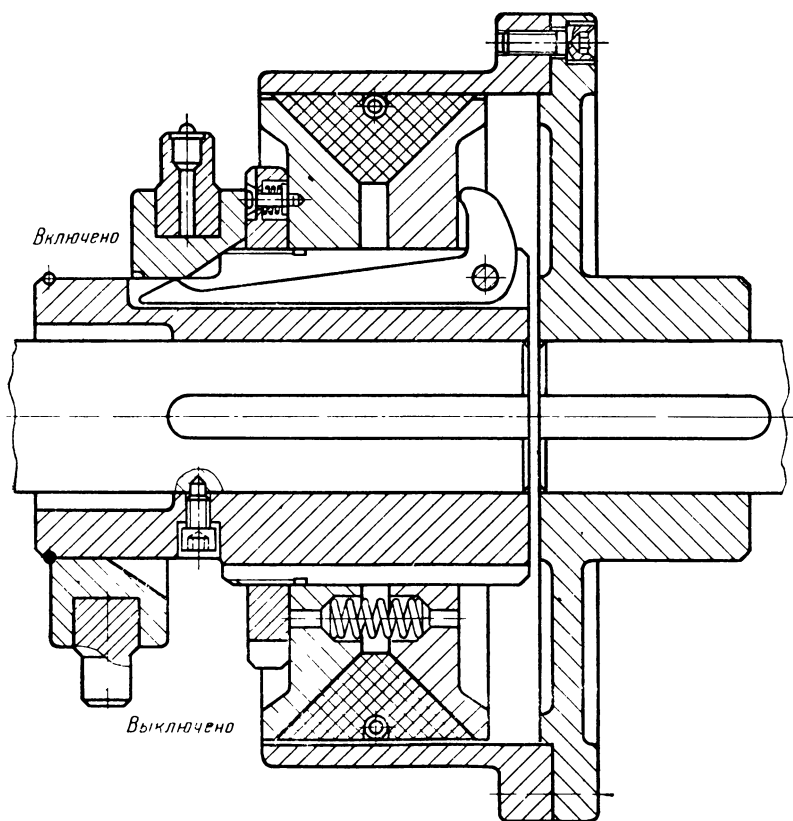


Рис. 94. Сцепная конусная фрикционная муфта

плавное включение муфты. В начальный период включения в муфте имеет место проскальзывание, которое постепенно уменьшается по мере разгона ведомого вала и полностью прекращается к заключительному периоду включения. При перегрузках фрикционная сцепная муфта может работать как предохранительная.

По форме рабочих поверхностей муфты бывают дисковые, конусные и цилиндрические.

На рис. 94 представлена сцепная конусная фрикционная муфта, аналогичная по конструкции рассмотренной выше предохранительной муфте. Такая аналогия является весьма удачной, так как допускает применение унифицированных деталей.

### § 31. ВАЛЫ И ОСИ

Валы и оси предназначены для размещения и поддержания в пространстве вращающихся деталей.

Валы обычно выполняют в виде тел вращения и устанавливают в корпусных деталях на подшипниках. Валы бывают прямыми (рис. 95, *a—в*) и коленчатыми (рис. 95, *г*). Коленчатые валы применяют в качестве кривошипов в кривошипно-шатунных механизмах для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное и наоборот.

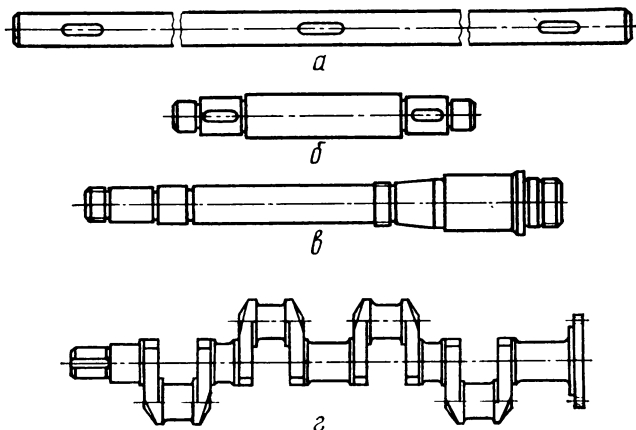


Рис. 95. Основные типы валов

На валах могут быть расположены детали передач (зубчатые колеса, шкивы, муфты и т. д.) и рабочие органы машины (зажимные патроны, колеса, кривошипы и т. д.).

Вал осуществляет передачу крутящего момента между расположенными на нем деталями или между фланцами, выполненными на его концах. Крутящим моментом могут быть нагружены как отдельные участки вала, так и весь вал целиком. Помимо кру-



тящего момента, валы нагружаются силами и изгибающими моментами, передающимися от расположенных на них деталей: силами в зубчатом зацеплении, силами натяжения ремней, изгибающими моментами и силами от расположенных на концах муфт и т. п. В связи с этим эпюры изгибающих и крутящих моментов по длине валов весьма неравномерны. Применяя при конструировании принцип создания тела равного сопротивления, целесообразно выполнять вал ступенчатой формы (переменной толщины).

В отличие от валов оси полезного крутящего момента не передают. Оси нагружены изгибающими моментами и во время работы могут вращаться вместе с закрепленными на них деталями или оставаться неподвижными. Применение неподвижных осей ограничивается необходимостью встройки подшипников во вращающиеся детали.

Одним из основных параметров вала, необходимых для разработки конструкции, является диаметр. Обычно для определения диаметра первоначального эскиза вала производят условный расчет вала на кручение или пользуются эмпирическими зависимостями. Диаметр конца входного вала редуктора составляет обычно 0,8...1,2 от диаметра вала электродвигателя, диаметр ведомого вала каждой ступени цилиндрического зубчатого редуктора 0,3...0,35 от межосевого расстояния ступени. После разработки эскизного проекта вала, выбора материала, выбора методов закрепления на валу деталей необходимо произвести расчет вала с учетом изгибающих и крутящих моментов, а также расчет вала на выносливость с учетом концентрации напряжений, прочностных характеристик материала (статических и усталостных), состояния поверхности вала и масштабного фактора. Расчет на выносливость сводится к проверке коэффициента запаса прочности.

Конструкция вала в значительной степени определяется видом и количеством деталей, закрепленных на нем, а также расположением и типом опор.

Посадка на валы зубчатых колес, подшипников, шкивов и звездочек наиболее часто осуществляется по цилиндрическим поверхностям. Выходные концы валов, предназначенные для посадки муфт, могут быть как цилиндрическими, так и коническими. Посадка по конической поверхности имеет ряд существенных преимуществ: простота сборки и разборки, точное центрирование, регулируемый натяг, однако при этом необходима надежная фиксация устанавливаемой на вал полумуфты от смещения в осевом направлении. Конические концы валов несколько сложнее в производстве. Валы с коническими и цилиндрическими концами одинаково распространены в машиностроении.

На рис. 96 представлены примеры конструктивного выполнения цилиндрического выходного конца вала. Недостатком исполнения рис. 96, а является необходимость съема призматической шпонки перед установкой подшипника и втулки. Увеличение разницы диаметров  $d_1$  и  $d_2$  (рис. 96, б) хотя и устраняет этот недостаток, одна-

ко приводит к уменьшению диаметра  $d_1$ , что нежелательно. Применение сегментной шпонки и шлицевого соединения наиболее целесообразно (рис. 96, в, г).

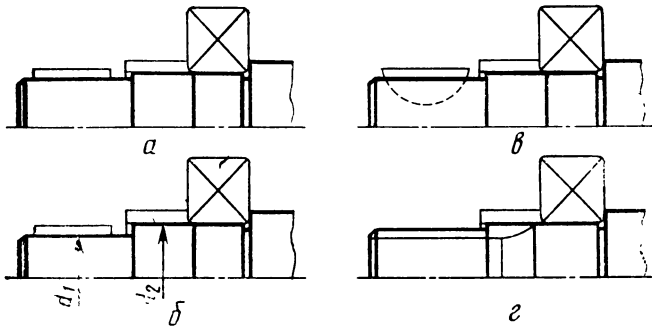


Рис. 96. Выходные концы валов

При разработке конструкции вала необходимо учитывать требования технологичности изготовления и сборки, экономии материалов, усталостной прочности и т. д.

На рис. 97 представлены типовые методы установки на вал зубчатого колеса, подшипника и втулки. С точки зрения облегчения сборки, предпочтительней валы, имеющие отдельные участки для каждой из деталей (рис. 97 а, б). При исполнении по рис. 97 б подшипник упирается в буртик вала, вследствие чего нет необходимости устанавливать втулку 1. Однако на посадочной поверхности под подшипник необходимо выполнять канавку для выхода шлифовального камня. Валы на рис. 97 в, г имеют значительно меньшую высоту буртиков  $t_2$ , чем  $t_1$  на рис. 97, б, что позволяет уменьшить диаметр  $d_k$  и, следовательно, диаметр заготовки.

При исполнении на рис. 97, д

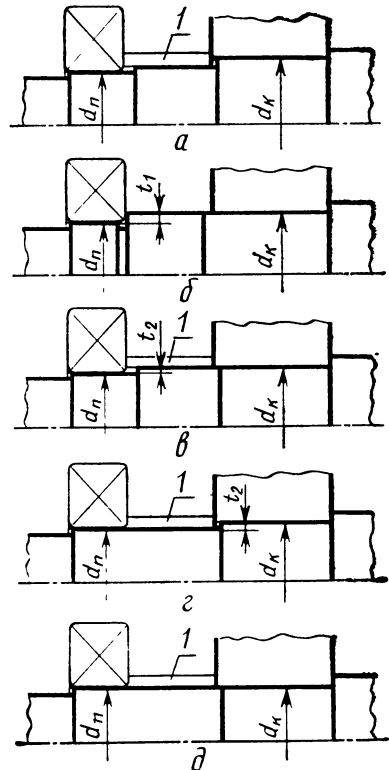


Рис. 97. Установка на вал зубчатого колеса и подшипника

вал имеет минимальное количество уступов. С точки зрения простоты изготовления такой вал является предпочтительным. Диаметры  $d_k$  и  $d_n$  равны по номинальной величине. Следует иметь в виду, что посадки, по которым подшипник и зубчатое колесо устанавливаются на вал, различны, вследствие чего при одинаковом номинальном размере предельные отклонения  $d_n$  и  $d_k$  различны.

Упорный буртик зубчатого колеса на валу может быть выполнен с галтелью (рис. 98, а) или с канавкой (рис. 98, б) для выхода шлифовального камня. В первом случае концентрация напряжений на участке перехода от цилиндрической шейки  $d$  к буртику меньше, но точное выполнение галтели более сложно, чем канавки.

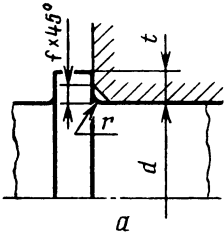


Рис. 98. Упорный буртик вала

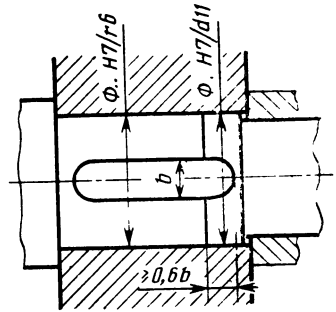
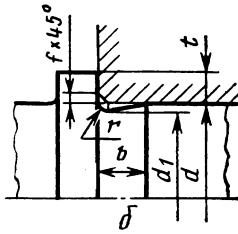


Рис. 99. Соединение зубчатого колеса с валом

Радиус галтели  $r_{max}$  и размер фаски  $f$  в зависимости от диаметра  $d$  приведены в табл. 22. Размеры канавок на валу приведены в табл. 23. Высоту упорного буртика принимают  $t = (1,3 \dots 1,5)f$ .

Неподвижные относительно вала зубчатые колеса обычно

Таблица 22

Радиус галтели  $r$  и размер фаски  $f$  в зависимости от диаметра  $d$

$d$ , св. ... до	$r_{max}$	$f$
18 ... 30	1,6	$2,0^{+0,4}$
30 ... 50	2,0	$2,5^{+0,4}$
50 ... 80	2,5	$3,0^{+0,4}$
80 ... 120	3,0	$4,0^{+0,4}$

устанавливают на вал с натягом и одновременным применением шпонок. В штучном и мелкосерийном производстве чаще применяют призматические шпонки, в серийном и массовом производ-

Таблица 23

Размеры канавок (мм)

$b$	$d_1$	$r$	$d$
3	$d-0,5$	1,0	Св. 10 до 50
5	$d-1$	1,6	Св. 50 до 100
8		2,0	Св. 100
10		3,0	

стве — сегментные шпонки и шлицевые соединения. Для облегчения сборки и обеспечения точного совпадения шпоночного паза в отверстии зубчатого колеса и шпонки, установленной в канавке вала, целесообразно выполнение направляющего участка на посадочном цилиндре вала с допуском на диаметр по  $d_{11}$  (рис. 99).

На одном валу может быть установлено несколько зубчатых колес. При этом шпоночные пазы соединений зубчатое колесо — вал и полумуфта — вал должны по возможности иметь одинаковую ширину и располагаться на одной линии.

## § 32. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Корпусные детали предназначены для обеспечения точного взаимного расположения деталей и узлов машин, восприятия нагрузок, возникающих в машине, и передачи части этих нагрузок элементам фундамента.

Таблица 24

Толщины стенок плит (мм) в зависимости от приведенного габаритного размера

$N, м$	0,4	0,75	1,0	1,5	1,8
$\delta$ мм	6	8	10	12	14

Корпусные детали обычно имеют большие размеры и сложную конфигурацию. Масса корпусных деталей стационарной машины может достигать 85 % массы всей машины. Следовательно, металлоемкость машины сильно зависит от конструкции корпусных деталей.

По назначению корпусные детали можно разделить на три группы: 1) плиты, основания — детали, поддерживающие машины и приводы, состоящие из отдельных агрегатов; 2) станины — детали, предназначенные для монтажа основных узлов машин; 3) корпусные детали узлов.

Конструкции корпусных деталей весьма разнообразны и специфичны, поэтому целесообразно рассмотреть наиболее общие вопросы конструирования этих деталей.

### Плиты

Рассмотрим конструкцию плиты, предназначенной для монтажа привода, состоящего из электродвигателя и редуктора (или коробки скоростей). Применение литых рам экономически выгод-

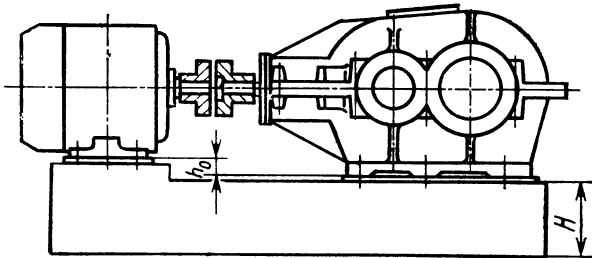


Рис. 100. Схема установки электродвигателя и редуктора

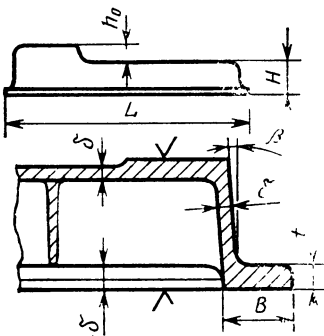


Рис. 101. Основные размеры плит

но при выпуске машин в количестве больше 5 штук. При меньшем выпуске целесообразней применение сварных рам. Плиты обычно отливают из серого чугуна марок СЧ 12—28 и СЧ 15—32.

Разработку конструкции плиты удобно начинать с определения ее габаритов. Для этого необходимо знать габариты и компоновочную схему монтируемых на плите узлов (рис. 100).

Высоту плиты  $H$  (рис. 101) определяют из соотношения  $H=L(0,09...0,11)$ , где  $L$  — длина рамы, округлен-

ная до стандартного значения. Размер  $h_0$  является очень важным и на рабочем чертеже плиты должен быть указан с соответствующим допуском, величина которого зависит от допускаемого смещения валов редуктора и электродвигателя. В свою очередь, величина допускаемого смещений валов определяется типом муфты, применяемой в приводе. Ширина плиты так же, как и длина определяется конструктивно на основании габаритных и присоединительных размеров редуктора и двигателя.

Конструирование плиты необходимо вести в строгом соответствии с правилами конструирования литых деталей. В связи с тем, что плита является тонкостенной конструкцией, особое значение имеет постоянство структуры металла, отсутствие раковин и скоп-

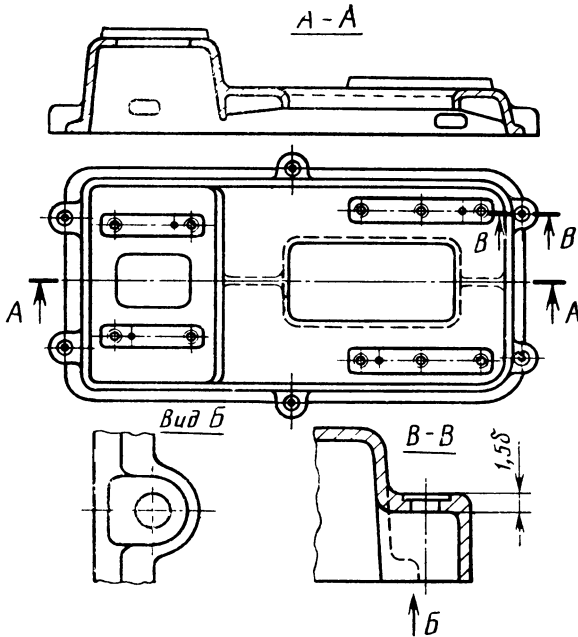


Рис. 102. Литая плита

лений неметаллических включений, сильно снижающих прочность. Обычно образование скоплений неметаллических включений и газовых раковин происходит на больших плоских поверхностях, расположенных при заливке форм горизонтально. Поэтому в конструкции плиты следует избегать таких поверхностей. В горизонтальных стенках плит предусматривают большие окна. Для увеличения прочности и жесткости плиты окна по контуру окаймляют невысокими ребрами (рис. 102).

В вертикальных стенках больших плит выполняют окна, облегчающие крепление строп подъемных устройств.

Толщину стенок плиты определяют в зависимости от приведенного габаритного размера  $N$  по табл. 24.  $N=0,25(2L+B+H)$ , где  $L$ ,  $B$  и  $H$  — длина, ширина и высота, м. Толщина стенок плиты  $\delta$  должна быть по возможности одинаковой. Толщина внутренних ребер  $0,8\delta$ .

В боковых стенках плиты выполняют сквозные отверстия диаметром 25...30 мм для установки вспомогательной балки, захватываемой крюками или петлей, связанными с подъемным устройством.

Крепление плиты к фундаменту осуществляют фундаментными болтами, проходящими через отверстия в приливах. Приливы желательно делать высокими, причем высота всех приливов должна быть одинаковой для облегчения механической обработки.

Поверхности, предназначенные для установки узлов привода, обрабатывают более точно, чем нижнюю опорную поверхность плиты. Для закрепления узлов на плите выполняют отверстия с резьбой. Размеры опорной поверхности плиты принимают (см рис. 101):  $B=(2,5 \dots 3,5)\delta$ ,  $t \approx 1,5\delta$ .

### Корпусы редукторов

Корпусы редукторов являются более сложными деталями, требующими механической обработки с высокой степенью точности. Обычно корпуса редукторов отливают из чугунов марок

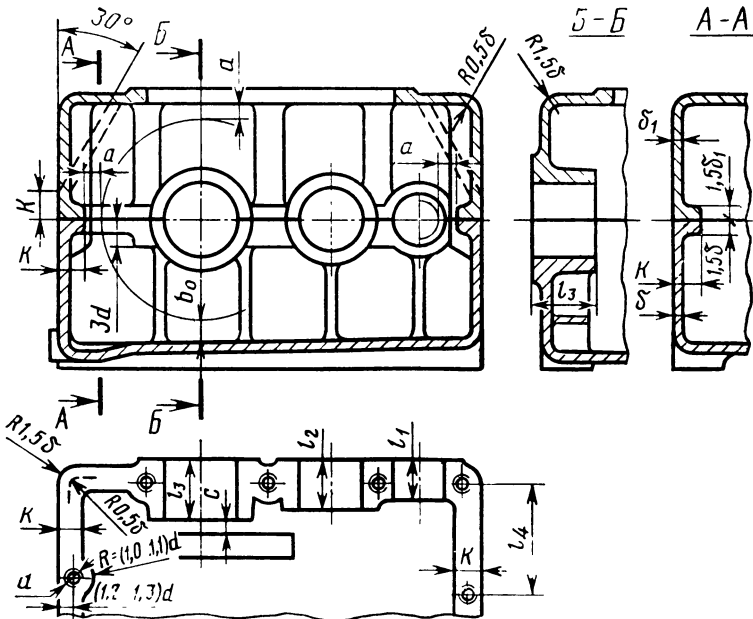


Рис. 103. Литой корпус редуктора

СЧ 15—32 или СЧ 18—36. Корпусы тяжелых редукторов, работающих в условиях ударных нагрузок, отливают из высокопрочного чугуна марки ВЧ 42—12 или из стали.

Толщины стенок корпусов можно выбирать по эмпирической зависимости

$$\delta = 2\sqrt[4]{0,1T} \geq 6 \text{ мм}, \quad (14)$$

где  $T$  — крутящий момент на тихоходном валу, Нм.

Толщины стенок крышек  $\delta_k = 0,9\delta$ .

В настоящее время корпуса редукторов стремятся выполнять прямоугольной формы с малыми радиусами закруглений и гладкими наружными поверхностями. Схематическое изображение корпуса и крышки двухступенчатого цилиндрического редуктора дано на рис. 103. Фланец по плоскости разреза корпуса и крышки направлен внутрь и имеет ширину  $K = (2 \dots 2,2)\delta$ . Расстояния  $a$  и  $b_0$  находят из следующих соотношений:

$$a = \sqrt[3]{L} + (2 \dots 3) \text{ мм},$$

где  $L$  — ориентировочная длина корпуса;  $b_0 \geq 6m$ , где  $m$  — модуль зубчатой передачи тихоходной ступени. Расстояние между торцевыми поверхностями зубчатых колес и стенками корпуса  $C \approx 2m$ . Крепление крышки к корпусу осуществляют винтами с цилиндри-

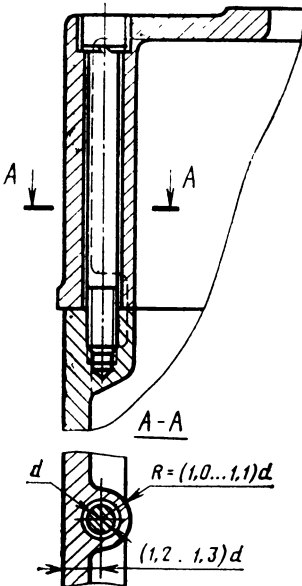


Рис 104 Крепление крышки редуктора

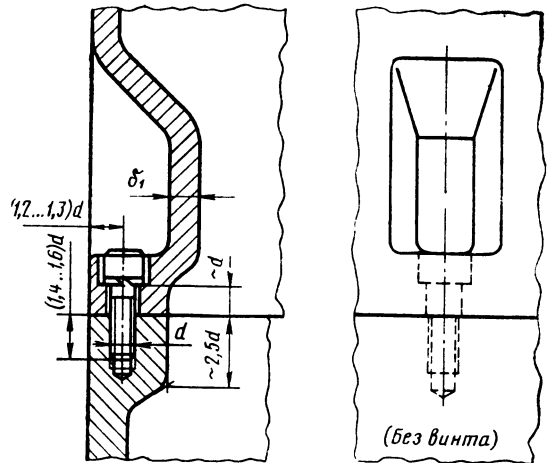


Рис. 105. Расположение винта в нише



ческой головкой и внутренним шестигранником (рис. 104). В некоторых случаях в боковых стенках крышек делают ниши, что позволяет применять короткие винты (рис. 105).

Фиксирующие конические штифты, обеспечивающие точное взаимное расположение корпуса и крышки при обработке отверстий под подшипники и при сборке, устанавливают наклонно в нишах (рис. 106).

В связи с тем, что детали опор валов имеют различные осевые размеры и конструкцию, высоты приливов  $l_1, l_2, l_3$  различны (см. рис. 103).

Крепление корпуса

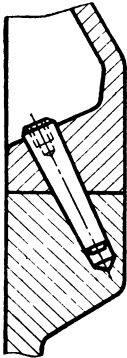


Рис. 106.  
Установка фиксирующего конического штифта

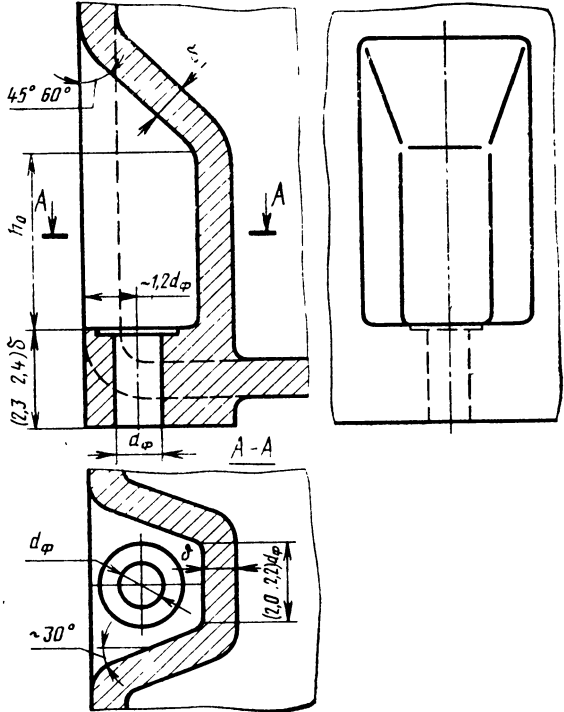


Рис 107. Ниша для винтов или шпилек крепления корпуса

к раме или плите осуществляется винтами или шпильками, для чего в боковых стенках также предусматривают ниши (рис. 107). Высота ниши составляет  $h_0 \approx 2,5(d_\phi + \delta)$ .

### § 33. ПРУЖИНЫ И РЕССОРЫ

Пружины и рессоры являются упругими элементами, способными накапливать и отдавать энергию или создавать постоянную полезную нагрузку вследствие предварительной деформации.

Отдавая предварительно накопленную энергию, пружина выполняет функции двигателя. Продолжительность цикла «накопление — отдача энергии» может быть как длительным (пружины часовых механизмов), так и весьма коротким (пружины кулачковых механизмов, возвратные пружины огнестрельного оружия и т. п.). В приведенных примерах пружины накапливают и отдают полезную энергию.

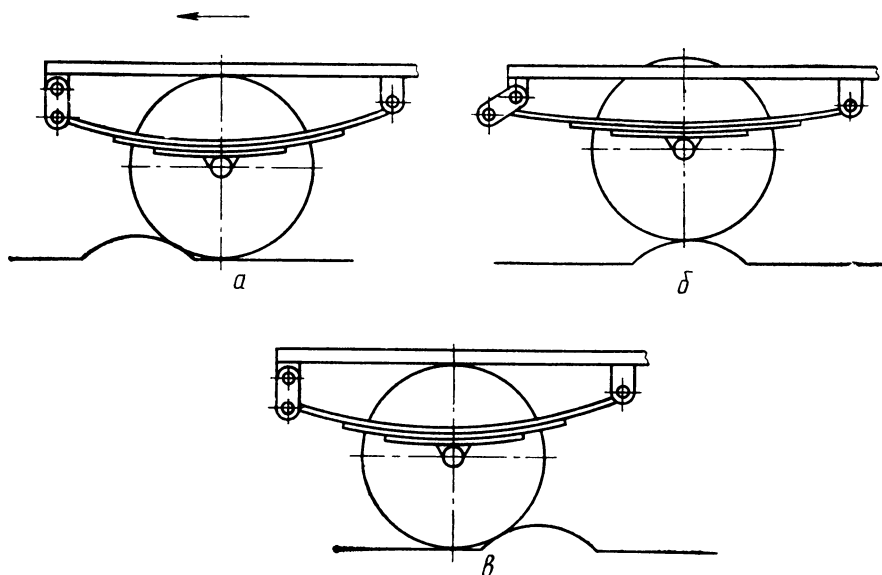


Рис. 108. Схема работы рессоры в подвеске транспортной машины

Пружины и рессоры широко применяют в виброизоляционных устройствах, в подвесках колес транспортных машин, для восприятия ударных нагрузок (буферные пружины железнодорожного подвижного состава). В этих случаях пружины накапливают вредную для работы машины энергию. На рис. 108 представлена схема работы рессоры в подвеске транспортной машины при проезде через неровность дороги. Колесо перемещается в вертикальном направлении, следуя за рельефом дороги, что приводит к деформации рессоры от начального состояния с последующим возвратом в это состояние по мере съезда с препятствия. Колебания колеса при этом почти не передаются кузову машины.

Основными материалами для пружин являются стали, обладающие высокими и стабильными во времени упругими свойствами: высокоуглеродистые стали 65, 70, марганцовистая сталь 65Г, кремнистая сталь 60С2А и др.

## Цилиндрические витые пружины растяжения и сжатия

Для изготовления этих пружин обычно применяют проволоку круглого сечения, однако при стесненных габаритных размерах, а также в случае изготовления пружины путем вырезания из трубы, витки могут иметь квадратное или прямоугольное сечение.

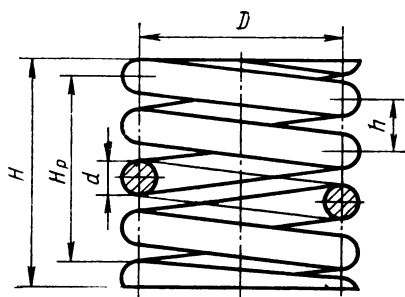


Рис. 109. Основные геометрические параметры пружины

Основные геометрические параметры пружины (рис. 109):

1) диаметр проволоки  $d$  или размеры сечения;

2) средний диаметр пружины  $D$ , наружный диаметр  $D+d$ , внутренний диаметр  $D-d$ ;

3) индекс пружины  $c = \frac{D}{d}$ ;

4) шаг витков  $h$ ;

5) угол подъема витков  $\alpha$ ,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi D};$$

6) длина рабочей части  $H_p$ ;

7) число рабочих витков  $i = \frac{H_p}{h}$ .

Большее значение индекса соответствует большей податливости пружины.

Ориентировочные значения индекса в зависимости от диаметра проволоки:

$d$ , мм	до 2,5	3...5	6...12
$c$	5...12	4...10	4...9

Расчет пружины проводят по напряжениям кручения, возникающим в поперечном сечении витков, с введением поправочного коэффициента, учитывающего кривизну витков.

Пружины растяжения навивают методом закрытой навивки, обеспечивающим начальную силу сжатия между витками. Величина этой силы обычно составляет 30 % от предельной силы растяжения пружины, вызывающей напряжения, близкие к пределу упругости.

Крепление пружин растяжения осуществляется с помощью прицепов. Простейшие прицепы выполняют путем отгибания одного витка (рис. 110, а). Недостатком такого прицепа является значительная концентрация напряжений в месте отгиба. В ответственных случаях предпочтительными являются пружины с закладными прицепами (рис. 110, б), прицепными пластинами (рис. 110, в) и ввертными винтовыми пробками (рис. 110, г). Последний тип крепления является наиболее совершенным, его применяют для пружин с диаметром проволоки свыше 5 мм. Винтовая пробка ввертывается в пружину на 2...2,5 витка.

Пружины сжатия навивают методом открытой навивки таким образом, чтобы расстояние между витками было на 10...20 % больше расчетной осевой деформации каждого витка под действием максимальной нагрузки. Опорные витки на концах пружин поджимают почти до соприкосновения с соседними рабочими вит-

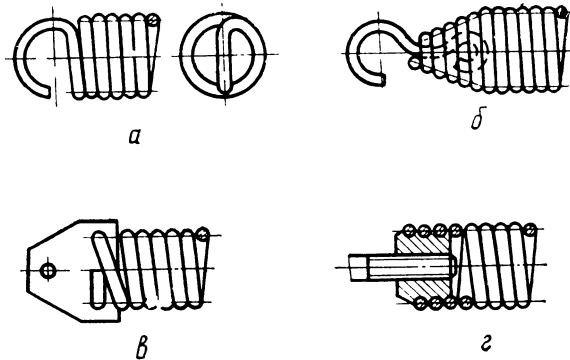


Рис. 110. Прицепы пружин растяжения

ками. Для обеспечения перпендикулярности оси пружины опорной плоскости пружины и снижения напряжений изгиба опорных витков торцы пружины шлифуют.

Для обеспечения высокой податливости при стесненных габаритах применяют многожильные витые пружины. Такие пружины изготавливают из тросов, свитых из тонкой высокосортной углеродистой проволоки. Обычно трос состоит из 2...4 (реже 6) проволок без центральной жилы (рис. 111). Пружины обладают высокой податливостью и, в то же время, значительной несущей способностью за счет высоких механических характеристик тонкой проволоки. Обычно многожильные пружины используют как пружины сжатия. Недостатком таких пружин является износ проволок в местах взаимного контакта при длительных переменных нагрузках со значительным числом циклов нагружения.

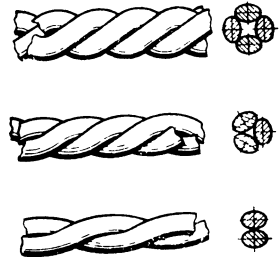


Рис. 111. Многожильные пружины

### Цилиндрические витые пружины кручения

Отличие пружин кручения от пружин растяжения и сжатия состоит в конструкции прицепов, обеспечивающих передачу пружине закручивающего момента (рис 112), и в небольшом рас-

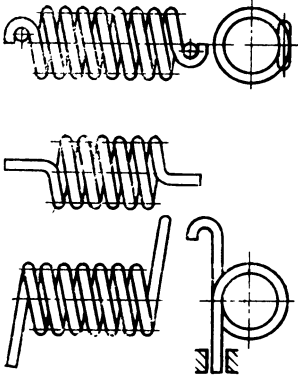


Рис. 112. Цилиндрические винты пружины кручения

стоянии между витками (приблизительно 0,5 мм). Обычно пружины устанавливают на оправках с некоторым зазором. При нагружении крутящим моментом ось пружины несколько искривляется, в результате чего витки пружины с внутренней стороны могут войти в соприкосновение с оправкой. Пружины, работающие в условиях переменных нагрузок со значительным числом циклов нагружений, целесообразно смазывать.

Пружины кручения рассчитывают по напряжениям изгиба с введением поправочного коэффициента, учитывающего кривизну витков.

### Тарельчатые пружины сжатия

Тарельчатые пружины сжатия собирают из отдельных элементов, имеющих форму конических оболочек с отверстием (рис. 113). Отношение  $\frac{D}{d} = 2 \dots 3$ , угол подъема образующей конуса  $2^\circ \dots 6^\circ$ . Наружный диаметр пружин  $D$  в соответствии со стандартом лежит в пределах 28 ... 300 мм, толщина оболочки  $S$  в пределах 1 ... 20 мм.

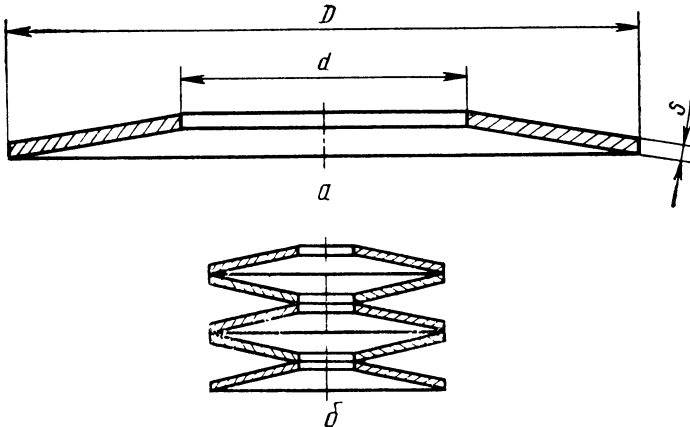


Рис. 113. Тарельчатая пружина

Тарельчатые пружины применяют для восприятия больших нагрузок (до 550 кН) в условиях габаритов, стесненных по оси, и при высокой потребной жесткости пружины. Для увеличения не-

сущей способности пружины отдельные элементы заменяют пакетами (рис. 114). В этом случае, благодаря значительному трению между элементами, пружина эффективно демпфирует энергию колебаний.

Точный расчет пружин является весьма сложным, вследствие чего при проектировании пружины выбирают по таблицам стандарта и других справочных материалов, основанных на практике.

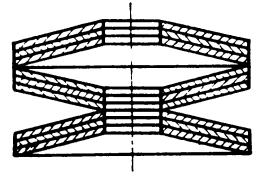


Рис. 114. Пакеты гательчатых пружин

### Кольцевые пружины сжатия

Кольцевые пружины сжатия состоят из набора стальных колец двух типов: внутренних и наружных (рис. 115). Контакт между кольцами осуществляется по коническим рабочим поверхностям.

При приложении нагрузки внутренние кольца вдавливаются в наружные, происходит сжатие внутренних колец и растяжение наружных. Угол наклона образующих конических поверхностей  $\beta$  должен быть больше угла трения. Выполнение этого условия необходимо для обеспечения возврата пружины в исходное положение после снятия нагрузки. Обычно  $\beta = 14^\circ \dots 17^\circ$ . Кольцевые пружины способны воспринимать очень большие нагрузки. Благодаря значительному трению пружины могут успешно работать в качестве амортизаторов при незначительных амплитудах колебаний.

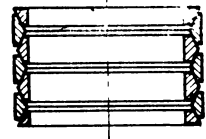


Рис. 115. Кольцевая пружина

### Листовые рессоры

Листовые рессоры находят широкое применение в машиностроении в качестве упругих элементов подвески автомобилей, железнодорожного подвижного состава и других транспортных машин (см. рис. 108). Рессоры набирают из листов разной длины и разной кривизны. Короткие листы имеют большую начальную кривизну, чем длинные, что обеспечивает плотное прилегание листов собранной рессоры и некоторую разгрузку длинных листов. По форме

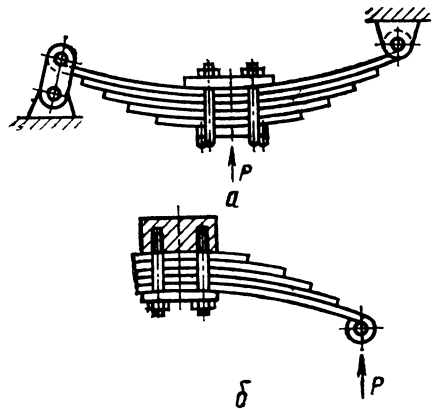


Рис 116. Листовые рессоры

различают полуэллиптические (рис. 116, а) и четвертные (рис. 116, б) рессоры. Трение между листами способствует демпфированию колебаний.

### § 34. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

Направляющие прямолинейного движения являются опорами, обеспечивающими прямолинейность движения деталей и воспринимающими нагрузки, действующие на эти детали.

#### Направляющие скольжения

Направляющие скольжения широко распространены в машиностроении. Рассматривать конструкции направляющих удобно на примере металлорежущих станков и кузнечно-прессовых машин. В первом случае для направляющих характерны большие длины ходов, широкие диапазоны скоростей перемещения (от малых скоростей подачи токарных станков до высоких скоростей главного движения строгальных станков) и высокие требования точности. Во втором — большие (часто ударные) нагрузки в направлении движения и повышенная температура.

Основные типы направляющих приведены на рис. 117.

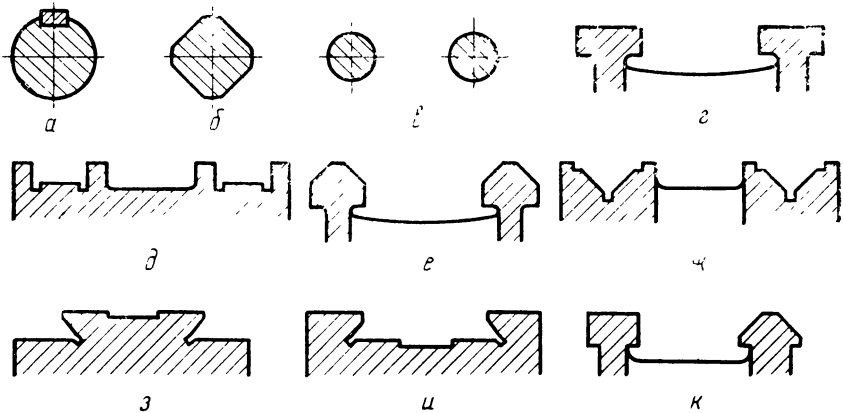


Рис. 117. Основные типы направляющих прямолинейного движения

При стесненных габаритных размерах и незначительных моментах, стремящихся повернуть деталь вокруг оси направляющей, применяют одну цилиндрическую направляющую со шпонкой (рис. 117, а). При значительных моментах применяют призматическую направляющую (рис. 117, б). Круглые цилиндрические направляющие применяют при необходимости обеспечить детали поступательное и вращательное движение.

Обычно применяют двойные направляющие (рис. 117, в), в тяжелых машинах направляющих может быть больше. Колонны гид-

равлических прессов обычно используют как цилиндрические направляющие.

При проектировании машины тип и расположение направляющих выбирают таким образом, чтобы по возможности обеспечить равномерное распределение давлений по поверхностям направляющих, соприкасающимся с подвижными деталями.

Направляющие по отношению к подвижной детали могут быть охватывающими или охватываемыми. Охватывающие направляющие (рис. 117, *д, ж, и*) несколько сложнее в изготовлении, но при значительных скоростях перемещения детали (в горизонтальной плоскости) являются предпочтительными, так как лучше удерживают смазку.

Наиболее просты в изготовлении прямоугольные направляющие (рис. 117, *з, д*). Недостатками их являются сложность регулировки и, как следствие — невысокая точность.

Треугольные направляющие (рис. 117, *е, ж*) обеспечивают более высокую точность за счет саморегулирования зазоров под действием нормальной силы. Достаточно широко распространены направляющие смешанного типа (рис. 117, *к*).

В условиях стесненных габаритов по высоте часто применяют направляющие типа «ласточкин хвост» (рис. 117, *з, и*).

Выход из строя направляющих происходит обычно вследствие абразивного износа и контактного схватывания на кромках деталей из-за увеличения давления, вызываемого температурными или упругими деформациями.

Выбор материалов направляющих и сопряженных деталей осуществляют в зависимости от условий работы из следующих сочетаний.

а) при больших скоростях скольжений и давлений — цветные сплавы (бabbиты, бронзы) по чугуну или стали;

б) при значительных нагрузках в тяжелых машинах — пластмассы по чугуну или стали;

в) при малых скоростях скольжения и больших и средних давлениях — закаленную сталь или закаленный чугун по чугуну;

г) при малых скоростях и давлениях — чугун по чугуну.

Направляющие, выполненные за одно целое со станиной, являются наиболее простыми с точки зрения конструкции. Однако для понижения требований к материалу станин и упрощения ремонта направляющие целесообразно выполнять привертными.

С целью обеспечения беззазорного движения детали по направляющим и компенсации износа применяют регулируемые направляющие. Для регулирования обычно применяют планки, поджимаемые винтами (рис. 118, *а, б*), или клинья (рис. 118, *в*). Регулируемые направляющие можно применять для фиксации подвижной детали в заданном положении.

Надежная работа направляющих в значительной степени зависит от наличия смазки и эффективности защитных устройств, препятствующих проникновению абразива, стружки и пыли



Смазка ответственных направляющих, работающих со значительными скоростями, осуществляется под давлением.

При необходимости точных медленных перемещений целесообразно применение гидростатических направляющих. В этом случае масло подается между соприкасающимися поверхностями направляющих под давлением в

таком количестве, чтобы масляный слой полностью разделял поверхности.

Направляющие машин нормальной точности при средних скоростях перемещения смазывают обычно периодически нанесением смазки на трущиеся поверхности. При этом одна из поверхностей должна иметь пологие скосы (угол скоса от 1:1000 до 1:2000), примыкающие к смазочным канавкам для создания масляного клина гидродинамического давления.

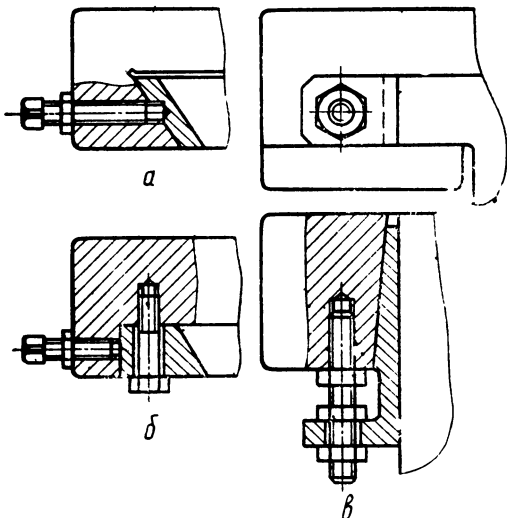


Рис. 118. Регулируемые направляющие

Простейшими защитными устройствами направляющих являются щитки, уплотнения из маслостойкой резины и войлока. Наиболее эффективны телескопические щитки в сочетании с уплотнениями и гифрированные меха, полностью закрывающие направляющие. Применение сложных защитных устройств целесообразно в машинах, работающих в условиях повышенной запыленности или при неизбежном поступлении абразивных частиц (например, в шлифовальных станках).

Недостатком направляющих скольжения является сложность осуществления точных малых и медленных перемещений из-за скачков, связанных с зависимостью сил трения от скорости скольжения.

### Направляющие качения

В направляющих качения перемещение осуществляется с помощью тел качения: шариков, роликов или игл. Для размещения тел качения на направляющих выполняют специальные дорожки.

Направляющие качения обладают следующими достоинствами: малым сопротивлением движению, малой разницей между силами трения движения и покоя. Благодаря этим достоинствам направляющие качения обеспечивают перемещение деталей в широком

диапазоне скоростей. Особенно важной является возможность медленного равномерного перемещения и малых перемещений высокой точности.

Недостатками направляющих качения являются сложность изготовления, необходимость термообработки дорожек качения до высокой твердости, повышенная чувствительность к загрязнению.

В направляющих применяют стандартные тела качения, выпускаемые подшипниковой промышленностью. Форму тел качения выбирают в зависимости от нагрузки на направляющие. При малых нагрузках применяют шариковые направляющие (рис. 119, а, б), при больших — роликовые (рис. 119, в, г), при средних нагрузках и стесненных габаритах — игольчатые.

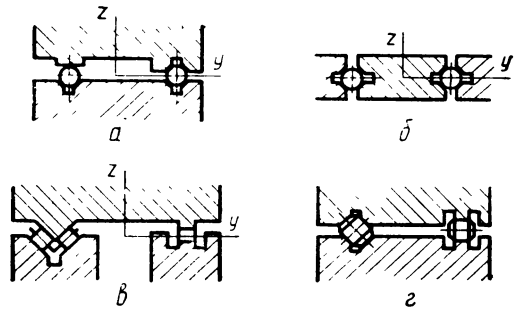


Рис. 119. Направляющие качения

Несущая способность роликовых направляющих в 20...30 раз выше, чем шариковых, имеющих дорожки с плоскими гранями, при одинаковых габаритах.

Тела качения обычно разделяют сепараторами. Простейшие сепараторы, применяемые при невысоких скоростях, имеют форму пластины с отверстиями для тел качения. Сепараторы игл соприкасаются с дорожками качения и при движении скользят по ним, сепараторы тел качения диаметром более 7 мм не касаются дорожек качения.

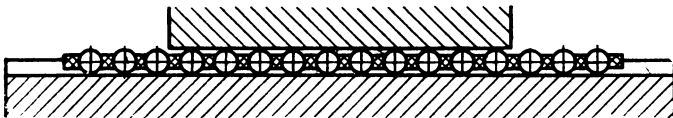


Рис. 120. Соотношение длины подвижной направляющей и сепаратора

Скорость поступательного движения тел качения по дорожкам равна половине скорости движения подвижной направляющей.

По мере движения тела качения выкатываются из-под подвижной направляющей. Для обеспечения неизменных условий работы направляющих на всей расчетной длине перемещения, длина сепаратора с телами качения должна превышать длину подвижной направляющей (рис. 120). Для обеспечения больших ходов подвижную направляющую снабжают замкнутым контуром,

по которому движутся тела качения. Тела качения, вышедшие из контакта, проталкиваются в отверстия с большим диаметром и возвращаются в начальное положение (рис. 121).

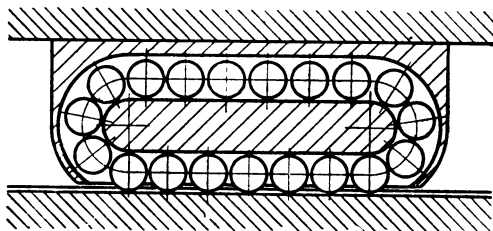


Рис. 121. Направляющие качения с замкнутым контуром

В настоящее время централизованно изготавливают опорные узлы с замкнутым контуром циркуляции тел качения (танкетки), являющиеся подвижными направляющими качения.

### § 35. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ

Переключение скоростей в коробках скоростей и передача осуществляется путем выведения из зацепления пары зубчатых колес и введения в зацепление другой пары зубчатых колес, расположенных на тех же валах, но имеющих отличное от первой пары передаточное отношение.

Широко распространены две схемы механизмов перемещения зубчатых колес по валам. В механизме, спроектированном по первой схеме (рис. 122, а), зубчатое колесо (или блок) перемещается по валу под воздействием переводного камня 2. Камень 2 закреплен в головке рычага 1, сидящего на одном валике 3 с рукояткой 4. Недостатком такого механизма является смещение переводного камня, находящегося в проточке зубчатого колеса, относительно оси зубчатого колеса при движении по дуге радиусом  $R$  вместе с головкой рычага. При проектировании радиус  $R$  принимают равным  $R = A_1 + a$ , где  $A_1$  — расстояние от оси зубчатого колеса до оси поворота рычага;  $a$  — половина высоты дуги, описываемой осью верхней головки рычага при перемещении зубчатого колеса из одного крайнего положения в другое.

Величина  $a$  не должна превышать 30 % высоты  $h$ . Рассмотренная схема может быть применена для перемещения зубчатых колес на незначительные расстояния.

Для перемещения зубчатых колес на большие расстояния целесообразно применять механизмы, выполненные по второй схеме

(рис. 122, б). Зубчатое колесо 2 перемещают по валу с помощью вилки 3, расположенной на направляющей скалке 4. Оси колеса и скалки параллельны. Усилие от рычага 1, выполненного в виде зубчатого сектора, передается вилке 3 через зубчатую рейку 5.

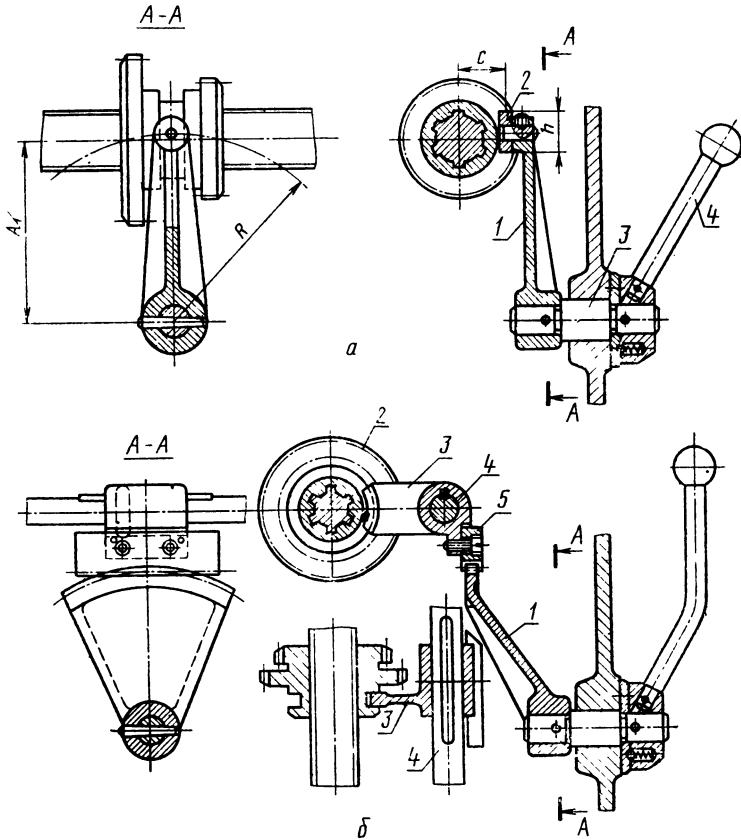


Рис. 122. Схемы механизмов перемещения зубчатых колес по валам

### Переводные камни и вилки

Распространенные в машиностроении конструкции переводных камней отличаются между собой практически только методом закрепления в головке рычага. Обычно применяют камни наиболее простой конструкции (рис. 123, а) и насадные камни (рис. 123, б). В некоторых случаях применяют камни, выполненные за одно целое с осью (рис. 123, в).

Размеры переводных камней, показанных на рис. 124, даны в табл. 25.

Перемещение зубчатых колес в механизмах, выполненных по первой схеме, помимо переводных камней может осуществляться с помощью вилок. Вилки в этом случае охватывают зубчатое колесо (или специальный буртик) с двух сторон.

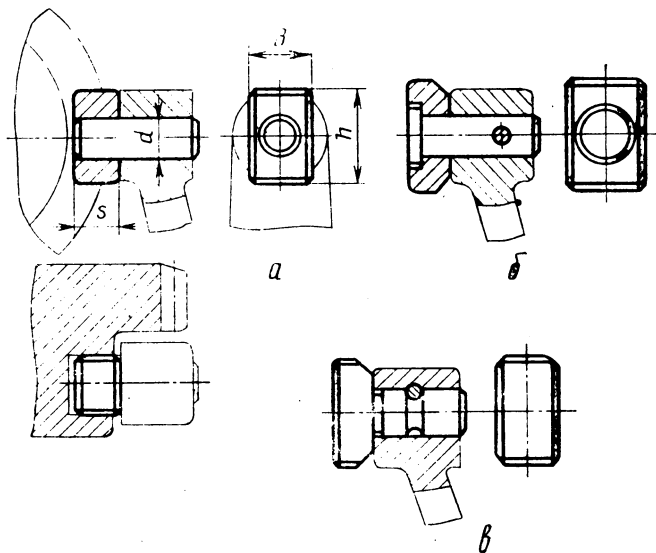


Рис. 123. Переводные камни

Таблица 25

Размеры переводных камней (мм)

<i>B</i>	<i>h</i>	<i>S</i>	<i>d</i>
10	18	5	5
12	22	6	6
16	28	8	8

Примеры конструкций переводных вилок механизмов, выполненных по второй, более сложной, схеме, представлены на рис. 124. Вилка может входить в кольцевую проточку (рис. 124, а, в) или охватывать с двух сторон кольцевой буртик (рис. 124, б).

При необходимости предотвратить поворот вилки вокруг оси направляющей скалки, соединение вилки со скалкой осуществляют с помощью направляющей шпонки или шлицев.

Передача усилия от рычага к вилке с помощью цилиндрического штифта, расположенного в поперечном пазе вилки (см. рис. 124, а) при частых переключениях может привести к повы-

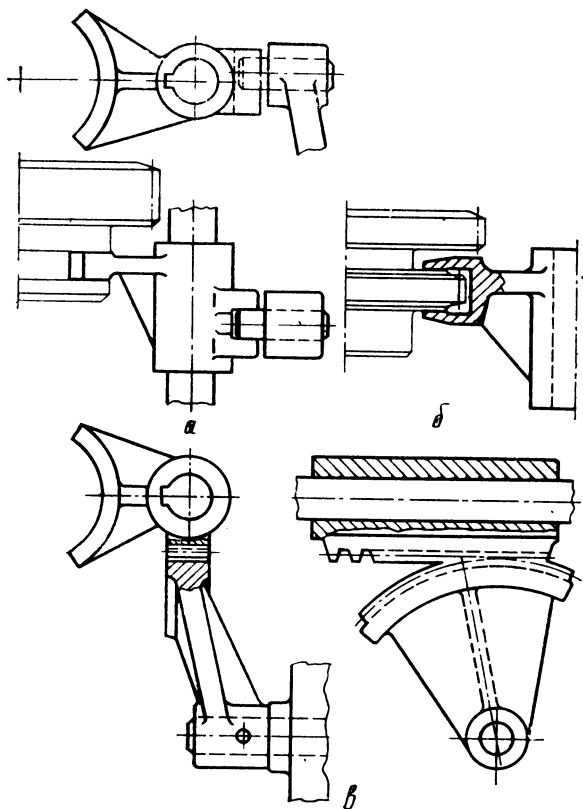


Рис. 124. Переводные вилки

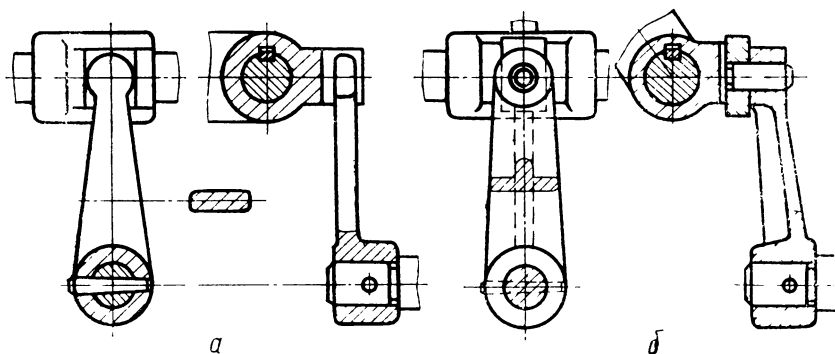


Рис. 125. Рычаги

шенному износу вследствие линейного контакта штифтом и пазом. В наиболее простой конструкции штифт отсутствует. Головка рычага, имеющая цилиндрическую форму, расположена в пазе вилки

(рис. 125, а). Для уменьшения износа связь рычага с вилкой осуществляют с помощью переводного камня (рис. 125, б).

Для перемещения вилки на значительные расстояния применяют зацепление зубчатая рейка — зубчатый сектор. Зубчатая рейка может быть выполнена за одно целое с вилкой (см. рис. 124, в) или крепиться к вилке винтами (см. рис. 122, б)

### Рычаги и рукоятки управления

Формы рычагов, так же как и вилок, определяются компоновкой коробок скоростей и передач и могут быть весьма сложными. Обычно рычаги выполняют литыми из серого чугуна

На рис. 125 представлены рычаги наиболее простых конструкций.

В большинстве случаев рычаг и рукоятка управления установлены на одном валике. На рис. 126 представлен типичный пример соединения рычага 1 и рукоятки 3. Для предотвращения осевого смещения валика с наружной стороны установлена шайба 2. Величину  $l$  принимают обычно в 2...2,5 раза больше диаметра валика.

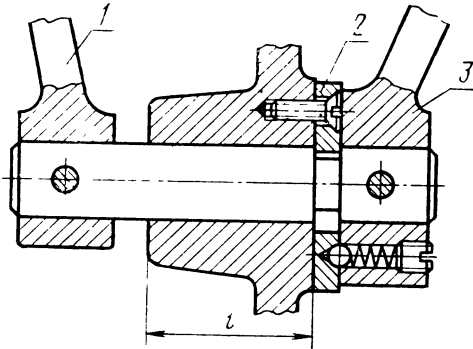


Рис. 126. Соединение рукоятки и рычага

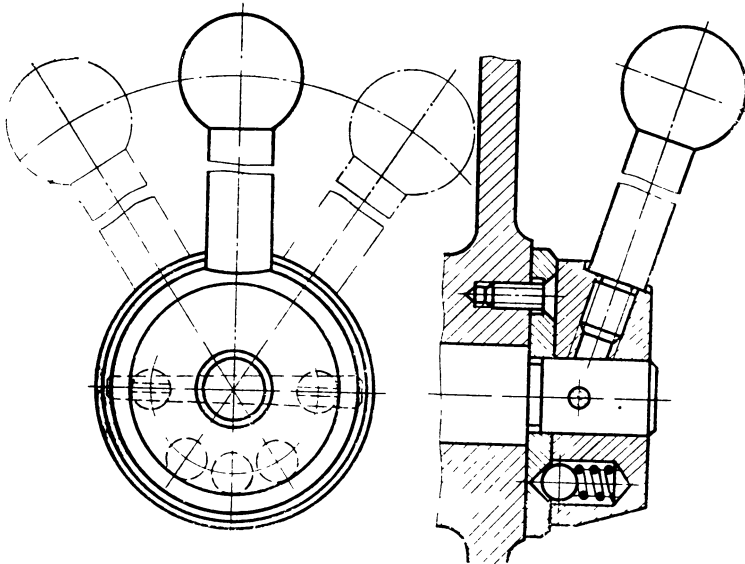


Рис 127. Рукоятка с фиксацией в трех положениях

Каждое рабочее положение механизма переключения скоростей должно быть зафиксировано. В некоторых случаях необходимо фиксировать также нейтральное положение при котором зубчатые колеса выведены из зацепления. Широко распространено фиксирующее устройство, состоящее из шарика с пружиной, установленных в отверстии ступицы (рис. 126, 127). На стенке корпуса или специальной стальной шайбе делают гнезда (сверления), в которые заходит шарик при установке рычага в требуемое положение. При частых переключениях передач желательнее применять стальные шайбы или планки с гнездами, так как на чугунной поверхности корпуса под действием шарика появляются канавки и надежность фиксации падает. Увеличение радиуса расположения фиксаторных гнезд повышает надежность фиксации механизма. На рис. 127 представлена широко распространенная конструкция сборной рукоятки управления, фиксируемой в трех положениях.

### Направляющие скалки

Направляющие скалки желательнее выполнять одного диаметра. Скалки с направляющими шпонками закрепляют в корпусе жестко (рис. 128, а, б). Крепление скалок без шпонок показано на рис. 128, в, г. Скалки без шпонок не препятствуют повороту вилок вокруг оси скалки.

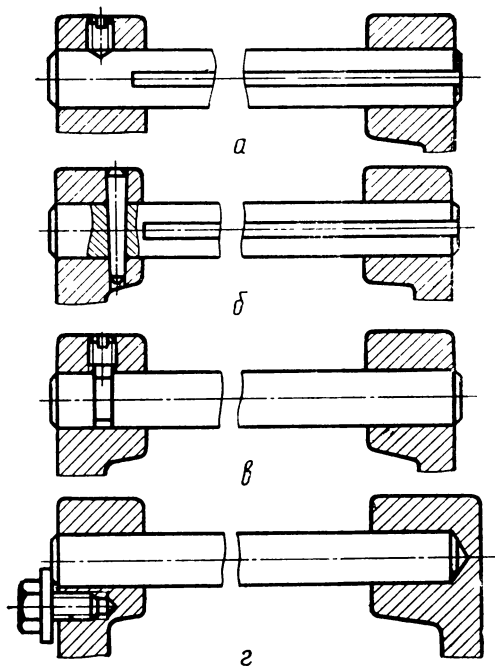


Рис. 128. Направляющие скалки



## § 36. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Кулачковые механизмы являются преобразующими механизмами, изменяющими характер движения. В машиностроении широко распространены кулачковые механизмы, преобразующие вращательное движение в возвратно-поступательное и возвратно-качательное. Кулачковые механизмы применяют для выполнения различных операций в системах управления рабочим циклом технологических машин, станков, двигателей и т. д. Основным элементом системы газораспределения двигателя внутреннего сгорания является простейший кулачковый механизм, представленный на рис. 129, *а*. В машинах легкой промышленности для обеспечения весьма сложного взаимосвязанного движения деталей, наряду с простейшими плоскими, применяют пространственные кулачковые механизмы (рис. 130).

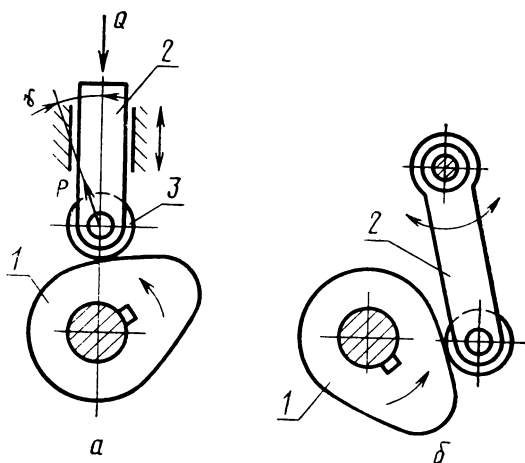


Рис. 129. Плоские кулачковые механизмы

Рассмотрим плоский кулачковый механизм с непрерывным вращением кулачка. Механизм состоит из кулачка 1, штанги 2, связанной с рабочим органом, и стойки, поддерживающей в пространстве звенья механизма и обеспечивающей каждому звену соответствующие степени свободы. Ролик 3, устанавливаемый в некоторых случаях на конце штанги, не влияет на закон движения звеньев механизма. Штанга, совершающая поступательное движение, называется толкателем (рис. 129, *а*), вращательное — коромыслом (рис. 129, *б*). При непрерывном движении кулачка толкатель совершает прерывное поступательное, а коромысло — прерывное вращательное движение.

Обязательным условием нормальной работы кулачкового ме-

ханизма является постоянное касание штанги и кулачка (замыкание механизма). Замыкание механизма может быть силовым и геометрическим. В первом случае замыкание обычно обеспечивается пружиной, прижимающей штангу к кулачку (рис. 131, а). Типичным примером механизма с геометрическим замыканием является кулачок с профилем в виде паза, в который входит ролик толкателя (рис. 131, б). Недостатком пазовых кулачков является необходимость установки на толкатели двойных роликов, вращающихся в противоположные стороны (рис. 132).

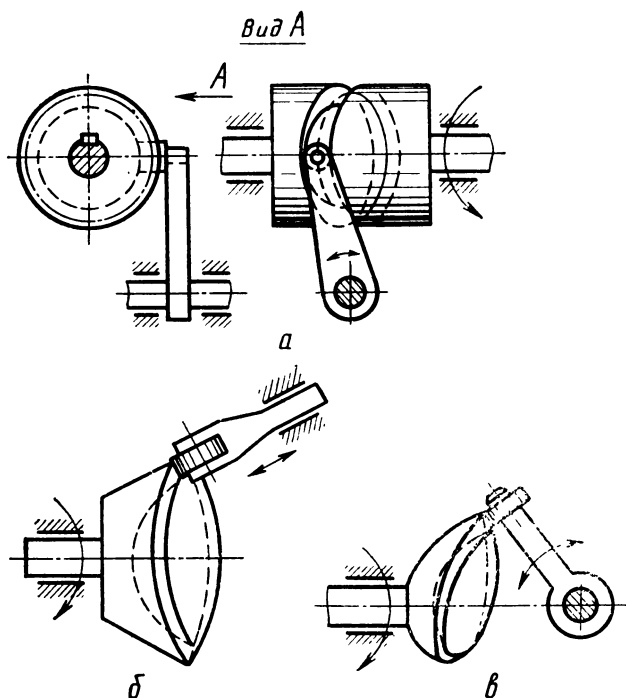


Рис 130. Пространственные кулачковые механизмы:  
 а - цилиндрический, б - конический, в - сферический

Преимущественно применяют силовое замыкание кулачковых механизмов.

Конструктивное выполнение толкателя может быть различным (рис. 133). Толкатель с острым концом (рис. 133, а) можно применять только в случае передачи малых усилий, толкатель с плоской рабочей поверхностью (рис. 133, в) касается кулачка разными точками. Для того, чтобы износ трущихся поверхностей толкателя был более равномерным, что приведет к увеличению его ресурса, целесообразно сообщить толкателю дополнительное вращательное движение, что не окажет влияния на работу механизма.

Для этой цели рабочую поверхность толкателя делают сферической (с большим радиусом) (рис. 133, *г*), а боковую поверхность кулачка — с незначительной конусностью. В результате этого точка касания толкателя с кулачком несколько смещена относительно оси толкателя, что при работе механизма приводит к возникновению крутящего момента, поворачивающего толкатель.

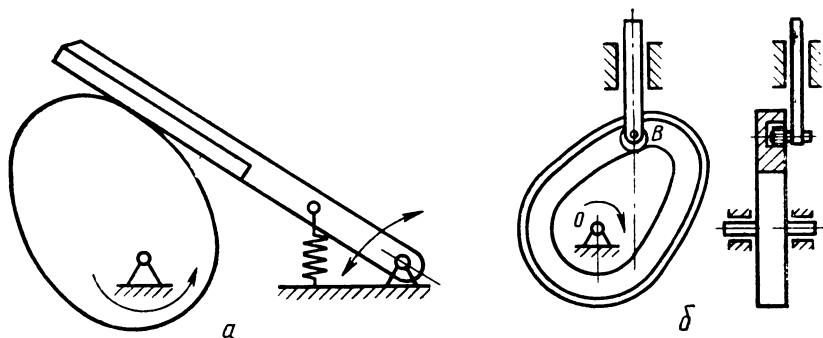


Рис. 131. Замыкание кулачкового механизма

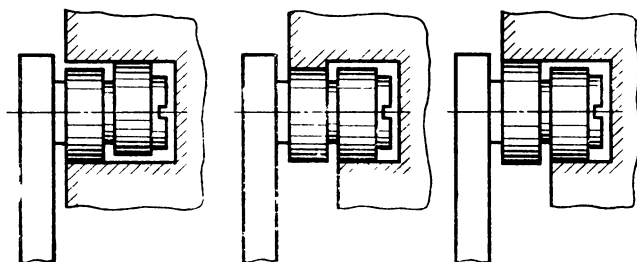


Рис. 132. Двойные ролики для пазовых кулачков

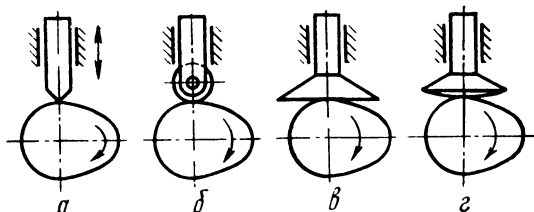


Рис. 133. Толкатели кулачковых механизмов

При выборе типа кулачкового механизма желательно по возможности применение плоских механизмов, имеющих значительно меньшую стоимость, чем пространственные. Во всех случаях, когда это возможно, штанга качающейся конструкции является предпочтительной, так как качающаяся штанга (коромысло) удобно

устанавливать на опоре с применением подшипников качения. Кроме того, габариты кулачка и всего механизма в этом случае меньше вследствие больших допустимых углов давления. Угол давления  $\gamma$  (см. рис. 129, а) является весьма важным параметром кулачкового механизма. Сила давления кулачка на штангу и крутящий момент на оси кулачка, необходимые для создания заданной силы  $Q$ , тем больше, чем больше угол давления  $\gamma$ . Увеличение угла  $\gamma$  приводит к уменьшению коэффициента полезного действия механизма, а при достижении значений, называемых критическими, может привести к заклиниванию механизма из-за возрастания сил трения в направляющей втулке. Величина угла давления циклически изменяется по мере вращения кулачка. При проектировании механизма следует обеспечить такие значения угла давления, которые были бы достаточно удалены от критических. При предварительных расчетах максимально допустимые значения угла давления можно принимать для механизма с толкателем  $\gamma_{\max} = 30^\circ$ , для механизма с коромыслом  $\gamma_{\max} = 45^\circ$ .

В механизме с плоским толкателем (рис. 133, в) при любых положениях кулачка сила взаимодействия между кулачком и толкателем перпендикулярна рабочей плоскости толкателя, следовательно угол давления  $\gamma$  равен нулю. Однако, заклинивание такого толкателя может произойти вследствие перекоса в направляющих под действием силы, приложенной к краю рабочей поверхности.

### § 37. ШКИВЫ И НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Ременные передачи весьма широко распространены в машиностроении благодаря существенным достоинствам: плавности и бесшумности работы, невысоким требованиям к точности установки валов, способности работать при высоких частотах вращения, низкой стоимости.

Недостатками ременных передач являются: высокие нагрузки на валы и опоры вследствие необходимых сил натяжения в ветвях ремня, значительные габаритные размеры, необходимость натяжного устройства, невысокий ресурс ремней быстроходных передач.

Общая компоновка ременной передачи и конструкция шкивов определяется типом ременной передачи. В связи с тем, что в большинстве случаев плоские ремни изготавливают в виде ленты, концы которой можно соединить после установки на шкивы, в плоскоременных передачах шкивы могут быть расположены между опор. Шкивы клиновых, многоклиновых и зубчатых ременных передач, ремни которых выполняют бесконечными (в виде замкнутых колец), должны быть установлены консольно. Это позволит производить замену вышедших из строя ремней без разборки машины.

Диаметры и ширины шкивов стандартизованы.

Шкивы обычно изготавливают литыми из чугуна марки СЧ 15—32 при окружной скорости до 30 м/с. При более высоких ско-

ростях шкивы следует изготавливать из стали. Достаточно широко распространены шкивы из пластмасс и легких сплавов.

### Конструкции шкивов

Наиболее простой формой рабочей поверхности шкива плоскоременной передачи является круговой цилиндр (рис. 134, а). Однако при непараллельном расположении валов, на которых установлены шкивы, и при высоких частотах вращения ремень плохо удерживается на таких шкивах. Для надежной фиксации ремня рабочую поверхность шкивов следует делать сферической (рис. 134, б) или с двумя конусами (рис. 134, в).

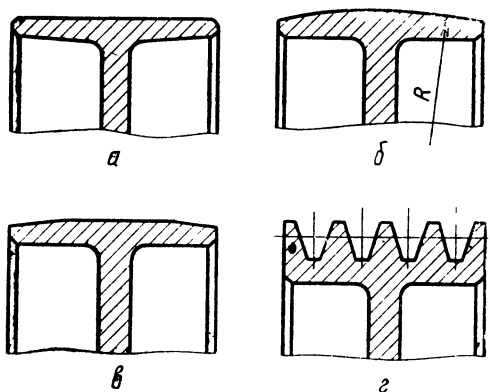


Рис. 134. Формы рабочих поверхностей шкивов

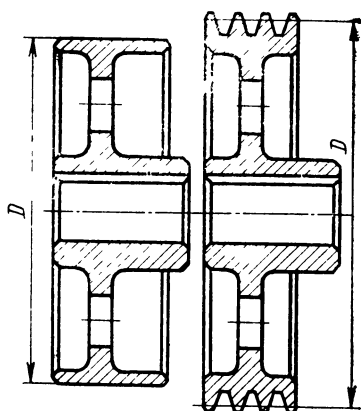


Рис. 135. Шкивы ременных передач

Шкивы клиновых и многоклиновых передач отличаются от шкивов плоскоременных передач формой рабочей поверхности (рис. 134, г). Профили канавок клиноременных шкивов определяются профилями ремней. Размеры профилей канавок регламентированы стандартом.

Шкивы плоскоременных и клиноременных передач диаметром  $D < 350$  мм выполняют обычно со сплошным диском, в котором для уменьшения массы могут быть выполнены отверстия (рис. 135).

В шкивах диаметром  $D > 350$  мм соединение ободьев со сту-

пицами осуществляется 4...6 спицами. Конструкция шкива часто определяется соображениями общей компоновки привода. На рис. 136 представлена конструкция шкива, позволяющая приблизить ременную передачу к соединяемым агрегатам.

Соединение шкивов с валами осуществляют аналогично муфтам и зубчатым колесам.

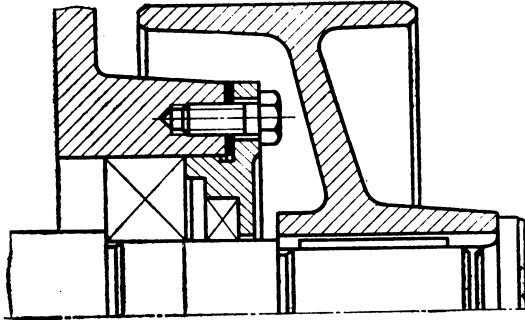


Рис. 136. Шкив плоскоременной передачи

Для разгрузки валов от изгибающих моментов, создаваемых ременной передачей, применяют шкивы, устанавливаемые с помощью подшипников качения на специальных кронштейнах (рис. 137). Такие шкивы применяют, например, в приводах шлифовальных станков.

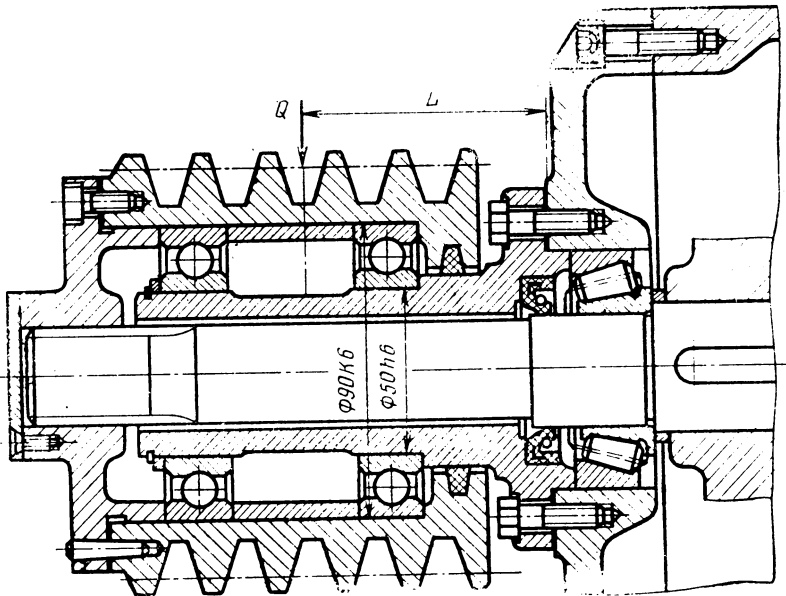


Рис. 137. Разгруженный шкив клиноременной передачи

Многоклиновые ремни обладают более высокой нагрузочной способностью, чем плоские и клиновые, сочетая при этом достоинства этих ремней: монолитность и гибкость плоских и высокую силу сцепления со шкивами клиновых. Шкивы для многоклиновых и клиновых ремней аналогичны по конструкции (рис. 138)

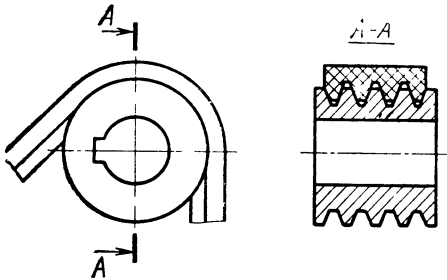


Рис. 138 Многоклиновый ремень

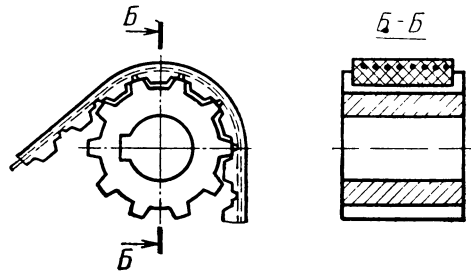


Рис. 139. Зубчатый ремень

Шкивы зубчатых ремней, получающих в настоящее время широкое распространение, существенно отличаются от шкивов других видов ременных передач (рис. 139).

### Натяжные устройства

Натяжные устройства предусматривают для периодического восстановления или постоянного поддержания необходимой силы натяжения ремня. Наиболее простым способом натяжения ремня является перемещение одного из агрегатов. Этот способ применяют обычно в приводах, передающих движение от электродвигателя. Если к приводу не предъявляют требования по габаритам, электродвигатель устанавливают на стандартные салазки, допускающие перемещение в значительных пределах (рис. 140).

Натяжение ремней осуществляют винтом 2, завинчиваемым в гайку с захватом 3, которая может быть установлена в любом месте по длине салазок 1.

При повышенных требованиях к габаритным размерам привода обычно применяют качающиеся плиты, на которые устанавливают электродвигатели (рис. 141) или другие агрегаты привода (рис. 142). Ось качания плиты целесообразно располагать таким образом, чтобы угол  $\beta$  был близок к  $90^\circ$ . При увеличении или уменьшении этого угла (например, угол  $\beta'$  близок к  $180^\circ$ ) перемещение плиты вызывает малые изменения межосевого расстояния ременной передачи и может оказаться недостаточным для создания необходимой силы натяжения.

Для поддержания постоянной силы натяжения применяют простые по конструкции натяжные ролики, вращающиеся на подшипниках качения. Сила натяжения создается грузом или пружиной.

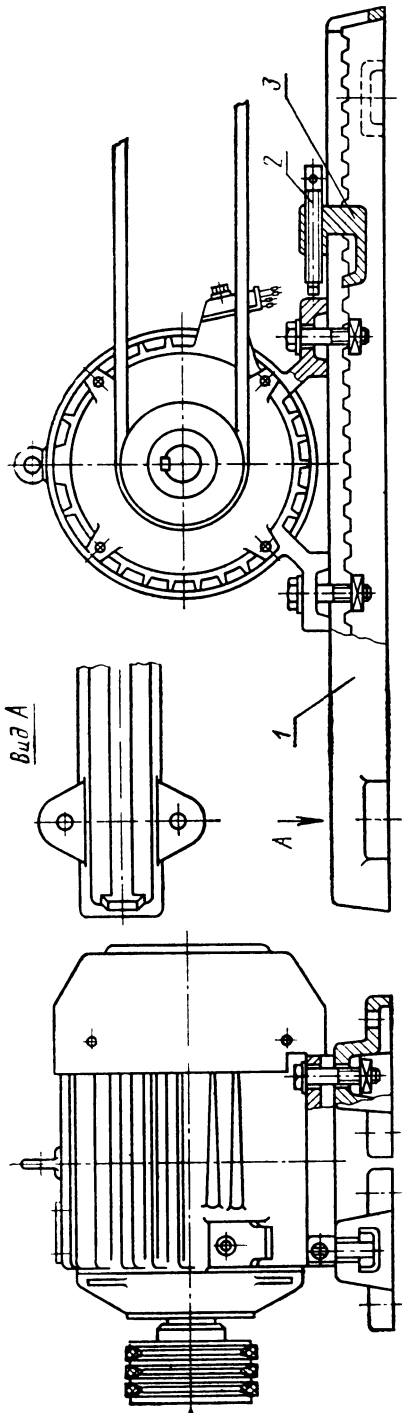


Рис. 140. Натяжное устройство с салазками



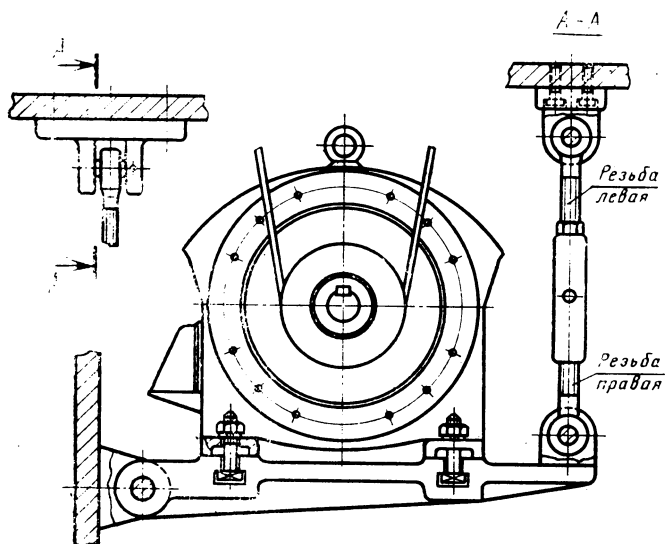


Рис. 141. Натяжное устройство с качающейся плитой и резьбовой тягой

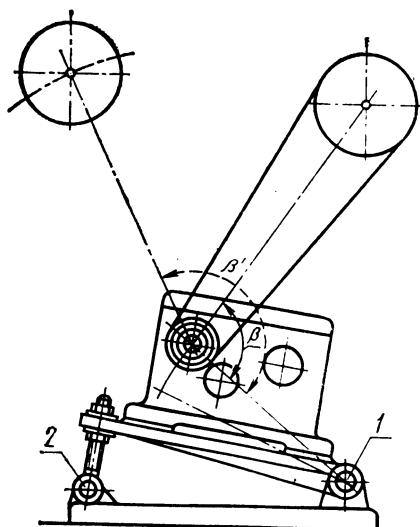


Рис. 142. Натяжное устройство с качающейся плитой и резьбовой стойкой

**Вопросы для повторения " самоконтроля  
к гл. 4 (§ 26—37)**

- 1 Назовите типы шпоночных соединений и укажите их основные достоинства и недостатки.
2. Перечислите способы центрирования шлицевых соединений.
- 3 Какой тип фрикционного соединения является предпочтительным при необходимости частых разборок соединения?
- 4 Назовите область применения подшипников скольжения.
- 5 Каким образом вкладыши фиксируют в корпусе подшипника скольжения?
- 6 Начертите упрощенные изображения самоустанавливающихся подшипников скольжения и объясните принцип их работы.
7. Перечислите достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.
- 8 Расскажите о методах закрепления подшипников качения на валах и в корпусах. Каким образом можно компенсировать тепловую деформацию вала?
9. Какие подшипники требуют создания предварительного натяга? Как осуществляют регулировку подшипников?
10. Перечислите основные типы зубчатых передач. Укажите основные критерии работоспособности зубчатых колес.
11. Начертите упрощенные изображения: зубчатого колеса, соединенного с валом с помощью шпонки; вала-шестерни; цилиндрической зубчатой передачи; конической зубчатой передачи.
12. Перечислите достоинства и недостатки червячных передач.
13. Какие материалы обычно применяют для изготовления червяков и червячных колес?
- 14 Начертите изображения типовых конструкций венцов червячных колес
15. Приведите примеры конструкций компенсирующих, подвижных и упругих муфт. В каких случаях применяют эти муфты?
16. Начертите упрощенные изображения предохранительных муфт: с разрушающимся элементом; фрикционной.
17. В каких случаях применяют сцепные управляемые муфты?
18. Каким образом обеспечивается точное взаимное расположение крышки и корпуса редуктора при обработке и сборке?
19. Чем отличаются методы открытой и закрытой навивки цилиндрических пружин?
20. Как осуществляется смазка гидростатических направляющих скольжения?
21. Каким образом предотвращается выкатывание тел качения у направляющих качения, предназначенных для больших перемещений?
22. Начертите упрощенное изображение механизма перемещения зубчатого колеса. В каких случаях целесообразно применение вилки, расположенной на направляющей скалке и приводимой в движение с помощью зубчатой рейки и сектора, связанного с рукояткой?
23. Каким образом осуществляется замыкание кулачковых механизмов?
24. Изменяется ли величина угла давления в зависимости от положения кулачка в механизмах с плоским толкателем?
25. Перечислите типы ременных передач и начертите упрощенные изображения шкивов этих передач.

**СБОРКА****§ 38. ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ НА КОНСТРУИРОВАНИЕ**

В процессе конструирования машины при разработке рабочей документации опытного образца (литера «0») и особенно при ее корректировке по результатам испытаний в целях создания рабочей документации установившегося серийного (литера «А») или массового (литера «Б») производства необходимо постоянно учитывать требования конечного результата конструирования, т. е. возможность быстрого и правильного объединения — сборки отдельных деталей в сборочные единицы и сборочных единиц в машину.

Для этого должны быть выдержаны следующие условия производительной и качественной сборки:

- 1) полная взаимозаменяемость сборочных единиц и деталей (геометрическая и функциональная);
- 2) исключение подгоночных работ и установки деталей по месту;
- 3) удобный подход монтажного инструмента и возможность применения механизированного инструмента;
- 4) агрегатный принцип сборки — последовательное соединение деталей во все более крупные сборочные единицы (агрегаты) и, наконец, независимая их компоновка на машине.

Соблюдение перечисленных условий обеспечивает возможность организации технологического процесса сборки по принципу параллельного и одновременного выполнения операций, закрепить за каждым рабочим местом цикл постоянно повторяющихся операций и механизировать сборку. В крупносерийном и массовом производстве выполнение этих условий позволяет организовать непрерывно-поточную сборку.

Менее предпочтительна так называемая селективная сборка, когда в зависимости от отклонений деталей от номинальных размеров их делят на несколько групп. При сборке соединяют детали только тех групп, которые в сочетании дают необходимые величины зазоров (натягов). В этом случае принцип полной взаимозаменяемости нарушается и, кроме того, в технологию сборки включается дополнительная достаточно сложная операция разбивки деталей на размерные группы и их взаимная комплектация, что существенно замедляет и усложняет производственный процесс.

Наличие подгоночных работ, установка деталей по месту вообще недопустима даже для мелкосерийного и индивидуального производства. Исключение подгоночных работ на этапе сборки — важнейшая совместная задача конструктора и технолога.

В сборочных единицах с продольной и поперечной осями симметрии возможны две основные системы сборки: осевая, при кото-

рой составные части сборочной единицы соединяются в осевом направлении, и радиальная, при которой составные части соединяются в поперечном (радиальном) направлении. При осевой сборке плоскости стыка перпендикулярны продольной оси, при радиальной — проходят через продольную ось.

На рис. 143 приведены примеры сборки шестеренного вала в корпус. На рис. 143, *а* показана осевая сборка. Корпус и крышки корпуса, а также установленные в них подшипниковые втулки целые. Вал вводится в корпус в осевом направлении и фиксируется крышкой, центрированной относительно корпуса цилиндрическим буртиком.

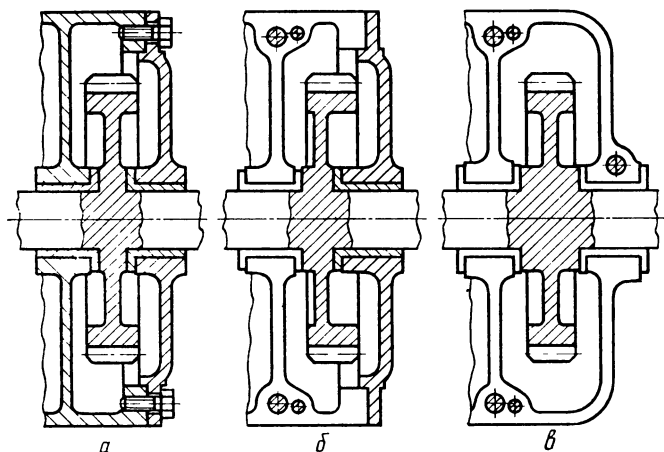


Рис. 143. Различные виды сборки

В случае *в* корпус и втулки изготовлены с разъемом по продольной оси (радиальная сборка). Вал укладывается в одну из половин корпуса и накрывается другой половиной. Половины корпуса стягиваются наружными болтами и взаимно фиксируются установочными шрифтами.

В случае *б* корпус разъемный, а крышка и одна из втулок — целые (смешанная радиально-осевая сборка).

Исходя из приведенных примеров нетрудно представить конструктивную ситуацию, когда на валу находится ни одна, а несколько шестерен, установленных на ступенчатом валу различного диаметра, при этом корпус также имеет не одну, а несколько посадочных поверхностей под втулки или подшипники также различного диаметра. При такой ситуации сборка существенно усложняется.

Рассмотрим преимущества осевой и радиальной сборки. При осевой сборке упрощается технология изготовления составных частей сборочной единицы, так как отливка сплошного корпуса проста, а его механическая обработка удобна. Обрабатываемые по-

верхности открыты для обзора, доступны для подвода режущего инструмента и легко промеряются, а также допускают методы скоростной обработки. Конструкции в целом присуща высокая жесткость. Внутренние полости хорошо уплотняются.

В то же время собственно сборка сложна в связи со сложностью проверки и регулировки осевых зазоров, которые можно выдержать лишь с помощью специальных приспособлений.

Осмотр внутренних частей сложен, так как для осмотра любого из внутренних подшипников, втулок необходимо извлечь весь вал.

Конструкция с радиальной сборкой по достоинствам и недостаткам противоположна конструкции с осевой сборкой. Усложняется технология изготовления составных частей сборочной единицы, особенно корпуса и существенно облегчается процесс собственно сборки, включая и все контрольные операции.

При выборе системы сборки необходимо учитывать удобство осмотров, проверок и регулировок сборочной единицы. Демонтаж одной детали или части сборочной единицы не должен нарушать целостности других элементов. При осевой сборке целесообразно предусматривать смотровые люки, а также избегать установку нескольких деталей с натягом по одному диаметру. При крупногабаритных сборочных единицах с большим количеством составных частей целесообразна сборка с двух сторон.

В процессе проектирования сборочных единиц следует помнить, что кроме процесса сборки когда-то должна наступить необходимость и в ее разборке, например, в целях ремонта. Как правило, операции разборки подчас сложнее сборочных операций в связи с изменениями, произошедшими с составными частями машин в процессе эксплуатации: ржавление, перекосы, спекание посадочных поверхностей, образование наклепа и т. д. Поэтому в конструкции всегда следует предусматривать съемные устройства особенно в местах соединения деталей с натягом, с применением герметизирующих составов, в соединениях с труднодоступным расположением деталей и др.

Простейшими способами облегчения разборки является включение в конструкцию элементов, допускающих применение съемников: закраин, реборд, резьбовых поясов, нарезных отверстий и т. д. В сложных конструкциях для демонтажа прессовых и напряженных соединений применяются способы гидросъема путем подачи масла на посадочные соединения под давлением 150—200 МПа.

Положение деталей в сборочной единице при сборке должно однозначно определяться сборочными базами, т. е. фиксироваться относительно определенной стабильной поверхности, от которой может также проводиться и отсчет при регулировках с помощью простейших мерительных инструментов. Это особенно важно в условиях эксплуатации, когда машина разбирается и собирается в полевых условиях при отсутствии специальной оснастки и недостаточно квалифицированным персоналом.

При конструировании машины и ее составных частей необходимо также предусматривать исключение возможности неправильной сборки. Это чрезвычайно важно не только для условий заводского производства, но и для условий эксплуатации. Здесь нельзя ограничиваться полумерами, как, например, нанесением рисок, меток, клейм и т. д. Единственное правильное решение состоит в том, чтобы с помощью конструктивных мер обеспечить установку каждой детали только в необходимом положении и особенно тех, которые могут разбираться и собираться в полевых условиях.

К таким конструктивным мерам следует отнести ассиметричное расположение штифтов и болтов, шпилек, фиксирующих крышки, изготовление разъемных цилиндрических деталей не строго по диаметру, а со смещением в одном из радиальных направлений, выполнение шпилек с разным шагом резьбы или разных диаметров лыски на установочных буртиках и т. д.

Однако, особенно эффективным следует считать принцип безразличной сборки, когда составные части сборочной единицы продуманы так, что любое положение симметричной детали относительно другой является правильным.

В современном, особенно крупносерийном и массовом производстве, а также для крупногабаритного, мелкосерийного и индивидуального производства чрезвычайно важно обеспечить возможность широкого применения монтажного инструмента с электроприводом, пневмоприводом и др.

Естественно, что монтажный инструмент по габаритным размерам превышает элементарные монтажные приспособления: накидные, торцовые, рожковые ключи, отвертки и др. Поэтому при конструировании машины следует предусмотреть возможность подхода монтажного инструмента к крепежным деталям как простейшего, так, в необходимых случаях, и автоматизированного.

При конструировании сборочных единиц больших габаритных размеров и массы, начиная с 15—20 кг, следует предусматривать возможность такелажирования.

#### Вопросы для повторения и самоконтроля к гл. 5 (§ 38)

1. В чем заключается процесс сборки машины? Чем обеспечивается качество сборочных операций?
2. В чем заключается агрегатный способ сборки и чем он обеспечивается?
3. Что такое безразличная система сборки и как она обеспечивается?
4. Что такое радиальная система сборки, как она обеспечивается, в чем ее преимущества и недостатки в сравнении с осевой системой сборки?
5. Какими конструктивными приемами следует обеспечивать удобство разборки машины?
6. Какими конструктивными приемами следует исключить возможность неправильной сборки?
7. Перечислите основные требования к слесарно-монтажному инструменту, используемому при сборке и разборке.

**УДОБСТВО ОБСЛУЖИВАНИЯ****§ 39. ОБЕСПЕЧЕНИЕ УДОБСТВА ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА**

В соответствии с ГОСТ 13377—75 «Надежность в технике. Термины» ремонтпригодность является одной из составляющих надежности наряду с безотказностью, долговечностью и сохраняемостью. Поэтому одной из важных задач конструирования является продуманное обеспечение ремонтпригодности машины. При этом ремонтпригодность следует понимать в самом широком смысле: это и удобство проведения всех видов технических обслуживаний (ежедневных, номерных, сезонных) и всех видов ремонтов (текущих, средних, капитальных). Конструктору следует всегда помнить, что машина создается для целей эксплуатации. При этом сфера эксплуатации любой машины по затратам людских, материальных и финансовых средств во много, иногда в десятки раз, превосходит затраты на ее проектирование и производство вместе взятые. Отсюда значительно целесообразнее израсходовать время и усилия на создание ремонтпригодной, т. е. удобной в эксплуатации и ремонте машины за кульманом — в процессе ее проектирования, чем вынуждать работников сферы эксплуатации затрачивать излишние ресурсы из-за неудачного конструктивного решения.

При проектировании машины в целом, а также ее составных частей, необходимо обеспечить удобства управления, обслуживания, сборки, регулировки, доступности составных частей для осмотров и регулировок, предупреждение поломок и аварий в результате неумелого и небрежного обращения с машиной, а также удобство ее чистки и мойки.

Обеспечение этих требований складывается из облегчения разборки и сборки, защиты от повреждений, защиты от несанкционированных действий обслуживающего персонала.

Основную трудоемкость при обслуживании и ремонте машины составляют крепежные работы — до 80 %, включая и регулировочные работы, а также маслозаправочные — до 6 % и уборочно-моечные работы — 4—6 %.

Таким образом при конструировании следует прежде всего облегчить проведение именно этих работ, в процессе эксплуатации и ремонта машины. В то же время необходимо стремиться к всемерной унификации крепежных изделий с тем, чтобы обслуживание и ремонт машины можно было производить минимальным набором инструмента и принадлежностей, особенно специальных ключей. Одновременно следует помнить, что при ремонте и обслуживании удобнее всего пользоваться торцовыми ключами, далее накидными, далее рожковыми и, наконец, отвертками. Однако для тор-

цовых ключей необходимо большее место для размещения торцевой головки ключа над гайкой или головкой болта.

Отсюда ориентировать на применение торцовых ключей следует там, где необходимо создать большие крутящие моменты, при креплении ответственных деталей, для болтов диаметром 10 мм и выше, а также для часто снимаемых деталей в процессе эксплуатации.

Приведем некоторые рекомендации по конструированию составных частей, обеспечивающих удобство разборки и сборки.

В труднодоступных соединениях, особенно когда сборка производится вслепую, детали, вводимые в отверстия (рис. 144, *д*), целесообразно снабжать конусами-искателями, а в отверстиях предусматривать конусы-ловители (рис. 144, *е*).

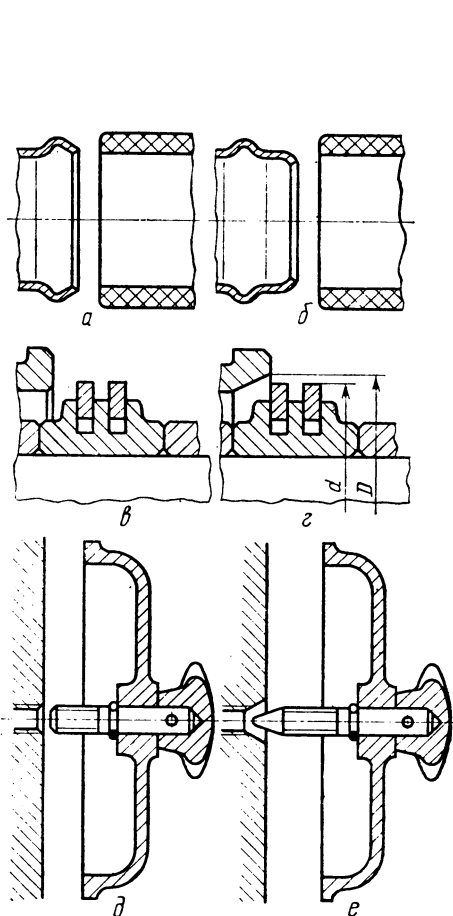


Рис. 144. Способы облегчения монтажа при сборке

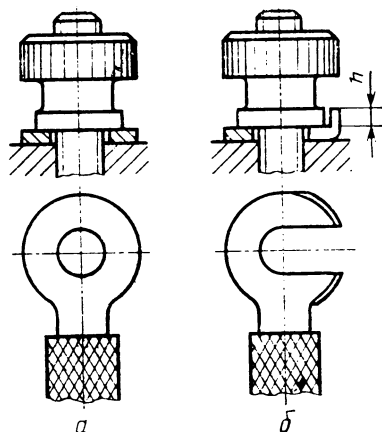


Рис. 145. Конструкция наконечника провода, облегчающая монтаж и демонтаж

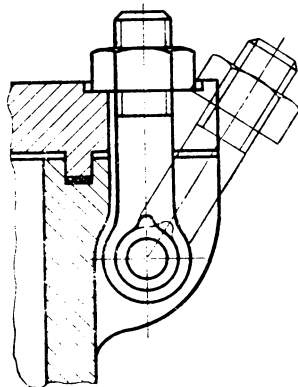


Рис. 146. Конструкция откидного болта



На рис. 145 показан наконечник проводки системы зажигания. В конструкции на рис. 145, а для снятия проводника требуется полное отвертывание крепежной гайки, тогда как в конструкции на рис. 145, б с прорезным наконечником достаточно отвернуть гайку только на высоту  $h$  фиксирующей отбортовки.

На рис. 146 показано быстродействующее соединение с откидными болтами. Достаточно отвернуть гайку на высоту, обеспечивающую ее проход через угол крышки, после чего болт откидывается и освобождает крышку.

Для удобства разборки и сборки целесообразно снабжать отъемные крышки корпусных деталей вафельными ребрами (рис. 147), образующими отсеки для раскладки крепежных деталей, снимаемых при разборке — каждому типу свой отсек.

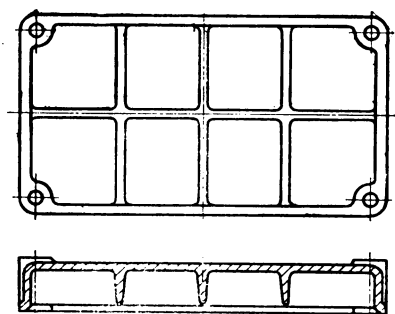


Рис. 147. Крышка с отсеками для раскладки крепежных деталей

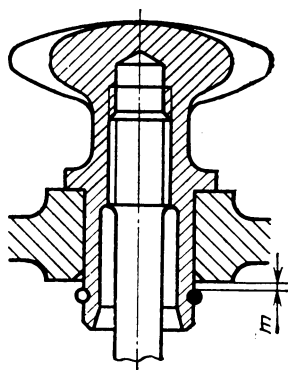


Рис. 148. Конструкция «нетеряемой» детали

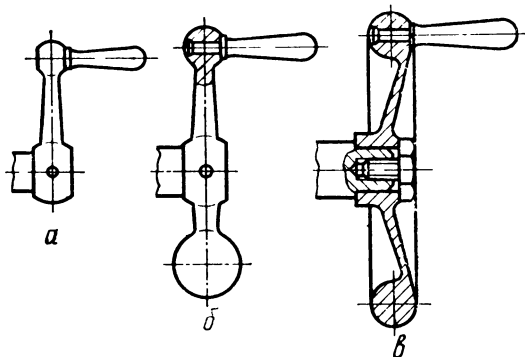
Для ускорения и упрощения монтажа часто разбираемых соединений целесообразно применять «нетеряющиеся» гайки, зафиксированные в притягиваемой детали, например, с помощью кольцевых стопоров (рис. 148).

Маховички и рукоятки, предназначенные для быстрого вращения (например, рукоятки перестановочных передач металлообрабатывающих станков, маховички поворотных червячных передач и т. д.) должны обладать повышенной маховой массой, облегчающей преодоление неравномерности крутящего момента привода. Проводные рукоятки (рис. 149, а) необходимо снабжать противовесами (рис. 149, б) или выполнять их в виде маховичков с массивными ободьями (рис. 149, в).

Детали ручного манипулирования должны иметь обтекаемые формы и во избежание коррозии, а также повреждения рук их следует полировать. Часто отвертываемые в эксплуатации гайки следует выполнять с увеличенной высотой шестигранника  $H = (1-1,4)d$ , против обычных  $H = (0,7-0,8)d$ .

Гайки и болты левой резьбы следует помечать во избежание попыток неправильного отвертывания. Детали, входящие в основной комплект, такие как крышки, заглушки, кольца и т. д. должны во избежание потери конструктивно привязываться к машине цепочками, стопорами, различными кольцами и т. д.

Рис. 149. Конструктивные способы повышения маховой массы рукоятки



Защита от повреждений играет важную роль в обеспечении безаварийной эксплуатации машины и должна обеспечиваться конструктивными методами. Например, ребра головки цилиндра, выполненной из алюминиевого сплава, двигателя внутреннего сгорания во избежание поломки могут иметь либо более массивные нижние ребра, либо защищены напрессовкой стального ребра.

Чрезвычайно важна защита торцов шлицевых соединений. Падение таких деталей при разборке вызывает забоины и невозможность последующей сборки. Во избежание этого их целесообразно конструировать утопленными за кромку торца детали.

В каждом самодвижущемся напряженном механизме следует исключать возможность попадания вышедшей из строя (отломившейся части) детали между другими деталями. Например, попадание части отломившегося клапана двигателя внутреннего сгорания между поршнем и головкой блока. Клапан должен зависнуть и не попасть в цилиндр, например, за счет специального стопорного устройства или соответствующего пружинного механизма.

Важную роль в обеспечении безаварийной работы машины является обязательное введение в ее конструкцию устройств, исключающих несанкционированные действия — блокирующие устройства.

Например, невозможно включить одновременно 1 и 2 скорость на автомобиле или тракторе; невозможно забирать грунт ковшом одноковшового экскаватора с одновременным его перемещением в забое — это обеспечено самой конструкцией машины.

На рис. 150, а показан ручной привод распределительных кранов. Как видно из рисунка, каждый из кранов может быть включен лишь при строго определенном положении другого. На

рис. 150, б изображена система блокировки ползунов коробки передач. Каждый из ползунов может двигаться лишь при условии неподвижности двух других.

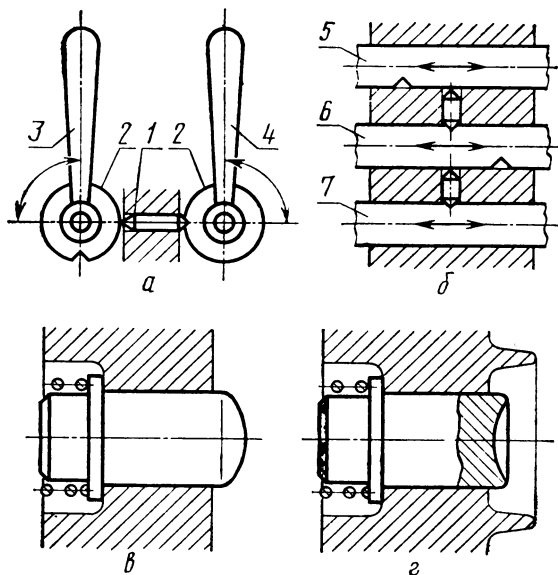


Рис. 150. Конструктивные способы воспрепятствования несанкционированных действий

На рис. 150, в и з проведен пример защиты кнопки от случайного включения, на рис. 150, з она выполнена утопленной, ограждающие ребра венчика ее защищают.

**Вопросы для повторения и самоконтроля  
к гл. 6 (§ 39)**

1. Как следует понимать требования ремонтпригодности конструкции?
2. Как обеспечивается требование ремонтпригодности и почему его следует обеспечивать при конструировании?
3. Как следует обеспечивать удобство проведения крепежных работ, маслозаправочных работ, уборочно-моечных работ при конструировании машины?
4. Как конструктивно обеспечивается исключение несанкционированных действий механика-водителя при управлении машиной?
5. Какими конструктивными способами целесообразно обеспечивать исключение поломки машины от частичных повреждений ее составных частей?

**РАЗРАБОТКА РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ****§ 40. РАЗРАБОТКА И ОФОРМЛЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ**

В § 1 «Основные принципы конструирования» было сказано, что в соответствии с ГОСТ 2.103—68 (СТ СЭВ 208—75) «Стадии разработки» важнейшим этапом проектирования является разработка конструкторской документации опытного образца (партии, серии). Литеры «О», включающей конструкторские документы, состав которых определен ГОСТ 2.102—68 «Виды и комплектность конструкторских документов». В этом стандарте, в частности, указано: «К конструкторским документам относятся графические и текстовые документы, которые в отдельности или в совокупности определяют состав и устройство изделия и содержат необходимые данные для его разработки или изготовления, контроля, приемки, эксплуатации и ремонта».

Конструирование любой машины или ее составной части предполагает ее дальнейшее изготовление в виде образца. Однако для изготовления такого образца по чертежам и другим конструкторским документам (схемы, технические условия, таблицы и др.) эти документы должны быть выполнены в строгом соответствии с определенными требованиями, изложенными и закрепленными в соответствующих государственных стандартах, понятных каждому специалисту, работающему в области машиностроения или приборостроения от рабочего до инженера.

Таковыми стандартами являются стандарты Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

До введения в СССР ЕСКД, т. е. до 1970 г., в стране действовало около 18 систем конструкторской документации, что существенно затрудняло взаимопонимание, передачу конструкторской документации с предприятия на предприятие и др.

С введением ЕСКД перечисленные трудности были устранены, страна получила громадный выигрыш, который только в денежном выражении составляет около 570 млн. руб. в год.

В настоящее время завершается большая работа по созданию и внедрению стандартов ЕСКД СЭВ. Таким образом, в ближайшем будущем все страны социалистического содружества будут работать по единым конструкторским нормам и правилам.

Естественно, что каждый работник и особенно конструктор отрасли машиностроения или приборостроения должен знать стандарты ЕСКД и прежде всего первую ее группу — Основные положения, третью группу — Общие правила выполнения чертежей,

четвертую группу — Правила выполнения чертежей различных изделий и седьмую группу — Правила выполнения электрических, гидравлических и других схем.

Во введении к учебнику было сказано, что изучение курса «Основы конструирования и агрегатирования» предполагает обязательное предварительное изучение курса технического черчения, где должны быть изучены перечисленные стандарты ЕСКД, в противном случае понимание иллюстративного материала предыдущих параграфов учебника будет существенно затруднено.

Следует учитывать, что при конструировании изделий и их составных частей конструкторская документация в каждом конструкторском бюро подвергается не только нормоконтролю по ГОСТ 2.111—68 «Нормоконтроль», но и технологическому контролю в соответствии со всем комплексом стандартов Единой системы технологической подготовки производства (ЕСТПП), изучение которой должно предшествовать изучению курса «Основы конструирования и агрегатирования в машиностроении».

Однако в комплекс стандартов ЕСКД, о которых говорилось выше, включены ряд стандартов, которые являются переходными ступенями от непосредственного проектирования (конструирования) к технологичности конструкции, создаваемой в процессе конструирования. Такими стандартами третьей группы стандартов ЕСКД являются: ГОСТ 2.307—68 «Нанесение размеров и предельных отклонений», который регламентирует правила нанесения размеров для различных ситуаций технологии изготовления деталей;

ГОСТ 2.308—68 «Указание на чертежах предельных отклонений формы и расположения поверхностей», который также регламентирует критерии обозначений, учитывающих последующую обработку деталей на металлорежущих станках;

ГОСТ 2.209—73 «Обозначение шероховатости поверхности», который регламентирует правила обозначений чистоты обработки деталей и, наконец, ГОСТ 2.310—68 «Нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической и других видов обработки», которые являются основой для дальнейшей подготовки технологии изготовления деталей в части обеспечения их твердости, износостойкости и других факторов, обеспечивающих долговечность деталей, составных частей и машины в целом.

#### **Вопросы для повторения и самоконтроля к гл. 7 (§ 40)**

1. Перечислите основные группы стандартов ЕСКД, что регламентирует каждая из этих групп?
2. Как следует обозначать на чертежах предельные отклонения формы и расположения поверхностей?
3. Как следует обозначать на чертежах шероховатость поверхности?
4. Как следует обозначать на чертежах различного вида покрытия и обработки деталей?

## ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ПРИВОДОВ И ТИПОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

### § 41. ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРО-, ПНЕВМО-, ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ

По мере дальнейшего развития техники особое значение приобретает автоматизация работы машин, особенно их исполнительных органов. Автоматизация позволяет обеспечить наиболее эффективную и качественную работу машин, высокую их производительность при оптимальных показателях надежности выполнения работ. С этой целью в качестве механизмов, передающих движение и обеспечивающих определенный вид полезной работы исполнительных органов находят все большее применение не традиционные составные части, включающие шестерни, цепные, карданные и ременные передачи, фрикционные муфты различных конструкций и др., т. е. механизмы, выполненные из твердых материалов, а схемы, где в качестве передатчика энергии применяется жидкость или газ (воздух). При этом жидкость или газ могут передавать как громадные усилия на рабочие органы, так и незначительные усилия в системах управления этими рабочими органами.

В электроприводе, где носителем энергии движения является электрический ток, в целях исключения или максимального сокращения механических передач, как правило, встроенные электродвигатели, являющиеся источником механического движения, монтируются непосредственно у исполнительных органов машин. Управление такими электродвигателями (включение, выключение, реверс) обеспечивается системой электроуправления.

Применение электропривода значительно сокращает или исключает вообще протяженные и многоступенчатые механические передачи, а, следовательно, обеспечивает существенное повышение КПД, выигрыш в массе и габаритных размерах машины.

Гидропривод. В общем случае гидроприводом называется устройство для приведения в движение машин и их механизмов, состоящее из источника расхода жидкости, которыми в большинстве случаев служит насос, и гидродвигателя возвратно-поступательного или вращательного (поворотного) движения, а также системы управления, вспомогательных устройств и трубопроводов.

Насосом называют гидравлическую машину, преобразующую приложенную к ее валу механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию потока жидкости, и гидродвигателем — машину, преобразующую энергию жидкости в механическую энергию.

Наиболее важными преимуществами гидропривода являются относительно малые габаритные размеры его составных частей и высокая весовая отдача, под которой понимается масса, приходящаяся на единицу передаваемой мощности. Так, габаритные размеры современного гидромотора и насоса при давлении  $200 \text{ кг/см}^2$  составляют всего 12—13% габаритных размеров электродвигателя и электрогенератора той же мощности; масса насосов и гидравлических моторов составляет 10—20% массы электрических агрегатов подобного назначения той же мощности.

Гидросистемы позволяют легко осуществлять бесступенчатое регулирование в широком диапазоне выходной скорости, высокую степень ее редукации, плавность движения и защиту машины от перегрузок. Важным преимуществом гидропривода является его долговечность. В стационарных условиях некоторые гидроагрегаты работают в течение 15—20 лет, т. е. не уступают электроприводу. Срок службы при работе под нагрузкой насосов и гидромоторов достигает 20000 ч и более.

Гидромоторы и насосы отличаются чрезвычайно высоким КПД, равным  $0,96 \div 0,99$ .

В современном машиностроении иногда в одной машине насчитывается по нескольку сот единиц гидроагрегатов, протяженность трубопроводов при этом составляет сотни метров. Примером могут служить самолеты, водные суда, машины угольной и металлургической промышленности, дорожные и землеройные машины, металлообрабатывающие станки и др.

**Пневмопривод.** Пневмопривод в сравнении с гидроприводом и электроприводом находит в машиностроении меньшее распространение и применяется главным образом в конструкциях отдельных составных частей машин.

Преимуществами пневмопривода является плавность включения рабочих органов, малая чувствительность к небольшим утечкам воздуха, устойчивая работа в условиях сухого трения, возможность использования сжатого воздуха кроме основного назначения еще и для привода пневматического инструмента, а также для очистки машины и т. д.

Основным преимуществом пневмопривода является его быстродействие (более  $1 \text{ м/сек}$ ), поэтому он чаще всего применяется в тормозных и зажимных, а также поворотных устройствах (автомобили, металлообрабатывающие станки, инструмент и др.), в автоматических линиях станков (машинах-автоматах) различного назначения, в строительных машинах и других изделиях. Широкое применение нашел пневмопривод в машинах-автоматах, промышленных роботах — до 50%.

**Электропривод.** Наиболее широкое распространение в современном машиностроении и приборостроении нашел именно электропривод. Под электроприводом следует понимать комплексное устройство, осуществляющее преобразование электрической

энергии в механическую и обеспечивающее электрическое управление преобразованием механической энергии. При этом электропривод часто в своем составе содержит и устройства по преобразованию электрической энергии (генератор-двигатель, выпрямители, преобразователи частоты и др.).

Широкое применение электропривода прежде всего обусловлено тем, что сама выработка электроэнергии в СССР является мерой энерговооруженности народного хозяйства. Современный электропривод постоянного и переменного тока со средством автоматизации (электромашинные, магнитные и полупроводниковые усилители, электронные устройства и т. п.) представляет собой сложную систему автоматического регулирования. Именно электропривод непосредственно обеспечивает современную автоматизацию производственных процессов с использованием ЭВМ.

Электропривод является органической составной частью наиболее распространенных общепромышленных машин и механизмов: крановых установок, экскаваторов, лифтов и шахтных подъемных машин, механизмов непрерывного транспорта, насосов, компрессоров, вентиляторов, а также широко распространенных специальных машин таких, как судоподъемники, драги, бумагоделательные машины, буровые установки, электровозы и др.

Решение задач комплексной механизации и автоматизации невозможно без широкого применения электропривода в народном хозяйстве.

Особенности конструирования гидропривода и пневмопривода определяются высокими давлениями жидкости или газа (достигающих многих десятков атмосфер) передаваемых по трубопроводам к исполнительным механизмам, возможностью их утечки. Отсюда, прежде всего, высокие требования предъявляются к качеству жестких и гибких трубопроводов и их заделке, качеству обработки поверхности призонных пар, жесткости допусков на сборку составных частей гидро- и пневмопривода (парционеры, насосы, распределители и др.). Особенности конструирования электропривода заключаются в рациональном размещении первичного двигателя и электрогенератора, а также электродвигателей, исполнительных механизмов и компоновке схемы управления электроприводом.

Основой оптимальных конструктивных решений всех видов привода заключается в рациональной компоновке гидро-, пневмо- и электросхемы: простота, удобство монтажа, доступность для контроля, обслуживания и ремонта.

Правила изображения гидро-, пневмо- и электросхем регламентированы седьмой группой стандартов ЕСКД.

По мере дальнейшего развития автоматизации в машиностроении все чаще начали применять комбинированные приводы: гидро-электрические, электропневматические, пневмогидравлические и др.



## § 42. МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ

В первом разделе учебника говорилось, что одним из основных принципов конструирования является создание такой конструкции, которая позволяла бы дальнейшее ее совершенствование.

Исходными предпосылками для такого совершенствования являются либо обобщенные данные по результатам эксплуатации машины, в том числе и дополнительные требования, выявленные в процессе эксплуатации, либо новейшие изобретения или рационализаторские предложения, которые появились после принятия машины к серийному производству.

Конструктивное усовершенствование машины, вызванное перечисленными причинами, называется модернизацией.

В конечном счете целью любой модернизации является получение прироста эффективности в сфере эксплуатации или в сфере производства, т. е. либо снижение затрат на изготовление и эксплуатацию машины, либо возрастание производительности при сохранении первоначальных затрат на производство и эксплуатацию. В обоих случаях определяются суммарные затраты и суммарный эффект для стадий производства и эксплуатации.

Однако оценивая целесообразность проведения модернизации, необходимо учитывать и собственно затраты на весь комплекс работ, связанных с разработкой конструкторской документации, проведением всех видов испытаний, подготовкой производства, изменением или совершенствованием технологических процессов и др. работами. Опыт показывает, что приступать к модернизации машины целесообразно лишь в том случае, когда по прогнозу в результате такой модернизации эффективность модернизированной машины превзойдет исходный образец не менее чем на 15—20 %, а окупаемость затрат на модернизацию по времени не превысит 1,5—2,0 лет.

Различают два вида модернизации: частичную и полную.

Частичная модернизация машины более распространенный вид модернизации и заключается в усовершенствовании одного или нескольких составных частей машины. Полная модернизация касается машины в целом.

Приспособленность машины к модернизации позволяет ее систематическое совершенствование и поддержание ее показателей на уровне постоянно возрастающих требований народного хозяйства.

Одним из блестящих примеров приспособленности конструкции к модернизации и исключительной эффективности практической реализации такой приспособленности является история развития отечественного авиационного двигателя АМ-34, просуществовавшего более 15 лет. За это время его мощность была повышена с 800 до 1800 л. с., срок службы возрос с 200 до 1000 ч. Масса двигателя вследствие введения дополнительных агрегатов (нагнетате-

ля и редуктора) несколько увеличилась, однако удельная масса его снизилась почти вдвое.

Аналогичны примеры со многими отечественными металлорежущими станками. Станки с повышенной прочностью, жесткостью и вибростойкостью оказалось возможным без существенных переделок использовать для новых методов скоростного и силового резания.

Основной задачей конструктора при проведении как частичной, так и полной модернизации машины, является всемерное соблюдение требований преемственности, т. е. обеспечение конструктивно-функциональной взаимозаменяемости модернизируемых составных частей машины. К сожалению, это важнейшее требование часто нарушается, что ведет к неоправданному росту различных по конструкции, но идентичных по функциональному назначению составных частей, комплектующих изделий. Это, в свою очередь, ведет к увеличению номенклатуры запасных частей со всеми отрицательными последствиями, особенно в сфере эксплуатации.

При любой модернизации необходимо особо тщательно следить за сохранением неизменности геометрических размеров привалочных, посадочных и разъемных размеров модернизируемых сборочных единиц и деталей.

В случае невыполнения указанного условия новую машину нельзя причислять к числу модернизированных. Такая машина будет новой, хотя ее параметры не будут в полной мере соответствовать перспективным требованиям народного хозяйства, так как разработка машины фактически велась по критериям модернизации, а не новой разработки.

#### **§ 43. ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ТИПОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

В соответствии с постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 12 июля 1979 г. «Об улучшении планирования и усилении воздействия хозяйственного механизма на повышение эффективности производства и качества работы» Госстандарту совместно с министерствами и ведомствами наряду с другими ответственными задачами предложено разработать программу работ по стандартизации и специализации производства изделий общемашиностроительного применения и аналогичного назначения.

Партия и правительство считают, что стандартизация и специализация производства деталей и сборочных единиц общемашиностроительного применения являются одной из важнейших задач в деле резкого повышения качества машиностроительной продукции.

Именно детали и сборочные единицы общемашиностроительного применения и аналогичного назначения являются теми типовыми механизмами, которые следует наиболее широко и грамотно применять при конструировании изделий машиностроения и приборостроения.

Под деталями и сборочными единицами общемашиностроительного применения (ОМП) понимаются составные части машин, предназначенные для широкого использования при комплектации изделий различного функционального назначения.

Под изделиями аналогичного назначения изделиям ОМП понимаются изделия одинакового с ними функционального назначения, по своим характеристикам, но предназначенные для специального применения, т. е. унифицированные с изделиями ОМП.

Подсчитано, что наиболее массовые изделия машиностроения такие, как автомобили, тракторы, зерноуборочные комбайны, экскаваторы, краны и другие изделия, имеют в своей конструкции до 80 % составных частей общемашиностроительного применения.

К таким составным частям относят: гидроприводы и гидроавтоматику; пневмоприводы и пневмоавтоматику; смазочное оборудование; фильтры и сепараторы для гидроприводов и смазочных систем; редукторы; редукторы волновые одноступенчатые; муфты; цепи приводные, тяговые и грузовые пластинчатые; крепежные изделия, подшипники качения и скольжения.

На большинство из перечисленных групп изделий ОМП и аналогичного назначения действуют государственные стандарты, являющиеся одновременно и основой для организации специализированных производств этих изделий.

Таким образом, конструктору при проектировании любого изделия, где может найти применение то или иное изделие ОМП, следует прежде всего изучить действующую нормативную документацию и стремиться применить конструкции ОМП с такими параметрами, которые определены соответствующими стандартами и выпускаются отечественной промышленностью серийно. Только после тщательной проработки, доказывающей невозможность использования серийного изделия ОМП, допускается разработка его оригинальной конструкции.

#### **Вопросы для повторения и самоконтроля к гл. 8 (§ 41—43)**

1. Что такое гидропривод и когда он применяется при конструировании?
2. В чем заключается универсальность и преимущества гидропривода?
3. Что такое электропривод и когда он применяется?
4. Что такое пневмопривод и когда он применяется?
5. В чем заключается универсальность и преимущества электропривода?
6. Что такое модернизация машины?
7. Каковы цели и виды модернизации машины?
8. Когда целесообразна модернизация?
9. Что такое частичная и полная модернизация?
10. Какие изделия машиностроения следует относить к типовым механизмам?
11. В чем заключается влияние развития конструирования изделий общемашиностроительного применения на специализацию машиностроительного производства?

**ХУДОЖЕСТВЕННОЕ КОНСТРУИРОВАНИЕ****§ 44. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭСТЕТИКА И КОНСТРУИРОВАНИЕ**

Начало развития художественного конструирования в СССР можно отнести к 20-м годам, когда были учреждены Высшие государственные художественно-технические мастерские (ВХУТЕМАС).

Успешно начатая работа по художественному конструированию была прервана Великой Отечественной войной и возобновилась после ее окончания.

В 60-х годах по решению партии и правительства в стране была создана система научно-исследовательских организаций по технической эстетике и специальных художественно-конструкторских бюро, на которые возлагались разработка и широкое внедрение методов художественного конструирования — дизайна.

В наши дни эстетические показатели качества не только в отношении изделий культурно-бытового назначения, но и применительно к машинам, приборам, различному оборудованию приобретают все большее значение в комплексной оценке качества. В ходе аттестации промышленных изделий именно существенные недостатки в разработке их формы нередко становятся препятствием для присуждения государственного Знака качества.

Методические указания Госстандарта по оценке технического уровня и качества промышленной продукции (РД 50-149—79) наряду с другими важнейшими качественными показателями продукции предусматривают оценку каждого изделия и по эстетическим показателям.

Методика определяет следующие подгруппы эстетических показателей: информационная выразительность; рациональность формы; целостность композиции; совершенство производственного исполнения и стабильность товарного вида.

Каждая из перечисленных подгрупп эстетических показателей согласно методики РД 50-149—79 включает ряд единичных показателей.

Информационная выразительность характеризует способность изделия отражать в форме сложившиеся в обществе эстетические представления и культурные нормы. Она проявляется:

в художественно-образном выражении социально значимой информации (знаковость);

в своеобразии признаков формы, выделяющих данное изделие среди других аналогичных изделий (оригинальность);

в устойчивых признаках формы, характеризующих сложившуюся общность средств и приемов художественной выразительности, свойственных определенному периоду времени (стилевое соответствие);

в признаках внешнего вида изделия, выявляющих общность временно господствующих эстетических вкусов и предпочтений (соответствие моде).

Рациональность формы характеризует соответствие формы объективным условиям изготовления и эксплуатации изделия, а также правдивость выражения в ней функционально-конструктивной сущности изделия. Она выражает:

соответствие формы изделия его назначению, конструктивному решению, особенностям технологии изготовления и применяемым материалам (функционально-конструктивная обусловленность);

выявленность в форме способов и особенностей действий человека с изделием (эргономическая обусловленность).

Целостность композиции характеризует гармоничное единство частей и целого, органичную взаимосвязь элементов формы изделия и его согласованность с ансамблем других изделий. Она определяет эффективность использования профессионально-художественных средств для создания полноценного композиционного решения и находит выражение:

в общей логике пространственного строения формы, ее масштабной, пропорциональной и ритмической организации (организованность объемно-пространственной структуры);

в художественном осмыслении реальной работы конструкции и материалов (тектоничность);

в моделировке, взаимопереходах и связях объемов, плоскостей и очертаний формы (пластичность);

в соподчинении графических и изобразительных элементов общему композиционному решению (упорядоченность графических и изобразительных элементов);

во взаимосвязи цветовых сочетаний и использовании декоративных свойств материалов (колорит и декоративность).

Совершенство производственного исполнения и стабильность товарного вида существенно влияют на особенности эстетического восприятия формы изделия и характеризуются:

чистотой выполнения контуров, округлений и сочленений элементов (чистота выполнения контуров и сопряжений);

тщательностью нанесения покрытий и отделки поверхностей (тщательность покрытий и отделки);

четкостью исполнения фирменных знаков и указателей, сопроводительной документации и информационных материалов (четкость исполнения знаков и сопроводительной документации);

сохраняемостью элементов формы и поверхностей от поврежде-

ний, стирания и изменения декоративных покрытий (устойчивость к повреждениям).

В настоящее время во многих конструкторских бюро, разрабатывающих новые изделия машино- и приборостроения различных отраслей промышленности, созданы и успешно функционируют службы дизайна — отделы или группы художественного конструирования.

Научно-методическое руководство дизайном в стране осуществляет Всесоюзный научно-исследовательский институт технической эстетики (ВНИИТЭ).

Опыт, накопленный дизайнерскими организациями, свидетельствует о том, что проектирование промышленного изделия лишь тогда дает хорошие результаты, когда конструктор, технолог и дизайнер работают в тесном творческом контакте и когда каждый из специалистов хорошо понимает задачу другого и ее значение.

В настоящее время сложилась общая теория композиции в технике, являющаяся основной составной частью дизайна.

Теория технической композиции основывается на двух категориях: тектонике и объемно-пространственной структуре. Тектоника есть зримое отражение работы конструкции и материала изделия в приданной ему внешней форме. Например, литая несущая конструкция должна быть выражена в форме, чтобы не возникало сомнений — это именно литье, а не сварная или какая-либо иная конструкция. Поэтому можно говорить о тектонике «литой формы», в частности, тонкостенной литой формы или тяжелого монолитного литья, о тектонике легких штампованных элементов или о тектонике пластмассовых конструкций.

Тектоника выступает не просто как эстетическая категория, а одновременно и как существенная конструктивная. Можно уверенно утверждать, что наименьшая металлоемкость конструкции во многом определяет ее высокий эстетический уровень, в то время, как неоправданно омертвленные запасы металла заведомо его снижают.

На рис. 151 наглядно прослеживается композиционное решение и тектоника на примере конструкции пишущих машинок с плоскими и лекальными очертаниями.

Если тектоника дает представление о характере работы конструкции в материале, определенным образом выраженном в конкретной форме, то объемно-пространственная структура изделия говорит о взаимодействии формы (контуров) изделия с окружающим его пространством.

В целях достижения максимальной результативности дизайнеру необходимо работать в тесном контакте с конструктором и технологом на всех этапах конструирования, начиная с самых ранних стадий (техническое предложение, эскизный проект), так как по мере роста различного рода ограничений в процессе конструирования роль дизайнера возрастает.

Художественное конструирование не является самоцелью, а

средством наибольшей конструктивной и эстетической выразительности принимаемых конструктивно-компоновочных решений, обусловленных требованиями заказчика и выраженных в ТЗ на создание того или иного образца.

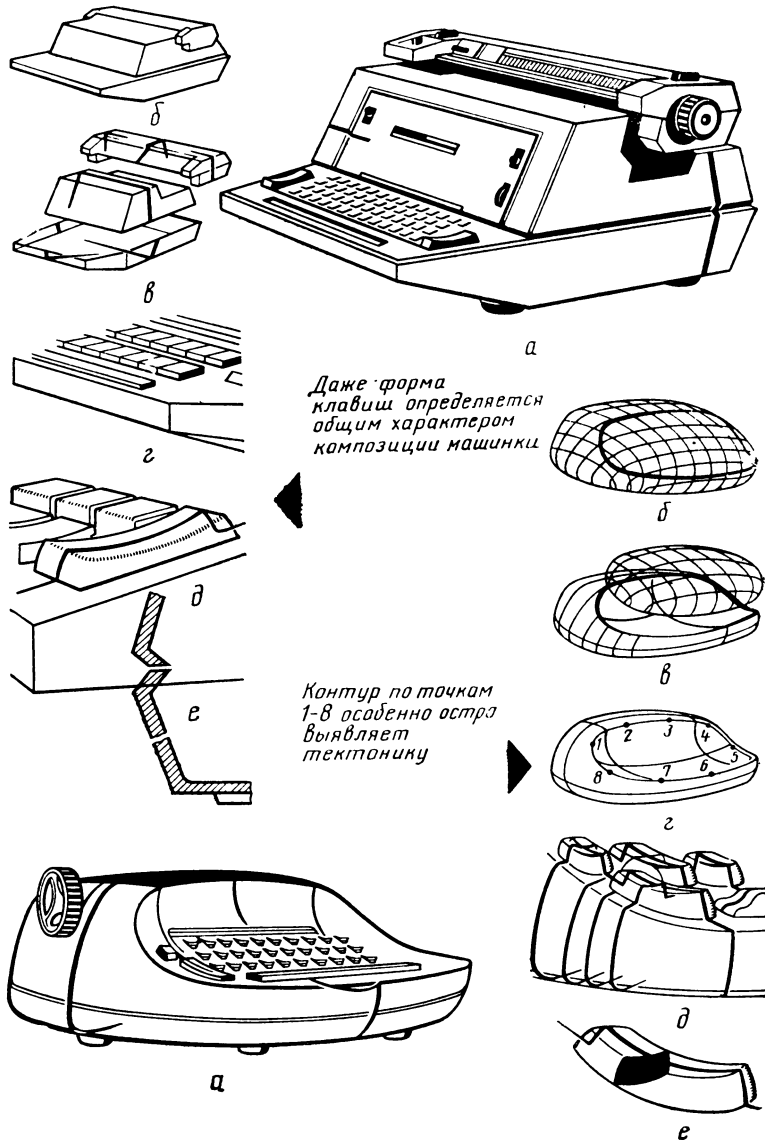


Рис 151. Композиционное решение и тектоника конструкции пишущей машинки

Кроме того, четко обозначившееся стремление к унификации и агрегатированию в современном машиностроении накладывает дополнительные требования в части реализации требований художественного конструирования.

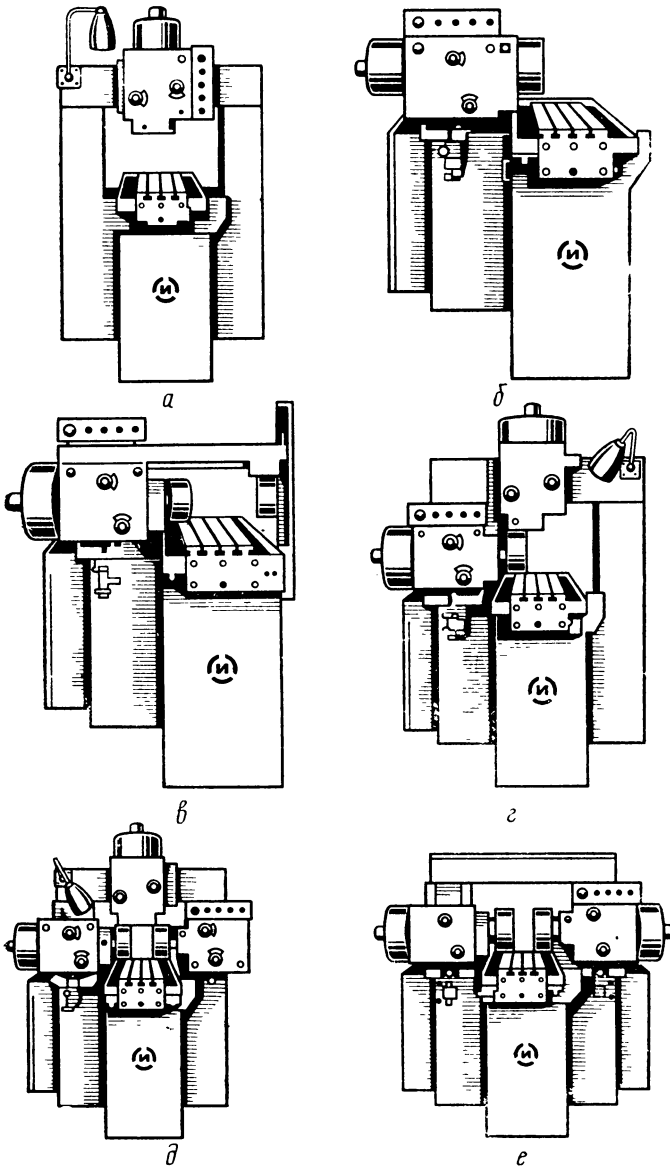


Рис. 152. Семейство металлорежущих станков Ленинградского филиала ВНИИТЭ



Рассмотрим это на примере семейства металлорежущих станков, создаваемых Ленинградским филиалом ВНИИТЭ, рис. 152.

Здесь каждая новая композиция образована типовыми элементами. Обращает внимание наличие четкой горизонтально-вертикальной структуры, в которую укладывается каждый из элементов станков — от крупных до самых мелких. Создается высокая степень гармонии как каждого из агрегируемых элементов отдельных станков, так и всего семейства в целом. Наблюдается полная соподчиненность в наружных формообразующих контурах и во всех внутренних замкнутых или незамкнутых контурах, включая ступенчатые основания станков и расположение товарного знака предприятия-изготовителя.

Таким образом, при агрегировании машин с использованием унифицированных составных частей гармоничная целостность формы выступает как качество, достижение которого связано с единством геометрических признаков. Здесь развиваются метрические повторы объемов и даже примыкания к полу объемной «лесенкой» проявляются как единый объемно-пространственный признак. Одновременно четко выражена и тектоника как каждого станка, так и всей гаммы в целом.

В качестве существенной составной части дизайна широко используется цветовая гамма.

В последние годы изделия машино- и приборостроения уже не окрашивают в унылые серые тона и даже в один цвет. Использование различных оттенков одного цвета, а, подчас, и контрастных цветов, подчеркивает как назначение изделия в целом, так и наиболее важных его составных частей. Работы в области инженерной психологии показывают, что правильно выбранное сочетание наружной и внутренней окраски машин не только повышает их эстетическое восприятие, но и способствует возрастанию работоспособности, снижает утомляемость обслуживающего персонала, а следовательно, непосредственно влияет на рост производительности труда.

#### Вопросы для повторения и самоконтроля к гл. 9 (§ 44)

1. Что такое техническая эстетика?
2. Каково значение технической эстетики при конструировании изделий машиностроения?
3. Что такое информационная выразительность изделия?
4. Что такое рациональность формы изделия и как она достигается?
5. Что такое целостность композиции изделия и какими конструктивными приемами она достигается?
6. Что такое совершенство производственного исполнения и стабильность товарного вида?
7. Какие организации в СССР осуществляют научно-методическое руководство дизайном и в чем оно заключается?
8. Что такое теория технической композиции. Кратко опишите две ее основные категории: тектонику и объемно-пространственную структуру.
9. В чем заключается связь унификации агрегирования и художественного конструирования?

**НОТ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ****§ 45. НАУЧНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ ТРУДА КОНСТРУКТОРСКИХ РАБОТ**

Актуальность внедрения научной организации труда, во всех отраслях народного хозяйства, в промышленности и на транспорте, в сельском хозяйстве и строительстве, на заводах и в научных учреждениях, в торговых предприятиях и учебных заведениях обусловлена современным уровнем развития науки и техники, невиданными темпами научно-технического прогресса.

Однако, пожалуй, нет такой области деятельности человека, где бы научная организация труда (НОТ) имела столь первостепенное значение, как в работе конструктора.

Отличительная особенность работы конструктора заключается в том, что это создатель нового. Задача конструктора воплотить в материализованном виде в массовом производстве новейшие достижения науки, полученные в лучшем случае только в лабораторных условиях.

В процессе реализации научно-технической идеи, выраженной в ТЗ на проектирование, конструктор должен выполнить громадное количество требований, подчас весьма противоречивых, а то и вовсе взаимно исключающих друг друга. Он должен обеспечить оптимальную реализацию целевой функции проектируемого изделия в условиях эксплуатации, добиться максимальных показателей его надежности и других качественных характеристик. Выполнить требования технической эстетики, патентной чистоты, высоких уровней унификации, технологичности конструкции и целый ряд изложенных в предыдущих разделах учебника других требований, при этом в весьма сжатые сроки. В противном случае — разрабатываемая конструкция морально устареет. Причем следует постоянно учитывать, что конструкторский труд — труд коллективный.

Характеризуя научную организацию труда в конструкторском бюро, следует подчеркнуть, что она основывается на новейших достижениях науки и производства, позволяет наилучшим образом соединить технику и людей в производственном процессе, обеспечивая при этом наиболее продуктивное использование материальных, трудовых и финансовых ресурсов, неуклонное повышение эффективности труда, способствует сохранению здоровья участников производственного процесса, превращая их труд в жизненную потребность. НОТ необходимо рассматривать в трех взаимосвязанных и взаимообусловленных аспектах, а именно:

наиболее важное условие повышения эффективности труда работников;

способ достижения высокоэффективного использования предметов и средств труда;

возможность создания наиболее благоприятных условий труда.

Научная организация труда в конструкторских бюро включает: совершенствование организации и обслуживания рабочего места конструктора;

строгую регламентацию рабочего времени конструктора;

механизацию и автоматизацию конструкторских работ и инженерных расчетов;

Научно-техническую информацию конструктора.

Совершенствование организации и обслуживания рабочего места конструктора. К основным принципам, учитываемым при разработке оборудования рабочих мест конструктора, следует отнести:

удобство работы;

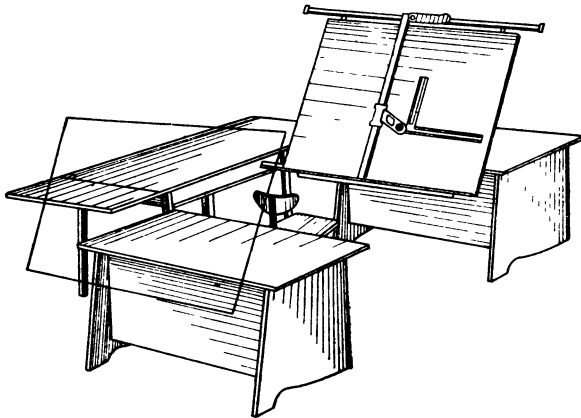


Рис. 153. Вариант организации рабочего места конструктора

рациональное использование имеющихся производственных площадей;

технологичность и простоту конструкции чертежных станков, чертежных приборов, столов и специальной оснастки;

создание производственного комфорта.

Исследованиями как у нас, так и за рубежом, установлено, что оптимальной площадью на одно рабочее место конструктора следует считать 10—12 м<sup>2</sup> при высоте помещения 3,0—3,3 м. Освещенность на чертежной доске должна составлять 800 лк, а в помещениях — 400—500 лк. Уровень шума не должен превышать 40—50 дБ. Объем помещения должен рассчитываться, исходя из

нормы 30 м<sup>3</sup> на одного человека при искусственной вентиляции и до 40 м<sup>3</sup> — при естественной. Целесообразно использовать лампы дневного света на высоте 2,5 м от чертежной доски.

Наиболее рациональный вариант организации рабочего места конструктора, включая его оборудование, приведен на рис. 153 и основан на применении комплексного рабочего места конструктора КУ-1М с чертежным прибором ЧП-5. Наиболее эффективен стандартный чертежный прибор с нулевой установкой на вертикальном передвижном чертежном столе.

Непосредственно на рабочем месте конструктора должны находиться: должностная инструкция, инструкции по технике безопасности, государственные, отраслевые стандарты и стандарты предприятия, справочная литература, номограммы, графики, передвижные таблицы и т. д.

Регламентация рабочего времени конструктора. Рабочее время конструктора должно исключать выполнение несвойственных для него обязанностей.

Отмечено, что наибольшие потери рабочего времени конструктора связаны с поиском необходимой информации — до 30 % и более, поэтому одна из важнейших задач НОТ заключается в разработке и внедрении системы избирательного распространения информации (ИРИ).

Анализ, проведенный в ряде КБ показал, что основными причинами потери рабочего времени конструктора являются:

- неупорядоченность деловых отношений, отсутствие должностных инструкций специалистов, положений о КБ и их подразделений;

- чрезмерное количество различных совещаний;

- отвлечение специалистов на выполнение работ, не связанных с его служебной деятельностью;

- отклонения от норм трудовой дисциплины;

- недостаточная специальная подготовка кадров, поступающих на работу в КБ.

Устранение и недопущение перечисленных недостатков существенно повышает производительность труда конструктора.

Механизация и автоматизация конструкторских работ и инженерных расчетов. В КБ в основном осуществляется механизация и автоматизация чертежно-конструкторских и копировально-множительных работ, инженерных расчетов, технико-экономических и сметно-финансовых операций.

Классификация направлений механизации и автоматизации конструкторского труда в машиностроительном КБ приведена на рис. 154.

Наиболее трудоемким и еще недостаточно механизированным является непосредственный труд конструктора у кульмана. В настоящее время один специалист, разрабатывающий новую технику, нуждается в помощи шести чертежников, а также работников, которые проверяют его чертежи, вносят изменения и делают их

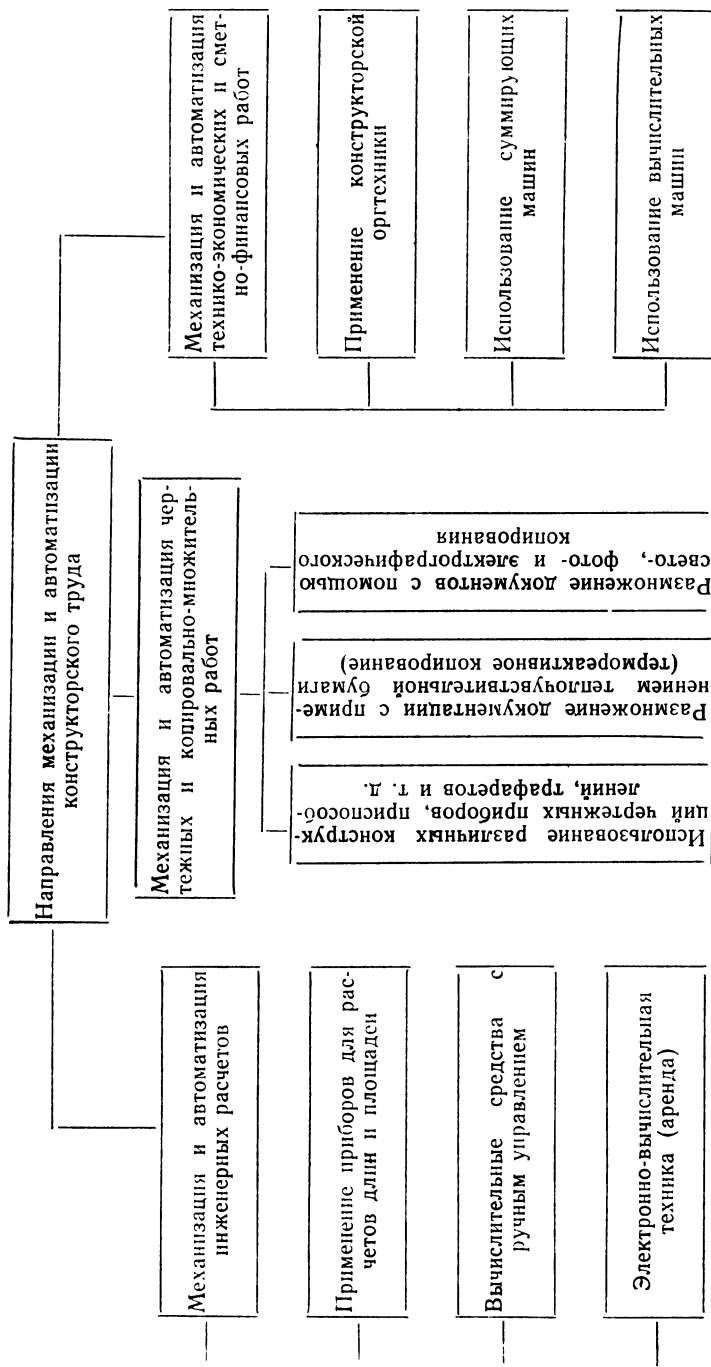


Рис. 154. Классификация направлений механизации и автоматизации конструкторского труда в машиностроительном КБ

пригодными к копированию. Поэтому у нас и за рубежом все большее значение приобретает тенденция полного перевода конструкторских работ на машинное исполнение.

Чертежные машины с программным управлением, несмотря на их большую стоимость, используются зарубежными фирмами довольно широко.

С целью экономии времени конструктора и значительного повышения эффективности работы в КБ для инженерных расчетов все более широко внедряются клавишные вычислительные, моделирующие (аналоговые) и электронно-цифровые машины. Благодаря применению ЭВМ скорость выполнения различного рода расчетов увеличилась в 10—100 раз, а по некоторым видам работ в 200—300 раз. Основной задачей сегодняшнего дня следует считать наиболее полное использование ЭВМ при конструировании, что требует определенной переквалификации конструкторских кадров.

Научно-техническая информация конструктора. Разработка современной техники в КБ невозможна без четко налаженной службы научно-технической информации.

Высокоэффективное информационное обеспечение не только тесно связано с НОТ в КБ, но и является одним из важнейших ее элементов и направлений, оказывая существенное воздействие на повышение эффективности конструкторского труда.

НОТ в службе научно-технической информации следует осуществлять по основным направлениям организации труда в КБ, что позволяет четко регламентировать функции и обязанности работников, определять компетентность и их ответственность за выполнение работ.

Наиболее перспективной и результативной системой информации следует считать систему избирательного распространения информации (ИРИ), основанной на использовании двухрядных перфокарт, имеющих по сравнению с обычными библиографическими картами следующие преимущества:

при поиске необходимой информации экономится до 80 % времени;

после поиска нет необходимости в их установке на место, так как для последующего поиска их расположение не имеет значения;

перфокарте можно придать ряд признаков, по которым при помощи ручных вибрационных или ударно-динамических селекторов и металлических спиц легко найти искомую информацию.

Сущность системы заключается в систематическом и оперативном обеспечении абонентов исчерпывающей новой информацией (из текущих поступлений) по наиболее важным и актуальным проблемам в соответствии с точными запросами абонентов.

Другим существенным видом службы информации является информация о патентах — патентование. Патентная служба в настоящее время организована практически во всех конструкторских бюро страны.

**Вопросы для повторения и самоконтроля**  
к гл. 10 (§ 45)

1 В чем заключается научная организация труда при выполнении конструкторских работ?

2. Как следует обеспечивать научную организацию труда в конструкторских организациях и подразделениях?

3. Что включает типовое место конструктора? Каковы оптимальные площадь и освещенность его рабочего места?

4. В каком направлении должна развиваться механизация и автоматизация конструкторских работ? Какими средствами она обеспечивается?

5 В чем заключается научно-техническая информация конструктора?

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Ананьев С. Л. Технологичность конструкций — М.; Машиностроение, 1970.
2. Артоболовский С. И. Теория механизмов и машин. — М.: Высшая школа, 1965.
3. Анурьев В. Н. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. I. — М.: Машиностроение, 1974.
4. Данилевский В. В. Технология машиностроения. — М.: Машиностроение, 1978.
5. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. — М.: Высшая школа, 1978.
6. Зеленский В. А. НОТ в проектно-конструкторских организациях. — М.: Экономика, 1974.
7. Иванов М. Н., Иванов В. Н. Детали машин, курсовое проектирование. — М.: Высшая школа, 1975.
8. Орлов П. И. Основы конструирования. Кн. 1 и 2. — М.: Машиностроение, 1972.
9. Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления./Под общей ред. Г. В. Герц. Вып. 6. — М.: Машиностроение, 1979.
10. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. — Л.: Машиностроение, 1979.
11. Решетов Д. Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1974.
12. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1971.
13. Цыганков Э. Г. У истоков дизайна (машины и стиль). — М.: Наука, 1977.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Введение</b>	<b>3</b>
<b>Глава 1. Общие вопросы основ конструирования и агрегатирования в машиностроении</b>	
§ 1. Основные принципы конструирования	5
§ 2. Экономические основы конструирования	14
§ 3. Унификация, взаимозаменяемость и основы агрегатирования	19
§ 4. Общая методика конструирования	23
§ 5. Применение специальных материалов для элементов конструкций	38
§ 6. Конструктивные методы облегчения деталей	41
§ 7. Конструктивные способы повышения жесткости и факторы, определяющие жесткость конструкции	49
§ 8. Повышение усталостной прочности	59
§ 9. Правила конструирования сочленений, работающих под ударной нагрузкой. Сферические и цилиндрические сочленения	70
§ 10. Уменьшение тепловых напряжений и деформаций	72
§ 11. Упрочнение конструкций	74
<b>Глава 2. Конструирование соединений</b>	
§ 12. Стяжные соединения	77
§ 13. Прессовые, рифтовые и клеевые соединения	78
§ 14. Центрирующие соединения	81
§ 15. Фланцевые соединения	83
§ 16. Резьбовые соединения	86
§ 17. Сварные соединения	88
§ 18. Заклепочные соединения	91
§ 19. Соединения методами холодной пластической деформации	93
<b>Глава 3. Конструирование деталей</b>	
§ 20. Литые детали	97
§ 21. Механически обрабатываемые детали	101
§ 22. Детали из пластмасс	105
§ 23. Термическая обработка деталей	109
§ 24. Детали с гальваническими и другими покрытиями	110
§ 25. Детали, обрабатываемые давлением	113
<b>Глава 4. Конструирование сборочных единиц и деталей общего машиностроения</b>	
§ 26. Методы передачи крутящего момента	117
§ 27. Подшипники скольжения	125
§ 28. Подшипники качения	130
§ 29. Зубчатые передачи	138
§ 30. Муфты	147
§ 31. Валы и оси	159
§ 32. Корпусные детали	163
§ 33. Пружины и рессоры	168
§ 34. Направляющие прямолинейного движения	174
§ 35. Механизмы переключения скоростей	178
§ 36. Кулачковые механизмы	184
§ 37. Шкивы и натяжные устройства ременных передач	187
<b>Глава 5. Сборка</b>	
§ 38. Влияние технологии сборки на конструирование	194



Глава 6. Удобство обслуживания	
§ 39. Обеспечение удобства обслуживания и ремонта . . . . .	198
Глава 7. Разработка рабочих чертежей	
§ 40. Разработка и оформление рабочих чертежей . . . . .	203
Глава 8. Применение при конструировании приводов и типовых механизмов	
§ 41. Применение гидро-, пневмо-, электропривода при конструировании . . . . .	205
§ 42. Модернизация конструкций . . . . .	208
§ 43. Применение при конструировании типовых механизмов . . . . .	209
Глава 9. Художественное конструирование	
§ 44. Техническая эстетика и конструирование . . . . .	211
Глава 10. НОТ при проектировании	
§ 45. Научная организация труда конструкторских работ . . . . .	217
Список литературы . . . . .	222

*Сергей Владимирович Крейтер, Александр Ростиславович Нестеров,  
Владимир Викторович Данилевский*

**ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И АГРЕГАТИРОВАНИЯ**

Редактор *Т. А. Киселева*  
 Переплет художника *А. Н. Михайлова*  
 Технический редактор *В. Н. Малькова*  
 Корректоры *А. Г. Старостин, Е. И. Морозова*

ИБ № 218

Сдано в наб. 21 07 82	Подп к печ. 27 01 83	Т-04426	Формат изд. 60×90 <sup>1</sup> / <sub>16</sub> .
Бумага тип № 2	Гарнитура литературная	Печать высокая	14,0 усл. п. л.
14.79 уч-изд л	Тир. 10000	Цена 90 коп.	Изд № 5889/7

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов. 123557. Москва.  
Новопресненский пер., 3

Великолукская городская типография управления издательств,  
полиграфии и книжной торговли Псковского облисполкома,  
г. Великие Луки, ул. Полиграфистов, 78/12

90 коп.