



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

**А. В. Вавилов
А. А. Котлобай
А. Я. Котлобай**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ
МАШИН**

Учебно-методическое пособие

**Минск
БНТУ
2013**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

А. В. Вавилов
А. А. Котлобай
А. Я. Котлобай

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Учебно-методическое пособие

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2013

УДК 625.08(075.8)

ББК 39.311-06-5я7

В12

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая механика и теория машин и механизмов» БГАТУ *А. Н. Орда*;

д-р техн. наук, профессор, профессор БНТУ *В. В. Бабицкий*

Вавилов, А. В.

В12 Проектирование строительных и дорожных машин : учебно-методическое пособие / А. В. Вавилов, А. А. Котлобай, А. Я. Котлобай. – Минск : БНТУ, 2013. – 392 с.

ISBN 978-985-525-850-7.

В учебно-методическом пособии приведены материалы, необходимые для подготовки будущих конструкторов по специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». Дается понятие конструирования, приведены методы конструирования; обращено внимание будущих специалистов на обеспечение удобств при эксплуатации создаваемых машин. Большой раздел посвящен конструированию и расчету агрегатов и систем строительных и дорожных машин.

Пособие может быть полезно студентам других машиностроительных специальностей.

УДК 625.08 (075.8)

ББК 39.311-06-5я7

ISBN 978-985-525-850-7

© Вавилов А. В., Котлобай А. А.,
Котлобай А. Я., 2013

© Белорусский национальный
технический университет, 2013

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии со стратегией устойчивого социально-экономического развития Республики Беларусь в ближайшие годы предполагается существенное увеличение объемов строительства, успешное ведение которого немыслимо без применения эффективных машин.

В строительном комплексе широко применяются строительные и дорожные машины, собранные в машинные парки строительных и дорожных организаций [1–4]. Сегодня парки устарели как физически, так и морально. Физическое старение подтверждается высоким процентом эксплуатации строительных и дорожных машин, которые используются свыше 15–20 лет. Моральное старение вызвано появлением в строительных и дорожных организациях новых технологий и дорожно-строительных материалов. Так, в дорожную отрасль активно внедряются холодные технологии, технологии и материалы для борьбы с зимней скользкостью (соли и рассолы вместо песчано-соляных смесей) и т. д.

В Беларуси имеется более 30 небольших машиностроительных предприятий, выпускающих технику для строительства. Они производят во многом схожую продукцию, но не прикладывают больших усилий по координации своих действий, направленных на унификацию узлов общего назначения машин, объединение деятельности конструкторских бюро, каждое из которых имеет небольшую численность сотрудников, и т. д. Все это привело к выпуску в большинстве случаев неконкурентной техники, эксплуатация которой дорого обходится строителям из-за частых ее ремонтов, а разномарочность технических средств с низким процентом унификации еще и затрудняет их проведение. Большинство машиностроительных предприятий строительного комплекса не гарантируют сервисного обслуживания.

Одной из причин создания неконкурентной строительной техники является отсутствие тесной связи между конструкторскими бюро заводов конкретного ведомства и строителями-технологами этой отрасли (учеными и производственниками). Конструкторы, не зная особенностей строительных технологий, их разнообразия и перспектив развития, часто создают машины, неудовлетворяющие современным требованиям.

Приобретение импортной техники – не выход из создавшейся ситуации, т. к. увеличивается доля импорта в товарообороте республики. Однако в последнее время строители все же предпочитают приобретать импортную технику у дилеров иностранных компаний, число которых в Беларуси значительно выросло. Фирмы-дилеры гарантируют сервисное обслуживание проданной ими строительной техники и обучение обслуживающего персонала. Иногда покупаются дорогостоящие импортные машины, которые, несмотря на высокий технический уровень, не обеспечивают существенного повышения производительности труда. Это объясняется тем, что каждая такая машина является единицей комплекта, реализующего конкретную технологию производства работ, увязанную с технической и технологической инфраструктурой страны, для которой она создавалась. Фактически каждая импортная машина – единица «системы машин», разработанной и реализуемой фирмой-производителем. Ориентация на зарубежную строительную технику потребует адаптации в наших условиях не отдельных машин, а целых комплексов, что не всегда приемлемо.

Создавать новую отечественную эффективную строительную и дорожную технику призваны инженеры по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». Для успешной подготовки в этом направлении специалистов в высших учебных заведениях учебным планом предусмотрена дисциплина «Конструирование и расчет строительных и дорожных машин».

ЧАСТЬ I. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

1. Понятие конструирования

1.1. Задачи конструирования

Задача конструктора состоит в создании строительных и дорожных машин, полно отвечающих потребностям народного хозяйства, дающих наибольший экономический эффект и обладающих наиболее высокими технико-экономическими и эксплуатационными показателями.

Главными показателями создаваемой машины являются: высокая производительность, экономичность, прочность, надежность, малые масса и материалоемкость, габариты, энергоемкость, объем и стоимость ремонтных работ, расходы на оплату труда операторов, высокий технический ресурс и степень автоматизации, простота и безопасность обслуживания, удобство управления, сборки и разборки.

В конструкции машин необходимо соблюдать требования технической эстетики. Машины должны иметь красивый внешний вид, изящную, строгую отделку.

Проектируя машину, конструктор должен добиваться всемерно-го увеличения ее рентабельности и повышения экономического эффекта за весь период работы.

1.2. Экономические основы конструирования машин

Экономический фактор играет первостепенную роль в конструировании.

Многие конструкторы считают, что экономически конструировать – значит уменьшать стоимость изготовления машины, избегать сложных и дорогих решений, применять наиболее дешевые материалы и наиболее простые способы обработки. Это только небольшая часть задачи. Главное значение имеет то, что экономический эффект определяется полезной отдачей машины и суммой эксплуатационных расходов за весь период работы машины. Стоимость ма-

шины является только одной, не всегда главной, а иногда и очень незначительной, составляющей этой суммы.

Экономически направленное конструирование должно учитывать весь комплекс факторов, определяющих экономичность машины, и правильно оценивать их относительное значение. Это правило часто игнорируют. Стремясь к удешевлению продукции, конструктор нередко добивается экономии в одном направлении, а других, гораздо более эффективных путей повышения экономичности не замечает. Более того, часто экономия, осуществляемая без учета совокупности всех факторов, ведет к снижению суммарной экономичности машин.

Главными факторами, определяющими экономичность машины, являются полезная отдача машины, надежность, расходы на оплату труда операторов, потребление энергии и стоимость ремонтов.

Рентабельность машины q выражается отношением полезной отдачи машины O за определенный период к сумме расходов P за тот же период:

$$q = \frac{O}{P}.$$

Сумма расходов в общем случае складывается из стоимости расходуемой энергии, материалов и заготовок, инструмента, оплаты труда операторов, технического обслуживания, ремонта, накладных цеховых и заводских расходов, амортизационных расходов.

Величина q должна быть больше 1, иначе машина будет работать убыточно, и смысл ее существования утрачивается.

Экономический эффект. Годовой экономический эффект от работы строительной или дорожной машины (годовой доход)

$$Q = O - P = O \cdot \left(1 - \frac{P}{O}\right) = O \cdot \left(1 - \frac{1}{q}\right).$$

Повышение отдачи может выражаться или в увеличении числа единиц продукции, или в увеличении стоимости каждой единицы (повышение качества продукции, увеличение объема операций, выполняемых над заготовкой).

Как общее правило экономический эффект в наибольшей степени зависит от полезной отдачи и долговечности машины. Эти факторы должны быть в центре внимания при конструировании машин. Столь же большое значение имеет надежность, определяющая объем и стоимость ремонтов, производимых за время эксплуатации машин.

На практике расходы на ремонт могут превышать стоимость машины в несколько раз. Иногда расходы на ремонт поглощают большую часть доходов, приносимых машиной, что делает эксплуатацию машины нерентабельной.

В настоящее время актуальна задача перехода на безремонтную эксплуатацию: устранение капитальных ремонтов; устранение восстановительного ремонта и замена его комплектационным, осуществляемым сменой износившихся деталей, узлов и агрегатов; устранение вынужденных ремонтов, вызванных поломкой и износом деталей, систематическим проведением планово-предупредительных ремонтов.

Из сказанного не следует, что конструктор может ослабить внимание к задаче уменьшения стоимости машины. Как было показано, фактор стоимости зависит от категории машины и может быть значительным у машин с малыми энергопотреблением и расходами на труд, а также у машин с относительно небольшим сроком службы. Необходимо только правильно оценивать значение этого фактора среди других факторов повышения экономичности и уметь поступить им в случае, когда уменьшение стоимости вступает в противоречие с требованиями увеличения полезной отдачи, долговечности и надежности.

Решение всех перечисленных выше задач следует положить в основу деятельности конструктора, который должен, во-первых, задавать тон в политике машиностроения, во-вторых, создавать конструкции, обеспечивающие увеличение экономической эффективности машины, сокращение эксплуатационных расходов и уменьшение стоимости машиностроительной продукции в целом.

Увеличение долговечности, как способ повышения численности машинного парка, объема продукции и энергонасыщенности народного хозяйства, несравненно выгоднее, чем простое увеличение выпуска машин, не сопровождаемое повышением их долговечности.

Увеличение выпуска машин требует введения новых предприятий, расширения площадей и оборудования уже существующих или (способ экономически наиболее целесообразный) увеличения съема

продукции с существующего оборудования путем интенсификации производственного процесса. В первом и втором случаях возрастают расходы на изготовление машин. Во всех случаях возрастают эксплуатационные расходы вследствие увеличения числа действующих машин.

Увеличение отдачи и долговечности машин, как правило, сопровождается относительно небольшим повышением стоимости машин и вместе с тем в связи с сокращением числа действующих машин уменьшением эксплуатационных расходов.

Однако увеличение годового выпуска машин еще не означает увеличение численности действующих машин и объема выпуска промышленной продукции. Возрастание годового производства машин характеризует рост экономики только в том случае, если оно сопровождается объективными данными о долговечности и качестве выпускаемых машин. Эти данные могут означать: прогресс, если долговечность машин сохраняется на постоянном уровне или повышается; застой, если долговечность снижается в такой же пропорции, в какой возрастает выпуск; регресс, если долговечность машин падает более существенно, чем возрастает их выпуск.

Долговечность и техническое устаревание. Повышение долговечности тесно связано с проблемой технического устаревания (морального износа) машин. Устаревание наступает, когда машина, сохраняя физическую работоспособность, по своим показателям перестает удовлетворять промышленность в силу повышения требований или появления более совершенных машин.

Признаками устаревания являются пониженные по сравнению со средним уровнем показатели надежности, качества продукции, точности операций, производительности, расхода энергии, стоимости труда, обслуживания и ремонтов и как общий результат – пониженная рентабельность машины. Главным последствием морального износа является снижение роста производительности на единицу рабочей силы, являющегося основным показателем экономического прогресса.

Наиболее действенное средство предупреждения устаревания – повышение степени использования машины в эксплуатации. Чем в более короткий срок машина отрабатывает заложенный в нее ресурс долговечности, т. е. чем ближе срок службы к долговечности, тем меньше вероятность ее устаревания. Сокращение срока службы до 3–4 лет практически гарантирует отсутствие у машины устаревания.

Задача снижения срока службы при неизменной долговечности сводится к всемерной интенсификации использования машин.

Основные конструктивные предпосылки интенсификации: универсализация, т. е. расширение диапазона выполняемых машиной операций, обеспечивающее устойчивую загрузку машины; повышение надежности машин, приводящее к сокращению аварийных и ремонтных простоев.

Степень использования машин непериодического действия, например сезонных, можно повысить с помощью сменного, прицепного и навесного оборудования, способствующего увеличению продолжительности их работы в году.

Быстрота и степень морального износа зависят от масштаба и технического уровня производства. На предприятиях, ускоренно наращивающих темпы производства и непрерывно совершенствующих технологический процесс, машины устаревают гораздо быстрее, чем на средних и мелких предприятиях, развивающихся медленнее.

Машины, устаревшие в условиях передового производства, можно использовать на менее ответственных участках или на предприятиях меньших масштабов и с меньшей машинной оснащенностью. Важно, что они будут продолжать производство продукции до полного исчерпания механического ресурса, пусть даже с рентабельностью, несколько пониженной по сравнению со средней народнохозяйственной.

1.3. Эксплуатационная надежность

Надежность машины складывается из следующих признаков: высокая долговечность, безотказность действия, безаварийность, стабильность действия (способность длительно работать без снижения исходных параметров и выдерживать перегрузки), малый объем операций обслуживания и ухода, простота обслуживания, живучесть (способность при частичных повреждениях продолжать некоторое время работу, хотя бы на сниженных режимах), устранимость повреждений (сохранение ремонтпригодности), большие межремонтные сроки, малый объем ремонтных работ.

Пути повышения надежности. Надежность машин в первую очередь определяется прочностью и жесткостью конструкции.

Безаварийность работы и длительность межремонтных сроков во многом зависят от правильности эксплуатации, бережного отношения к машине, тщательного ухода, своевременной профилактики, предотвращения перегрузок. При этом условия правильной эксплуатации машины должны быть заложены в ее конструкции. Необходимо обеспечить надежную работу даже в условиях недостаточно квалифицированного обслуживания. Если машина портится в неумелых руках, это значит, что конструкция недостаточно продумана в отношении ее надежности.

Субъективный фактор в обслуживании и управлении машиной следует по возможности исключать, а операции ухода сводить к минимуму.

Устранению подлежат периодические операции регулирования, подтяжки, смазки и т. п., которые при недостаточно внимательном обслуживании могут стать причиной повышенного износа и преждевременного выхода машины из строя.

Например, в двигателях внутреннего сгорания регулирование зазоров в клапанном механизме можно устранить введением автоматических компенсаторов износа и тепловых расширений (гидравлического или иного типа). Это не только упрощает уход, обеспечивая практически беззазорную работу клапанного механизма, но и существенно повышает его долговечность.

Устранима периодическая подтяжка коренных и шатунных подшипников коленчатого вала двигателей. Современное состояние смазочной техники позволяет создать подшипники, работающие практически неограниченное время при минимальном износе. Периодическая подтяжка ослабевающих в эксплуатации гаек и болтов устранима применением современных самоконтрящихся конструкций резьбовых соединений.

Существенно усложняет эксплуатацию машин нерациональная система смазки, требующая постоянного внимания со стороны обслуживающего персонала. Безусловно, периодической смазки следует избегать. Если этого сделать нельзя по конструктивным условиям, то необходимо применять самосмазывающиеся опоры или вводить систему централизованной подачи смазочного материала ко всем трущимся узлам с одного поста.

Наилучшее решение с точки зрения надежности и удобства эксплуатации – это полностью автоматизированная система смазки, не

требующая периодической смены масла. Это достижимо, если предусмотреть меры, противодействующие окислению и тепловому перерождению масла и обеспечивающие непрерывную очистку и регенерацию масла.

В системы смазки необходимо вводить аварийные устройства, обеспечивающие подачу масла, хотя бы в минимальных количествах, при выходе из строя главной системы.

Одним из приемов увеличения эксплуатационной надежности является дублирование обслуживаемых устройств, в работе которых чаще всего случаются перебои. Примером может служить дублирование системы зажигания бензиновых двигателей, а также систем автоматического управления. В тех случаях, когда требуется полная безотказность действия, от которой зависит жизнь людей (космические корабли), применяют многократное дублирование систем управления.

В комплексе мероприятий, обеспечивающих эксплуатационную надежность машины, большую роль играет автоматическая защита от случайных или преднамеренных перегрузок предохранительными устройствами, работающими на стерегущем режиме и вступающими в действие при перегрузке машины.

Наиболее целесообразна полная автоматизация управления, т. е. превращение машины в самообслуживающийся, саморегулирующийся и самонастраивающийся на оптимальный режим работы агрегат. Примером являются самопереключающиеся коробки передач и трансмиссии автомобиля с бесступенчатым регулированием передаточного отношения от двигателя к ходовому механизму. Система автоматически устанавливает оптимальное передаточное отношение для данных условий езды, профиля и состояния дороги, что увеличивает экономичность и улучшает технический ресурс.

Высокой надежности машин можно достичь только комплексом конструктивных, технологических и организационно-технических мероприятий. Повышение надежности требует длительной, повседневной, скрупулезной, целенаправленной совместной работы конструкторов, технологов, металлургов, экспериментаторов и производственников, ведущейся по тщательно разработанному и последовательно осуществляемому плану.

Непрерывным условием выпуска качественной продукции являются прогрессивная технология изготовления, высокая культура

производства, строгое соблюдение технологического режима и тщательный контроль продукции на всех стадиях, начиная с операций изготовления деталей и заканчивая сборкой изделия.

Наибольшие трудности представляет объективная оценка показателей надежности и стоимости эксплуатации. Эти показатели можно достоверно выяснить только через длительный промежуток времени, притом на продукции, вышедшей за стены завода-изготовителя и разбросанной в различных, порой отдаленных, местах эксплуатации.

В этих условиях приобретают важное значение методы ускоренного определения долговечности деталей, узлов, агрегатов и машины в целом. Большую помощь могут оказать лаборатории долговечности для систематического ресурсного испытания продукции.

Следует шире применять метод моделирования эксплуатационных условий, заключающийся в стендовых или эксплуатационных испытаниях машины на форсированном режиме в условиях, заведомо более тяжелых, чем нормальная работа машины. В этом случае машина осуществляет в сжатые сроки цикл, который при нормальной ее работе длится несколько лет. Испытания проводят до наступления предельного износа или даже до полного или частичного разрушения машины, периодически их приостанавливая для замера износов, регистрации состояния деталей и определения признаков приближения аварии.

Подобные жесткие испытания позволяют обнаружить недостатки конструкции и принять меры по их устранению. Ускоренные испытания дают также достаточно надежный исходный материал для оценки реальной долговечности машины.

Доводка машин после ввода в эксплуатацию. В целях создания надежных машин необходимо тщательно изучать опыт эксплуатации. Работа конструкторских организаций над машиной не должна заканчиваться государственными испытаниями опытного образца и сдачей машины в серийное производство.

Доводка машины по существу начинается только после ввода ее в эксплуатацию. Эксплуатационная проверка лучше всего позволяет обнаружить и устранить слабые места конструкции.

Недостатки машины особенно наглядно выясняются при ремонте, поэтому обязательна тесная и непрерывная связь конструктора с ремонтными предприятиями. Заводам-изготовителям массовой и круп-

носерийной продукции полезно иметь собственные ремонтные подразделения, лаборатории изучения машин и школы конструирования.

При изучении дефектов следует различать случайные дефекты и систематические. Случайные обычно обусловлены неудовлетворительным контролем и недостаточной технологической дисциплиной на заводе-изготовителе. Систематические дефекты свидетельствуют о неудовлетворительной конструкции и требуют незамедлительного внесения исправлений в выпускаемые машины.

Стоимость машины. Снижение стоимости машиностроительной продукции представляет комплексную задачу: производственную и конструкторскую. Основную роль играет рационализация производства (механизация и автоматизация производственных процессов, концентрация технологических операций, специализация заводов, производственное кооперирование и др.).

Большое значение имеет уменьшение числа типоразмеров машины рациональным выбором типажа и ее параметров, что позволяет повысить серийность производства с выигрышем в стоимости изготовления. Это тоже конструкторская задача.

Важно обеспечить технологичность конструкции. Под технологичностью понимают совокупность признаков, обеспечивающих наиболее экономичное, быстрое и производительное изготовление машин с применением прогрессивных методов обработки при одновременном повышении качества, точности и взаимозаменяемости частей.

В понятие технологичности следует ввести также признаки, обеспечивающие наиболее производительную сборку изделия (технологичность сборки) и наиболее удобный и экономичный ремонт (технологичность ремонта).

Технологичность зависит от масштаба и типа производства. Единичное и мелкосерийное производство предъявляют к технологичности одни требования, крупносерийное и массовое – другие. Признаки технологичности специфичны для деталей различных групп изготовления.

Большой экономический эффект дают унификация и стандартизация деталей, узлов и агрегатов.

Унификация. Унификация состоит в многократном применении в конструкции одних и тех же элементов, что способствует сокращению номенклатуры деталей и уменьшению стоимости изготовления, упрощению эксплуатации и ремонта машин.

Унификация оригинальных деталей и узлов может быть внутренней (в пределах данного изделия) и внешней (заимствование деталей с иных машин данного или смежного завода).

Наибольший экономический эффект дает заимствование тех деталей и агрегатов серийно изготавливаемых машин, которые можно получить в готовом виде. Заимствование деталей машин единичного производства, машин, снятых или подлежащих снятию с производства, а также находящихся в производстве на предприятиях других ведомств, когда получение деталей невозможно или затруднительно, имеет только одну положительную сторону: проверенность деталей опытом эксплуатации. Во многих случаях и это оправдывает унификацию.

Унификация марок и сортамента материалов, электродов, типоразмеров крепежных деталей, подшипников качения и других стандартных деталей облегчает снабжение завода-изготовителя и ремонтных предприятий материалами, стандартными покупными изделиями.

Стандартизация. Стандартизация – регламентирование конструкции и типоразмеров широко применяемых машиностроительных деталей, узлов и агрегатов.

Почти в каждой специализированной проектной организации стандартизируют типовые для данной отрасли машиностроения детали и узлы, что ускоряет проектирование, облегчает изготовление, эксплуатацию и ремонт машин и при целесообразной конструкции стандартных деталей способствует увеличению их надежности.

Стандартизация дает наибольший эффект при сокращении числа применяемых типоразмеров стандартных деталей, узлов и агрегатов, т. е. при их унификации. В практике проектных организаций эта задача решается выпуском ограничителей, содержащих минимум стандартов, удовлетворяющих потребностям проектируемого класса машин.

Преимущества стандартизации реализуются в полной мере при централизованном изготовлении стандартных изделий на специализированных заводах. Это разгружает машиностроительные заводы от трудоемкой работы изготовления стандартных изделий и упрощает снабжение ремонтных предприятий запасными частями.

Применение стандартов не должно стеснять творческую инициативу конструктора и препятствовать поискам новых, более рациональных конструктивных решений. При конструировании машин не

следует останавливаться перед применением новых решений в областях, охватываемых стандартами, если эти решения имеют явное преимущество.

1.4. Образование производных машин на базе унификации

Унификация представляет собой эффективный и экономичный способ создания на базе исходной модели ряда производных машин одинакового назначения, но с различными показателями мощности, производительности и т. д. или машин различного назначения, выполняющих качественно другие операции, а также рассчитанных на выпуск другой продукции.

В настоящее время существует несколько направлений решения этой задачи. Не все они являются универсальными. В большинстве случаев каждый метод применим только к определенным категориям машин, причем их экономический эффект различен.

Секционирование. Метод секционирования заключается в разделении машины на одинаковые секции и образовании производных машин набором унифицированных секций.

Секционированию хорошо поддаются многие виды подъемно-транспортных устройств (ленточные, скребковые, цепные конвейеры). Секционирование в данном случае сводится к построению каркаса машин из секций и составлению машин различной длины с новым несущим полотном. Особенно просто секционируются машины со звеньевым несущим полотном (ковшовые элеваторы, пластинчатые конвейеры с полотном на основе втулочных роликовых цепей), у которых длину полотна можно изменять изъятием или добавлением звеньев.

Экономичность образования машин этим способом мало страдает от введения отдельных нестандартных секций, которые могут понадобиться для приспособления длины машины к местным условиям.

Секционированию поддаются также дисковые фильтры, пластинчатые теплообменники, центробежные, вихревые и аксиальные гидравлические насосы. В последнем случае набором секций можно получить ряд многоступенчатых насосов различного напора, унифицированных по основным рабочим органам.

Метод изменения линейных размеров. При этом методе с целью получения различной производительности машин и агрегатов изменяют их длину, сохраняя форму поперечного сечения. Метод

применим к ограниченному классу машин (главным образом роторных), производительность которых пропорциональна длине ротора (шестеренные и центробежные насосы, компрессоры, мешалки, вальцовочные машины и т. д.).

Степень унификации при этом методе невелика. Унифицируются только торцовые крышки корпусов и вспомогательные детали. Главный экономический выигрыш дает сохранение основного технологического оборудования для обработки роторов и внутренних полостей корпусов. Частным случаем применения данного метода является повышение нагрузочной способности зубчатых передач за счет увеличения длины зубьев колес с сохранением их модуля.

Метод базового агрегата. В основе этого метода лежит применение базового агрегата, превращаемого в машины различного назначения присоединением к нему специального оборудования. Наибольшее применение метод имеет при создании дорожных машин, самоходных кранов, погрузчиков, укладчиков, а также сельскохозяйственных машин.

Базовым агрегатом в данном случае обычно является тракторное или автомобильное шасси, выпускаемое серийно. Монтируя на шасси дополнительное оборудование, получают серию машин различного назначения.

Присоединение специального оборудования требует разработки дополнительных механизмов и агрегатов – коробок отбора мощности, подъемных и поворотных механизмов, лебедок, реверсов, тормозов, механизмов управления, кабин, которые, в свою очередь, можно в значительной мере унифицировать.

Конвертирование. При методе конвертирования базовую машину или основные ее элементы используют для создания агрегатов различного назначения, иногда близких, а иногда различных по рабочему процессу.

Бензиновые карбюраторные двигатели легко конвертируются в газовые. Для этого достаточно замена карбюратора смесителем и изменение степени сжатия (достигаемое проще всего изменением высоты поршней) и некоторые второстепенные конструктивные переделки. В целом двигатель остается таким же.

Конвертирование бензинового или газового двигателя в дизель представляет более трудную задачу, главным образом ввиду присущих дизелю повышенных рабочих нагрузок, обусловленных вы-

сокой степенью сжатия и большим давлением вспышки. Следовательно, конвертируемый двигатель должен обладать значительными запасами прочности. Конвертирование в данном случае заключается в замене карбюратора топливным насосом и форсунками (или насос-форсунками), изменении степени сжатия (смена головок цилиндров, увеличение высоты поршней или изменение конфигурации их днищ).

Другим примером конвертирования является перевод работы поршневых воздушных компрессоров на другой газ (аммиак, фреон). В этом случае при переделке необходимо учитывать различие физических и химических свойств рабочих реагентов и соответственно выбирать материалы рабочих деталей.

Примером конвертирования агрегатов, сильно различающихся по рабочему процессу, может служить преобразование двигателя внутреннего сгорания в поршневой компрессор. Конвертирование в данном случае включает замену головок двигателя клапанными коробками с соответствующим изменением механизма распределения и требует значительных переделок.

Компаундирование. Метод компаундирования (параллельного соединения машин или агрегатов) применяют с целью увеличения общей мощности или производительности установки. Спариваемые машины могут быть или установлены рядом как независимые агрегаты, или связаны друг с другом синхронизирующими, транспортными и другими подобными устройствами, или, наконец, конструктивно объединены в один агрегат.

Примером совмещения первого типа является парная установка судовых двигателей, работающих каждый на свой винт, а также установка двух или большего числа двигателей в крыльях самолета. Помимо повышения общей мощности (при затруднительности создания двигателя большой мощности), этот способ иногда позволяет удачно решать другие задачи. Так, параллельная установка судовых двигателей увеличивает маневренность судна, особенно на малом ходу. Установка нескольких двигателей на самолете облегчает виражирование и выруливание на земле. Применение нескольких двигателей до известной степени увеличивает также надежность: при выходе из строя одного из двигателей можно продолжать рейс, хотя и с пониженной скоростью.

Примером совмещения второго типа является параллельная установка машин-орудий группами (по две-три). Ее применяют в автоматических линиях, когда производительность отдельной машины, входящей в поток, значительно уступает производительности всей линии. Такая установка требует разделения потока на два или больше потоков (соответственно числу параллельно устанавливаемых машин) с последующим соединением их в один.

Примером совмещения третьего типа является сдваивание или страивание линейных машин-орудий, т. е. объединение нескольких рабочих трактов на общей станине. В результате получается многолинейная параллельно-поточная машина с производительностью, повышенной соответственно числу трактов.

Модифицирование. Модифицированием называют переделку строительных и дорожных машин с целью приспособления их к иным условиям работы, операциям и видам продукции без изменения основной конструкции.

Модифицирование машины для работы в различных климатических условиях сводится преимущественно к замене материалов. В машинах, работающих в условиях жаркого и влажного климата (машины тропического исполнения), применяют коррозионно-стойкие сплавы; в машинах, эксплуатируемых в областях с суровым климатом (машины арктического исполнения), – хладостойкие материалы; системы смазки приспособляют к работе при низких температурах.

Модифицирование стационарных машин для работы на морском транспорте (машины морского исполнения) заключается во всемерном облегчении машины путем замены тяжелых сплавов (чугуна) легкими (алюминиевыми) и введением материалов, устойчивых к коррозии во влажном морском воздухе и при соприкосновении с морской водой.

Сложнее модифицирование машин с целью их приспособления к различным операциям или изделиям. В этом случае метод модифицирования тесно связан с методом агрегатирования.

Агрегатирование. Агрегатирование заключается в создании машин путем сочетания унифицированных агрегатов, представляющих собой автономные узлы, устанавливаемые в различном числе и комбинациях на общей станине.

Наиболее полное отражение этот принцип получил в конструкции агрегатных металлообрабатывающих станков. Такие станки со-

здают на основе унифицированных блоков (основные блоки, механизмы синхронизации, поворотные столы, корпуса общего назначения, станины, тумбы, вспомогательные узлы, системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей).

Основные преимущества агрегатирования: сокращение сроков и стоимости проектирования и изготовления машин, упрощение обслуживания и ремонта, возможность переналадки для обработки разнообразных деталей. Метод агрегатирования весьма перспективен. Помимо металлорежущих станков он применим для других машин-орудий.

Частичным агрегатированием является использование стандартизованных узлов и агрегатов из числа серийно выпускаемых промышленностью (редукторы, насосы, компрессоры), а также заимствование серийно изготавливаемых изделий узлов и агрегатов (коробок скоростей, механизмов переключения муфт, фрикционов и т. д.).

Комплексная стандартизация. Близок к агрегатированию метод комплексной стандартизации, применяемый для агрегатов простейшего типа (отстойники, выпарные и смесеприготовительные установки). Простота конструктивных форм этих агрегатов позволяет стандартизовать все или почти все элементы их конструкции. Стандартизации по типоразмерам поддаются обечайки резервуаров, днища, крышки, лазы, люки, арматура, лапы крепления, стойки. Стандартизируют также узлы (теплообменники, приводы мешалок, дозирующие устройства и т. д.).

Особенностью аппаратов этого типа является широкое применение вспомогательного покупного оборудования (насосов, фильтров, приборов контроля и управления, средств автоматизации).

Из стандартных деталей, унифицированных узлов и покупного оборудования можно компоновать аппараты:

- с одинаковым рабочим процессом, но с различными размерами и производительностью;
- одинакового назначения, но с различными параметрами рабочего процесса (давление, вакуум, температура);
- различного назначения и с разным рабочим процессом.

Унифицированные ряды. В некоторых случаях возможно образование ряда произвольных машин различной мощности или производительности путем изменения числа главных рабочих органов и их применения в различных сочетаниях. Такие ряды называют се-

мейством, гаммой или серий машин. Этот способ применим к машинам, мощность или производительность которых зависит от числа рабочих органов.

Метод обеспечивает следующие технологические и эксплуатационные преимущества:

- упрощение, ускорение и удешевление процессов проектирования и изготовления машин;
- возможность применения высокопроизводительных методов обработки унифицированных деталей;
- уменьшение сроков доводки и освоения опытных образцов (благодаря отработанности главных рабочих органов);
- облегчение эксплуатации;
- сокращение сроков подготовки обслуживающего технического персонала и сроков ремонта машин;
- упрощение снабжения запасными деталями.

Классическим примером образования унифицированных машин является создание рядов четырехтактных двигателей внутреннего сгорания на основе унифицированной цилиндровой группы и частично унифицированной шатунно-поршневой группы. Сочетание цилиндров ограничивается условием уравниваемости сил инерции поступательно-возвратно движущихся масс и условием равномерного чередования вспышек. Повышенной степенью унификации отличаются двухвальные двигатели, у которых наряду с цилиндровой группой полностью унифицированы шатунно-поршневая группа и коленчатые валы.

Так как мощность двигателя пропорциональна числу цилиндров, то представленный ряд двигателей позволяет теоретически получить семейство двигателей с очень широким диапазоном мощностей. Если мощность одного цилиндра равна, например, 73,5 кВт, то возможный диапазон ряда равен 147–2205 кВт.

Другая область применения метода унифицированных рядов – роторные машины-орудия. Так как производительность роторных машин пропорциональна числу операционных блоков, установленных на машине, то из унифицированных блоков можно создать ряд машин разной производительности. В отличие от поршневых двигателей число блоков, которое можно установить на роторной машине, практически не ограничено и зависит только от заданной производительности.

Наряду с изменением числа операционных блоков на роторных машинах можно менять и блоки, тем самым приспособивая машину к выполнению различных операций. Это пример сочетания метода унифицированных рядов с методами конвергирования или агрегатирования.

Пределы метода. Методы образования производных строительных и дорожных машин и их рядов на основе унификации не являются универсальными и всеобъемлющими. Каждый из них применим к ограниченной категории машин. Многие машины (паровые и газовые турбины) по конструкции не допускают образования производных. Невозможно или нецелесообразно образовывать производные ряды для специализированных машин, машин большой мощности и т. д., которые остаются в категории единичного проектирования.

Унификация нередко сопровождается ухудшением качества, особенно в случае производных рядов большого диапазона. Крайние члены ряда по габаритам, металлоемкости и эксплуатационным показателям, как правило, уступают специализированным машинам. Такое ухудшение можно допустить, если унификация обеспечивает большой экономический эффект, а габариты и масса имеют второстепенное значение.

Этот метод применим для машин общего назначения, ограниченно применим, а иногда и вовсе не применим для машин, к габаритам и массе которых предъявляют повышенные требования. В категории машины повышенного класса нередко приходится отказываться от унификации и идти по пути единичного проектирования.

1.5. Уменьшение номенклатуры объектов производства

Сокращение номенклатуры объектов производства на основе рационального выбора их типажа повышает серийность выпуска, расширяет возможности механизации и автоматизации производства и внедрения прогрессивных методов изготовления с соответствующим увеличением производительности, уменьшением стоимости продукции и повышением ее качества. Устраняется распыливание средств на выпуск машин малыми сериями, облегчаются эксплуатация, ремонт и снабжение запасными частями, создаются предпосылки централизованного и рентабельного изготовления запасных частей.

Задача сокращения номенклатуры и числа объектов производства решается следующими основными способами:

- созданием параметрических рядов машин с рационально выбранными интервалами между каждой из них;
- увеличением универсальности машин, т. е. расширением круга выполняемых ими операций;
- заложением в конструкцию резервов развития и последовательным использованием этих резервов по мере роста потребностей народного хозяйства.

Все способы можно сочетать как один с другим, так и со способами унификации. Например, возможно параллельное создание унифицированных и параметрических рядов поршневых двигателей; унифицированные ряды состоят из двигателей с одинаковыми цилиндрами, но с различным их числом и расположением; параметрические ряды – из двигателей с тем же числом и расположением цилиндров, но с другим диаметром последних.

Параметрические ряды. Параметрическими называют ряды машин одинакового назначения с регламентированными конструкцией показателями и градациями показателей. Во многих случаях целесообразно положить в основу ряда единый тип машины, получая необходимые градации изменением ее размеров при сохранении геометрического подобия модификаций ряда. Такие ряды называют размерно-подобными или просто размерными.

В других случаях целесообразно установить для каждой градации свой тип машин со своими размерами. Такие ряды называют типоразмерными.

Примером могут служить судовые двигатели. При малых мощностях целесообразно применять четырехтактные двигатели внутреннего сгорания; при средних и больших – двухтактные, обладающие при равной мощности меньшими габаритами и массой, или газотурбинные, способные к еще большей концентрации мощности.

В смешанных рядах одни модификации ряда делают однотипными и геометрически подобными, другие создают на основе иных типов.

Применение разных типов (случай типоразмерных и смешанных рядов) не снижает эффективности метода параметрических рядов, т. к. их экономический эффект обусловлен сокращением числа моделей. Технологическим выигрышем является централизованное, а

следовательно, производительное изготовление машин, обусловленное увеличением масштаба выпуска каждой модели.

Метод параметрических рядов дает наибольший эффект в случае машин массового применения, имеющих большой диапазон изменения показателей.

Главное значение при проектировании параметрических рядов имеет правильный выбор типа машин, числа членов ряда и интервалов между ними. При решении этих вопросов необходимо учитывать степень применяемости различных членов ряда, вероятные в эксплуатации режимы работы, степень гибкости и приспособляемости машин данного класса (возможность варьирования эксплуатационных показателей), возможности их модифицирования, способность образовывать дополнительные производственные машины.

В диапазоне наиболее часто применяемых параметров целесообразно увеличивать число членов ряда; в диапазоне редко применяемых – расширять интервалы между членами ряда.

Одним из главных условий реализации экономического эффекта параметрических рядов является длительность их применения. Поэтому при проектировании параметрического ряда следует учитывать современное состояние и перспективы развития машинопотребляющих отраслей народного хозяйства.

Размерно-подобные ряды. Показатели размерно-подобных машин зависят от геометрических размеров машины и от параметров рабочих процессов.

Для сохранения полного подобия машин различных размеров необходимо соблюсти, во-первых, геометрическое подобие, а во-вторых, подобие рабочего процесса, т. е. обеспечить одинаковость параметров энергетической и силовой напряженности машин в целом и их деталей.

Следует отметить, что строгое соблюдение геометрического подобия в области малых значений неосуществимо по условиям изготовления. Минимальные сечения деталей ограничены условиями обеспечения достаточной жесткости при изготовлении (сопротивляемость силам резания), монтаже и транспортировании. Поэтому многие детали малых машин ряда приходится делать более массивными, чем того требуют условия геометрического подобия.

Размерно-подобные ряды надо строить на основе главных характеристик (мощности, производительности и т. д.), а не геометриче-

ских параметров, т. к. в силу внутренних законов подобия главные характеристики располагаются по закономерности, отличной от закономерности изменения геометрических характеристик.

Универсализация машин. Универсализация преследует цели расширения функций машин, увеличения диапазона выполняемых ими операций, расширения номенклатуры обрабатываемых деталей. Она увеличивает приспособляемость машин к требованиям производства и повышает коэффициент их использования. Главное экономическое значение универсализации заключается в том, что она позволяет сократить число объектов производства. Одна универсальная машина заменяет несколько специализированных, выполняющих отдельные операции.

Расширить функции и области применения машин можно следующими способами: введением дополнительных рабочих органов, приданием сменного оборудования, внедрением регулирования с целью увеличения номенклатуры обрабатываемых изделий, регулированием главных показателей (частоты вращения, мощности, производительности).

Универсализации хорошо поддаются многие сельскохозяйственные машины. Придавая базовой машине вспомогательное навесное или прицепное оборудование, можно создать многофункциональную машину с увеличенным сезоном использования.

Важно определить целесообразную степень универсализации. Универсальные машины, рассчитанные на слишком большую номенклатуру изделий или широкий диапазон операций, сложны по конструкции, громоздки и неудобны в обслуживании. Иногда целесообразнее создавать ряд машин, каждая из которых имеет умеренную степень универсализации. В целом ряд охватывает всю необходимую номенклатуру. В других случаях универсальные машины можно дополнить двумя-тремя специализированными, предназначенными для изделий, резко отличающихся по габаритам или конфигурации от основного типа изделий.

1.6. Ряды предпочтительных чисел

Основой стандартизации являются ряды чисел, подчиняющихся определенным закономерностям. В арифметических рядах каждый

член образуется прибавлением к предыдущему члену постоянного числа x (*разность прогрессии*).

Пример арифметического ряда размеров при $x = 5$: 10; 15; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; ...; 100.

Арифметические ряды отличаются относительной неравномерностью. Их верхние области больше насыщены градациями размеров, а нижние – меньше. Отношение каждого члена ряда к предыдущему имеет большое значение для первых членов ряда и резко уменьшается в верхних областях ряда.

Неравномерность можно отчасти исправить изменением величины x для различных областей ряда. Пример такого ряда размеров: 10; 12,5; 15; 17,5; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 60; 70; 80; 90; 100 с более равномерной градацией размеров.

В рядах, построенных по принципу геометрической прогрессии, каждый член ряда получается умножением предыдущего члена на постоянную величину φ (*знаменатель прогрессии*).

Основные ряды. ГОСТ 8032–84 устанавливает пять рядов предпочтительных чисел со знаменателем прогрессии $\varphi = \sqrt[5]{10}$. Степени n корня приняты равными 5, 10, 20, 40 и 80. Эти числа вместе с буквой R составляют обозначение рядов: R5, R10, R20, R40 и R80.

Основные ряды предпочтительных чисел в диапазоне размеров 1–10:

R5: 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10.

R10: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10.

R20: 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10.

R40: 1; 1,06; 1,12; 1,18; 1,25; 1,32; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2; 2,12; 2,24; 2,36; 2,5; 2,65; 2,8; 3; 3,15; 3,35; 3,55; 3,75; 4; 4,25; 4,5; 4,75; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10.

R80: 1; 1,03; 1,06; 1,08; 1,12; 1,15; 1,18; 1,2; 1,25; 1,28; 1,36; 1,4 и т. д.

Численные значения членов всех рядов округлены с погрешностью не более $\pm 1\%$. Каждый более низкий ряд получается изъятием членов через один из ближайшего более высокого ряда

Производные ряды. Из основных рядов можно получить геометрические ряды для любого диапазона чисел, т. е. с любым значением начального и конечного членов. В соответствии с основным законом

образования геометрических прогрессий производные ряды получают умножением первого члена нового ряда на числа любого из основного ряда (R_5 , R_{10} и т. д.) вплоть до получения значения, которое, в свою очередь, умножают на числа того же основного ряда и т. д.

Ряды R_{20} , R_{10} , R_5 можно получить отбором из ряда R_{40} всех членов с порядковыми номерами, кратными соответственно 2, 4, 8. Отбором из ряда R_{40} членов с порядковыми номерами, кратными 3, 6, 9, также можно получить новый производный ряд. Образование производных рядов возможно и другими способами. При возведении членов геометрической прогрессии в любую степень получают новую прогрессию, но с иным знаменателем.

Таким образом, если линейные размеры ряда деталей образуют геометрическую прогрессию, то значения сечений, объемов, массы, моментов сопротивления и моментов инерции сечений также образуют геометрические прогрессии, но с иными знаменателями и иными первыми и последними членами.

Нормальные линейные размеры. На базе основных рядов разработаны ряды нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636–69) с несколько большим округлением чисел по сравнению с основными. В отличие от основных ряды нормальных размеров обозначают дополнительно буквой *a*:

Ra_5 : 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100.

Ra_{10} : 0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 80; 100.

Ra_{20} : 0,1; 0,11; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,2; 0,22; 0,25; 0,28; 0,32; 0,36; 0,4; 0,45; 0,5; 0,56; 0,63; 0,71; 0,8; 0,9; 1 и т. д. с повышением цифр на один порядок.

Ra_{40} : 0,1; 0,105; 0,11; 0,115; 0,12; 0,13; 0,14; 0,15; 0,16; 0,17; 0,18; 0,19; 0,2; 0,21; 0,22; 0,24; 0,25; 0,26; 0,28; 0,3; 0,32; 0,34; 0,36; 0,38; 0,4; 0,42; 0,45; 0,48; 0,5; 0,53; 0,56; 0,6; 0,63; 0,67; 0,71; 0,75; 0,8; 0,85; 0,9; 0,95; 1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5 и т. д.

ГОСТ 6636–69 охватывает линейные размеры в интервале 0,001–20 000 мм.

Применение стандартных линейных размеров целесообразно для поверхностей, подвергаемых точной механической обработке, особенно для посадочных поверхностей, а также способствует стандартизации режущего, контрольного и мерительного инструмента и облегчает настройку станков.

Главный экономический выигрыш получается при сокращении числа членов рядов, т. е. при применении в каждом отдельном случае наиболее низкого ряда, обеспечивающего нужный диапазон размеров и, следовательно, сокращение номенклатуры инструмента.

Меньшее значение имеют нормальные размеры для поверхностей, не нуждающихся в точной координации.

На основании нормальных линейных размеров устанавливаются ряды диаметров проволоки, прутков, толщины листового проката, линейных размеров сечений фасонного проката.

Применять стандартные ряды для осевых размеров и для размеров необрабатываемых поверхностей (литье, штамповка) нерационально. В этих случаях даже частичная стандартизация размеров, не давая никаких реальных преимуществ, только усложняет процесс проектирования и изготовления деталей.

Ряды предпочтительных чисел при конструировании. Значение рядов предпочтительных чисел для конструирования не следует переоценивать. Некоторые конструкторы считают необходимым применять ряды предпочтительных чисел для стандартизации и для всех областей конструирования. Это неверно.

Ряды предпочтительных чисел целесообразно использовать в случаях, когда требуется создавать ряд градаций какого-либо параметра с равномерной насыщенностью градаций во всех частях ряда (например, передаточных отношений в коробках передач и подач металлорежущих станков).

Однако равномерное распределение градаций не всегда является наиболее рациональным. Правильнее при нормировании технических параметров исходить из плотности распределения применимости данного параметра.

В качестве примера можно рассмотреть применимость модулей зубьев в общем машиностроении. В частности, 90 % всех применяемых колес имеют модуль в пределах $m = 1-5$ мм. Максимум применимости приходится на колеса с модулем 2-3 мм. В данном случае целесообразно увеличить число градаций в области наибольшей применимости и сократить число градаций для редко применяемых модулей. В других отраслях машиностроения (приборостроение, тяжелое машиностроение) соотношения могут быть иными. В каждой отрасли можно установить плотность распределения применимости и соответственно выбрать градации стандартных

модулей. Такой же дифференцированный подход в сущности необходим и для других нормируемых в машиностроении параметров (размеры посадочных диаметров, резьб и др.).

Ряды предпочтительных чисел неприменимы для создания унифицированных рядов машин с повторяющимися рабочими органами. Параметры унифицированных рядов складываются по другим законам, зависящим от реальных возможностей сочетания унифицированных органов и условий технической применимости членов ряда, и не могут уложиться в геометрическую прогрессию.

Параметрические ряды необходимо строить с учетом применимости различных категорий машин, степени их гибкости и т. д. Формальное применение геометрических прогрессий может привести к большим ошибкам. Параметры стандартных элементов следует выбирать не на основе априорных закономерностей, а исходя из конкретных условий их применимости.

1.7. Общие правила конструирования

При создании строительных и дорожных машин рекомендуется придерживаться следующих правил:

- подчинять конструирование задаче увеличения экономического эффекта, определяемого в первую очередь полезной отдачей машины, ее долговечностью и эксплуатационными расходами за весь период использования машины;
- добиваться максимального повышения полезной отдачи путем увеличения производительности машин и объема выполняемых ими операций;
- добиваться всемерного снижения расходов на эксплуатацию машин уменьшением энергопотребления, стоимости обслуживания и ремонта;
- максимально увеличивать степень автоматизации машин с целью увеличения производительности, повышения качества продукции и сокращения расходов на труд;
- всемерно увеличивать долговечность машин как средство повышения фактической численности машинного парка и увеличения их суммарной полезной отдачи;
- предупреждать техническое устаревание машин, обеспечивая их длительную применимость, закладывая в них высокие исходные

параметры и предусматривая резервы развития и последовательного совершенствования;

- закладывать в машины предпосылки интенсификации их использования в эксплуатации путем повышения универсальности и надежности;

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

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

- стремиться к удовлетворению потребностей народного хозяйства минимальным выпуском машин путем увеличения полезной отдачи и долговечности машин;

- конструировать машины с расчетом на безремонтную эксплуатацию с полным устранением капитальных ремонтов и с заменой восстановительных ремонтов комплектацией машин сменными узлами;

- избегать выполнения трущихся поверхностей непосредственно на корпусах деталей; для облегчения ремонта поверхности трения выполнять на отдельных, легко заменяемых деталях;

- последовательно выдерживать принцип агрегатности; конструировать узлы в виде независимых агрегатов, устанавливаемых на машину в собранном виде;

- исключать подбор и пригонку деталей при сборке; обеспечивать полную взаимозаменяемость деталей;

- исключать операции выверки, регулирования деталей и узлов по месту; предусматривать в конструкции фиксирующие элементы, обеспечивающие правильную установку деталей и узлов при сборке;

- 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);

- уделять особое внимание повышению циклической прочности деталей; придавать деталям рациональные по сопротивлению уста-

лости формы; уменьшать концентрацию напряжений; вводить упрочняющую обработку;

- в машины, узлы и механизмы, работающие при циклических и динамических нагрузках, вводить упругие элементы, смягчающие толчки и колебания нагрузки;

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

- всемерно увеличивать эксплуатационную надежность машин, добиваясь по возможности полной безотказности их действия;

- делать машины простыми в обслуживании; сокращать объем операций обслуживания, устранять периодические регулировки, выполнять механизмы в виде самообслуживающихся агрегатов;

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

- устранять возможность поломок и аварий в результате неумелого или небрежного обращения с машиной; вводить блокировки, предупреждающие возможность неправильного манипулирования органами управления; максимально автоматизировать управление машиной;

- исключать возможность неправильной сборки деталей и узлов, нуждающихся в точной координации одного относительно другого; вводить блокировки, допускающие сборку только в нужном положении;

- устранять периодическую смазку; обеспечивать непрерывную автоматическую подачу смазочного материала к трущимся соединениям;

- избегать открытых механизмов и передач; заключать механизмы в закрытые корпуса, предотвращающие проникновение грязи, пыли и влаги на трущиеся поверхности и позволяющие организовать непрерывную смазку;

- обеспечивать надежную страховку резьбовых соединений от самоотвинчивания; внутренние соединения фиксировать методами позитивного стопорения (шплинты, отгибные шайбы);

- предупреждать коррозию деталей, в особенности у машин, работающих на открытом воздухе или соприкасающихся с химически активными средами, применением стойких лакокрасочных и гальванических покрытий и изготовлением деталей из коррозионно-стойких материалов;
- уменьшать стоимость изготовления машин путем придания конструкциям технологичности, унификации, стандартизации, уменьшения металлоемкости, сокращения числа типоразмеров машин;
- уменьшать массу машин путем увеличения компактности конструкций, применения рациональных кинематических и силовых схем, устранения невыгодных видов нагружения, замены изгиба растяжением-сжатием, а также путем применения легких сплавов и неметаллических материалов;
- всемерно упрощать конструкцию машин; избегать сложных многодетальных конструкций;
- заменять во всех случаях, где это возможно, механизмы с прямолинейным поступательно-возвратным движением более выгодными механизмами с вращательным движением;
- обеспечивать максимальную технологичность деталей, узлов и машины в целом, закладывая в конструкцию предпосылки наиболее производительного изготовления и сборки;
- сокращать объем механической обработки, предусматривая изготовление деталей из заготовок с формой, близкой к окончательной форме изделия; заменять механическую обработку более производительными способами обработки без снятия стружки;
- осуществлять максимальную унификацию элементов конструкции с целью удешевления машины, сокращения сроков ее изготовления, доводки, а также с целью облегчения эксплуатации и ремонта;
- всемерно расширять применение стандартных деталей; соблюдать действующие стандарты;
- не применять оригинальных деталей и узлов там, где можно обойтись стандартными, унифицированными, заимствованными и покупными деталями и узлами;
- экономить дорогостоящие и дефицитные материалы, применяя их полноценные заменители; при необходимости применения дефицитных материалов сводить их расход к минимуму;

- стремясь, как общее правило, к дешевизне изготовления, не ограничивать затраты на изготовление деталей, ключевых для надежности машины; выполнять такие детали из качественных материалов, применять для их изготовления технологические процессы, обеспечивающие наибольшее повышение надежности и срока службы;

- придавать машине простые и гладкие внешние формы, облегчающие уход за машиной и ее содержание;

- соблюдать требования технической эстетики, придавая машинам стройные архитектурные формы; улучшать внешнюю отделку машин;

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

- делать доступными и удобными для осмотра узлы и механизмы, нуждающиеся в периодической проверке;

- обеспечивать безопасность обслуживающего персонала; предупреждать возможность несчастных случаев путем максимальной автоматизации рабочих операций, введения блокировок, применения закрытых механизмов и установки защитных ограждений;

- 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 приводом от электродвигателя учитывать возможность неправильного включения двигателя, а в машинах с приводом от двигателя внутреннего сгорания – обратных вспышек; обеспечивать возможность реверсной работы машины или вводить предохранительные устройства (обгонные муфты);

- тщательно изучать опыт эксплуатации машин и оперативно вводить в конструкцию исправления дефектов, обнаруживающихся при эксплуатации; изучение эксплуатации является лучшим средством совершенствования и доводки машин и эффективным способом повышения квалификации конструктора;

- непрерывно совершенствовать конструкцию машин, находящихся в серийном производстве, поддерживая их на уровне возрастающих требований промышленности;

- обеспечивать конструктивный задел, подготавливая выпуск новых машин с более высокими показателями на смену устаревающим;
- изучать тенденции развития отраслей народного хозяйства, использующих проектируемые машины; вести перспективное проектирование, рассчитанное на удовлетворение дальних запросов машинопотребителей;
- при проектировании новых конструкций, а также машин, предназначенных для новых технологических процессов, проверять все новые элементы с помощью эксперимента, моделирования, заблаговременного изготовления и испытания узлов;
- шире использовать опыт исполненных конструкций, опыт смежных, а в нужных случаях и отдаленных по профилю отраслей машиностроения.

2. Методика конструирования

Исходными материалами для проектирования машины могут быть следующие:

- техническое задание, выдаваемое планирующей организацией или заказчиком, и определяющие параметры машин, область и условия ее применения;
- техническое предложение, выдвигаемое в инициативном порядке проектной организацией или группой конструкторов;
- научно-исследовательская работа или созданный на ее основе экспериментальный образец;
- изобретательское предложение или созданный на его основе экспериментальный образец;
- образец зарубежной машины, подлежащий копированию или воспроизведению с изменениями.

Первый случай наиболее общий, на нем удобнее всего проследить процесс проектирования. К техническим заданиям необходимо подходить критически. Конструктор должен хорошо знать отрасль промышленности, для которой проектируют машину. Он обязан проверить задание и в нужных случаях обоснованно доказать необходимость его корректирования.

Критический подход особенно необходим тогда, когда заказчиком являются отдельные заводы или отрасль промышленности. В

последнем случае наряду с удовлетворением требований заказчика целесообразно обеспечить также возможность применения машины на других заводах и в смежных отраслях промышленности.

Не всегда учитывают то обстоятельство, что с момента начала проектирования до срока внедрения машины в промышленность проходит определенный период, как правило, тем более длительный, чем сложнее машина. Этот период складывается из следующих этапов: проектирования, изготовления, заводской отладки и доводки опытного образца, промышленных испытаний, внесения выявившихся в ходе испытаний изменений, государственных испытаний и приемки опытного образца. Далее следует изготовление технической документации головной серии, изготовление головной серии и ее промышленные испытания. Вслед за этим разрабатывают серийную документацию, готовят производство к серийному выпуску и, наконец, организуют серийный выпуск.

При отсутствии крупных неполадок и осложнений этот процесс длится полтора-два года. Иногда между началом проектирования и началом широкого выпуска машин проходят два-три года и больше. При современных темпах технического прогресса в машиностроении это большой срок.

Машины с неправильно выбранными заниженными параметрами, основанные на шаблонных решениях, не обеспечивающие технического прогресса, несовместимые с новыми представлениями о роли качества и надежности, устаревают уже к началу серийного выпуска. Работа, затраченная на проектирование, изготовление и доводку образца, оказывается напрасной, а промышленность не получает нужной машины.

2.1. Конструктивная преемственность

Конструктивная преемственность – это использование при проектировании предшествующего опыта машиностроения данного профиля и смежных отраслей, введение в проектируемый агрегат всего полезного, что есть в существующих конструкциях машин. Почти каждая современная машина представляет собой итог работы конструкторов нескольких поколений. Начальную модель машины постепенно совершенствуют, снабжают новыми узлами и агрегатами, обогащают новыми конструктивными решениями, являющимися

плодом творческих усилий и изобретательности последующих поколений конструкторов. Некоторые конструктивные решения с появлением более рациональных решений, новых технологических приемов, с повышением эксплуатационных требований отмирают, другие оказываются исключительно живучими и сохраняются длительное время в таком или почти таком виде, какой им придали создатели. С течением времени повышаются технико-экономические показатели машин, возрастают их мощность и производительность, увеличивается степень автоматизации, эксплуатационная надежность, появляются новые машины одинакового назначения, но принципиально иных конструктивных схем. В соревновании побеждают наиболее прогрессивные и конкурентоспособные конструкции.

Особенно важно изучение исходных материалов при разработке новой конструкции. Основная задача заключается в правильном выборе параметров машины. Частные конструктивные ошибки исправимы в процессе изготовления и доводки машины. Ошибки же в параметрах и в основном замысле машины не поддаются исправлению и нередко ведут к провалу конструкции. На этом этапе не следует щадить ни времени, ни усилий на изыскания.

Выбору параметров должно предшествовать полное исследование всех факторов, определяющих конкурентоспособность машины. Необходимо изучить опыт выполненных зарубежных и отечественных машин, провести сравнительный анализ их достоинств и недостатков, выбрать правильный аналог и прототип, выяснить тенденции развития и потребности данной отрасли машиностроения.

Важным условием правильного проектирования является наличие фонда справочного конструктивного материала. Помимо архивов собственной продукции конструкторские организации должны иметь альбомы конструкций смежных организаций. Обязательно систематическое углубленное изучение отечественной и зарубежной периодической литературы и патентов.

Конструктор должен быть в курсе поисковых и перспективных работ, проводимых научно-исследовательскими институтами в данной отрасли машиностроения.

Наряду с изучением опыта той отрасли машиностроения, в которой работает данная конструкторская организация, следует использовать опыт других смежных и даже отдаленных по профилю отраслей машиностроения. Это расширяет кругозор конструктора и

обогащает арсенал его конструкторских средств. Особенно полезно изучать опыт передовых отраслей машиностроения, где конструкторская и технологическая мысль, побуждаемая высокими требованиями к качеству продукции (авиация) и массовости изготовления (автотракторостроение), непрерывно создает новые конструктивные формы, способы повышения прочности, надежности, долговечности и приемы производительного изготовления.

Использование накопленного опыта позволяет решить частные задачи, возникающие при проектировании. Иногда конструктор пытается создать какой-либо специализированный узел или агрегат, новый для конструкции данной машины, тогда как подобные узлы давно разработаны в других отраслях машиностроения и апробированы длительной эксплуатацией.

2.2. Изучение сферы применения машин

Развитие машиностроения неразрывно связано с развитием машинопотребляющих отраслей народного хозяйства, к которым относится строительство. В промышленности происходит процесс непрерывного совершенствования: растет объем продукции, сокращается производственный цикл, появляются новые технологические процессы, меняются компоновка линий, состав и расстановка оборудования, непрерывно повышается уровень механизации и автоматизации производства. Соответственно возрастают требования к показателям машин, их производительности, степени автоматизации. Некоторые машины с появлением новых технологий в строительстве становятся ненужными. Возникает необходимость создания новых машин или коренного изменения старых.

Проектированию машин, предназначенных для строительного комплекса, должно предшествовать тщательное изучение его отраслей, динамики их количественного и качественного развития, потребностей в данной категории машин и вероятности появления новых технологических процессов и методов производства.

При выборе параметров машины необходимо учитывать конкретные условия ее применения. Нельзя, например, произвольно увеличивать производительность машины, не учитывая производительности смежных машин одного комплекта. В некоторых случаях

машины с повышенной производительностью могут оказаться в эксплуатации недогруженными и будут больше простаивать, чем работать. Это снижает степень их использования и уменьшает экономический эффект.

2.3. Выбор конструкции

При выборе параметров машины, основной схемы и типа конструкции в центре внимания должны быть факторы, определяющие экономическую эффективность машины: высокая полезная отдача, малые энергопотребление и расходы на обслуживание, низкая стоимость эксплуатации и длительный срок применения. Схему машины обычно выбирают путем параллельного анализа нескольких вариантов, которые подвергают тщательной сравнительной оценке со стороны конструктивной целесообразности, совершенства кинематической и силовой схем, стоимости изготовления, энергоемкости, расхода на рабочую силу, надежности действия, габаритов, металлоемкости и массы, технологичности, степени агрегатности, удобства обслуживания, сборки-разборки, осмотра, наладки, регулирования.

Следует выяснить, в какой мере схема обеспечивает возможность последующего развития, форсирования и совершенствования машины, образования на базе исходной модели производных машин и модификаций.

Не всегда удается даже при самых тщательных поисках найти решение, полностью отвечающее поставленным требованиям. Безупречный во всех отношениях вариант в конструкторской практике – редкая удача. Дело порой не в недостатке изобретательности, а в противоречивости выдвигаемых требований. В таких случаях приходится идти на компромиссное решение и поступаться некоторыми требованиями, не имеющими первостепенного значения в данных условиях применения машины. Нередко надо выбирать вариант, не столько имеющий наибольшие достоинства, сколько обладающий наименьшими недостатками.

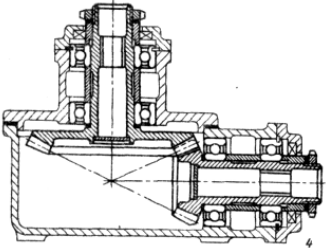
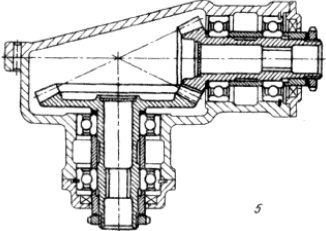
После выбора схемы и основных показателей агрегата разрабатывают компоновку, на основе которой составляют эскизный, технический и рабочий проекты.

Разработка вариантов – дело не индивидуальной привычки конструктора, а закономерный метод проектирования, помогающий

отыскать наиболее рациональное решение. В качестве примера разработки и сравнительного анализа вариантов приведем часто встречающийся в машиностроении узел редуцирующей конической зубчатой передачи (табл. 2.1).

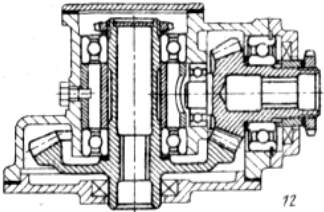
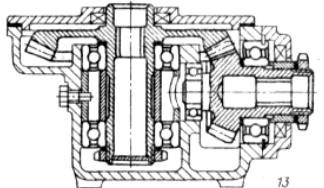
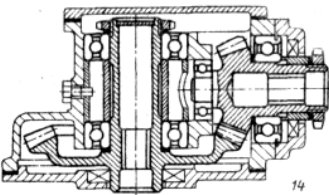
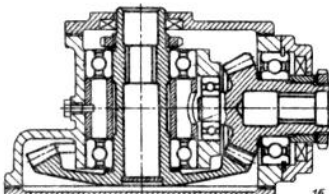
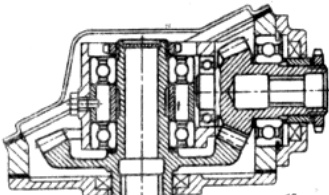
Таблица 2.1

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 мерными шайбами <i>m</i> (необходима полная разборка узла установки колес). Редуктор в основном рассчитан на крепление нижней плоскостью с помощью лап</p>
	<p>Подшипники установлены в промежуточных втулках, что позволяет несколько увеличить диаметр малого колеса. Для регулирования зацепления достаточно сменить мерные шайбы, подкладываемые под промежуточные втулки. Удобно, если регулировочные шайбы выполнены в виде полуколец (вариант внизу), фиксируемых крепежными болтами. Для смены шайб отвертывают на небольшую величину промежуточную втулку</p>
	<p>Колеса установлены в отъемных корпусах. Преимущества предыдущей конструкции сохраняются, однако жесткость главного корпуса значительно уменьшается. При изготовлении корпусов необходимо выдержать 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</p>

Эскиз	Особенности
	<p>Хвостовик колеса выведен наверх. Проверка зацепления затрудняется. Осматривать механизм в сборе нельзя; при снятии корпуса колеса целостность механизма нарушается. Регулировать зацепление можно только по краске с многократными снятиями и повторными установками колеса. Для осмотра внутренней полости редуктора необходимо предварительно отключить вал отбора мощности</p>
	<p>Корпус выполнен с разъемом в плоскости оси шестерни. Конструкция обеспечивает простую и удобную сборку и осмотр механизма. Проверка зацепления будет полноценной только в том случае, если вал шестерни в сборе с подшипниками прижать к нижним постелям подшипников.</p> <p>Изготовление разъемного корпуса значительно сложнее, чем целого. Необходимо сначала начисто обработать стыки, соединить половины корпуса на контрольных штифтах и в сборе обработать отверстия под подшипники. Поверхности стыка притирают. Применение уплотняющих прокладок недопустимо (нарушается цилиндричность гнезд подшипников шестерни)</p>
	<p>Верхняя опора вала 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 колеса остается на нижней опоре; отсутствие его фиксации 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>

Продолжение табл. 2.1

Эскиз	Особенности
	<p>Вал колеса установлен на двух подшипниках в крышке. Регулирование зацепления возможно только по краске. Осмотр механизма в сборе затруднителен. Для снятия крышки с колесом необходимо предварительно вынуть шестерню, вследствие чего механизм оказывается разобраным</p>
	<p>Вал 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)</p>
	<p>Вал 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 вал отбора мощности от колеса</p>
	<p>Передний подшипник вала шестерни установлен в перегородке 10, прилитой к боковым стенкам корпуса. Механизм просматривается в сборе после снятия несущей верхней крышки. Недостаток конструкции – участок зацепления заслонен перегородкой</p>
	<p>Внутренний подшипник вала шестерни перенесен на противоположную стенку корпуса, что обеспечивает хорошую разность опор и удобный осмотр механизма. Возможен отбор мощности с вала шестерни. Недостаток конструкции: нельзя разобрать зубчатые колеса порознь; для снятия колеса необходимо предварительно демонтировать шестерню</p>

Эскиз	Особенности
 <p style="text-align: right;">72</p>	<p>Подшипники колеса и внутренний подшипник шестерни установлены в приливе корпуса. Осмотр механизма через нижнюю несущую крышку; участок зацепления просматривается с торца зубьев. Для осмотра необходимо предварительно отключить вал отбора мощности. Конструкция допускает только подвесное крепление</p>
 <p style="text-align: right;">73</p>	<p>Тот же вариант, но с выводом вала колеса вверх и с креплением редуктора нижней плоскостью</p>
 <p style="text-align: right;">14</p>	<p>Вариант с выводом вала колеса вниз, допускающий осмотр механизма без отключения вала отбора мощности. Крепление с помощью боковых лап или приливов на нижней крышке</p>
 <p style="text-align: right;">15</p>	<p>Тот же вариант, но с выводом вала колеса вверх</p>
 <p style="text-align: right;">16</p>	<p>Вариант со сниженной высотой корпуса и штампованной крышкой большого размера, обеспечивающей удобный обзор механизма</p>

Для упрощения не рассмотрены возможные конструктивные варианты подвода и отбора крутящего момента, типа опор, способов фиксации осевого положения зубчатых колес. Даны только варианты общей компоновки передачи, конструкции корпуса, расстановки опор, систем сборки и проверки зацепления.

Окончательный выбор варианта редуктора зависит от условий его применения и установки. Наибольшими достоинствами для общих условий применения обладают конструкции 1–3. При необходимости сокращения габарита и массы передачи целесообразно применять компактные конструкции 12–16.

2.4. Метод инверсии

Среди приемов, облегчающих сложную работу конструирования, видное место занимает метод инверсии (обращение функций, форм и расположения деталей).

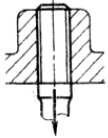
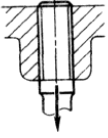
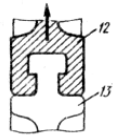
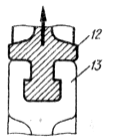
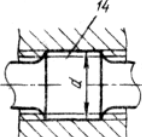
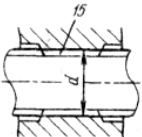
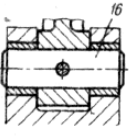
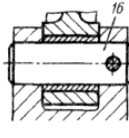
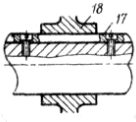
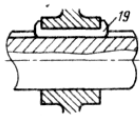
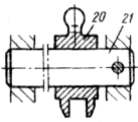
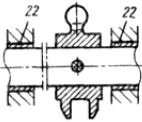
В узлах иногда бывает выгодным поменять детали ролями, например, ведущую деталь сделать ведомой, направляющую – направляемой, охватывающую – охватываемой, неподвижную – подвижной. Целесообразно иногда инвертировать формы деталей, например, наружный конус заменить внутренним, выпуклую сферическую поверхность – вогнутой. В других случаях оказывается выгодным переместить конструктивные элементы с одной детали на другую, например, шпонку с вала на ступицу или боек с рычага на толкатель.

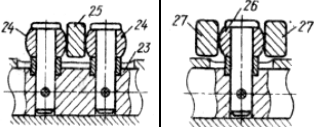
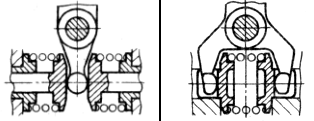
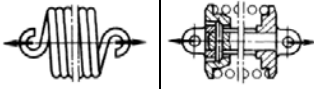
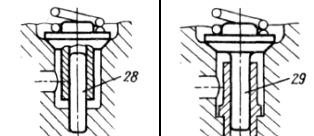
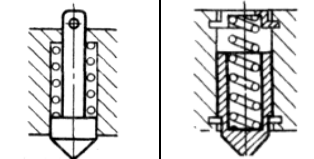
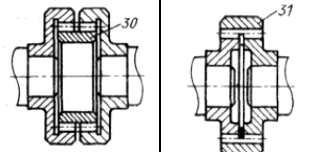
Каждый раз конструкция при этом приобретает новые свойства. Дело конструктора – взвесить преимущества и недостатки исходного и инвертированного вариантов с учетом надежности, технологичности, удобства эксплуатации и выбрать наилучший из них. У опытного конструктора метод инвертирования является неотъемлемым инструментом мышления и значительно облегчает процесс поисков решений, в результате которых рождается рациональная конструкция.

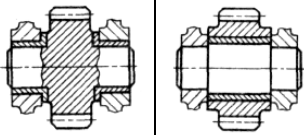
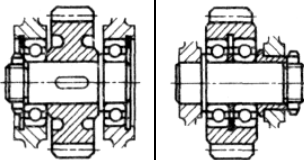
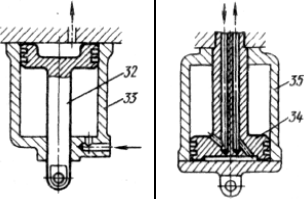
В табл. 2.2 приведены примеры инвертирования типовых машиностроительных узлов.

Таблица 2.2

Схемы		Сравнительная характеристика схем
I	II	
<p>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 сил на тягу. В конструкции по схеме II затруднительна обработка проушины тяги</p>
<p>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>
<p>Привод коромысла</p> 		<p>В схеме I тяга выполнена со сферическим наконечником 6, в схеме II сферическим выполнен боек 7 коромысла. Инверсия улучшает смазку соединения (масло, находящееся в полости привода, скапливается в чаше тяги)</p>
<p>Ниппельное соединение</p> 		<p>В схеме I ниппель 8 затягивается внутренней гайкой 9, в схеме II – наружной 10. Осевые габариты в схеме II меньше, а радиальные несколько больше</p>
<p>Ниппельное соединение</p> 		<p>В схеме I ниппель 11 выполнен с внутренним конусом, в схеме II – с наружным. Осевые габариты в схеме II меньше</p>
<p>Сферическое соединение трубопроводов</p> 		<p>Замена полной сферы (схема I) двумя концентричными полусферами (схема II) значительно сокращает осевые габариты. Изготовление узла, однако, усложняется</p>
<p>Направляющая</p> 		<p>Схема II выгоднее схемы I по условиям смазывания</p>

Схемы		Сравнительная характеристика схем
I	II	
Крепление шпильки		<p>Схема II повышает прочность резьбового соединения (податливость бобышки у начальных витков способствует более равномерному распределению нагрузки по виткам)</p>
		
Крепление турбинной лопатки		<p>В схеме I лопатка 12 крепится вильчатой ножкой на T-образном кольцевом шипе ротора 13. В схеме II – T-образной ножкой в кольцевом пазу ротора. Схема II уменьшает массу, увеличивает жесткость и упрощает изготовление лопатки</p>
		
Переставной винт		<p>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 d резьбы прочность винта в схеме II выше</p>
		
Установка шатуна в вилке		<p>В схеме I ось 16 закреплена в шатуне и вращается в подшипниках вилки, в схеме II – наоборот. Схема II улучшает условия работы подшипника вследствие увеличения его жесткости и более благоприятного отношения длины к диаметру</p>
		
Направляющая шпонка		<p>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</p>
		
Переставной механизм		<p>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 силы на головке и переставная сила уменьшаются</p>
		

Схемы		Сравнительная характеристика схем
I	II	
<p>Привод штока роторной машины</p> 		<p>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 копирами 27. Схема II резко сокращает осевые размеры узла</p>
<p>Узел пружинной амортизации рычага</p> 		<p>В схеме I головка рычага воздействует на две пружины, опертые в корпусе. В схеме II рычаг сделан вильчатым и воздействует на одну пружину, работающую в обоих направлениях. Схема сокращает осевые размеры узла</p>
<p>Пружина растяжения</p> 		<p>Замена пружины растяжения (схема I) пружиной сжатия с реверсом (схема II) повышает надежность и долговечность узла (пружины сжатия прочнее пружин растяжения). Конструкция по схеме II, однако, значительно сложнее, чем по схеме I</p>
<p>Перепускной клапан</p> 		<p>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 установка)</p>
<p>Фиксатор</p> 		<p>В схеме I фиксатор расположен в ступенчатом отверстии и направляется хвостовиком и головкой; в схеме II фиксатор выполнен в виде стакана, внутри которого размещена пружина. Схема II технологичнее (сквозное отверстие), конструкция, однако, сложнее</p>
<p>Шлицевая муфта</p> 		<p>В схеме I переходник 30 имеет наружные шлицы, а приводные диски – внутренние. В схеме II переходник 31 выполнен с внутренними шлицами, а диски с наружными. Схема II выгоднее по осевым размерам и технологичности (внутренние шлицы обрабатываются напроход)</p>

Схемы		Сравнительная характеристика схем
I	II	
Промежуточное зубчатое колесо 		Установка шестерни на оси (схема II) улучшает условия работы подшипника вследствие увеличения его жесткости. В схеме II ось нагружена силой постоянного направления; в схеме I нагрузка на вал циклическая (круговой изгиб)
Промежуточное зубчатое колесо 		Установка шестерни на подшипниках качения на оси (схема II) уменьшает долговечность подшипников (вращаются наружные кольца подшипников, тогда как на схеме I – внутренние). Нагрузка на наружные кольца в схеме I – постоянного направления. Схема II иногда целесообразна по габаритным условиям (например, консольная установка шестерни)
Гидравлический сервоцилиндр 		В схеме I поршень 32 перемещается в неподвижном цилиндре 33, в схеме II неподвижен поршень 34; по нему перемещается цилиндр 35. В схеме II возможен привод от любой точки по высоте цилиндра. Маслораспределительная система и конструкция узла сложнее, чем в схеме I

2.5. Компонование

Компонование обычно состоит из двух этапов: эскизного и рабочего. В эскизной компоновке разрабатывают основную схему и общую конструкцию агрегата (иногда несколько вариантов). На основании анализа эскизной компоновки составляют рабочую компоновку, уточняющую конструкцию агрегата и служащую исходным материалом для дальнейшего проектирования.

При компоновании важно уметь выделить главное из второстепенного и установить правильную последовательность разработки конструкции. Попытка скомпоновать одновременно все элементы конструкции является ошибкой, которая свойственна начинающим конструкторам. Получив задание, определяющее целевое назначение и параметры проектируемого агрегата, конструктор нередко начинает

сразу вырисовывать конструкцию в целом во всех ее подробностях, с полным изображением конструктивных элементов, придавая компоновке такой вид, который должен иметь лишь сборочный чертеж конструкции в техническом или рабочем проекте. Конструировать так – значит почти наверняка обрекать конструкцию на нерациональность. Получается механическое нанизывание конструктивных элементов и узлов, расположенных заведомо нецелесообразно.

Компоновку следует начинать с решения главных вопросов – выбора рациональных кинематической и силовой схем, правильных размеров и формы деталей, определения наиболее целесообразного взаимного их расположения. При компоновании надо идти от общего к частному, а не наоборот. Выяснение подробностей конструкции на данном этапе не только бесполезно, но и вредно, так как отвлекает внимание конструктора от основных задач компонования и сбивает логический ход разработки конструкции.

Другое основное правило компонования – разработка вариантов, углубленный их анализ и выбор наиболее рационального. Ошибочно, если конструктор сразу задается направлением конструирования, выбирая или первый пришедший в голову тип конструкции или принимая за образец шаблонную конструкцию. Самое опасное на данном этапе проектирования поддаться психологической инерции и оказаться во власти стереотипов. Вначале необходимо продумать все возможные решения и выбрать из них оптимальное для данных условий. Это требует труда и дается не сразу, а иногда в результате длительных поисков.

Полная разработка вариантов необязательна. Обычно достаточно карандашных набросков от руки, чтобы получить представление о перспективности варианта и решить вопрос о целесообразности продолжения работы над ним.

Иногда конструктор даже не может объяснить, почему он избирает одно направление конструирования и отвергает другое, ограничиваясь лаконичным «не нравится». У одного конструктора за этой, на первый взгляд вкусовой мотивировкой, на самом деле скрывается безошибочное предвидение конструктивных, технологических, эксплуатационных и других осложнений, которые несет с собой отвергаемое направление.

В процессе компонования необходимо производить расчеты, хотя бы ориентировочные и приближенные. Основные детали конструкции должны быть рассчитаны на прочность и жесткость. До-

веряться интуиции при выборе размеров и форм деталей нельзя. Правда, есть опытные конструкторы, которые почти безошибочно устанавливают размеры и сечения, обеспечивающие принятый в данной отрасли машиностроения уровень напряжений. Однако, копируя шаблонные формы и придерживаясь традиционного уровня напряжений, нельзя создать прогрессивные конструкции.

Неправильно всецело полагаться и на расчет. Во-первых, существующие методы расчета на прочность не учитывают ряда факторов, определяющих работоспособность конструкции. Во-вторых, есть детали, не поддающиеся расчету (например, сложные корпусные детали). В-третьих, необходимые размеры деталей зависят не только от прочности, но и от других факторов. Конструкция литых деталей определяется в первую очередь требованиями литейной технологии. Для механически обрабатываемых деталей следует учитывать сопротивляемость силам резания и придавать им необходимую жесткость. Термически обрабатываемые детали должны быть достаточно массивными во избежание коробления. Размеры деталей управления нужно выбирать с учетом удобства манипулирования.

Необходимое условие правильного конструирования – постоянно иметь в виду вопросы изготовления и с самого начала придавать деталям технологически целесообразные формы. Опытный конструктор, komponуя деталь, сразу делает ее технологичной; начинающий должен постоянно обращаться к консультации технологов.

Компоновку необходимо вести на основе нормальных размеров (диаметры посадочных поверхностей, размеры шпоночных и шлицевых соединений, диаметры резьб и т. д.). Особенно это важно при компоновании узлов с несколькими концентричными посадочными поверхностями, а также ступенчатых деталей, форма которых в значительной степени зависит от градации диаметров.

Одновременно следует добиваться максимальной унификации нормальных элементов. Элементы, неизбежные по конструкции главных деталей и узлов, рекомендуется использовать в остальных частях конструкции.

При компоновании должны быть учтены все условия, определяющие работоспособность агрегата, разработаны системы смазки, охлаждения, сборки-разборки, крепления агрегата и присоединения к нему смежных деталей (приводных валов, коммуникаций, электропроводки); предусмотрены условия удобного обслуживания, осмотра и регулиро-

вания механизмов; выбраны материалы для основных деталей; продуманы способы повышения долговечности, увеличения износостойкости трущихся соединений, способы защиты от коррозии; исследованы возможности форсирования агрегата и определены его границы.

Не всегда компонование идет гладко. В процессе проектирования часто обнаруживают незамеченные в первоначальных прикидках недостатки, для устранения которых приходится возвращаться к ранее забракованным схемам или разрабатывать новые.

Техника компонования. Компонование лучше всего вести в масштабе 1:1, если это допускают габаритные размеры проектируемого объекта. При этом легче выбрать нужные размеры и сечения деталей, составить представление о соразмерности частей конструкции, прочности и жесткости деталей и конструкции в целом. Вместе с тем такой масштаб избавляет от необходимости нанесения большого числа размеров и облегчает последующие процессы проектирования в частности, детализовку. Размеры деталей в этом случае можно брать непосредственно с чертежа.

Вычерчивание в уменьшенном масштабе, особенно при сокращениях, превышающих 1:2, сильно затрудняет процесс компоновки, искажая пропорции и лишая чертеж наглядности. Если размеры объекта не позволяют применить масштаб 1:1, то отдельные сборочные единицы и агрегаты объекта следует во всяком случае компоновать в натуральную величину.

Компоновку простейших объектов можно разрабатывать в одной проекции, в которой конструкция выясняется наиболее полно. Формы конструкции в поперечном направлении восполняются пространственным воображением.

При компоновке более сложных объектов указанный способ может вызвать существенные ошибки; в таких случаях обязательна разработка во всех необходимых видах, разрезах и сечениях.

3. Масса и материалоемкость конструкций машин

Масса имеет наибольшее значение в транспортном машиностроении, особенно в авиации. В общем машиностроении уменьшение массы машин означает снижение расхода металла и стоимости изготовления.

Наибольшие возможности экономии металла заложены в снижении массы изделий массового выпуска. Это не освобождает от необходимости добиваться снижения массы машин единичного и малого выпуска, поскольку суммарный их выпуск составляет значительную долю всей машиностроительной продукции.

Следует оговориться, что уменьшение массы конструкции не является безусловной самоцелью. Расходы на материал составляют в общем небольшую часть стоимости машин и очень мало влияют на экономический эффект за все время эксплуатации машины, который зависит главным образом от надежности машины. Если уменьшение массы сопряжено с опасностью уменьшения надежности машины, то целесообразно, особенно в общем машиностроении, сдерживать тенденцию к снижению массы. Лучше иметь несколько более тяжелую машину, но надежную.

От понятия «масса» следует отличать понятие металлоемкости. Они не равнозначны.

Пусть две машины одинаковых размеров и с одинаковыми параметрами изготовлены одна преимущественно из стали и чугуна, а другая – из легких сплавов (алюминиевых). Очевидно, масса второй машины меньше массы первой приблизительно во столько раз, во сколько раз плотность тяжелых материалов больше плотности легких (в данном случае приблизительно в 2 раза). Металлоемкость, рассматриваемая как количество вложенного в машину металла, у них одинаковая.

Уменьшения массы с параллельным снижением металлоемкости добиваются приданием деталям рациональных сечений и форм, целесообразным использованием прочности материалов, применением прочных материалов, рациональных конструктивных схем, устранением излишних запасов прочности, заменой металлов неметаллическими материалами.

3.1. Рациональные сечения

Максимального снижения массы можно добиться приданием деталям равнопрочности. Идеальный случай, когда напряжения в каждом сечении детали по ее продольной оси и в каждой точке этого сечения одинаковые, возможен только при некоторых видах нагружения, когда нагрузку воспринимает все сечение детали (растяже-

ние-сжатие, отчасти сдвиг) и когда отсутствуют значимые концентраторы напряжений.

При изгибе, кручении и сложных напряженных состояниях напряжения по сечению распределяются неравномерно. Они максимальны в крайних точках сечения, а в других могут снижаться до нуля, например, на нейтральной оси сечения, подвергаемого изгибу. В этих случаях можно только приблизиться к условию полной равнопрочности выравниванием напряжений по сечению, удалением металла из наименее напряженных участков сечения и сосредоточением его в наиболее напряженных местах – на периферии сечения.

В качестве примера рассмотрим цилиндрическую деталь, подвергаемую изгибу или кручению.

Напряжения в массивной детали круглого сечения (нормальные напряжения при изгибе и напряжения сдвига при кручении) распределяются по закону прямой линии, проходящей через центр сечения (на рис. 3.1, *а* эпюра напряжений для случая изгиба условно совмещена с плоскостью чертежа).

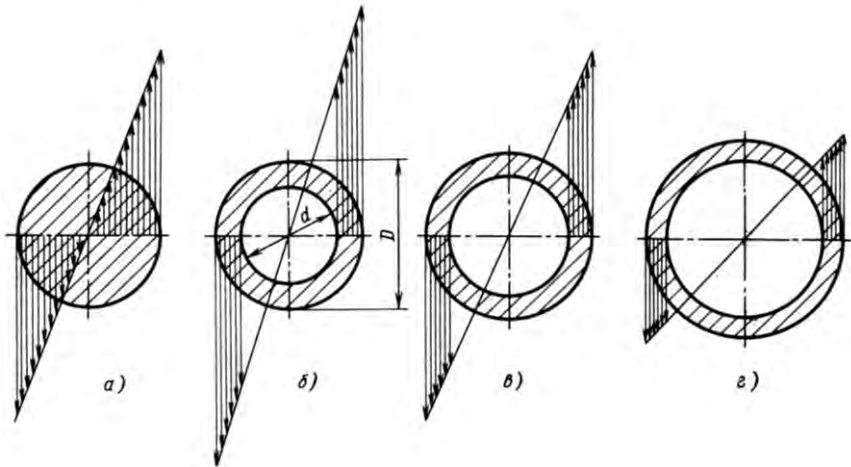


Рис. 3.1. Напряжения в цилиндрических сечениях

Удаление слабонагруженного металла из центра сечения, т. е. придание сечению кольцевой формы, обеспечивает более равномерное распределение напряжений в остающихся участках (рис. 3.1, *б*). Чем тоньше стенки кольца, т. е. чем больше отношение d/D , тем равномернее распределение напряжений. При сохранении постоян-

ного наружного диаметра уровень напряжений в стенках, естественно, повышается. Однако небольшим увеличением наружного диаметра легко привести напряжения к прежнему уровню и даже значительно их снизить (рис. 3.1, *в* и *г*).

Этот принцип, который можно назвать принципом *равного напряжения* по сечению, применим к сечениям любой формы.

3.2. Прочность и жесткость профилей

Показатели прочности и жесткости профилей. Относительную выгодность по массе профилей при нагружении изгибом характеризуют величинами W/F и $1/F$ (*приведенная прочность и жесткость* профиля).

Формулы для определения прочности и жесткости различных профилей при работе на изгиб в вертикальной плоскости приведены в табл. 3.1.





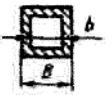
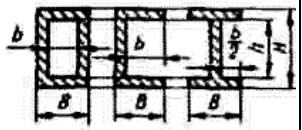
Выгодность профилей резко возрастает с увеличением η и e (утолщение стенок, увеличение размеров сечения). При $e = 0,9$ и $\eta = 0,95$ приведенная прочность увеличивается приблизительно в 6 раз, а жесткость в 15 раз по сравнению с исходным профилем.

Прочность и жесткость круглых полых профилей. Для машиностроения наибольший интерес представляют круглые профили (валы, оси и другие цилиндрические детали).

Рассмотренные в настоящем разделе закономерности лежат в основе характерной для современного машиностроения тенденции применять тонкостенные, оболочковые и другие подобные конструкции для деталей, которые должны обладать высокой прочностью и жесткостью при наименьшей массе. Опасность потери местной устойчивости под действием рабочих нагрузок предотвращают увеличением местной жесткости, главным образом усилением слабых мест связями, работающими предпочтительно на растяжение-сжатие.

Исследования показывают, что увеличение относительного размера наружных диаметров с одновременным введением внутренних полостей и отверстий приводит к резкому возрастанию прочности и жесткости при одновременном уменьшении массы, улучшает условия работы валов и сопряженных с ними деталей. В современных машинах высокого класса массивные валы почти полностью заменены полыми.

Таблица 3.1

Эскиз	$F, \text{мм}^2$	$W, \text{мм}$	$I, \text{мм}^2$	$\omega = W / F \sqrt{F}$	$i = I / F^2$
	$\frac{\pi \cdot D^2}{4}$	$0,1 \cdot D^3$	$0,05 \cdot D^4$	0,14	0,08
	B^2	$B^3/6$	$B^4/12$	0,166	0,083
	$B^2 \cdot c$ ($c = H/B$)	$B^3 \cdot c^2/6$	$B^4 \cdot c^3/12$	$0,166 \cdot \sqrt{\bar{n}}$	$0,083c$
	$\frac{\pi \cdot D^2(1-a^2)}{4}$ ($a = d/D$)	$0,1 \cdot D^3(1-a^4)$	$0,05 \cdot D^4(1-a^4)$	$\frac{0,14(1-a^4)}{(1-a^2)^{3/2}}$	$\frac{0,08(1-a^4)}{(1-a^2)^2}$
	$B^2 \cdot (1-e^2)$ ($e = b/B$)	$B^3 \cdot (1-e^4)/6$	$B^4 \cdot (1-e^4)/12$	$\frac{1-e^4}{6(1-e^2)^{3/2}}$	$\frac{1-e^4}{12(1-e^2)^2}$
	$BH \cdot (1-\epsilon\eta)$ ($e = b/B$, $\eta = h/H$)	$\frac{BH^2 \cdot (1-\epsilon\eta^3)}{6}$	$\frac{BH^3 \cdot (1-\epsilon\eta^3)}{12}$	$\frac{\sqrt{c} \cdot (1-\epsilon\eta^3)}{6(1-\epsilon\eta)^{3/2}}$	$\frac{c \cdot (1-\epsilon\eta^3)}{6(1-\epsilon\eta)^2}$

3.3. *Равнопрочность*

В случае кручения, изгиба и сложных напряженных состояний, когда равенство напряжений по сечению принципиально недостижимо, равнопрочными считают детали, у которых одинаковые максимальные напряжения в каждом сечении (с учетом концентрации напряжений).

При изгибе условие равнопрочности заключается в равенстве отношения рабочего изгибающего момента, действующего в каждом данном сечении, к моменту сопротивления данного сечения. При кручении это условие состоит в равенстве моментов сопротивления кручению каждого сечения детали; при сложных напряженных состояниях – в равенстве запасов прочности.

Понятие равнопрочности применимо и к нескольким деталям, и к конструкции в целом. Равнопрочными являются конструкции, детали которых имеют одинаковый запас прочности по отношению к действующим на них нагрузкам. Это правило распространяется и на детали, выполненные из различных материалов. Так, равнопрочными являются стальная деталь с напряжением 200 МПа при пределе текучести

600 МПа и деталь из алюминиевого сплава с напряжением 100 МПа при пределе 300 МПа. В обоих случаях коэффициент запаса прочности равен 3. Значит обе детали одновременно придут в состояние пластической деформации при повышении втрое действующих на них нагрузок. Независимо от этого каждая из сравниваемых деталей может еще обладать равнопрочностью в указанном выше смысле, т. е. иметь одинаковый уровень напряжений во всех сечениях.

Рабочие нагрузки и напряжения определяют расчетом. Деталь, рассчитанная как равнопрочная, будет действительно равнопрочной, если расчет правильно определяет истинное распределение напряжений во всех ее частях, что далеко не всегда имеет место.

Формы, требуемые условием равнопрочности, иногда трудно выполнить технологически, и их приходится упрощать. Неизбежные почти во всякой детали дополнительные элементы (цапфы, буртики, канавки, выточки, резьбы), вызывающие иногда местное усиление, а чаще концентрацию напряжений и местное ослабление детали, также вносят поправки в истинное распределение напряжений в детали.

По всем этим причинам понятие равнопрочности деталей относительно. Конструирование равнопрочных деталей практически сво-

дится к приближительному воспроизведению оптимальных форм, диктуемых условием равнопрочности, при всемерном уменьшении влияния всех источников концентрации напряжений.

Следует иметь в виду, что при прочих одинаковых условиях жесткость равнопрочных деталей меньше, чем жесткость деталей, имеющих хотя бы местные повышенные запасы прочности.

На рис. 3.2 представлены способы придания равнопрочности цилиндрической детали, опертой по концам и подвергающейся изгибу поперечной силой, приложенной посередине пролета.

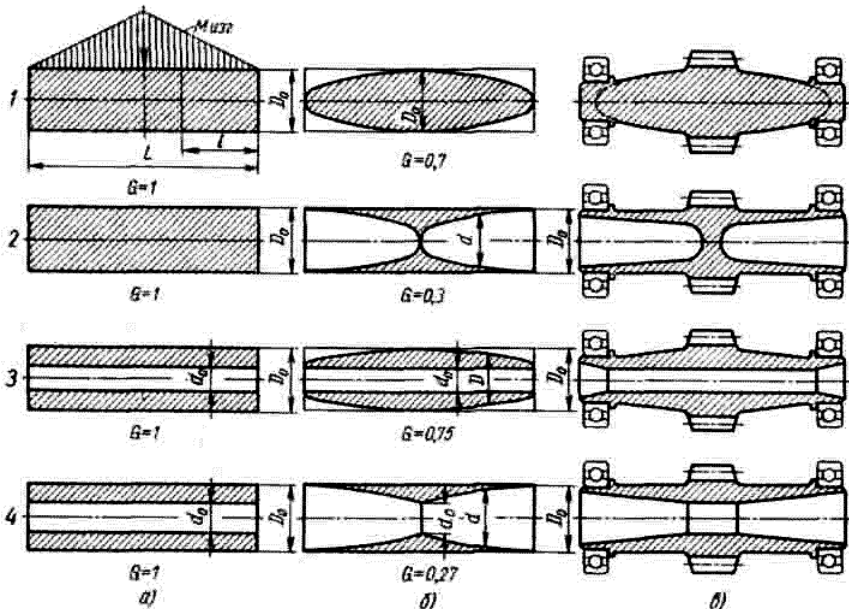


Рис. 3.2. Придание цилиндрическим деталям равнопрочности:
 а – исходные формы; б – равнопрочные формы;
 в – конструктивное оформление равнопрочных деталей

3.4. Облегчение деталей

Если полную равнопрочность трудно обеспечить из-за сложной конфигурации детали и неопределенности действующих в ней напряжений, то ограничиваются удалением металла из явно мало-напряженных участков, находящихся в стороне от силового потока.

Шестерни 1 типа дисков (рис. 3.3) целесообразно облегчать выборками 2. Фланцевые валы 3 облегчают удалением излишнего материала под центрирующими буртиками и буртиками для фиксации головок болтов 4, а также заменой прямоугольного сопряжения фланца с радиусным валом 5. Уменьшение массы сопряжения в последнем случае составляет около 20 %.

Значительного уменьшения массы можно достичь изменением круглой формы фланца на многоугольную 6 или форму с выкружками 7. Выигрыш в массе зависит от числа болтов. В рассматриваемом случае (шесть болтов) он очень велик. Масса болтового пояса фланца 6 уменьшается примерно на 30 %, а фланца 7 – на 40 % по сравнению с круглым фланцем.

В коленчатых валах 8 внешние углы m шек не участвуют в передаче сил от шатунных шеек к коренным. Удаление этих углов, не снижая прочности вала 9, дает заметный выигрыш в массе. Равным образом целесообразно удаление излишнего материала на участках n шек 10–12.

Последовательные этапы 13–17 облегчения консольного вала шестерни также показаны на рис. 3.3.

Коническое зубчатое колесо 18 можно облегчить удалением части зубьев на меньшем диаметре 19, мало участвующих в передаче сил вследствие пониженной их жесткости. Помимо выигрыша в массе укорочение зубьев способствует более равномерному распределению нагрузки по длине зуба и уменьшению действующей на зубья силы вследствие увеличения среднего радиуса ее приложения.

Клеммные соединения 20 облегчают удалением избыточного материала на ушках и у основания клеммы 21. Детали типа кронштейнов 22, работающие на изгиб, можно облегчить удалением мало нагруженного материала в центральной части корпуса кронштейна 23.

В конструкциях 24–26 пазового поводка облегчение достигнуто изменением наружной конфигурации диска поводка, в конструкциях 27–29, помимо того, – уменьшением толщины диска. Ширина рабочих граней пазов, определяющая несущую способность поводка, сохранена прежней путем окантовки пазов.

Двуавровый рычаг 30 можно облегчить удалением неработающих средних участков тавра 31 или приданием рычагу решетчатой ферменной формы 32.

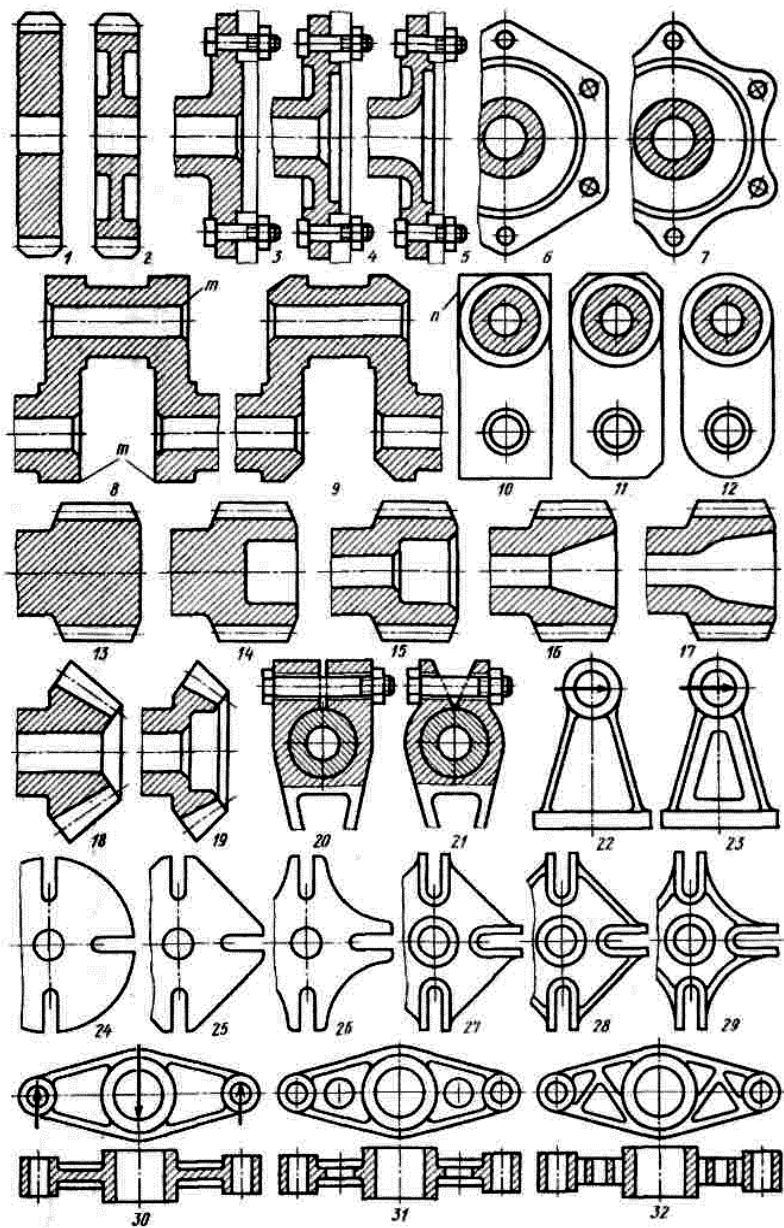


Рис. 3.3. Примеры облегчения деталей

На рис. 3.4 приведены примеры уменьшения массы деталей типа пробок 1–6, резьбовых валов 7–9, ступенчатых валов 10–12, ступенчатых отверстий 13–15, втулок 16–19, дисков 20–21, кольцевых гаек 24–26, гаек 27–30.

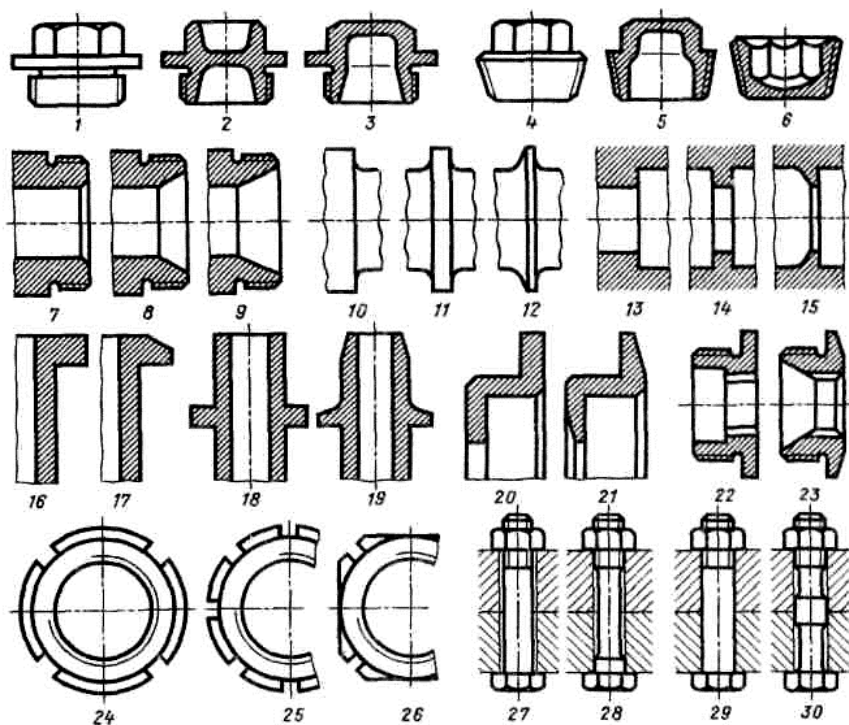


Рис. 3.4. Примеры облегчения мелких деталей

При облегчении цилиндрических деталей типа дисков, крышек, колец, а также деталей с фигурными наружными очертаниями, например в виде многоугольников, следует иметь в виду, что наибольший эффект дает снятие материала с периферии и относительно меньший – на участках, близких к центру. Массу деталей можно заметно снизить увеличением радиусов сопряжения стенок детали, т. е. приданием им более плавных очертаний.

3.5. Листовые штампованные конструкции

Действенным средством уменьшения массы является применение листовых штампованных конструкций. Детали в виде тел вращения изготавливают раскатыванием на токарных станках (в условиях единичного или мелкосерийного производства) или штамповкой. В серийном производстве, когда масштаб выпуска оправдывает изготовление штампов, целесообразно переводить на листовую штамповку крупные детали (щитки, панели, кожухи, диафрагмы, обтекатели, облицовки и др.).

Пониженную прочность и жесткость тонколистовых конструкций компенсируют приданием скорлупчатых или сводчатых форм, выдавливанием рельефов, отбортовкой, введением связей, приваркой профилей жесткости.

В рамных и ферменных конструкциях значительного снижения массы можно достичь применением облегченных холодногнутых профилей из листового материала, изготавливаемых на роликовых профилегибочных станках.

3.6. Влияние вида нагружения

Один из основных способов уменьшения массы – рациональное нагружение деталей с максимальным использованием их материала.

При изгибе сечение работает преимущественно крайними точками, расположенными в плоскости действующей силы. По мере приближения к нейтральной оси напряжения уменьшаются вплоть до нуля. В случае кручения все точки периферии нагружены одинаково. Однако напряжения в кольцевых сечениях убывают по мере приближения к центру, где они становятся равными нулю.

Наиболее выгоден случай растяжения-сжатия, когда все точки сечения работают при одинаковом напряжении и материал используется наиболее полно.

Где только возможно, следует заменять изгиб растяжением-сжатием, как это делается, например, в стержневых и ферменных системах.

Там, где изгиб неизбежен по функциональному назначению детали, его отрицательное влияние следует компенсировать следующими конструктивными мерами:

- применять рациональные сечения с разноской материала по направлению действия максимальных напряжений (сечения с более равномерным распределением напряжений);

- уменьшать изгибающий момент сокращением плеча изгибающей силы, т. е. уменьшать пролеты между опорами, рационально расставлять опоры и устранять консольное нагружение, невыгодное по напряжениям и деформациям.

В системах, работающих на растяжение-сжатие, изгиб нередко возникает в результате асимметрии сечений, внецентренного приложения нагрузки или криволинейности формы детали.

У деталей, подвергающихся изгибу, асимметрия сечений вызывает кручение и появление лишних напряжений сдвига, суммирующихся с напряжениями изгиба.

В деталях, подвергающихся чистому изгибу, целесообразно вводить некоторую асимметрию сечений с целью уменьшения напряжений растяжения за счет увеличения напряжений сжатия.

Большинство конструкционных материалов лучше сопротивляется сжатию, чем растяжению. Разрушение почти всегда начинается на участках, подвергающихся растяжению, а не сжатию, т. к. первое способствует выявлению внутренних дефектов материала (микротрещин, микропор и т. п.), которые, разрастаясь под действием растягивающих напряжений, являются началом разрушения. Напряжения сжатия, напротив, способствуют закрытию микродефектов.

В реальных конструкциях использовать это преимущество далеко не всегда возможно, т. к. пластические деформации наиболее нагруженных на сжатие элементов системы (а в ферменных системах еще и продольный их изгиб) могут сделать систему неработоспособной вследствие нарушения ее геометрии, хотя разрушение системы еще не наступит.

3.7. Совершенство конструктивной схемы

Наибольшие возможности уменьшения массы заложены в применении рациональных конструктивных схем с наименьшим числом деталей и наиболее выгодным течением силового потока.

Сокращение звеньев механизма и устранение излишних звеньев способствуют значительному снижению массы агрегата.

Эффективным также может оказаться стремление сделать конструкцию более компактной. Примером рационального размещения деталей с целью уменьшения объема и габаритных размеров может служить двухступенчатый редуктор. Исходную конструкцию (рис. 3.5, а), выполненную по обычной трехвальной схеме, можно сделать более компактной и легкой, если, конечное зубчатое колесо 4 перебора установить соосно с начальным колесом 1 (рис. 3.5, б, «двухвальная схема»).

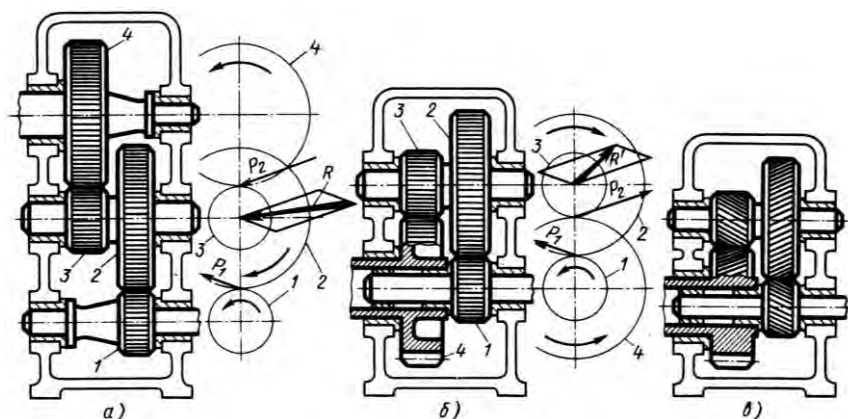


Рис. 3.5. Уменьшение габаритных размеров и массы двухступенчатого редуктора

Дальнейшее снижение размеров и массы можно осуществить уменьшением диаметра зубчатых колес (рис. 3.5, в). Повышение окружных сил можно компенсировать увеличением длины зуба, переходом на косой или шевронный зуб, изготовлением колес из более прочных и твердых материалов и применением рациональной смазки.

Следует всемерно использовать габариты для размещения наибольшего возможного числа рабочих элементов. Этот принцип, который можно назвать принципом плотной упаковки, позволяет добиться значительного выигрыша в габаритных размерах и массе или в тех же размерах увеличить несущую способность конструкции.

Масса конструкции во многом зависит от силовой схемы, т. е. от способа восприятия и замыкания главных действующих в конструкции нагрузок. Силовая схема рациональна, если силы замыкают-

ся на коротком участке элементами, работающими предпочтительно на растяжение или сжатие. Целесообразно использовать имеющиеся элементы конструкции, т. к. введение специальных элементов увеличивает массу.

Привод роторной машины 1 через редуктор 2 и коническую шестеренную передачу 3 (рис. 3.6, а) нерационален. Возникающие на шестернях радиальные и осевые силы нагружают валы и корпуса машины и редуктора. Установка отличается большими размерами. Целесообразен привод от фланцевого электродвигателя через соосный редуктор 4, смонтированный непосредственно на корпусе машины (рис. 3.6, б). В этом случае реактивные силы привода уравниваются наикратчайшим путем в корпусе редуктора, не вызывая дополнительных нагрузок на элементы системы. Габариты установки резко сокращаются. Помимо этого, все приводные механизмы получают закрытыми, что позволяет организовать правильную их смазку.

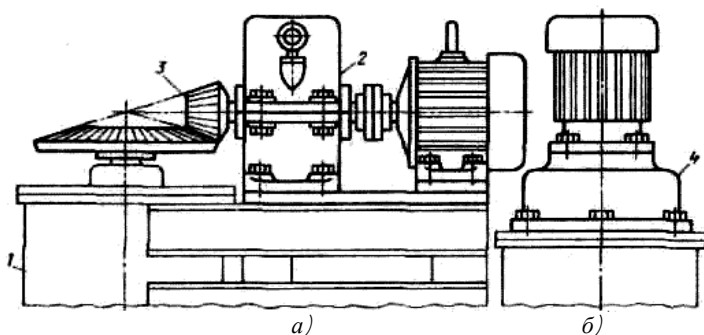


Рис. 3.6. Улучшение силовых схем

Значительный выигрыш по массе можно получить применением многопоточных схем, т. е. разделением силового потока на несколько параллельных ветвей.

Передача крутящего момента через несколько параллельно работающих зубчатых колес (каскадные передачи, многосателлитные планетарные передачи) уменьшает нагрузки на зубья пропорционально числу потоков и разгружает опоры центрального колеса от радиальных сил привода.

Для некоторых категорий машин, работающих на жидкостях или газах (гидравлические прессы, воздушные и паровоздушные молоты, пневматические и гидравлические приводы), значительного умень-

шения размеров и массы можно добиться увеличением давления рабочей жидкости (газа). До известного предела можно повысить рабочее давление газов в двигателях внутреннего сгорания (применением наддува и повышением степени сжатия), что позволяет уменьшить рабочий объем цилиндров или при заданном рабочем объеме повысить мощность.

В некоторых случаях, например в машинах-генераторах энергии, можно достичь уменьшения массы за счет повышения быстроты.

В крупногабаритных агрегатах существенного уменьшения массы и упрощения привода можно достичь децентрализацией привода путем замены механических передач индивидуальными электро- и гидроприводами, связанными цепями управления. Механические коробки скоростей во многих случаях выгодно заменять системами регулируемых электроприводов.

Наибольшее уменьшение массы может дать переход на принципиально новые схемы машин и процессы. Так, паровые машины вытеснены паровыми турбинами, допускающими гораздо большую концентрацию мощности в одном агрегате при относительно меньшей его массе. Поршневые двигатели внутреннего сгорания в области больших мощностей уступают место газовым турбинам. Паровые турбины, по-видимому, со временем уступят место газовым турбинам, не требующим громоздкого вспомогательного оборудования (котлы, конденсаторы). В области электроэнергоустановок коренной переворот произведут магнитогазодинамические генераторы, непосредственно преобразующие тепловую энергию в электрическую.

4. Жесткость конструкций машин

Жесткость определяет работоспособность конструкции в такой же (а иногда и в большей) мере, как и прочность. Повышенные деформации могут нарушить нормальную работу конструкции задолго до возникновения опасных для прочности напряжений. Нарушая равномерное распределение нагрузки, они вызывают сосредоточенные силы на отдельных участках деталей, в результате чего появляются местные высокие напряжения, иногда значительно превосходящие номинальные напряжения.

Нежесткость корпусов расстраивает взаимодействие расположенных в них механизмов, вызывая повышенное трение и износ подвижных соединений; нежесткость валов и опор зубчатых передач нарушает правильное зацепление колес и приводит к быстрому износу зубьев; нежесткость цапф и подшипников скольжения вызывает повышенные кромочные давления, появление очагов полужидкостного и полусухого трения, перегрев, заедание или снижение срока службы подшипников; нежесткость неподвижных соединений, подверженных действию динамических нагрузок, вызывает фрикционную коррозию, наклеп и сваривание поверхностей.

У технологических машин жесткость рабочих органов определяет точность размеров обрабатываемых изделий. В металлорежущих станках точность обработки зависит от жесткости станин и рабочих органов, в прокатных станах точность проката – от жесткости клетей и валков.

Жесткость имеет большое значение для машин облегченного класса (транспортные машины, авиационная, ракетная техника). Стремясь облегчить конструкцию и максимально использовать прочностные ресурсы материалов, конструктор в данном случае повышает уровень напряжения, что сопровождается увеличением деформаций. Широкое применение равнопрочных, наиболее выгодных по массе конструкций, в свою очередь, вызывает увеличение деформаций, т. к. равнопрочные конструкции наименее жесткие.

Особую остроту приобретают вопросы жесткости в связи с появлением высокопрочных и сверхпрочных материалов, применение которых обуславливает резкое увеличение деформативности конструкций.

Нередки случаи недооценки сил, действующих на конструкцию. Очень часто при расчете получают ничтожные рабочие силы, а фактически же неожиданно возникают нагрузки, приводящие к поломкам и выходу из строя деталей. Эти нагрузки могут быть вызваны неточностями монтажа, деформаций недостаточно жестких элементов конструкции, остаточными деформациями, перетяжкой крепежных деталей, повышенным трением и перекосами трущихся частей узла, силами, возникающими при транспортировке и установке машины, и другими факторами, не учитываемыми расчетом.

Деформации можно рассчитать лишь в простейших случаях методами сопротивления материалов и теории упругости. В большинстве случаев приходится иметь дело с нерасчетными деталями, се-

чения которых определяются условиями изготовления (например, технологией литья) или имеющими сложную конфигурацию, затрудняющую определение напряжений и перемещений.

Здесь приходится прибегать к моделированию, эксперименту, опыту имеющихся аналогичных конструкций, а нередко полагаться только на интуицию, вырабатывающуюся с течением времени у конструктора. Опытный конструктор, зная действующие силы, определяет более или менее правильно деформации, выявляет слабые места и, пользуясь различными приемами, увеличивает жесткость, komponую рациональную конструкцию. Напротив, конструкции, спроектированные начинающими конструкторами, обычно страдают недостатком жесткости.

4.1. Критерии жесткости

Жесткость – это способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с наименьшими деформациями. Для машиностроения можно сформулировать следующее определение: жесткость – это способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с деформациями, допустимыми без нарушения работоспособности системы. Понятием, обратным жесткости, является податливость, т. е. свойство системы приобретать относительно большие деформации под действием внешних нагрузок. Для машиностроительных конструкций наибольшее значение имеет жесткость. Однако в ряде случаев важным свойством оказывается и податливость (пружины, рессоры и другие податливые детали).

Жесткость оценивают *коэффициентом жесткости*, представляющим собой отношение силы P , приложенной к системе, к максимальной деформации f , вызываемой этой силой.

Для случая растяжения-сжатия бруса постоянного сечения в пределах упругой деформации коэффициент жесткости согласно закону Гука

$$\lambda = \frac{P}{f} = \frac{\sigma F}{f} = \frac{EF}{l},$$

где F – сечение бруса, мм²;

l – длина бруса в направлении действия силы, мм.

Обратную величину

$$\mu = \frac{f}{P} = \frac{l}{EF},$$

характеризующую упругую податливость бруса, называют *коэффициентом податливости*. Определенный по относительной деформации ($e = f/l$) коэффициент жесткости

$$\lambda' = EF$$

представляет собой условную нагрузку (Н), вызывающую относительную деформацию $e = 1$. Соответствующий коэффициент податливости

$$\mu' = \frac{1}{EF}$$

представляет собой относительную деформацию при приложении нагрузки 1 Н.

Для случая кручения бруса постоянного сечения коэффициент жесткости равен отношению приложенного к брусу крутящего момента $M_{кр}$ к вызываемому этим моментом углу φ (рад) поворота сечений бруса на длине l (мм):

$$\lambda_{\text{к\text{р}}} = \frac{M_{\text{к\text{р}}}}{\varphi} = \frac{GI_p}{l},$$

где I_p – полярный момент инерции сечения бруса.

Для случая изгиба бруса постоянного сечения коэффициент жесткости

$$\lambda_{\text{и\text{зг}}} = \frac{P}{f} = a \frac{EI}{l^3}, \quad (4.1)$$

где I – момент инерции сечения бруса, мм⁴;

l – длина бруса, мм;

a – коэффициент, зависящий от условий нагружения.

В табл. 4.1 приведены значения коэффициента жесткости при изгибе для нескольких случаев нагружения. За единицу принято значение $\lambda_{\text{изг}}$, соответствующее изгибу двухопорного бруса, нагруженного сосредоточенной силой P в середине пролета.

Таблица 4.1

Схема нагружения	$\lambda_{\text{изг}}$	a	Схема нагружения	$\lambda_{\text{изг}}$	a	Схема нагружения	$\lambda_{\text{изг}}$	a
	1	48		4	192		0,063	3
	1,5	77		8	384		0,166	8

При заданной нагрузке и заданных линейных размерах системы жесткость вполне определяется максимальной деформацией f . Эту величину часто применяют для практической оценки деформативности геометрически одинаковых систем.

4.2. Факторы, определяющие жесткость конструкций

Жесткость конструкций определяют следующие факторы:

- модуль упругости материала (модуль нормальной упругости E при растяжении-сжатии и изгибе, модуль сдвига G – при сдвиге и кручении);
- геометрические характеристики сечения деформируемого тела (сечение F при сдвиге и растяжении-сжатии, момент инерции I при изгибе, полярный момент инерции I_p при кручении);
- линейные размеры деформируемого тела (длина l);
- вид нагрузки и тип опор (фактор a в формуле (4.1)).

Модуль упругости является устойчивой характеристикой металлов, мало зависит от термообработки и содержания (в обычных количествах) легирующих элементов и определяется лишь полностью атомно-кристаллической решеткой основного компонента. Однако применение того или иного материала по большей части определя-

ется условиями работы детали. Поэтому главным практическим средством увеличения жесткости является маневрирование геометрическими параметрами системы.

На жесткость сильно влияют размеры и форма сечений. В случае растяжения-сжатия жесткость пропорциональна квадрату, а при изгибе – четвертой степени размеров сечения (в направлении действия изгибающего момента).

Влияние линейных размеров детали невелико для случая растяжения-сжатия (жесткость обратно пропорциональна первой степени длины) и очень значительна при изгибе (жесткость обратно пропорциональна третьей степени длины).

Наиболее простой способ уменьшения деформаций – уменьшение уровня напряжений. Однако этот путь нерационален, т. к. он сопряжен с увеличением массы конструкции. В случае изгиба рациональным способом уменьшения деформаций является целесообразный выбор формы сечений, условий нагружения, типа и расстановки опор. Поскольку влияние линейных параметров системы при изгибе велико, то в данном случае имеются эффективные способы увеличения жесткости, позволяющие уменьшить деформации системы в десятки раз по сравнению с исходной конструкцией, а иногда практически полностью исключить изгиб.

В случае кручения эффективными средствами повышения жесткости являются уменьшение длины детали на участке кручения и, особенно, увеличение диаметра, т. к. полярный момент инерции возрастает пропорционально четвертой степени диаметра. В случае растяжения-сжатия возможность увеличения жесткости гораздо меньше, т. к. форма сечения не играет никакой роли, а деформации зависят только от площади сечения, которая определяется условием прочности. Единственным способом повышения жесткости здесь является уменьшение длины детали. Если же длина задана, то остается только переход на материалы с более высоким модулем упругости.

Деформация зависит не только от максимального действующего напряжения в опасном сечении детали, но и от закона распределения напряжений по всем остальным сечениям, т. е. от формы детали по ее длине. Равнопрочные детали (у которых максимальные напряжения во всех сечениях одинаковы) обладают наименьшей жесткостью.

Жесткость тонкостенных и составных конструкций. В тонкостенных, в частности оболочковых, конструкциях особое значение

имеет устойчивость системы. Конструкции такого рода склонны в известных условиях при напряжениях, безопасных с точки зрения номинального расчета на прочность и жесткость, подвергаться резким местным или общим деформациям, носящим характер внезапного крушения.

Главное средство борьбы с потерей устойчивости (наряду с повышением прочности материала) – усиление легко деформирующихся участков системы введением местных элементов жесткости или связей между деформируемыми участками и узлами жесткости.

В составных конструкциях (в системах из нескольких деталей, соединенных неподвижно) жесткость зависит также от такого фактора, редко учитываемого, но имеющего на практике большое значение, как жесткость узлов сопряжения. Наличие зазоров в узлах сопряжения приводит к появлению деформаций, иногда во много раз превосходящих собственные упругие деформации элементов конструкции. В подобных узлах следует обращать особое внимание на жесткость крепления и заделки деталей.

Эффективными способами увеличения жесткости составных систем являются силовая затяжка соединения, посадка с натягом, увеличение опорных поверхностей и придание деталям повышенной жесткости на участках сопряжения.

4.3. Конструктивные способы повышения жесткости

Главные конструктивные способы повышения жесткости без существенного увеличения массы:

- всемерное устранение изгиба, замена его растяжением или сжатием;
- для деталей, работающих на изгиб, – целесообразная расстановка опор, исключение невыгодных по жесткости видов нагружения;
- рациональное, не сопровождающееся возрастанием массы, увеличение моментов инерции сечений;
- рациональное усиление ребрами, работающими предпочтительно на сжатие;
- усиление заделочных участков и участков перехода от одного сечения к другому;
- блокирование деформаций введением поперечных и диагональных связей;

- привлечение жесткости смежных деталей;
- для деталей коробчатого типа – применение скорлупчатых, сводчатых, сферических, яйцевидных и тому подобных форм;
- для деталей типа дисков – применение конических, чашечных, сферических форм; рациональное оребрение, гофрирование;
- для деталей типа плит – применение прочных, коробчатых, двутельных, ячеистых и сотовых конструкций.

Замена изгиба растяжением-сжатием. Повышенная жесткость деталей, работающих на растяжение-сжатие, в конечном итоге обусловлена лучшим использованием материала при этом виде нагружения. В случае изгиба и кручения нагружены преимущественно крайние волокна сечения. Предел нагружения наступает, когда напряжения в них достигают опасных значений, тогда как сердцевина остается недогруженной. При растяжении-сжатии напряжения одинаковы по всему сечению; материал используется полностью. Предел нагружения наступает, когда напряжения во всех точках сечения теоретически одновременно достигают опасного значения. Кроме того, при растяжении-сжатии деформации детали пропорциональны первой степени ее длины. В случае же изгиба действие нагрузки зависит от расстояния между плоскостью действия изгибающей силы и опасным сечением; деформации здесь пропорциональны третьей степени длины.

В качестве примера конструктивного увеличения жесткости рассмотрим литой кронштейн (рис. 4.1). Жесткость узлов соединения стержней в раскосном кронштейне видоизменяет условия их работы по сравнению с чистой фермой, в которой стержни соединены шарнирами; все же в случае раскосного кронштейна (рис. 4.1, б) стержни работают преимущественно на растяжение-сжатие, тогда как балочный кронштейн (рис. 4.1, а) подвергается изгибу. Конструкция становится еще более прочной и жесткой, если стержни кронштейна соединить сплошной перемычкой, связывающей их в жесткую систему (рис. 4.1, в).

Кронштейн ферменного типа с вертикальным стержнем (рис. 4.1, з) значительно менее жесткий, чем кронштейн на рис. 4.1, б, т. к. конец вертикального стержня под нагрузкой перемещается приблизительно по направлению действия силы и для ограничения деформаций его жесткость не используется.

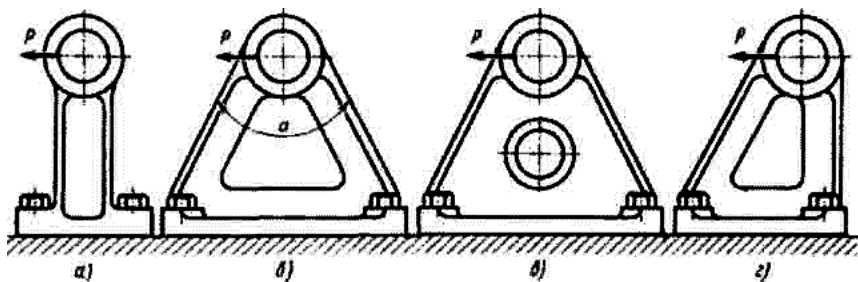


Рис. 4.1. Конструкции литых кронштейнов

В тонкостенном цилиндрическом отсеке, несущем поперечную нагрузку P (рис. 4.2, а), все участки, расположенные по образующим, подвергаются изгибу. Нагрузку воспринимают преимущественно боковые стенки (рис. 4.2, б), параллельные плоскости действия изгибающего момента (зачернены на рисунке), так как их жесткость в этом направлении во много раз больше жесткости стенок, расположенных перпендикулярно плоскости действия момента.

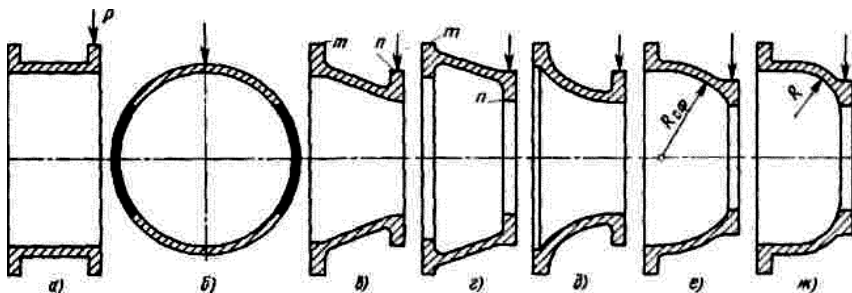


Рис. 4.2. Консольные тонкостенные системы

При конической форме (рис. 4.2, в, г), приближающей конструкцию к ферменной, стенки конуса, расположенные в плоскости действия изгибающего момента, работают: верхние на растяжение, а нижние подобно раскосу – на сжатие. Боковые стенки испытывают преимущественно изгиб; их жесткость соизмерима с жесткостью верхних и нижних стенок. Следовательно, при конической форме стенки отсека полностью включаются в работу, прочность и жесткость конструкции увеличиваются.

Связь между растянутыми и сжатыми стенками осуществляют кольца жесткости m , n , которые помимо силового замыкания предотвращают овализацию конуса под действием нагрузки. Такие кольца являются непременным условием правильной работы тонкостенных отсеков.

Близки к конусам по жесткости тюльпанные (рис. 4.2, *д*), сферические (рис. 4.2, *е*), тороидные (рис. 4.2, *ж*) и аналогичные формы.

Пример устранения напряжений изгиба показан также на рис. 4.3. Здесь двухопорная балка, подвергающаяся изгибу (рис. 4.3, *а*), заменена более выгодной стержневой системой (рис. 4.3, *б*), наклонные стержни которой работают на сжатие, а горизонтальные – на растяжение. Близка к этому случаю арочная балка (рис. 4.3, *в*), работающая преимущественно на сжатие.

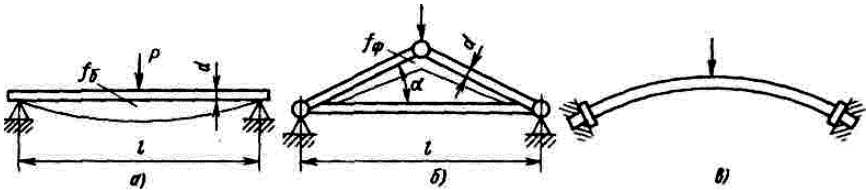


Рис. 4.3. Схемы свободно опертой балки (*а*), стержневой системы (*б*) и арочной балки (*в*)

На рис. 4.4, *а* показан случай нагружения цилиндра осевой силой. Нагрузка вызывает прогиб дна цилиндра, передающийся обечайке через пояс сопряжения ее с днищем (деформации показаны штриховой линией). Система является нежесткой. При замене цилиндра конусом (рис. 4.4, *б*) система по основной схеме восприятия сил приближается к стержневой ферме. Стенки конуса работают преимущественно на сжатие.

Повышенную жесткость имеют сферическая, яйцевидная и тому подобные формы (рис. 4.4, *в* и *г*).

На рис. 4.4, *д–з* также приведены примеры жестких конструкций. Существенное условие повышения жесткости и прочности здесь состоит в придании деталям кольцевых поясов жесткости, из которых верхний m работает на сжатие, а нижний n – на растяжение.

В усиленных конструкциях (рис. 4.4, *и–м*) введены элементы, непосредственно воспринимающие силу сжатия: ребра, цилиндры и конусы.

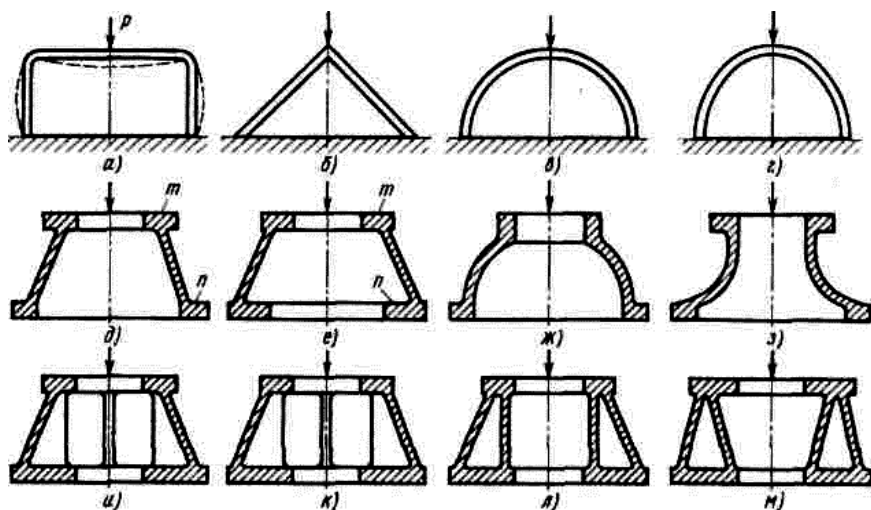


Рис. 4.4. Конструкции, работающие на сжатие

Блокирование деформаций. В общей постановке задача увеличения жесткости заключается в том, чтобы найти точки наибольших перемещений системы, деформируемой под действием нагрузки, и предотвратить эти перемещения введением элементов растяжения-сжатия, расположенных по направлению перемещений. Классическим примером решения этой задачи является увеличение жесткости рам и ферменных конструкций раскосами.

Жесткость стержневой рамы, подвергающейся действию сдвигающих сил P (рис. 4.5, а), крайне незначительна и определяется только сопротивлением вертикальных стержней изгибу и жесткостью узлов соединения стержней. Введение косынок (рис. 4.5, б) приближает схему нагружения стержней к схеме работы заделанных балок и несколько уменьшает деформации.

Наиболее эффективно введение диагональных связей (раскосов), подвергающихся растяжению или сжатию. Раскос растяжения (рис. 4.5, в) должен при перекосе рамы удлиняться. Так как жесткость растягиваемого стержня во много раз больше изгибной жесткости вертикальных стержней, то общая жесткость системы резко возрастает. Аналогично действует раскос сжатия (рис. 4.5, г). Но в этом случае необходимо считаться с возможностью продольного

изгиба (потери устойчивости) сжатого стержня, что делает систему менее желательной.

Если нагрузка действует попеременно в обоих направлениях, то применяют раскосы перекрестные или чередующегося направления (рис. 4.5, *д* и *е*).

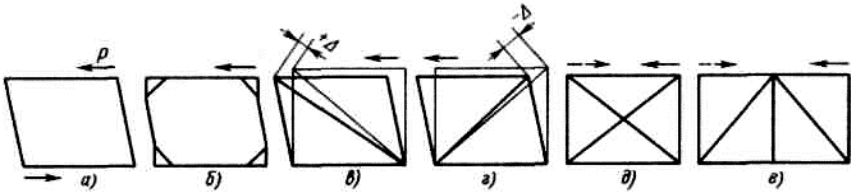


Рис. 4.5. Схемы действия диагональных связей

Увеличение жесткости и прочности консольных конструкций.

Если применение консольной установки продиктовано необходимостью, то следует принимать все меры к устранению присущих ей недостатков. Необходимо уменьшать вылет консоли, увеличивать жесткость и прочность консольной части конструкции.

В ряде случаев можно добиться значительного укорочения консоли изменением формы детали. Вылет насадного конического колеса (рис. 4.6, *а*) можно уменьшить, переменяв положение ступицы относительно венца (рис. 4.6, *б*) или изменив конструкцию колеса, выполняя его заодно с валом (рис. 4.6, *в*).

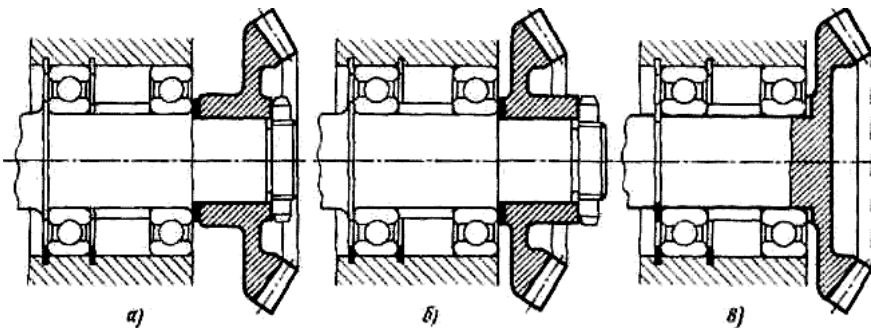


Рис. 4.6. Уменьшение вылета в консольной установке конического зубчатого колеса

Из сказанного о недостатках консольных систем отнюдь не вытекает, что конструктор должен безусловно избегать применения консолей. Консольные системы являются вполне закономерным элементом конструирования и широко используются на практике. Необходимо только знать их особенности и устранять недостатки соответствующими конструктивными мерами.

Применение консолей часто обеспечивает более простые, компактные, технологические и удобные для сборки конструкции, чем двух-опорные установки.

Жесткость и прочность консолей в большой степени зависят от условий заделки в корпусе. Усиление консоли как таковой бесполезно, если узел заделки недостаточно жесткий (рис. 4.7, *а*).

При радиальной заделке консоли придают фланец, который притягивают болтами к привалочной плоскости, усиленной ребрами m (рис. 4.7, *б*). В системе осевой заделки (рис. 4.7, *в*) консоли придают хвостовик, диаметром примерно равным диаметру консоли, который крепят запрессовкой или затяжкой в бобышке, жестко связанной с корпусом ребрами или (как показано на рисунке) коробкой. Для устойчивого крепления длину заделки делают не менее диаметра консоли.

В наиболее жесткой системе радиально-осевой заделки консоль крепят одновременно на фланце и на хвостовике, который сажают в бобышке по посадке с натягом или затягивают гайкой (рис. 4.7, *г*, *д*).

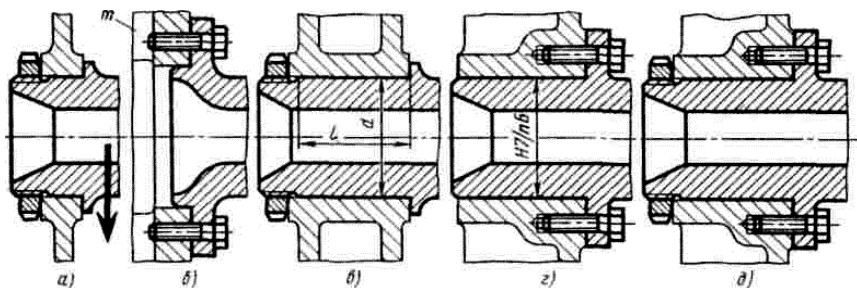


Рис. 4.7. Заделка консолей

Рациональное расположение опор. Так как прогиб двухопорной балки пропорционален третьей степени пролета, то сближение опор является весьма эффективным средством повышения жестко-

сти. Во многих случаях жесткость системы удастся увеличить введением дополнительных опор.

Рациональные сечения. Для повышения жесткости без увеличения массы деталей необходимо усиливать участки сечений, подвергающиеся при данном виде нагружения наиболее высоким напряжениям, и удалять ненагруженные и малонагруженные участки. При изгибе напряжены сечения, наиболее удаленные от нейтральной оси. При кручении напряжены внешние волокна по направлению к центру напряжения уменьшаются, и в центре они равны нулю. Следовательно, целесообразно всеми способами развивать наружные размеры, сосредотачивая материал на периферии и удаляя его из центра.

Наибольшей жесткостью и прочностью при наименьшей массе обладают развитые по периферии полые тонкостенные детали типа коробок, труб и оболочек.

Придание наиболее целесообразной двутавровой формы профилям одинаковой массы увеличивает их прочность в 9–12 раз, а жесткость – в 40–70 раз по сравнению с исходным профилем. Для профилей, одинаковых с исходным профилем прочности, придание двутавровой формы снижает массу до 0,12–0,2 и повышает жесткость в 3–3,5 раза по сравнению с исходным профилем.

Оребрение. Для увеличения жесткости, особенно литых корпусных деталей, широко применяют оребрение. Однако при этом необходимо соблюдать осторожность, т. к. неправильное соотношение сечений ребер и оребряемой детали может вместо упрочнения привести к ослаблению.

У деталей, подвергающихся изгибу в плоскости расположения наружных ребер, на вершине ребра возникают напряжения растяжения, достигающие большого значения вследствие малой ширины и малого сечения ребра. Особенно опасны тонкие ребра, сужающиеся к вершине; разрушение детали всегда начинается с разрыва вершины ребер. Прочность значительно возрастает при утолщении ребер, особенно на опасном участке, т. е. у вершины.

Очень часто применяют ребра треугольной формы с высотой, уменьшающейся в плоскости действия изгибающего момента. При такой форме ребер, какую бы начальную высоту они не имели, неизбежен участок, где наступает ослабление детали.

При конструировании ребер рекомендуется:

- избегать нагружения ребер на растяжение; применять во всех случаях, когда это допускает конструкция, ребра сжатия;
 - избегать (особенно при ребрах растяжения) низких, тонких и редко расставленных ребер, снижающих прочность детали;
 - в корпусных деталях применять внутреннее оребрение (за исключением особых случаев, например, когда наружные ребра необходимы для охлаждения детали);
 - подводить ребра к узлам жесткости, в частности к точкам расположения крепежных болтов;
 - избегать ребер криволинейного очертания, испытывающих при растяжении дополнительный изгиб; применять прямые ребра;
- Целесообразно (особенно у ребер растяжения) утолщать вершины, в которых при изгибе возникают наиболее высокие напряжения.

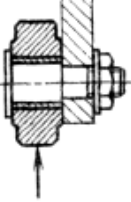
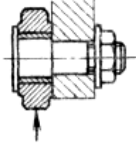
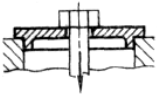
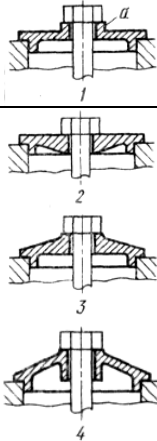
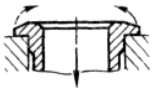
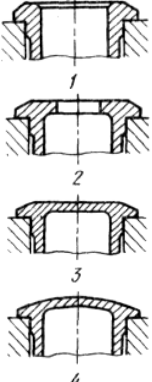
4.4. Жесткость машиностроительных конструкций

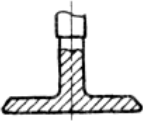
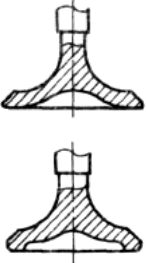
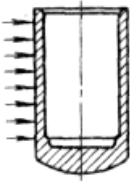
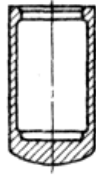


Примеры увеличения жесткости и прочности типовых машиностроительных деталей приведены в табл. 4.2.

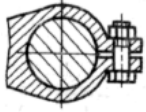
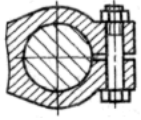
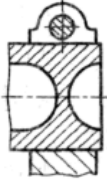
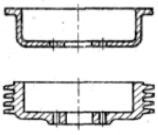

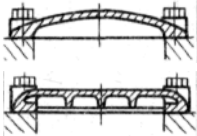
Корпусные детали. Главными средствами повышения жесткости корпусных деталей без существенного увеличения их массы (а иногда и с ее уменьшением) являются: скругление переходов, придание стенкам сводчатых форм, рациональное внутреннее оребрение и введение между стенками связей (предпочтительно диагональных). Жесткость корпусов можно увеличить конструктивным объединением элементов корпуса в одно целое (моноблочные конструкции).

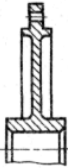
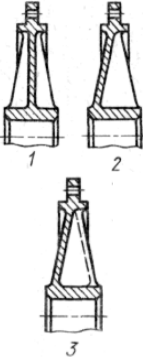
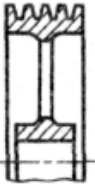
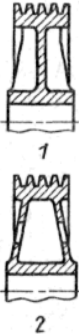
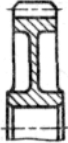
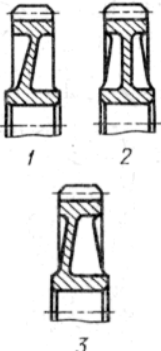
Тонкостенные конструкции. В конструкциях из листового материала (оболочковых, тонкостенных профилях, резервуарах, облицовках, панелях, крышках) необходимо учитывать не только деформации, вызываемые рабочими нагрузками, но и деформации, возникающие при сварке, механической обработке, соединении и затяжке сборных элементов. Следует считаться и с возможностью случайных повреждений стенок при транспортировке, монтаже и неосторожном обращении в эксплуатации. В сильно нагруженных оболочковых конструкциях первостепенное значение имеет предупреждение потери устойчивости оболочек.

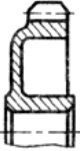

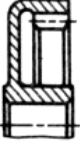
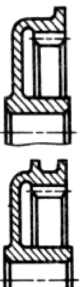

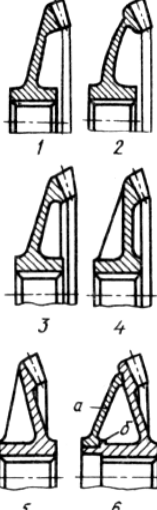
Таблица 4.2


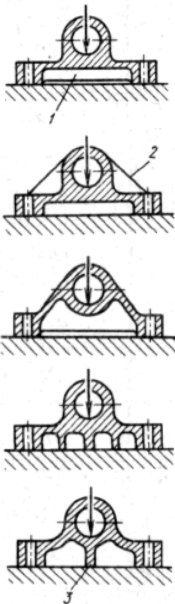
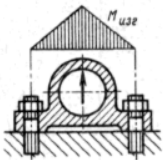
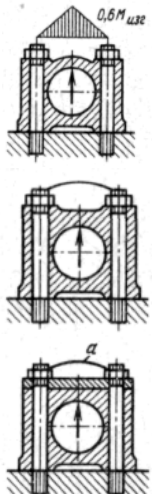
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Крепление ролика на рычаге</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Уменьшен вылет консоли. Усилены рычаг, ось и узел заделки</p>
<p>Опорная шайба</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>1 – шайба усилена кольцевым воротником <i>a</i>;</p> <p>2, 3 – шайбы усилены в опасном сечении;</p> <p>4 – шайбе придана жесткая коническая форма</p>
<p>Трубчатая деталь</p>  <p>Опорные буртики под нагрузкой сходятся к центру (штриховые стрелки)</p>		<p>1, 2 – усилены участки перехода буртиков в трубу;</p> <p>3-4 – введена перегородка между буртиками</p>

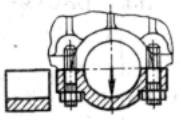
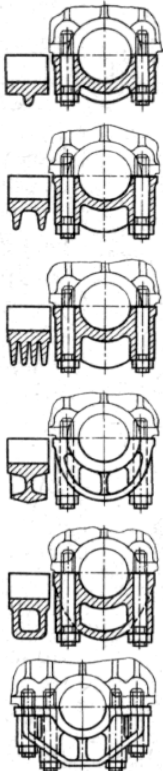
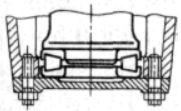
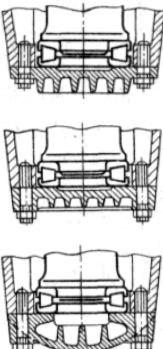
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p data-bbox="132 236 210 260">Клапан</p>  <p data-bbox="132 391 408 470">Тарелка нежесткая. Связь между штоком и тарелкой слаба</p>		<p data-bbox="705 236 980 295">Тарелке придана тюльпаннообразная форма</p> <p data-bbox="705 375 980 486">Шток и тарелка сделаны более массивными. На ободу тарелки образован пояс жесткости</p>
<p data-bbox="132 512 207 536">Стакан</p>  <p data-bbox="132 734 386 790">Кромки стакана под нагрузкой деформируются</p>		<p data-bbox="705 512 980 566">Кромки стакана усилены ребордой</p>
<p data-bbox="132 799 296 823">Юбка цилиндра</p>  <p data-bbox="132 1013 408 1069">Под нагрузкой от поршня юбка деформируется</p>		<p data-bbox="705 799 980 877">Введены кольца в пояс жесткости на торце юбки</p>

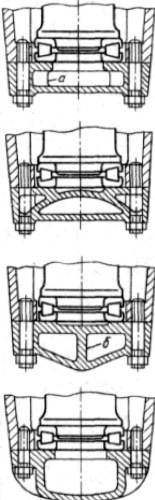
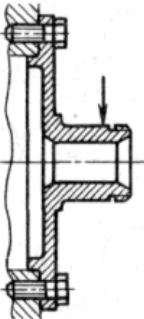
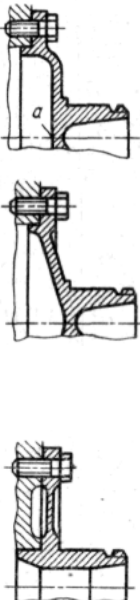
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Клемма</p>  <p>Ушки клеммы при затяжке изгибаются</p>		<p>Клемма усилена (стяжной болт приближен к валу)</p>
<p>Клеммное соединение (составной коленчатый вал)</p>  <p>Затяжка клеммы деформирует шейку вала</p>		<p>Деформация шейки устранена введением перемычки</p>
<p>Тормозной барабан</p>  <p>Обод под действием тормозных колодок деформируется</p>		<p>Введена ребра жесткости Введены ребра жесткости и охлаждения (литые барабаны)</p>
<p>Литая крышка</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Крышке придана жесткая сводчатая форма Крышка усилена ребрами</p>
<p>Фланцевый вал</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>1 – фланец утолщен; участок <i>a</i> перехода в ступицу усилен; 2 – фланцу придана коническая форма; 3 – фланцу придана тьюлпанообразная форма</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Диафрагма</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>1 – диафрагма оребрена; 2 – диафрагма сделана конической и оребрена; 3 – диафрагма гофрирована</p>
<p>Литой шкив клиноременной передачи. Ступица связана с ободом спицами.</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>1 – обод соединен со ступицей диском с ребрами ступица удлинена 2 – шкиву придана коробчатая форма (конструкция наиболее жесткая)</p>
<p>Дисковое зубчатое колесо</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>1 – диску придана жесткая коническая форма; 2, 3 – диск оребрен (для литых и штампованных колес)</p>

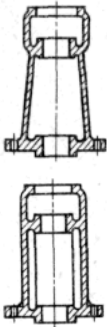
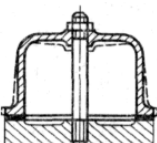
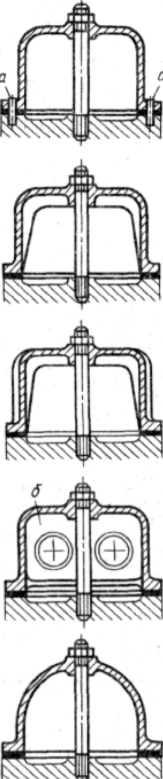
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Чашечное зубчатое колесо</p>  <p>Обод под действием сил привода деформируется</p>		<p>Введены кольцевые ребра жесткости</p>
<p>Чашечное зубчатое колесо внутреннего зацепления</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Введены кольцевые ребра жесткости</p>
<p>Коническое зубчатое колесо</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>1 – диску придана коническая форма; 2 – диску придана сферическая форма; 3, 5 – диск оребрен (для литых и штампованных колес); 6 – коробчатая сварная преднапряженная конструкция. Между конусом <i>a</i> и буртиком <i>b</i> оставляют зазор, который перед сваркой выбирают затяжкой. Зубья и шлицы обрабатывают после сварки</p>

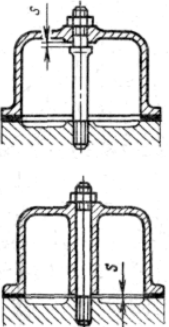
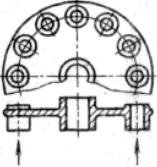
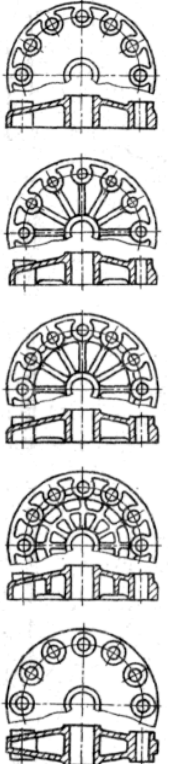
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Литая проушина</p>  <p>Цоколь проушины подвергается изгибу</p>		<p>Цоколь усилен внутренними ребрами 1, работающими на растяжение</p> <p>Цоколь усилен наружными ребрами 2, работающими на сжатие</p> <p>Цоколю придана жесткая пирамидальная форма с внутренним оребрением</p> <p>Цоколь усилен внутренними вафельными ребрами, опирающимися на привалочную плоскость</p> <p>В плоскости действия нагрузки расположено ребро 3, воспринимающее нагрузку. Конструкция наиболее легкая</p>
<p>Подшипник</p>  <p>Крепежные шпильки размещены на большом расстоянии; изгибающий момент в опасном сечении имеет большое значение</p>		<p>Шпильки сближены, изгибающий момент уменьшен</p> <p>Моменты сопротивления и инерции крышки увеличены оребрением</p> <p>Опасный участок усилен стальной накладкой а (конструкция применяется для подшипников из легких сплавов)</p>

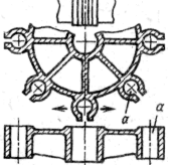
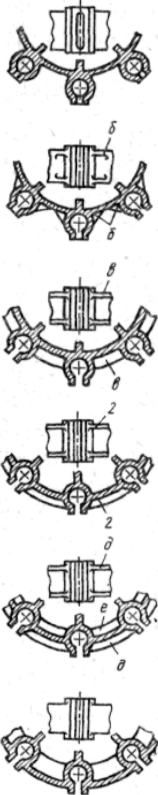
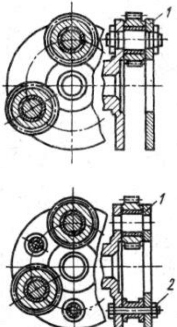
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Подвеска подшипника</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Усилены стенки и узлы крепления подвески</p> <p>Подвеска оребрена (конструкции приведены в порядке возрастающей жесткости)</p> <p>Подвеске придана двутавровая форма</p> <p>Подвеска сделана коробчатой</p> <p>Число крепежных шпилек удвоено (конструкция применяется в тяжело нагруженных подшипниках)</p>
<p>Силовая крышка, воспринимающая нагрузку от подпятника вертикального вала</p>  <p>Конструкция нежесткая и непрочная</p>		<p>Введены кольцевые и радиальные наружные ребра</p> <p>Введены вафельные ребра Узлы болтовых креплений усилены</p> <p>Сферическая крышка с внутренним оребрением</p>

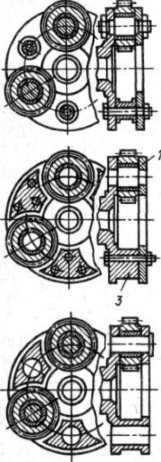
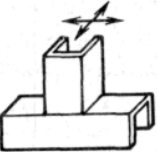
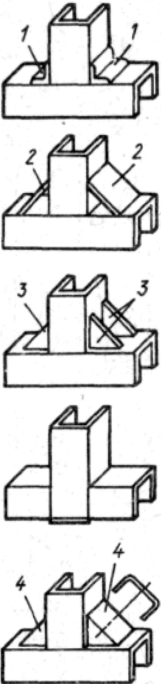
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Коробчатая крышка. Полки, воспринимающие нагрузку, разгружены ребрами <i>a</i></p> <p>Коробчатая крышка с арочной связью</p> <p>Закрытая коробка с поперечной связью <i>b</i></p> <p>Усиленная сферическая крышка</p>
<p>Кронштейн</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Диску придана чашечная форма. Участок перехода в цапфу усилен перегородкой <i>a</i> и утолщением цапфы</p> <p>Диску придана коническая форма</p> <p>Последующие способы основаны на увеличении жесткости корпуса Цапфа удлинена и введена в отверстие корпуса с натягом</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Диск притянут к корпусу дополнительным центральным болтом</p> <p>Диск притянут к корпусу двумя рядами периферийных болтов</p> <p>Преднапряженная конструкция. При затяжке выбирается зазор s между диском и корпусом 1</p>
<p>Литой кронштейн, нагруженный изгибающей силой</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Колонка кронштейна оребрена</p> <p>Радиальные размеры колонки увеличены</p> <p>Колонке придана конусная форма Усилена связь колонки с крепежным фланцем</p>

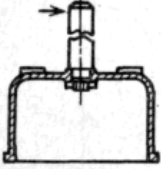
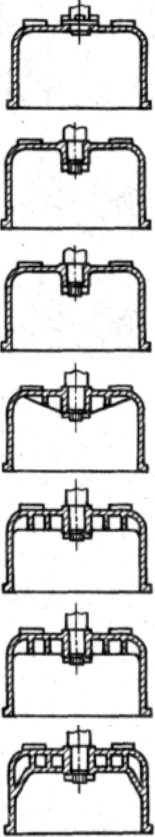
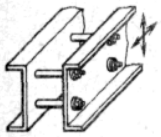
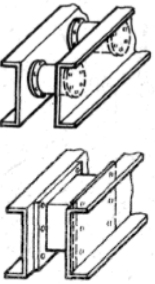
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Радиальные размеры колонки увеличены. Колонка связана с фланцем конусом</p> <p>Радиальные размеры кронштейна увеличены до габаритных пределов. Введено внутреннее оребрение. Конструкция наиболее жесткая и прочная</p>
<p>Коробчатая крышка с креплением центральными шпильками</p>  <p>Конструкция нежесткая. Под силой затяжки потолок крышки прогибается и вертикальные стенки расходятся</p>		<p>Блокирование деформаций. Крышка установлена на контрольных штифтах <i>a</i>, предупреждающих раскрытие вертикальных стенок</p> <p>Введены внутренние ребра</p> <p>Введены наружные и внутренние ребра</p> <p>Введены внутренние облегченные перегородки <i>б</i></p> <p>Крышке придана жесткая сводчатая форма</p>


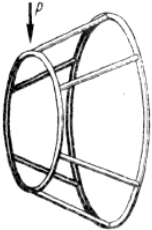
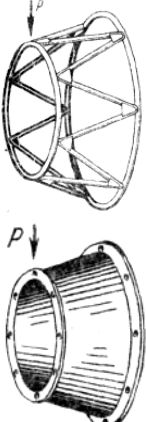
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Ограничение деформаций перемещения определяются зазором δ между крышкой и буртиком шпильки</p> <p>Ограничение деформаций путем заключения шпильки в колонки</p>
<p>Литая карусель роторной машины, нагруженная силами, действующими на операционные блоки и вызывающими ее изгиб</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Жесткость периферии повышена кольцевым ребром</p> <p>Введены ребра, связывающие центральную ступицу с периферийными</p> <p>Пояс расположения ступиц усилен кольцевыми ребрами</p> <p>Карусель усилена радиально-кольцевым оребрением</p> <p>Карусель выполнена коробчатой. Конструкция наиболее жесткая</p>

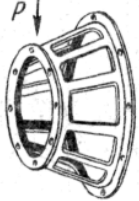


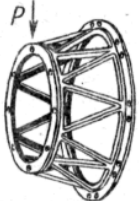
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Литой карусельный барабан. В цилиндрических направляющих <i>a</i> возвратно-поступательно перемещаются штоки с роликами, обкатывающими неподвижный копир</p>  <p>Сквозной прорез под оси роликов сильно ослабляет направляющие. Под действием рабочих нагрузок стенки направляющих расходятся, как показано стрелками, вследствие чего нарушается направление штока</p>		<p>Конструкция нетехнологична (прорез несквозной). Затруднена сборка узла штока</p> <p>Стенки направляющих усилены наружными ребрами <i>b</i></p> <p>Стенки направляющих усилены кольцевыми ребрами <i>v</i></p> <p>Радиальные размеры барабана увеличены. Направляющие усилены наружными ребрами <i>2</i></p> <p>Направляющие усилены наружными кольцевыми ребрами <i>d</i> и внутренними <i>e</i></p> <p>Радиальные размеры барабана увеличены до габаритного предела. Конструкция наиболее жесткая и прочная</p>
<p>Водило планетарной передачи</p>  <p>Шестерни установлены на консольных пальцах. Конструкция нежесткая</p>		<p>Пальцы оперты в привертном диске <i>1</i>. Жесткость конструкции увеличена только в направлении действия радиальных сил (центробежные силы шестерен и пальцев)</p> <p>Диск <i>1</i> притянут к водилу болтами <i>2</i> с распорными втулками. Жесткость в окружном направлении остается недостаточной</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Жесткость повышена одновременным креплением диска на пальцах и болтах</p> <p>Жесткость резко повышена креплением диска 1 на лапах 3, выполненных заодно с водилом</p> <p>Диск выполнен заодно с водилом. Конструкция наиболее жесткая, не сложная в изготовлении</p>
<p>Сварное соединение корытных профилей втавр. Направление сил показано стрелками</p>  <p>Конструкция нежесткая и непрочная</p>		<p>Угольники 1 незначительно увеличивают жесткость</p> <p>Усиление накладками 2. Раздача сил неблагоприятная. Сварные швы работают на отрыв, накладки – на продольный изгиб</p> <p>Усиление ребрами 3. Швы работают на отрыв. Жесткость узла в поперечном направлении недостаточна</p> <p>Соединение в шип с вырезкой полки вертикального профиля. Конструкция нетехнологичная</p> <p>Усиление коробками 4 корытного профиля. Конструкция жесткая. Прочность недостаточна (швы коробок работают на отрыв)</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Усиление боковыми козырьками 5 Швы козырьков работают на срез Конструкция жесткая и прочная</p> <p>Усиление фигурными козырьками 6. Конструкция жесткая и прочная</p>
<p>Опора трубной колонны. Направление сил показано стрелками</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Узел соединения колонки с плитой усилен кольцевым угольником 1. Жесткость увеличивается незначительно</p> <p>Колонна развальцована на конус. Конструкция применима при малых размерах колонны</p> <p>Узел соединения усилен приварными ребрами 2. Конструкция жесткая и прочная</p> <p>Узел усилен конусом 3</p> <p>То же. Для улучшения внешнего вида усиливающий элемент выполнен в виде тора с плавными очертаниями</p> <p>Колонна соединена с плитой приварным тюльпан-раструбом</p> <p>Колонна заделана в литой стальной кронштейн. Конструкция жесткая и прочная, но трудоемкая</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p data-bbox="132 220 396 272">Заделка колонны в литой станине</p>  <p data-bbox="132 459 396 544">Колонна неустойчива вследствие податливости потолка станины</p>		<p data-bbox="705 220 969 331">Усилена заделка в радиальном направлении (податливость потолка не устранена)</p> <p data-bbox="705 344 983 429">Усилена заделка в осевом направлении (податливость потолка не устранена)</p> <p data-bbox="705 467 978 579">Бобышка соединена с потолком ребрами (в работу включен центральный участок потолка)</p> <p data-bbox="705 592 983 644">Усилено оребрение (в работу включен весь потолок)</p> <p data-bbox="705 707 983 818">Усилено оребрение (в работу включены углы перехода потолка в вертикальные стенки)</p> <p data-bbox="705 831 983 916">Усилено оребрение (в работу включены вертикальные стенки)</p> <p data-bbox="705 959 969 1043">Потолку придана коробчатая форма. Конструкция наиболее жесткая</p>
<p data-bbox="132 1078 407 1211">Составная балка из тонкостенных корытных профилей. Направление рабочих нагрузок показано стрелками</p>  <p data-bbox="132 1377 381 1401">Конструкция нежесткая</p>		<p data-bbox="705 1078 969 1163">Соединение трубчатыми связями. Конструкция не технологичная</p> <p data-bbox="705 1217 978 1302">Соединение коробчатыми связями. Конструкция нетехнологичная</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Соединение гнутыми профилями (не обеспечена жесткость в поперечном направлении)</p> <p>Соединение гнутыми профилями (не обеспечена жесткость в продольном направлении)</p> <p>Соединение диагональными связями (жесткость обеспечена во всех направлениях)</p> <p>Соединение трапецидальными профилями (жесткость обеспечена во всех направлениях)</p> <p>Соединение трапецидальными профилями. Конструкция наиболее рациональная по жесткости и простоте изготовления</p>
<p>Рамная консоль, нагруженная силой P</p>  <p>Стержни работают преимущественно на изгиб. Конструкция нежесткая и непрочная</p>		<p>Ферменная конструкция. Стержни работают преимущественно на растяжение-сжатие. Для придания полной определенности узлы крепления делают шарнирными</p> <p>Оболочковая конструкция. Консоль обладает высокой жесткостью</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>В оболочке сделаны облегчающие вырезы. Участки между вырезами работают на изгиб</p>
		<p>Оболочковая система с более рациональными вырезами</p>
		<p>То же. Конструкция, приближающаяся к ферменной</p>
		<p>Цельноштампованная ферменная конструкция (алюминиевый сплав)</p>

Основные приемы увеличения жесткости:

- всемерная разгрузка от изгиба;
- замена напряжений изгиба напряжениями сжатия-растяжения;
- введение связей между участками наибольших деформаций;
- увеличение сечений и моментов инерции на опасных участках;
- введение усиливающих элементов в местах сосредоточения нагрузок и на участках перелома силового потока;
- применение конических и сводчатых форм.

5. Сопротивление усталости

Детали, подвергающиеся длительной повторно-переменной нагрузке, разрушаются при напряжениях значительно меньших предела прочности материала при статическом нагружении. Это имеет большое значение для современных быстроходных машин, детали которых работают в условиях циклических нагрузок при общем числе циклов, достигающем за весь период службы машины многих миллионов. Как показывает статистика, около 80 % поломок и аварий, происходящих при эксплуатации машин, вызвано усталостными явлениями, поэтому проблема сопротивления усталости является ключевой для повышения надежности машин.

Циклические нагрузки выражены наиболее явно в машинах и механизмах с поступательно-возвратным движением звеньев (поршневые машины, кулачковые механизмы). Однако и в ротативных машинах неизбежны циклические нагрузки, например, вследствие дисбаланса, радиальных и торцовых биений роторов и т. п.

В современных машинах редко нет зубчатых передач, зубья которых всегда подвержены циклическим нагрузкам. Валы, работающие под нагрузкой постоянного направления (валы зубчатых, ременных и цепных передач), также подвергаются циклическому нагружению.

В современных машинах статические нагрузки встречаются как исключение. В большинстве случаев нагрузки изменяются циклически с большей или меньшей частотой и амплитудой.

Число циклов нагрузок, которые материал выдерживает до разрушения, зависит от максимального напряжения и интервала между крайними значениями напряжений цикла. По мере уменьшения напряжений число циклов до разрушения увеличивается и при некотором достаточно малом напряжении становится неограниченно большим. Это напряжение, называемое пределом выносливости, кладут в основу прочностного расчета деталей, подверженных циклическим нагрузкам.

Предел выносливости определяют построением кривых усталости. На оси абсцисс откладывают число циклов N , на оси ординат – найденные испытанием стандартных образцов максимальные напряжения σ цикла, вызывающие разрушение за время, соответствующее данному числу циклов. Разрушающее напряжение в области малых N близко к показателям статической прочности. По ме-

ре увеличения числа циклов эта величина снижается и при некотором числе циклов стабилизируется. Ордината σ_D горизонтального участка кривой усталости является пределом выносливости.

Предел выносливости большинства конструкционных сталей определяют при 10^6 – 10^7 циклов. Эти значения берут за базу испытаний. Для цветных сплавов, например алюминиевых, число перемен нагрузок гораздо выше (10^7 – 10^8 циклов). Даже после этого часто наблюдается дальнейшее медленное падение разрушающего напряжения, откуда можно заключить, что предела в указанном выше смысле для этих металлов не существует. В таких случаях определяют предел ограниченной выносливости, как напряжение, не вызывающее разрушения образца при определенном числе циклов (обычно $5 \cdot 10^7$).

Не существует также четко выраженных пределов выносливости при контактных напряжениях, циклическом нагружении в условиях повышенных температур и при работе деталей в коррозионных средах. Разрушающее напряжение в этих условиях непрерывно падает с увеличением числа циклов. Отмечено также отсутствие отчетливо выраженного предела выносливости у деталей большого размера, что объясняется присущей таким деталям неоднородностью механических свойств по сечениям.

Предел выносливости не является постоянной, присущей данному материалу характеристикой и подвержен гораздо большим колебаниям, чем механические характеристики при статическом нагружении. Он зависит от условий нагружения, типа цикла, в частности, от степени его асимметрии, формы и размеров детали, технологии ее изготовления, состояния поверхности и других факторов.

Таким образом, при испытании на усталость стандартных образцов определяется собственно не предел выносливости материала, а предел выносливости образца, изготовленного из данного материала. При переходе от образца к реальной детали следует вводить ряд поправок, учитывающих форму и размеры детали, состояние ее поверхности и т. д. В связи с этим возникло понятие сопротивление усталости детали. В этом понимании предел выносливости далеко отходит от первоначального понятия как характеристики материала, хотя предел выносливости, определенный на стандартных образцах, по-прежнему приводят в числе основных прочностных показателей материала.

Появилось также понятие сопротивление усталости узлов (резьбовых соединений, соединений с натягом и других сборных кон-

струкций). Таким образом, в понятие сопротивления усталости входят не только факторы свойств материала и геометрической формы деталей, но и факторы взаимодействия со смежными деталями.

Влияние на предел выносливости частоты циклов и скорости изменения напряжений в пределах цикла исследовано недостаточно. С увеличением числа циклов в единицу времени циклическая прочность повышается, особенно заметно при частоте свыше 1000 циклов в минуту. Это можно объяснить тем, что пластические деформации совершаются с малой скоростью (в сотни раз меньшей скорости упругих деформаций, равной, как известно, скорости распространения звука в данной среде). Повышение частоты циклов подавляет пластические деформации в микрообъемах металла, предшествующие появлению усталостных трещин.

Особые разделы теории усталости составляют усталость при ударном циклическом нагружении (динамическая усталость), при контактном циклическом нагружении (контактная усталость), при повышенных температурах и при периодических колебаниях температур (термическая усталость).

5.1. Концентрация напряжений

Циклическая прочность деталей сильно падает на участках ослаблений, резких переходов, входящих углов, надрезов и т. п., вызывающих местную концентрацию напряжений, максимум которых может в 2–5 и более раз превышать средний уровень напряжений, действующих в этом сечении.

Степень повышения напряжения зависит в первую очередь от вида и формы ослабления. Чем больше перепад сечений на участке перехода и чем резче переходы и острее подрезы, тем выше местное максимальное напряжение σ (рис. 5.1). Ниже приведена упрощенная схема возникновения концентрации напряжений, основанная на явлении искажения силового потока в зоне ослаблений. Не отражая всей сложности явлений, схема наглядно и достаточно верно представляет картину концентрации напряжений и позволяет сделать определенные практические выводы.

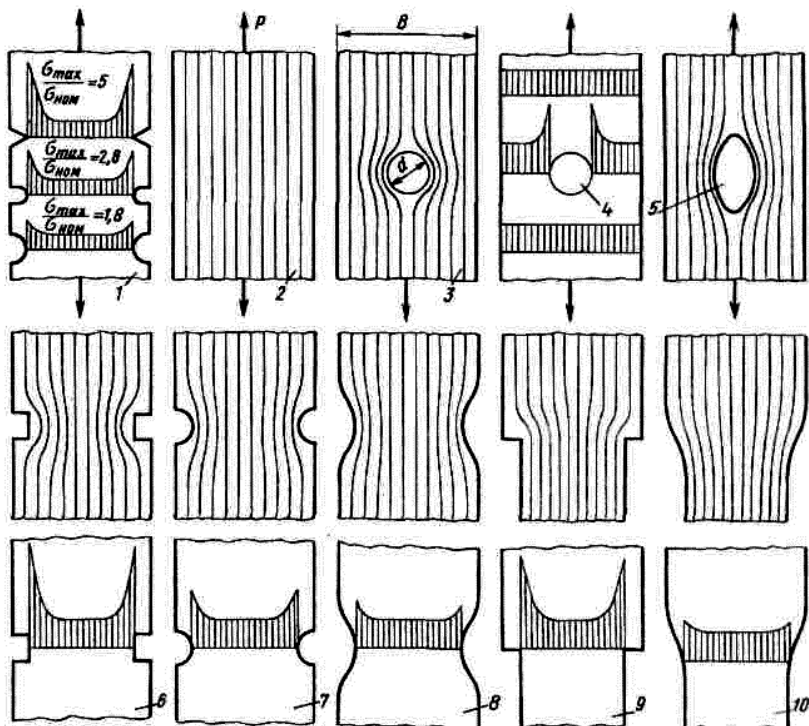


Рис. 5.1. Схемы концентрации напряжений

Предположим, что брус 2 растягивается силой P и нагрузка равномерно распределяется по сечению. В каждой точке сечения нагрузка передается силами внутренних связей материала соседним точкам.

Траектории передачи нагрузки от точки к точке вдоль тела детали называют силовыми линиями (на рисунке тонкие линии), а совокупность последних – силовым потоком. Силовые линии непрерывны и не могут оборваться в какой-либо точке. Это означало бы нарушение связи между смежными точками, т. е. начало разрушения материала. Следовательно, число силовых линий должно быть одинаковым в любом сечении детали.

Плотность силового потока (число линий на единицу площади поперечного сечения) определяет напряжение. Если сечение детали 3 уменьшается, например, из-за наличия центрального отверстия, то плотность потока и напряжения увеличиваются. Это учитывается номинальным расчетом на прочность по ослабленному сечению. Но

наряду с этим силовые линии, обходя отверстие, искривляются и, стремясь замкнуться по кратчайшему пути, сгущаются вблизи отверстия. Растягиваемые волокна подвергаются изгибу, сходясь по направлению к центру отверстия и вызывая его овализацию. На стороне волокон, обращенной к отверстию, возникают напряжения растяжения, складывающиеся с общими напряжениями растяжения. Напряжения максимальны у стенок отверстия, где кривизна силовых линий наибольшая и изгиб волокон в наименьшей степени сдерживается смежными волокнами. По мере удаления от отверстия напряжения изгиба снижаются вследствие уменьшения изгибающего момента и тормозящего действия смежных волокон. В результате у стенок отверстия возникает пик напряжений, сглаживающийся по мере удаления от отверстия 4.

Концентрацию напряжений можно значительно уменьшить спрямлением силового потока и приданием отверстию эллиптической формы 5.

Аналогичная картина наблюдается в случае вырезов, расположенных по сторонам бруса 6, 9, возле которых силовые линии искривляются и сгущаются, что вызывает скачок напряжений у вырезов. Концентрацию напряжений можно ослабить путем придания вырезам плавных очертаний 7, 8 и 10.

Перепад сечений вызывает скачки напряжений вследствие искривления силовых линий на участках перехода от одного сечения к другому (рис. 5.2, 7). Уменьшение протяженности участков с различными сечениями снижает концентрацию напряжений. У коротких буртиков 2 концентрация напряжений практически отсутствует. Целесообразно придавать деталям 3 одинаковые сечения, выполняя необходимые по конструктивным условиям упоры в виде буртиков.

Действенным средством снижения концентрации напряжений является, как видно из предыдущего, придание переходам плавных очертаний.

Известный положительный эффект дают деконцентраторы напряжений – дополнительные ослабления, наносимые вблизи основного концентратора. В деталях 4 с отверстиями деконцентраторами могут быть дополнительные отверстия малого диаметра, расположенные вдоль силового потока, в деталях 5 с боковыми выкружками – дополнительные малые выкружки, в деталях 6 и 7 со ступенчатыми переходами – выкружки вблизи переходов.

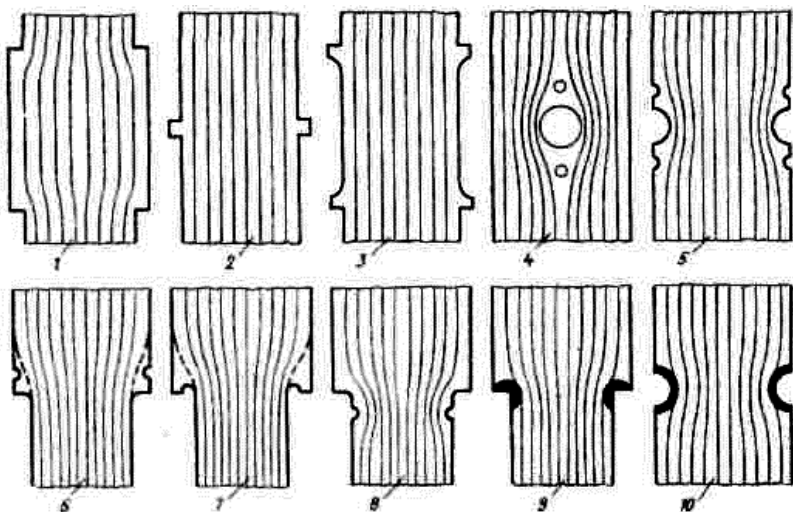


Рис. 5.2. Схемы концентрации напряжений

Главное значение имеет расположение деконцентраторов. При правильном расположении деконцентраторы спрямляют силовые линии и выключают из силового потока участки, смежные с концентратором напряжений (штриховые линии на деталях 6 и 7). Неправильным является расположение, увеличивающее искривление силовых линий 8 и, следовательно, вызывающее дополнительную концентрацию напряжений.

К деконцентраторам ошибочно относят местное уплотнение материала ослабленных участков с помощью выдавок, наносимых чеками. Назначение деконцентраторов – спрямить силовой поток, а выдавок – упрочнить материал созданием в нем остаточных напряжений сжатия. Это различие важно практически потому, что правила расположения выдавок иные, чем деконцентраторов. Последние располагают по течению силового потока перед концентратором или за ним, выдавки же следует располагать в фокусе концентрации 9 и 10.















Явление концентрации напряжений, вызванное формой, на практике усугубляется тем обстоятельством, что участки расположения концентраторов почти всегда бывают ослаблены по технологическим причинам.

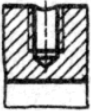
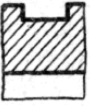

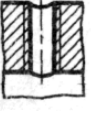

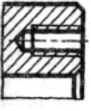
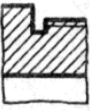

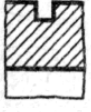





У деталей, подвергающихся механической обработке, ослабление на участках переходов наступает в результате перерезания во-

локон, полученных при предшествующей горячей обработке заготовки давлением. У литых деталей участки переходов, как правило, ослаблены литейными дефектами, вызванными нарушениями структуры при кристаллизации металла и охлаждении отливки. В этих участках обычно сосредотачиваются рыхлоты, пористость, микротрещины и возникают внутренние напряжения. У кованных и штампованных деталей участки переходов имеют пониженную прочность вследствие вытяжки металла на этих участках. Соответственно различают геометрические концентраторы (концентраторы формы) и технологические концентраторы.

Типичные концентраторы напряжений в цилиндрических деталях типа валов приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы
	Сверления		Канавки		Шпоночные пазы
				Ступеньки с острыми входящими углами	
					
	Отверстия		Поднутрения		Шлицы
	Штифты				

Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы
	Резбовые отверстия		Лыски		Торцовые шлицы
				Резьбы	
					Сварные швы
	Кольцевые выточки			Клейма	
					

Сильными концентраторами являются внутренние дефекты материала: раковины, пористость, микротрещины, неметаллические включения (оксиды, силициды и др.).

Предел выносливости геометрически подобных деталей снижается с увеличением их абсолютных размеров. О причинах этого явления высказано несколько предположений. Статистическая теория объясняет это явление повышением вероятности образования внутренних дефектов при увеличении размеров детали. Технологическая школа выдвигает на первый план затруднительность получения однородной структуры и равномерной прочности по сечению крупных деталей, например при горячем пластическом деформировании и термообработке.

Циклическая прочность зависит и от состояния поверхности, особенно в тех случаях нагружения, когда наибольшие напряжения возникают в поверхностных слоях (изгиб, кручение, сложные напряженные состояния).

Грубая механическая обработка, вызывающая пластические сдвиги, надрывы и микротрещины в поверхностном слое, резко снижает предел выносливости, тонкая (полирование, суперфиниширование) – повышает. Это явление особенно резко выражено у деталей небольших размеров и слабее у крупных деталей. Последнее объясняется присущими крупным деталям неоднородностями структуры, действие которых пересиливает действие концентраторов, вызванных механической обработкой.

Предел выносливости снижается при наличии случайных царапин и повреждений поверхностного слоя, а также износа поверхности. Резкое падение циклической прочности наблюдается при коррозии.

Циклическая прочность снижается в соединениях с натягом, конусных и клеммных соединениях с высокими напряжениями смятия на посадочных поверхностях. Отрицательно действуют на циклическую прочность гальванические покрытия твердыми и прочными металлами (Cr, Ni). Покрытия пластичными металлами (Cu, Zn, Cd, Sn, Pb) на усталостную прочность влияют мало.

5.2. Повышение циклической прочности

Физические основы явлений усталости еще не изучены в степени, позволяющей создать стройный расчет деталей на циклическую прочность. Отсутствие основополагающих физических принципов заставляет идти по пути накопления экспериментальных данных, которые не всегда позволяют произвести достоверный расчет, тем более, что данные, получаемые различными экспериментаторами, имеют большой разброс, а зачастую, вследствие различия методики испытаний, несопоставимы и даже противоречивы. Из-за наслоения новых данных, введения поправочных коэффициентов, а также многообразия подлежащих учету факторов расчетные формулы все более усложняются.

В этих условиях большое значение имеет понимание общих закономерностей циклической прочности. Осмысленное проектирование, основанное на знании этих закономерностей, дает порой гораздо больше, чем расчет, и позволяет избежать ошибок, которые в последующем пришлось бы исправлять, например приемами упрочняющей технологической обработки.

Во многих случаях можно устранить первопричину и добиться если не полного исключения циклических нагрузок, то хотя бы их уменьшения. Даже в машинах определенно циклического действия можно достичь значительного уменьшения максимальных циклических напряжений и их амплитуды, а также смягчения динамичности нагрузки.

Одним из основных способов является повышение упругости деталей в направлении действия нагрузок и введение упругих связей между деталями, передающими и воспринимающими нагрузку.

При циклическом крутящем моменте можно сгладить пики напряжений и, следовательно, уменьшить амплитуду цикла введением упругих муфт между деталями, воспринимающими крутящий момент. Установка пружинных амортизаторов между валами и зубчатыми колесами снижает пики напряжений в зубьях и делает работу зубчатых передач плавной и спокойной. Переход с подшипников качения на подшипники скольжения, например в шатунно-кривошипных механизмах, снижает пики нагрузок благодаря амортизирующему действию масляного слоя. Работа, затрачиваемая на вытеснение масла из зазора в подшипниках, поглощает импульс действующих сил, что способствует снижению нагрузок на механизм.

Другой способ заключается в снижении коэффициента амплитуды напряжений путем наложения постоянной нагрузки. Этот прием широко применяют в конструкции циклически нагруженных болтовых соединений, придавая болтам предварительную затяжку. При достаточной большой затяжке удается практически полностью устранить циклическую составляющую и сделать нагрузку статической.

Во многих случаях возникновение высоких знакопеременных нагрузок связано с появлением резонансных колебаний в частях механизма. Этот опасный вид циклической нагрузки предотвращают с помощью демпферов (пружинных, маятниковых, гидравлических или фрикционных). Вибрации машин и агрегатов, являющиеся источниками знакопеременных нагрузок, устраняют или смягчают их подвеской на виброизолирующих и виброгасящих амортизаторах.

В ряде случаев полного или почти полного устранения циклических нагрузок можно достичь повышением точности изготовления деталей и их опор. Примером может служить устранение статического и динамического дисбаланса быстровращающихся роторов, вызывающего переменные нагрузки в опорах и корпусах. Повыше-

ние точности изготовления зубьев колес (уменьшение погрешностей шага и толщины зуба, искажений, профиля и т. п.) устраняет циклические нагрузки, порождаемые этими погрешностями.

В случаях, когда не удастся ликвидировать циклические нагрузки или снизить циклические напряжения, следует прибегать к специальным способам повышения сопротивления усталости.

Эти способы можно разделить на технологические и конструктивные. В первом случае упрочнения достигают специальными приемами обработки, во-втором – приданием деталям форм, благоприятных для циклической прочности.

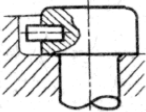
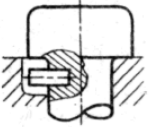
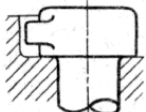
5.3. Конструирование циклически нагруженных деталей

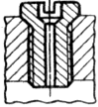
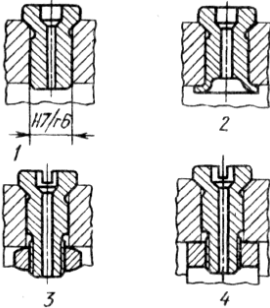
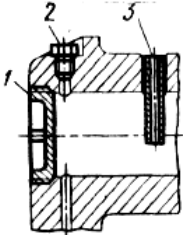
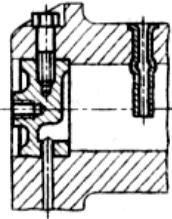
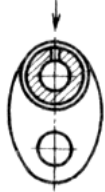

Если устранить концентраторы напряжений полностью невозможно, то следует заменять сильные концентраторы умеренно действующими. Например, резьбовые отверстия, принадлежащие к числу наиболее сильных концентраторов, целесообразно заменять гладкими отверстиями, отрицательный эффект которых меньше и может быть ослаблен рядом мер.

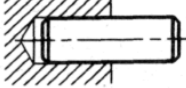
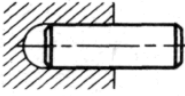
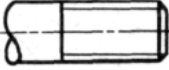
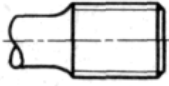
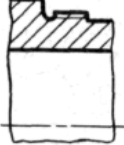

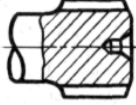
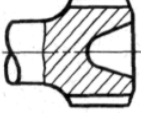
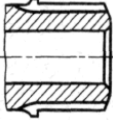
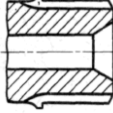
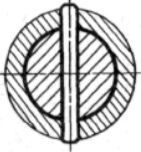
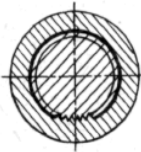
Концентраторы следует удалять из наиболее напряженных участков детали и переносить, если это допускает конструкция, в зоны наименьших напряжений. С целью уменьшения номинальных напряжений целесообразно увеличивать сечения детали на участках расположения концентраторов.

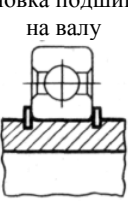
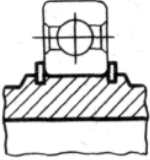
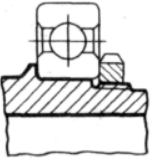
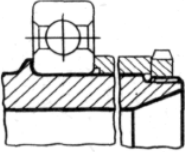
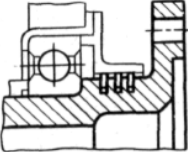
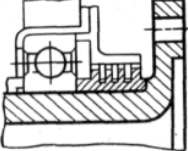


Примеры устранения и снижения концентрации напряжений приведены в табл. 5.2.

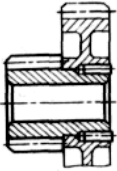
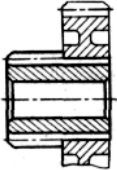
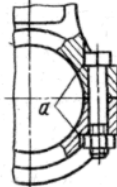
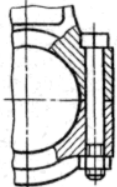
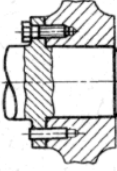
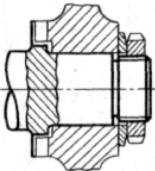
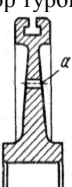
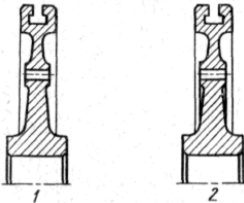
Таблица 5.2

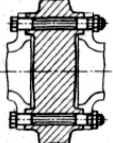
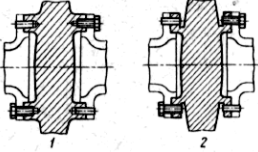

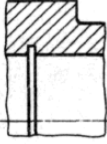
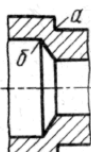
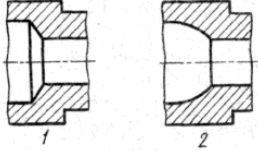


Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Головка болта</p> 		Усик перенесен в головку в область низких напряжений. Концентрация напряжений остается
<p>Фиксирующий усик расположен в наиболее напряженной зоне и вызывает резкую концентрацию напряжений</p> 		Усик выполнен как одно целое с головкой. Концентрация напряжений практически устранена

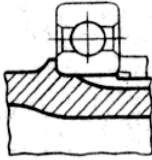
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Крепление пробки в вале</p>  <p>Резьба вызывает концентрацию напряжений</p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. Резьбовое крепление заменено запрессовкой. 2. Пробка укреплена развальцовкой. 3. Пробка укреплена гайкой. 4. Пробка ввернута в кольцо, расположенное в полости вала
<p>Масляная система шейки коленчатого вала</p>  <p>Заглушка 1, пробка 2 и маслоподводящая трубка 3 установлены на резьбе, вызывающей концентрацию напряжений</p>		<p>Заглушка установлена в валу и застопорена винтом. Маслоподводящая трубка завальцована в отверстии шейки вала</p>
<p>Масляное отверстие в шатунной шейке коленчатого вала</p>  <p>Отверстие расположено в наиболее напряженной на изгиб зоне шейки</p>		<p>Отверстие перенесено в нейтральную зону (расположение отверстия должно быть согласовано с векторной диаграммой нагрузок)</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Отверстие под штифт</p>  <p>Концентрация напряжений в днище отверстия</p>		<p>Днище отверстия закруглено</p>
<p>Нарезной стержень</p> 		<p>Увеличен диаметр нарезного участка</p>
<p>Вал с резьбой</p> 		<p>Вал усилен на участке резьбы</p>
<p>Торсионный валик</p>  <p>Концентрация напряжений у основания шлицев</p>		<p>Валик усилен на участке расположения шлицев</p>
<p>Шлицевой вал</p>  <p>Концентрация напряжений у основания шлицев</p>		<p>Вал усилен на ослабленном участке</p>
<p>Штифтовое соединение вала со ступицей</p>  <p>Высокая концентрация напряжений в валу и ступице</p>		<p>Штифтовое соединение заменено шлицевым. Благодаря большому числу шлицев напряжения на участках передачи крутящего момента резко снижены</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Установка подшипника на валу</p>  <p>Зал ослаблен канавками под стопорные кольца</p>		<p>Вал усилен на ослабленном участке</p>
<p>Крепление подшипника на валу</p>  <p>Концентрация напряжений на резьбовом участке</p>		<p>Резьбовой пояс перенесен на ненагруженный конец вала</p>
<p>Узел уплотнения</p>  <p>Канавки под уплотнительные кольца резко ослабляют вал</p>		<p>Канавки выполнены в насадной втулке</p>
<p>Соединение зубчатого колеса с валом</p>  <p>Концентрация напряжений на участках расположения гужонов</p>		<p>Диаметр расположения и число гужонов (винтов) увеличены (уменьшение сил, передаваемых гужонами). Вал и ступица утолщены</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Блок зубчатых колес</p>  <p>Концентрация напряжений на участке расположения гужонов</p>		<p>Колесо посажено на продолжение зубьев шестерни (резкое снижение сил на участке передачи крутящего момента). Вал и ступица утолщены</p>
<p>Головки шатуна</p>  <p>На участках а шатун и крышка ослаблены выборками под головки болтов и гайки</p>		<p>Сечения ослабленных участков увеличены</p>
<p>Установка ротора на валу</p>  <p>Крепежные болты и установочные штифты ослабляют ступицу</p>		<p>Ротор затянут кольцевой гайкой. Крутящий момент передается торцовыми зубьями, вынесенными за пределы напряженных участков ступицы</p>
<p>Ротор турбины</p>  <p>Диск ротора ослаблен разгрузочными отверстиями <i>a</i></p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. Отверстия усилены бобышками. 2. Отверстия расположены в кольцевом усиливающем поясе

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Крепление ротора турбины к разъемному валу</p>  <p>Отверстия под болты ослабляют ротор</p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. Отверстия под болты расположены в кольцевых утолщениях и вынесены за пределы напряженных сечений. 2. Отверстия под болты расположены во фланцах, отнесенных от тела ротора
<p>Вал</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (наружный входящий угол <i>a</i> и выточка <i>б</i>)</p>		<p>Ослабленный участок усилен разноской концентраторов напряжений</p>
<p>Вал</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (наружный входящий угол <i>a</i> и внутренний <i>б</i>)</p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. Ослабленный участок усилен разноской входящих углов. 2. Внутренний концентратор устранен приданием полости плавных очертаний
<p>Коническое зубчатое колесо</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (впадины <i>a</i>, зубьев, и острых торцовых кромок <i>б</i>)</p>		<p>Зубчатый венец усилен</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p data-bbox="163 233 381 284">Крепление зубчатого венца к диску</p>  <p data-bbox="133 448 406 550">Совмещение концентраторов напряжений (впадины зубьев и отверстия под болты)</p>		<p data-bbox="708 233 947 284">Крепление перенесено в диск зубчатого венца</p>
<p data-bbox="152 560 395 611">Установка подшипника на шлицевом валу</p>  <p data-bbox="133 783 406 911">Совмещение трех концентраторов напряжений (входящий угол <i>a</i>, впадины шлицев <i>b</i> и внутренней входящий угол <i>в</i>)</p>		<p data-bbox="708 560 981 719">Сечения вала на участке расположения концентраторов напряжений усилены. Внутренней полости приданы плавные очертания</p>

6. Тепловые взаимодействия

Повышенные температуры наблюдаются не только в тепловых машинах, у которых нагрев является следствием рабочих процессов. В «холодных» машинах нагреваются механизмы, работающие при высоких скоростях и больших нагрузках (зубчатые передачи, подшипники, кулачковые механизмы и т. д.). Детали, подверженные циклическим нагрузкам, нагреваются в результате упругого гистерезиса при многократно повторных циклах нагружения-разгружения. Повышение температуры сопровождается изменением линейных размеров деталей и может вызвать высокие напряжения.

6.1. Тепловые напряжения

Если материал при колебаниях температуры лишен возможности свободно расширяться или сжиматься, то в нем возникают тепловые напряжения.

Различают торможение тепловых деформаций детали сопряженными деталями (торможение смежности) и торможение деформаций волокон детали смежными волокнами (торможение формы).

Торможение смежности. Примером торможения смежности является соединение деталей, имеющих при работе различную температуру или выполненных из материалов с неодинаковыми коэффициентами линейного расширения (рис. 6.1).

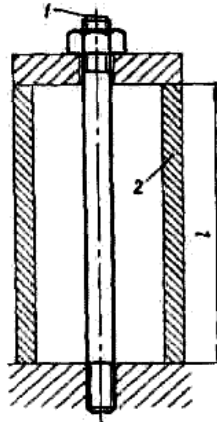


Рис. 6.1. Схема торможения смежности

Пусть болт 1 и втулка 2 (см. рис. 6.1) изготовлены из материалов с коэффициентами линейного расширения α_1 и α_2 и их температуры равны соответственно t_1 и t_2 . При нагреве от исходной температуры t_0 болт и втулка в свободном состоянии удлинились бы на величины $l\alpha_1\Delta t_1$ и $l\alpha_2\Delta t_2$, где $\Delta t_1 = t_1 - t_0$; $\Delta t_2 = t_2 - t_0$; l — длина соединения. В стянутой системе образуется *температурный натяг*:

$$f_t = l(\alpha_2\Delta t_2 - \alpha_1\Delta t_1)$$

или в относительных единицах

$$e_t = \alpha_2 \Delta t_2 - \alpha_1 \Delta t_1. \quad (6.1)$$

В соединении возникает *термическая сила* P_t , вызывающая, согласно закону Гука, относительное удлинение болта e_1 и укорочение втулки e_2 :

$$e_1 = \frac{P_t}{\lambda_1}; \quad e_2 = \frac{P_t}{\lambda_2},$$

где $\lambda_1 = E_1 F_1$ и $\lambda_2 = E_2 F_2$ – коэффициенты жесткости соответственно болта и втулки (F_1 и F_2 – сечения болта и втулки). Сумма относительных деформаций

$$e_t = e_1 + e_2 = \frac{P_t}{\lambda_1} + \frac{P_t}{\lambda_2},$$

откуда

$$P_t = \frac{e_t \lambda_1}{1 + \lambda_1 / \lambda_2}. \quad (6.2)$$

Примем, что температура стягивающей и стягиваемой деталей одинакова (как это обычно и бывает в машинах при установившемся тепловом режиме). Полагая $t_1 = t_2 = t$, получаем из формул (6.1) и (6.2)

$$P_t = t(\alpha_2 - \alpha_1) \frac{\lambda_1}{1 + \lambda_1 / \lambda_2}.$$

Возможны три случая:

1. $\alpha_2 > \alpha_1$ (стяжка деталей из алюминиевых, магниевых и медных сплавов стальными болтами и болтами из титановых сплавов). При нагреве в таких соединениях возникает натяг, пропорциональный произведению $t \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)$. При охлаждении до минусовых температур этот фактор становится отрицательным. Следовательно,

первоначальный сборочный натяг уменьшается, т. е. снижается несущая способность соединения.

2. $\alpha_1 > \alpha_2$ (стяжка стальных и чугунных деталей болтами из аустенитных сталей; стяжка деталей из титановых сплавов стальными болтами). В случае нагрева произведение $t \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)$ отрицательно, т. е. нагрузочная способность соединения снижается, а при охлаждении до минусовых температур положительно, т. е. первоначальный натяг увеличивается.

3. $\alpha_1 = \alpha_2$ (стяжка стальных и чугунных деталей стальными болтами; стяжка деталей из титановых сплавов титановыми болтами).

В этом случае $t \cdot (\alpha_2 - \alpha_1) = 0$, т. е. первоначальный натяг при нагреве и охлаждении не меняется.

Согласно формуле (6.2) напряжение растяжения в болте

$$\sigma_{t1} = \frac{P_t}{F_1} = \frac{E_1 e_t}{1 + \lambda_1 / \lambda_2}, \quad (6.3)$$

напряжение сжатия во втулке

$$\sigma_{t2} = \frac{P_t}{F_2} = \frac{E_2 e_t}{1 + \lambda_2 / \lambda_1}. \quad (6.4)$$

Отношение

$$\frac{\sigma_{t1}}{\sigma_{t2}} = \frac{E_1}{E_2} \frac{1 + \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1}}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}} = \frac{F_2}{F_1}$$

не зависит от модулей упругости материалов шпильки и втулки и определяется только соотношением сечений последних.

Анализ показывает, что термические напряжения в шпильках резко падают с увеличением λ_1 / λ_2 (жесткие шпильки, упругие корпуса). Напряжения в корпусах, наоборот, возрастают, но при обыч-

ных значениях $\lambda_1/\lambda_2 < 1$ и для обычных литейных материалов (чугун, легкие сплавы) значительно меньше, чем в шпильках.

На основании формул (6.3), (6.4) можно сделать следующие выводы:

- для уменьшения термических напряжений в шпильках корпус следует делать *упругим*, а шпильки – *жесткими*;
- для уменьшения термических напряжений в корпусе шпильки следует выполнять *упругими*, а корпус – *жестким*.

Прочность корпуса обычно не является определяющей для прочности стяжных соединений, поэтому для термически нагруженных соединений целесообразно придерживаться правила: *упругий корпус – жесткие шпильки*.

Прочность стяжных соединений помимо термических напряжений в значительной степени зависит от силы предварительной затяжки соединения и рабочих сил, действующих на соединение.

Из уравнения (6.2) следует, что возможны следующие способы уменьшения термической силы:

- уменьшение разности температур сопряженных деталей (например, охлаждением стягиваемой детали или увеличением температуры стягивающей детали);
- уменьшение разницы в значениях коэффициентов линейного расширения (соответствующим подбором материалов сопряженных деталей).

Если материалы стягивающей и стягиваемой деталей заданы, то термическую силу можно уменьшить введением между стягивающей и стягиваемой деталями промежуточных втулок, выполненных из материалов с малым коэффициентом линейного расширения, например инвара.

Действенным средством уменьшения термических напряжений является установка пружинных элементов на корпусах или, что конструктивно удобнее, на болтах.

Упругие элементы часто применяют для поглощения термических деформаций при установке на валу нескольких деталей, выполненных из сплавов с повышенным коэффициентом линейного расширения (например, роторов многоступенчатых аксиальных компрессоров). Для фиксации и затяжки таких деталей требуется значительная осевая сила. Поэтому упругие элементы в данном случае выполняют

в виде набора многочисленных прочных и относительно жестких элементов (рис. 6.2), в сумме дающих необходимую упругость.

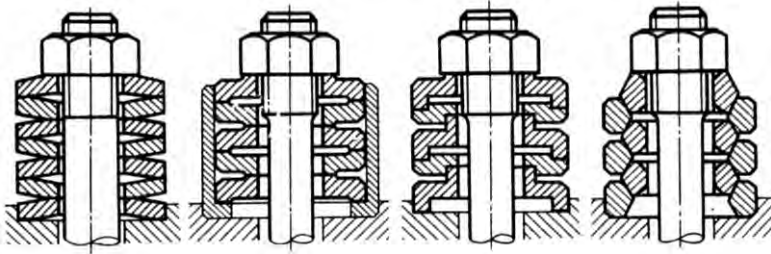


Рис. 6.2. Упругие элементы в системах силовой затяжки

Торможение формы. Тепловые напряжения, вызванные торможением формы, возникают при неравномерном нагреве детали, когда отдельные волокна материала лишены возможности по конфигурации детали расширяться в соответствии с законом тепловой деформации. В отличие от торможения смежности здесь напряжения возникают только при перепаде температур в теле детали (при стационарном тепловом потоке, когда тепло переходит от горячих участков к более холодным, или при неустановившемся тепловом потоке, например при тепловом ударе, когда волна тепла распространяется по телу детали).

Как общее правило, горячие участки детали с температурой, превышающей среднюю, испытывают напряжения сжатия, а более холодные – напряжения растяжения. Это же справедливо при минусовых температурах: менее холодные участки подвергаются сжатию, а более холодные – растяжению. Тело, имеющее во всех своих частях одинаковую температуру, термических напряжений не испытывает.

Плоские стенки. Представим себе плоскую стенку толщиной s (рис. 6.3, *a*), через которую в направлении, перпендикулярном ее плоскости, проходит равномерный тепловой поток. Пусть поверхность стенки, обращенная к источнику теплоты, имеет температуру t_1 а противоположная поверхность – t_2 , причем $t_1 > t_2$. Температура поперек стенки изменяется по прямолинейному закону.

Мысленно рассечем пластинку на ряд тонких параллельных слоев. Если бы все они имели возможность свободно расширяться под действием температуры, то слои с температурой выше средней

удлинились бы по сравнению со средним слоем, а слои с температурой ниже уменьшались, и пластинка приняла бы форму, изображенную на рис. 6.3, б.

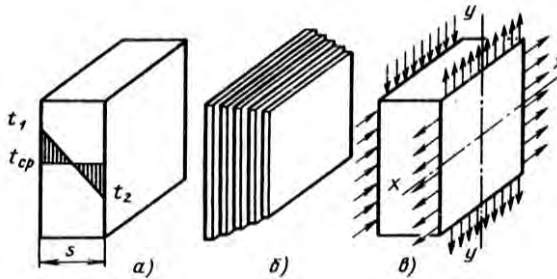


Рис. 6.3. К определению термических напряжений

Относительное удлинение крайнего, наиболее нагретого слоя:

$$\epsilon_1 = \alpha(t_1 - t_{\text{н0}}) = 0,5\alpha(t_1 - t_2),$$

относительное укорочение крайнего, наиболее холодного слоя:

$$\epsilon_2 = \alpha(t_{\text{н0}} - t_2) = 0,5\alpha(t_1 - t_2),$$

$$\epsilon_2 = \epsilon_1 = \epsilon_{\text{max}} = 0,5\alpha(t_1 - t_2). \quad (6.5)$$

Если пластинка сохраняет при нагреве плоскую форму, то все слои в силу совместности деформации должны иметь одинаковые размеры, равные размерам среднего слоя. В такой пластинке наиболее нагретые слои сжаты тормозящим действием смежных более холодных слоев, а наиболее холодные растянуты действием более горячих слоев (см. рис. 6.3, в), каждый по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Наибольшие напряжения возникают в крайних, поверхностных слоях.

При симметричном растяжении-сжатии (как в рассматриваемом случае)

$$\sigma = E\epsilon \frac{1}{1-\mu},$$

где μ – коэффициент Пуассона. Подставляя в это выражение величину e из уравнения (6.5), получаем максимальное значение напряжений в крайних слоях

$$\sigma_{\max} = \pm 0,5 E\alpha (t_1 - t_2) \frac{1}{1 - \mu}, \quad (6.6)$$

где знак плюс относится к растяжению, а минус – к сжатию. Напряжения поперек стенки изменяются, как и температура, по прямолинейному закону.

Перепад температур можно выразить через количество теплоты Q , проходящей через стенку в единицу времени на единицу поверхности:

$$Q = \frac{\lambda}{s} (t_1 - t_2), \quad (6.7)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·°С);
 s – толщина стенки, м.

Подставляя значение $t_1 - t_2$ из формулы (6.7) в уравнение (6.6), получаем:

$$\sigma_{\max} = 0,5 Q s \frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1 - \mu}.$$

Тепловая прочность материалов. Из формулы (6.6) следует, что максимальные термические напряжения при заданной интенсивности теплового потока Q пропорциональны толщине стенки s и фактору $\frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1 - \mu}$, характерному для каждого материала (табл. 6.1).

Фактор $\frac{1}{1 - \mu}$ для всех металлов близок к 1,5 (за исключением чугунов, для которых он равен 1,18).

Тепловая прочность, т. е. сопротивляемость материала действию термических напряжений характеризуется отношением предела текучести материала к фактору $\frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1 - \mu}$ (аналогичным запасу прочности):

$$n = \frac{\sigma_{0,2} \lambda (1 - \mu)}{E\alpha}.$$

Таблица 6.1

Материалы	$\sigma_{0,2} \cdot 10^{-1}$	$E \cdot 10^{-4}$	$\alpha \cdot 10^6$ 1/°C	λ , Вт/м·°C	μ	$\frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1-\mu} \cdot 10^3$	$n \cdot 10^3$
	МПа						
Стали: углеродистые легированные сверхпрочные	50	20	12	40	0,3	8,6	5,8
	150	21				9	16,6
	300	22				9,5	31,5
коррозионно- стойкие аусте- нитные	50	20	17	30		15,8	3,2
Чугуны серые	20	8	12	35	0,15	3,25	6,5
Сплавы Al: литейные деформируе- мые	15	7,2	24	150	0,33	1,7	8,7
	40						20,5
Сплавы Mg: литейные деформируе- мые	10	4,5	28	70	0,33	2,7	3,3
	20						6
Бронзы	50	11	19	70	0,33	4,5	11
Сплавы Ti	130	11,5	10	8	0,3	20	6,3

Приведенные в таблице величины справедливы при температурах примерно до 200 °С, когда показатели прочности, упругости, линейного расширения и теплопроводности обычных конструкционных материалов изменяются сравнительно мало. При переходе в область более высоких температур на первый план выступают жаропрочность, т. е. способность длительно выдерживать напряжения в условиях высоких температур, и жаростойкость, т. е. способность сопротивляться горячей коррозии. К жаропрочным материалам относятся стали, легированные Ni, W, Mo, Ti, Nb, сплавы на никелевой основе, титановые сплавы и др. В области высоких температур качественные соотношения между материалами становятся иными. С повышением температуры большинство рассмотренных выше материалов (например, стали обычного состава) теряют прочность; некоторые из них вообще не способны выдерживать высокие температуры (легкие сплавы). Титановые сплавы, которые в условиях умеренных температур имеют посредственную тепловую прочность, здесь выдвигаются на одно из первых мест.

Криволинейные стенки. Если пластинка свободно деформируется под действием перепада температур, то термические напряжения уменьшаются и при известных условиях могут практически исчезнуть; если пластинка достаточно тонка, сделана из материала с малым модулем упругости, она может изогнуться настолько, что наружные волокна ее удлинятся, а внутренние укоротятся на величину $\alpha(t_1 - t_2)$. Пластинка при этом изгибается по сферической поверхности. Если свободный изгиб возможен только в одном направлении, то пластинка изгибается по цилиндру.

Полюе цилиндрические детали. На практике встречаются случаи, когда при перепаде температур форма детали в силу ее конфигурации не меняется или меняется незначительно. Типичным примером является цилиндрическая труба большой длины. При одностороннем нагреве, например изнутри, труба, расширяясь в радиальном и осевом направлениях, сохраняет в целом цилиндрическую форму. Внутренние, наиболее нагретые слои стенки при этом испытывают напряжения сжатия, а наружные, более холодные – напряжения растяжения. Напряжения падают только на свободном торце трубы, где сдерживающее влияние кольцевых сечений ослабевает, вследствие чего труба воронкообразно расширяется. При нагреве снаружи картина обратная: наружные, более горячие слои подвергаются сжатию, внутренние – растяжению; свободные торцы трубы сходятся к центру. Если необходимо сохранить правильную цилиндрическую форму, то следует вводить на торцах кольцевые ребра жесткости.

Сложение тепловых и рабочих напряжений. Обычно термические напряжения сочетаются с напряжениями от внешних нагрузок. Сочетание может быть благоприятным, если сложение термических и рабочих напряжений уменьшает результирующие напряжения, и неблагоприятным, если оно увеличивает последние. Это зависит от соотношения термических и рабочих напряжений и закономерности их изменения поперек стенки.

Уменьшение тепловых напряжений. Способы снижения тепловых напряжений, вызываемых торможением формы, заключаются прежде всего в устранении первопричины – неравномерности температурного поля по сечению детали. Иногда этого удастся достичь рациональным охлаждением детали.

Если перепад температур неустраим по функциональному назначению детали (трубы теплообменных аппаратов), то выгодно применять материалы с благоприятным сочетанием прочности, теплопроводности и теплового расширения. Например, трубы из ситаллов с нулевым коэффициентом линейного расширения совершенно не подвержены термическим напряжениям.

Термические напряжения можно снизить введением тепловых буферов, т. е. увеличением податливости участков детали с температурой, отличающейся от температуры смежных участков.

Температурные швы. В некоторых случаях удается без ущерба для функционального назначения детали полностью или почти полностью устранить торможение формы как первоисточника термических напряжений. Примером могут служить температурные швы – радиальные прорезы, проделываемые в кольцевых охлаждающих ребрах (рис. 6.4, а). Во избежание нарушения правильной цилиндрической формы прорезы располагают в шахматном порядке или по спирали (рис. 6.4, б и в).

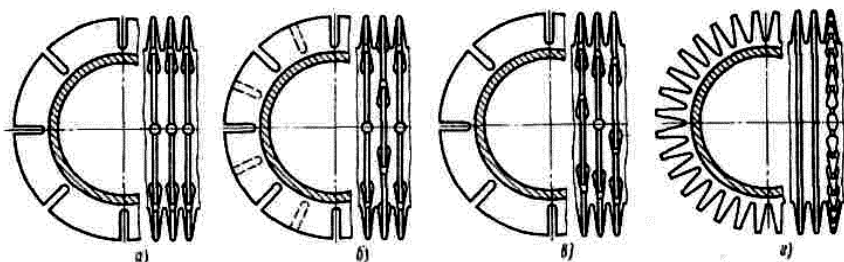


Рис. 6.4. Температурные швы

Температурные швы незначительно ухудшают теплоотсеивание ребер. Если прорезы расположить настолько часто, чтобы кольцевые ребра превратить в отдельные столбики (рис. 6.4, з) (игольчатая поверхность охлаждения), то оребрение будет совершенно свободным от термических напряжений. Потеря охлаждающей поверхности на участках расположения вырезов компенсируется образованием новых охлаждающих поверхностей на торцах вырезов. Компенсация может быть полной, если ширина прорезей равна толщине ребра. Кроме того, теплоотсеивание улучшается вследствие повышения турбулентности воздушного потока в ребрах. Масса оребрения зна-

чительно меньше, чем при кольцевых ребрах (приблизительно вдвое, если ширина прорезей равна ширине охлаждающих игл).

6.2. Тепловые деформации

В узлах, состоящих из деталей, имеющих различную рабочую температуру или изготовленных из материалов с разными коэффициентами линейного расширения, тепловые деформации могут существенно влиять на взаимное расположение деталей. В частности, при нагреве в соединениях возникают термические зазоры или натяги, которые необходимо учитывать при назначении сборочных (холодных) зазоров.

Расположение фиксирующих баз. Фиксирующие базы следует выбирать с таким расчетом, чтобы при всех возможных температурных изменениях размеров системы точность расположения деталей не нарушалась или нарушалась бы в наименьшей мере.

В узле конической передачи, установленной в корпусе из легкого сплава (рис. 6.5, *а*), фиксирующий подшипник 1 расположен на значительном расстоянии L от центра зацепления зубчатых колес. Удлинение корпуса при нагреве вызывает смещение малого колеса передачи в направлении, указанном стрелкой. Большое колесо перемещается в том же направлении, но на меньшую величину (вследствие меньшего значения коэффициента линейного расширения стального вала). В результате зазор в зацеплении уменьшается. При известных соотношениях зубчатые колеса могут начать работать враспор.

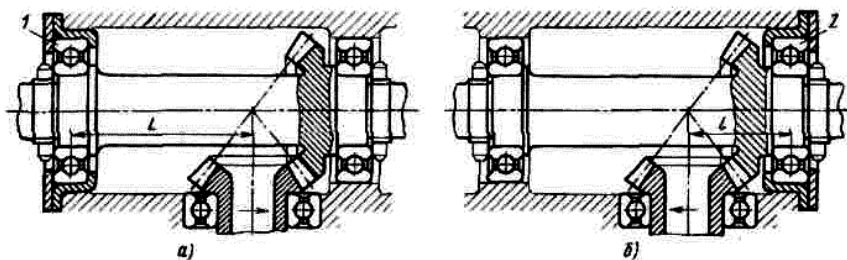


Рис. 6.5. Фиксация вала конической передачи

В правильной конструкции (рис. 6.5, *б*) фиксирующим является задний подшипник 2, расположенный на сравнительно малом рас-

стоянии / от центра зацепления. Смещения колес относительно друг друга при нагреве здесь гораздо меньше; кроме того, зазор в зацеплении с нагревом увеличивается, а не уменьшается, как в предыдущем случае.

Обеспечение свободы температурным перемещениям. Следует избегать осевой фиксации деталей в двух точках. При наличии температурных деформаций в случае такой фиксации могут появиться термические напряжения, вызванные торможением смежности.

Примером ошибочной установки является фиксация вала в двух подшипниках качения одновременно (рис. 6.6, а). Если корпус подшипников выполнен из материала с иным коэффициентом линейного расширения, чем вал, а также если вал и корпус имеют различные рабочие температуры, то в узле возникает зазор или натяг. Последний может привести к зацемлению подшипников. Неизбежные погрешности выполнения осевых размеров соединения, в свою очередь, могут вызвать появление зазоров или натягов. Вал следует фиксировать в одном подшипнике (рис. 6.6, б). Второй подшипник должен быть плавающим, т. е. иметь свободу перемещения в осевом направлении.

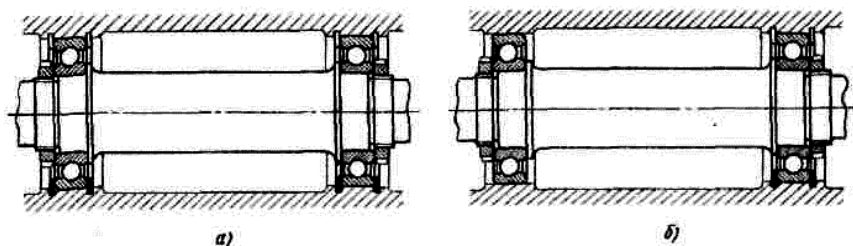


Рис. 6.6. Фиксация подшипников качения

В соединениях трубопроводов, несущих горячие жидкости или газы, необходимо предусматривать компенсаторы тепловых расширений, предотвращающие возникновение термических сил и деформацию трубопроводов.

7. Конструирование узлов и деталей

7.1. Унификация конструктивных элементов

Элементы, выявляющиеся в процессе компонования, следует многократно использовать для всей конструкции, осредняя расчетные параметры и добиваясь максимального сокращения их номенклатуры.

Унификации в первую очередь подлежат посадочные соединения (по номинальным размерам, типу посадок и качеству), резьбы (по диаметру, шагу и качеству), шлицевые и шпоночные соединения, крепежные детали и т. д. Целесообразно сокращать номенклатуру материалов, виды отделочных операций, гальванических покрытий, типы сварки, форму сварных швов и др.

На рис. 7.1, *a–в* приведен пример компонования вала с насадной деталью, опертой в бронзовой втулке. В конструкции *a* выбор посадочных диаметров не продуман. Правильно назначен основной посадочный размер (диаметр опорной шейки) из числа нормальных ($\varnothing 50$). Далее допущены ошибки. С целью уменьшения расхода бронзы конструктор принимает толщину стенок втулки равной 3,5 мм, вследствие чего получается нестандартный размер наружного диаметра втулки ($\varnothing 57$). Стремясь увеличить прочность вала в насадном соединении, конструктор уменьшает диаметр вала по отношению к диаметру шейки на 2 мм на сторону, в результате чего получается нестандартный диаметр $\varnothing 46$, который приводит к размеру резьбы М45 под затяжную гайку.

В компоновке на основе нормальных размеров (конструкция *б*) наружный диаметр втулки 60 мм, диаметр насадного соединения 45 мм. Отсюда следует размер резьбы М42. Однако стандартизация размеров в данном случае приводит к некоторому снижению прочности вала и увеличению массы бронзовой втулки. В более рациональной конструкции *в* диаметр шейки 55 мм, наружный диаметр втулки 60 мм, диаметр насадного соединения 50 мм.

В конструкции *г* допущен значительный разнобой в размерах посадочных диаметров, резьб, шпонок и модулей зуба. В рациональной конструкции *д* сокращено число посадочных размеров, унифицированы шпонки и модули зубьев ($m = 4$). Необходимая прочность зуба малых зубчатых колес достигнута увеличением их

длины. В результате унификации номенклатура элементов сокращена с 16 до 7 наименований.

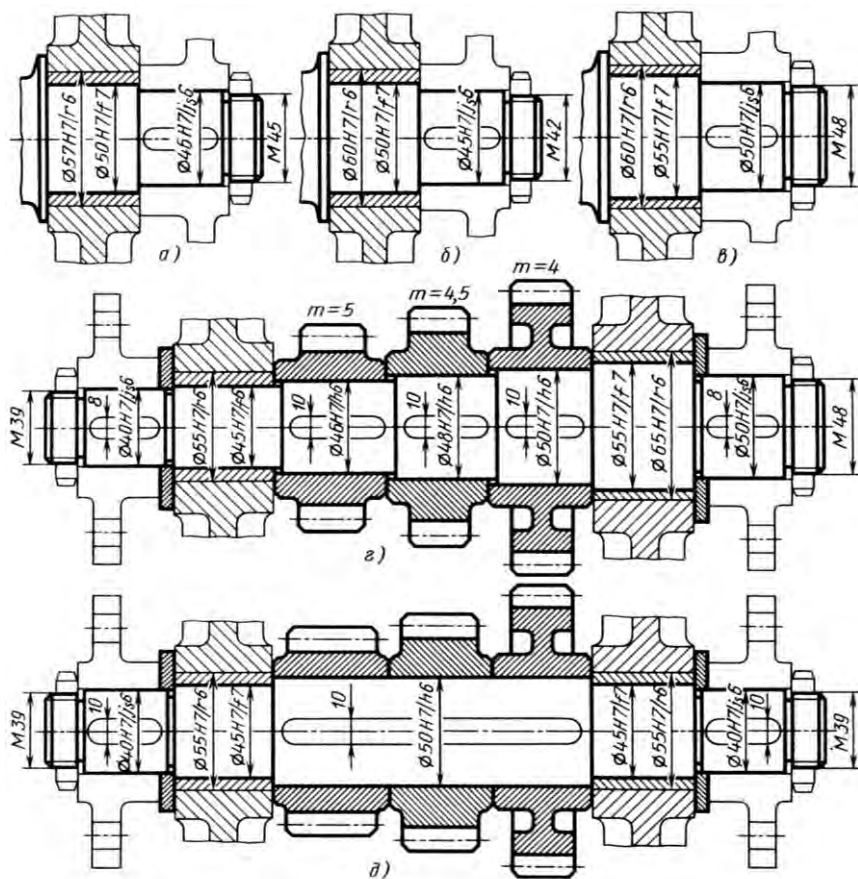


Рис. 7.1. Унификация элементов конструкции

В качестве примера унификации размеров под ключ приведем узел регулирования редукционного клапана (рис. 7.2). В конструкции *а* применены три размера (1–3), в унифицированной конструкции *б* – один размер (4).

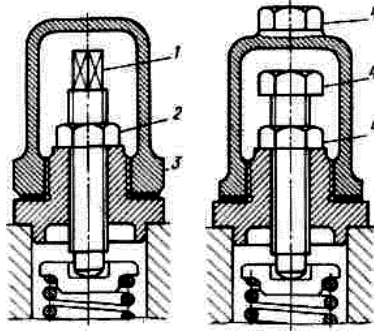


Рис. 7.2. Унификация размеров под ключ

7.2. Унификация деталей

Следует добиваться максимальной унификации оригинальных деталей. Особенно это важно для трудоемких и многократно повторяющихся деталей.

Конвейерная цепь (рис. 7.3, *а*) составлена из звеньев двух типов. В рациональной конструкции *б* звенья унифицированы. Стяжной хомут (*в*) состоит из двух трудоемких деталей. Соединение промежуточной серьгой (*г*) позволяет сделать половины хомута одинаковыми.

На рис. 7.3, *д* и *е* приведен пример унификации штамповок в узле составного шкива, на рис. 7.3, *ж* и *з* – в конструкции цилиндрического штампованного резервуара.

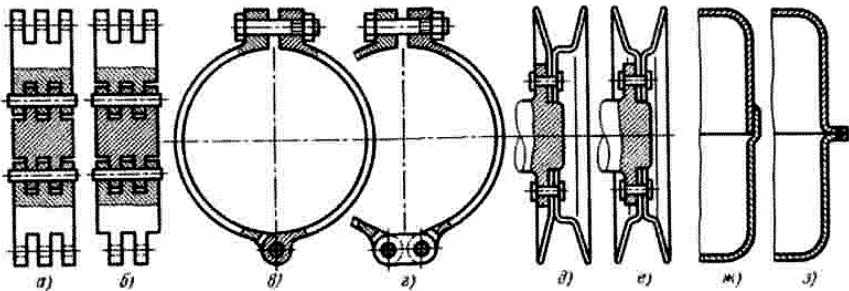


Рис. 7.3. Унификация деталей

Нередко унификация достигается лишь в результате целенаправленной проработки, требующей оригинальных решений.

7.3. Принцип агрегатности

Целесообразно конструировать узлы в виде независимых агрегатов, отдельно собираемых, регулируемых, подвергаемых обкатке, контрольным испытаниям и устанавливаемых в отработанном виде на машину. Последовательно проведенное агрегатирование позволяет осуществить параллельную и независимую сборку узлов машины, упрощает монтаж, ускоряет доводку опытных образцов, облегчает использование на новых машинах отработанных и проверенных в эксплуатации конструкций и упрощает ремонт, позволяя комплектно заменить износившиеся узлы новыми. Агрегатирование иногда усложняет конструкцию, но в конечном счете всегда дает большой выигрыш в общей стоимости изготовления машин, надежности и удобстве эксплуатации.

Примеры агрегатирования мелких узлов приведены на рис. 7.4.

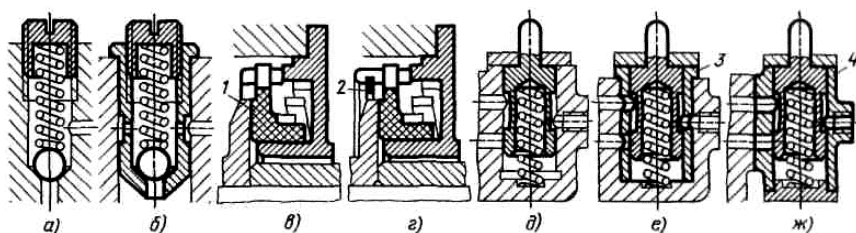


Рис. 7.4. Агрегатирование

В конструкции *a* редукционный клапан установлен непосредственно в корпусе. Установка клапана в отдельной втулке (конструкция *б*) делает узел агрегатным. Конструкция *в* торцового уплотнения неудовлетворительна. При демонтаже уплотняющий диск *1* под действием пружины сходит с направляющей и пазов, фиксирующих его от вращения, и узел распадается. Неудобен и монтаж уплотнения. Введение кольцевого стопора *2* (конструкция *з*) придает узлу агрегатность.

Конструкция *д* узла установки распределительного золотника в станине ошибочна. Точное отверстие под золотник выполнено непосредственно в отливке станины. На участке расположения золотника, в месте скопления материала могут возникнуть раковины и пористость, делающие уплотнение золотника невозможным. Износ отверстия в эксплуатации можно исправить только установкой ремонтных гильз.

В улучшенной конструкции *e* золотник установлен в промежуточной втулке *3*, выполненной из качественного материала с повышенной износостойкостью. В наиболее правильной конструкции *ж* золотник установлен в отдельном корпусе *4*, соединяемом со станиной по привалочной поверхности.

7.4. Устранение подгонки

Необходимо избегать установки и подгонки узлов и деталей по месту. Подгонка, особенно сопровождаемая операциями слесарной или станочной обработки, снижает производительность сборки и лишает конструкцию взаимозаменяемости.

Конструкция зубчатой передачи (рис. 7.5, *a*) неудовлетворительна. Опоры зубчатых колес зафиксированы на корпусе болтами. Сборщик вынужден регулировать положение опор так, чтобы добиться правильного зацепления колес. При разборке регулировка сбивается, и в дальнейшем операцию подгонки приходится проделывать снова. Положение опор можно зафиксировать контрольными штифтами (*б*), но это требует дополнительных механических операций при сборке.

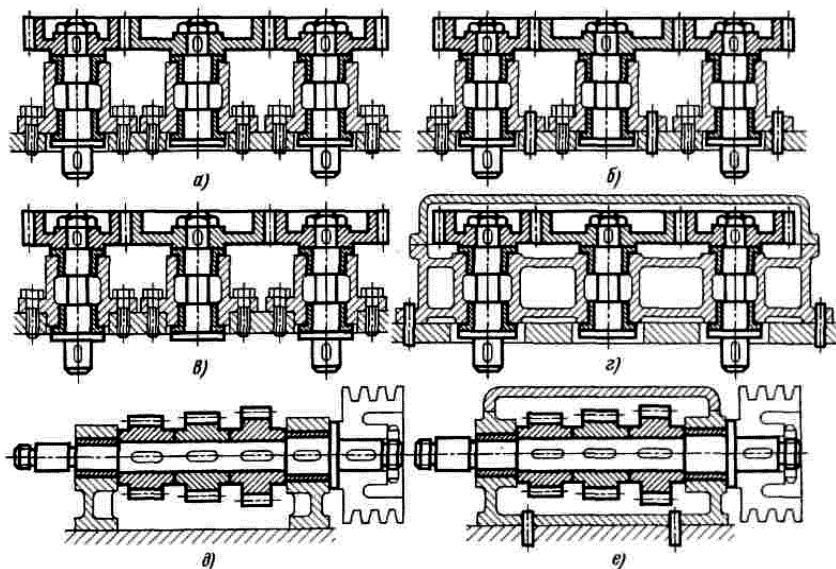


Рис. 7.5. Устранение подгонки при сборке

В правильной конструкции *в* опоры центрированы по отверстиям, взаимное расположение которых выдерживается с необходимой точностью при механической обработке корпуса. В наиболее целесообразной конструкции *г* зубчатые колеса заключены в общий корпус, что обеспечивает полную агрегатность и создает наилучшие условия для работы колес.

На рис. 7.5, *д* и *е* показаны неправильная и правильная конструкции узла установки зубчатого перебора с клиноременным приводом.

7.5. Устранение и уменьшение изгиба

Во всех случаях, когда допускает конструкция, изгиб следует заменять более выгодными видами деформации – растяжением, сжатием или сдвигом. Целесообразно применение стержневых или близких к ним систем, элементы которых работают преимущественно на растяжение-сжатие. Если изгибное нагружение неизбежно, то следует уменьшать плечо изгибающих сил и увеличивать моменты сопротивления на опасных участках. Особенно это важно при консольном нагружении, наиболее невыгодном по прочности и жесткости.

Конструкция *1* (рис. 7.6) привода роликового толкателя ошибочна. Направляющая втулка толкателя, выполненная в виде консоли, подвергается сильному изгибу действием приводного кулачка. Крепление конца втулки в станине (конструкция *2*) устраняет изгиб.

На рис. 7.6 приведен пример последовательного упрочнения сварного соединения проушины с трубой. Конструкция *3* нерациональна. Вылет проушины чрезмерно велик; соединение работает на изгиб. Протяженность сварного шва недостаточна; в его крайних верхних точках при изгибе возникают высокие растягивающие напряжения. В усиленной конструкции *4* проушина удлинена по направлению действия силы и подвергается преимущественно растяжению, а сварной шов – преимущественно сдвигу. В еще более прочной конструкции *5* проушина врезана в трубу.

Ниже рассмотрены приемы последовательного упрочнения фланцевого соединения, нагруженного растягивающими силами. Конструкция *6* нерациональна вследствие большого вылета крепежных болтов относительно стенок соединяемых деталей. Уменьшение вылета до предела, допускаемого условием размещения головок болта, а также условиями обработки опорных поверхностей под головки (конструкция *7*), снижает изгибающий момент. Дальнейшего упроч-

нения можно достичь введением ребер (конструкция 8, 9) и приближением стенок к оси болтов путем гофрирования стенок (конструкция 10) или расположения болтов в нишах (конструкция 11).

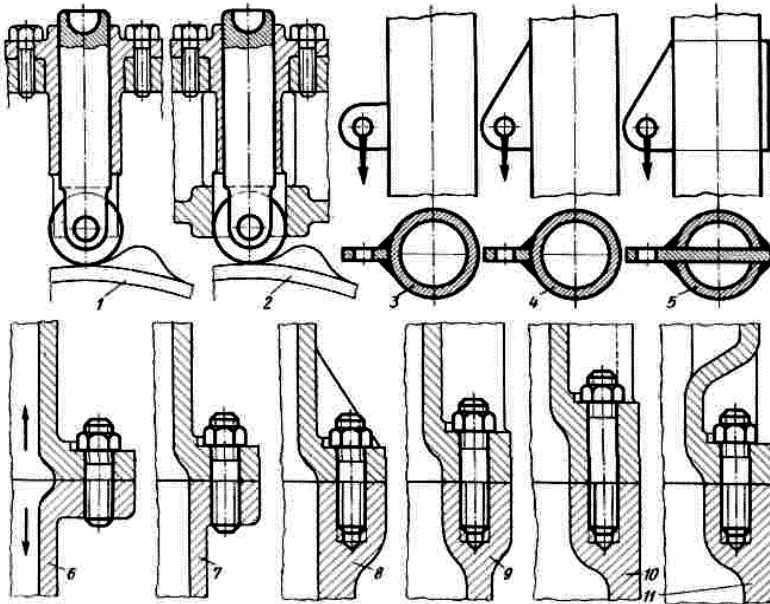


Рис. 7.6. Устранение изгиба

7.6. Устранение деформаций при затяжке

Следует устранять возможность деформации частей конструкции при затяжке (рис. 7.7, 1). Шпильки и болты, проходящие через полые детали, нужно заключать в жесткие колонки (конструкция 2). В отдельных случаях можно ограничиться подкреплением стягиваемых стенок ребрами t (конструкция 3), расположенными в непосредственной близости к крепежной детали.

Крепление крышки подшипника (конструкция 4) ошибочно. Затяжка болтов вызывает деформацию крышки, сопровождающуюся нарушением правильной цилиндрической формы подшипника. Кроме того, в болтах возникают напряжения изгиба. В конструкции 5 крышка освобождена от действия сил затяжки.

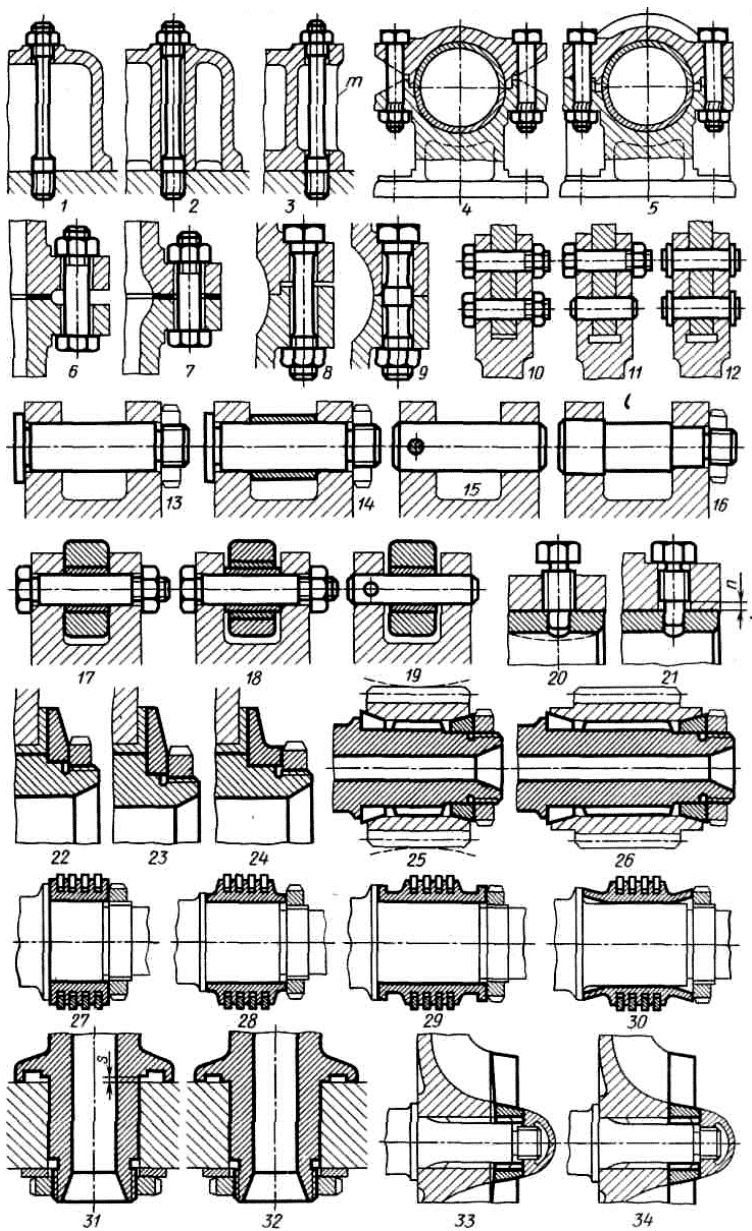


Рис. 7.7. Устранение деформации при затяжке

На рис. 7.7 показаны неправильная 6 и правильная 7 конструкции фланцев. Узел 8 крепления крышки шатуна является неправильным, а 9 – правильным.

Крепление тяги в вилке (конструкция 10) требует точной обработки или притирки поверхностей обеих деталей. В противном случае неизбежен или распор вилки тягой, или прогиб щек при затяжке болтов. В улучшенной конструкции 11 нижний болт заменен призонным пальцем, испытывающим сдвиг и смятие. Щеки изгибаются (при наличии зазора в соединении) только в результате затяжки верхнего болта, которая вызывает меньшие напряжения, чем в конструкции 10. В конструкции 12 детали соединены призонными пальцами, зафиксированными в осевом направлении стопорными кольцами, и не испытывают изгиба. Однако соединение лишено преимущества затяжки.

По суммарным показателям прочности и жесткости лучшей является конструкция 11.

При креплении оси в вилке (конструкция 13) в щеках вилки возникает изгиб. Подкрепление щек распорной втулкой (конструкция 14) заставляет точно выдерживать длину втулок и ширину пролета между щеками, что усложняет изготовление. Крепление оси в одной из щек штифтом (конструкция 15) освобождает узел от внутренних напряжений, но лишает его жесткости. Наиболее правильно затягивать палец только в одной щеке (конструкция 16). Жесткость увеличивается по сравнению с конструкцией 15, хотя и уступает жесткости конструкции 14.

При установке ролика в вилке (конструкция 17) затяжка оси вызывает смыкание проушин вилки до упора в торцы ролика, в результате чего ролик теряет подвижность. Введение дистанционной втулки (конструкция 18) исправляет положение, но усложняет изготовление. Наиболее целесообразно крепить ось штифтом в одной из проушин (конструкция 19). Свободу вращения ролика обеспечивают, предусматривая осевой зазор между роликом и проушинами.

Фиксация втулки 20 подшипника является ошибочной. Стопорный винт заворачивается до упора во втулку, вследствие чего последняя деформируется (штриховая линия). В правильной конструкции 21 винт упирается головкой в корпус подшипника: между резьбой и наружной поверхностью втулки оставлен зазор *л*.

Затяжка упорной шайбы 22, нагруженной по торцу подшипника скольжения, является неправильной. Высота заплечика вала недо-

статочна; при затяжке возникает сила P , деформирующая шайбу. Для сохранения плоской формы шайбы следует увеличить высоту заплечика и уменьшить диаметр гайки (конструкция 23) или при- дать шайбе жесткий воротник (конструкция 24).

В узле установки зубчатого колеса на центрирующих конусах (конструкция 25) ошибка заключается в том, что конусы расположены под зубьями; при затяжке зубья деформируются (штриховые линии). В правильной конструкции 26 конусы вынесены за пределы зубчатого венца.

Конструкция 27 уплотнения с разрезными пружинными кольцами ошибочна. При затяжке гребешки корпуса деформируются, и кольца теряют подвижность. Конструкции 28–30 исключают за- щемление колец.

В отдельных случаях создают незначительную деформацию с целью увеличения жесткости и устойчивости крепления. Например, при креплении колонны в станине (конструкция 31) между фланцем колонны и опорной поверхностью оставляют зазор s , выбираемый при затяжке (конструкция 32). Зазор устанавливают расчетом или экспериментально так, чтобы напряжения во фланце не превышали допустимых значений.

В узле 33 крепления направляющего лопаточного аппарата к крыльчатке центробежного насоса торцы лопаток обработаны на конус и при затяжке плотно смыкаются с лопатками крыльчатки 34, что предотвращает вибрации лопаток при работе.

7.7. Компактность конструкции

Одним из признаков рациональной конструкции является компактность. Целесообразное использование объема уменьшает размеры, массу и металлоемкость.

Уменьшения осевых размеров можно иногда достичь разностой конструкции в радиальном направлении. В узле торцового уплотнения (рис. 7.8, 1), втулка t которого прижимается пружиной к уплотняющему диску n , расположение пружины снаружи втулки (конструкция 2) делает узел более компактным без нарушения параметров, определяющих его работоспособность.

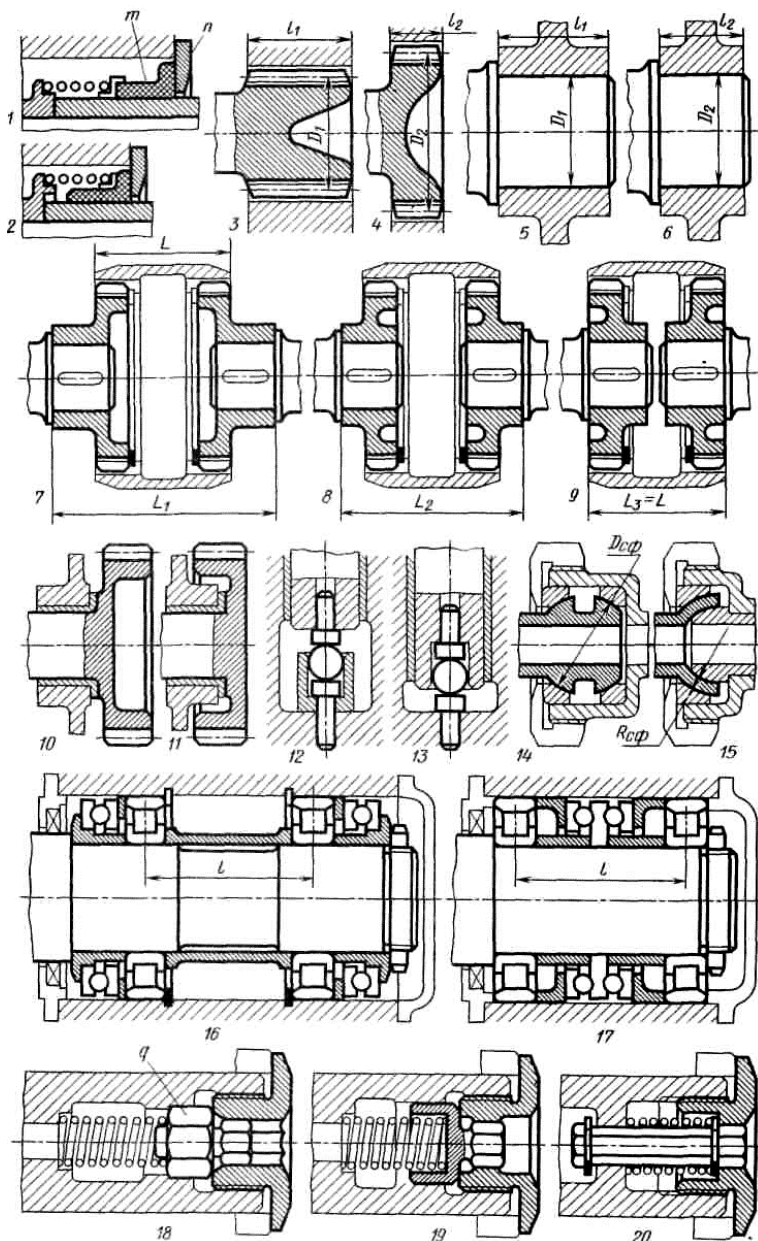


Рис. 7.8. Уменьшение габаритных размеров

В шлицевых, конусных и других соединениях, несущая способность которых пропорциональна квадрату диаметра, при одинаковой нагружаемости длина соединения подчиняется соотношению $l_1/l_2 = (D_2/D_1)^2$. Значительного сокращения осевых размеров можно достичь сравнительно малым увеличением диаметра (конструкции 3, 4 и 5, 6).

Для размещения конструктивных элементов следует использовать свободные полости. В компенсирующей шлицевой муфте 7 с заданной длиной L промежуточной втулки можно сократить габариты путем частичного (конструкция 8) или полного (конструкция 9) ввода ступиц приводных дисков в полость втулки. При размерах, показанных на рисунке, длина соединений сокращается в отношении $L_1 : L_2 : L_3 = 1 : 0,8 : 0,6$.

В узле установки зубчатого колеса 10 сокращение длины достигнуто расположением ступицы подшипника под венцом колеса (конструкция 11). Конструкцию шарикового подпятника 12 можно сделать компактной, спрятав узел подпятника в полости вала (конструкция 13).

Размеры шарнирного соединения трубопроводов 14 сокращены путем замены одной из наружных сферических поверхностей внутренней сферической поверхностью (конструкция 15).

В узле 16 концевой установки вала, нагруженного радиальной и осевой силой переменного направления, осевую нагрузку воспринимают два однорядных упорных подшипника. Конструкция громоздкая. Фиксация вала в продольном направлении неточная: упорные подшипники, расположенные на значительном расстоянии один от другого, должны быть установлены с осевым зазором, компенсирующим тепловые деформации системы; в установке неизбежен осевой зазор.

В конструкции 17 осевую нагрузку воспринимает двухрядный упорный подшипник, расположенный между радиальными опорами. При том же расстоянии L между опорами размеры узла сокращены примерно в 1,5 раза. Осевой зазор становится минимальным. При сохранении тех же размеров, что и в конструкции 16, можно увеличить разность радиальных опор в 1,5 раза с выгодой для устойчивости вала.

В исходной конструкции 18 гайка законтрена подпружиненным стопором q с двумя шестигранниками, из которых больший скользит в шестигранном отверстии вала, а меньший входит в шестигранное отверстие гайки. Осевые размеры узла неоправданно велики. Для отвертывания гайки необходимо предварительно утопить стопор до вывода малого шестигранника из зацепления с гайкой; неопытный сборщик может попытаться отвертывать гайку без предварительного освобождения стопора. При отвертывании стопор, ничем не зафиксированный в осевом направлении, выпадает из отверстия вала.

В конструкции 19 осевые размеры уменьшены путем размещения пружины в шестиграннике стопора. Длина внутреннего шестигранника гайки сокращена, что исключает возможность отворачивания гайки без предварительного освобождения стопора.

В наиболее рациональной конструкции 20 стопор выполнен из шестигранного прутка. Шестигранные отверстия в валу и гайке обрабатываются одной протяжкой (в предыдущих конструкциях требовались две протяжки). Благодаря установке пружины снаружи стопора осевые размеры узла сокращены в 1,5 раза по сравнению с исходной конструкцией. Стопор зафиксирован в осевом направлении пружинным кольцом и не выпадает из отверстия после отвертывания гайки. Отвернуть гайку можно лишь после освобождения стопора.

На рис. 7.9, *a* показан узел конической передачи с обычной консольной установкой зубчатого колеса. В конструкции *б* применена двухопорная установка. Один конец вала ведущего колеса установлен в стенке корпуса, другой – в отъемной крышке 1 с окном на участке зацепления зубьев. Габариты передачи существенно сокращены, устойчивость колес улучшена.

При переносе зубчатого колеса на другую сторону ведомого вала (конструкция *в*) осевые размеры передачи сокращаются почти в 2 раза по сравнению с исходной конструкцией.

Редуктор с конической передачей обычной схемы (*г*) отличается большими размерами. Объем корпуса рационально использован в конструкции *д*, где подшипники большого конического колеса и один из подшипников малого колеса установлены в приливе внутри.

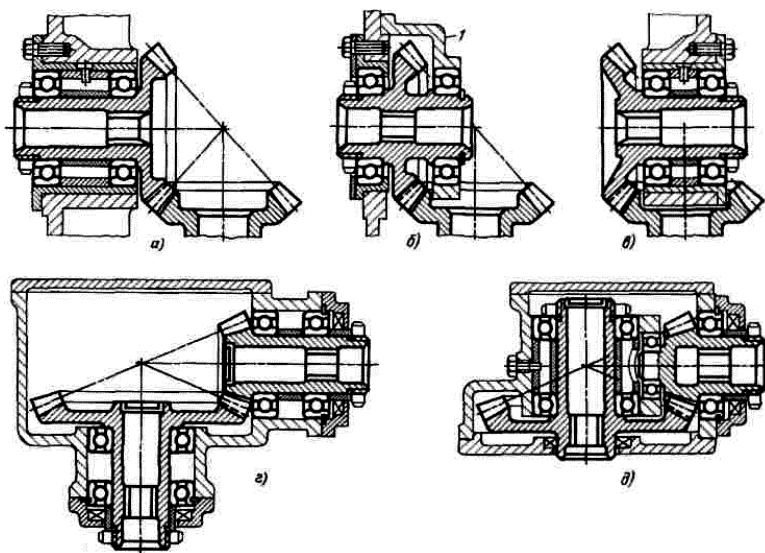


Рис. 7.9. Уменьшение габаритных размеров конической передачи

7.8. Принцип самоустанавливаемости

В подвижных соединениях, где возможны перекосы и смещения деталей, необходимо предусматривать свободу самоустанавливаемости, обеспечивающую правильную работу деталей при всех возможных неточностях изготовления и монтажа.

В подпятнике с жесткой установкой опорной шайбы в корпусе (рис. 7.10, 1) пята работает по шайбе краями вследствие неизбежных в системе перекосов. В конструкции 2 шайба установлена на сферической опоре, что обеспечивает контакт по всей поверхности трения. Кроме того, шарнирная установка допускает образование клинового зазора, обеспечивающего гидродинамическую смазку.

Принцип самоустанавливаемости широко применяют в конструкции опор валов, подверженных изгибу и перекосам. Самоустанавливаемость особенно необходима в случае подшипников скольжения с большим отношением длины к диаметру. При жесткой установке 3 изгиб и перекося вала вызывают повышенные кро�очные давления, резко ухудшающие условия работы подшипника. Для придания самоустанавливаемости подшипники устанавливают на сферических опорах 4 и 5.

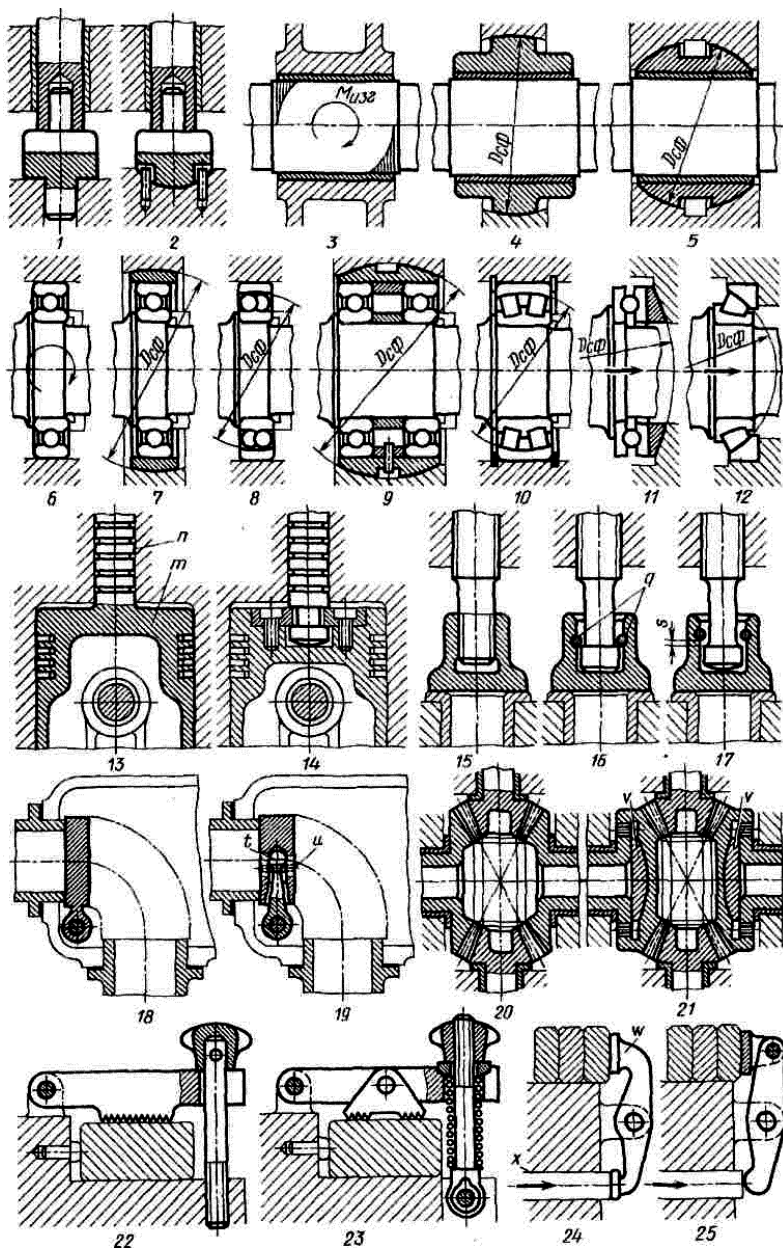


Рис. 7.10. Обеспечение самоустанавливаемости

В шариковых радиальных подшипниках *б* изгиб вала вызывает перекос подшипника и одностороннюю нагрузку шариков, иногда намного превышающую номинальную нагрузку. Это устранимо заключением подшипника в сферическую обойму *7* или применением двухрядных сферических подшипников *8*.

Сферические двухрядные подшипники обладают пониженной нагрузаемостью по сравнению с однорядными радиальными вследствие неблагоприятной для контактной прочности формы наружных беговых дорожек и не приспособлены для восприятия значительных осевых сил. Поэтому в узлах, воспринимающих повышенную осевую нагрузку, предпочтительнее применять однорядные подшипники *9* на сферических опорах или двухрядные самоустанавливающие подшипники *10* с бочкообразными роликами. Несущую способность упорных подшипников *11* повышают установкой их на сферических шайбах. Высокой нагрузаемостью отличаются самоустанавливающиеся сфероконические подшипники *12* с бочкообразными роликами.

Другой пример – двухступенчатый поршень воздушного компрессора *13*. Поршень *т* перемещается в цилиндре низкого давления, скалка *п* скользит в цилиндре высокого давления (воздушные коммуникации на рисунке не показаны). Недостаток конструкции состоит в том, что поршень и скалка выполнены как одно целое. Требуется соблюдение точной соосности рабочих поверхностей: во-первых, поршня и скалки, во-вторых, отверстий цилиндров высокого и низкого давлений. Так как зазор между скалкой и стенками цилиндра высокого давления гораздо меньше, чем зазор между поршнем и стенками цилиндра низкого давления, поперечные силы привода воспринимаются преимущественно скалкой, которая в этой конструкции подвергается усиленному износу.

В целесообразной конструкции *14* скалка может несколько перекашиваться и смещаться относительно оси поршня. Нагрузку привода воспринимает поршень; скалка разгружена от поперечных сил. Требование строгой соосности отверстий цилиндров низкого и высокого давлений отпадает.

Конструкция *15* тарельчатого клапана, в которой тарелка жестко закреплена на хвостовике шпинделя, не обеспечивает беззазорной посадки клапана на седло вследствие неизбежного отклонения от перпендикулярности посадочной плоскости относительно оси шпин-

деля. Другая ошибка заключается в том, что тарелка при посадке вращается вместе со шпинделем относительно седла. Последняя ошибка исправлена в конструкции 16, где тарелка зафиксирована на хвостовике шпинделя двумя поперечными штифтами q . При закрытии клапана шпиндель проворачивается относительно тарелки. Однако беззазорная посадка клапана не обеспечена.

В наиболее целесообразной конструкции 17 торец шпинделя выполнен по сфере, благодаря чему тарелка клапана свободно самоустанавливается и плотно садится на седло при всех возможных неточностях изготовления. Для обеспечения самоустановки фиксирующие штифты посажены с зазором s относительно заплечика хвостовика шпинделя.

В перекидной заслонке 18, закрывающей попеременно два взаимно перпендикулярных трубопровода, обеспечить плотное прилегание заслонки к седлам практически невозможно, особенно ввиду того, что трубопроводы установлены на мягких прокладках и их положение при переборках может значительно изменяться. В правильной конструкции 19 заслонка установлена на сферическом шарнире t , зафиксирована на рычаге в продольном направлении поперечными штифтами u и застрахована от вращения вокруг оси стержня фиксирующими штифтами в лунках стержня.

В многопоточных конических передачах 20 очень трудно обеспечить равномерную нагрузку зубьев, т. к. регулировка одной пары зубчатых колес вызывает разрегулировку остальных пар. В тяжело нагруженных передачах вводят упругие элементы, обеспечивающие приблизительно одинаковую нагрузку на зубья, независимо от неточностей изготовления и монтажа шестерен.

В конструкции 21 колеса соединены с валами шлицевыми венцами с увеличенными радиальными и окружными зазорами и оперты на плавающие сферические шайбы v . Перемещение колес в радиальном направлении и их поворот вокруг центров сфер обеспечивают выравнивание нагрузок на зубья. Для сохранения правильности зацепления необходимо, чтобы поверхность сфер на участке расположения зубьев приблизительно следовала форме начального конуса шестерен.

В зажимном приспособлении 22 силу зажима воспринимает практически одна точка рифленой поверхности. Резьба зажимного болта подвергается изгибу.

Конструкция 23 освобождена во всех звеньях от перекосов. Изгиб болта предотвращен затяжкой гайки на сферическую шайбу. Установка болта на шарнире придает механизму дополнительное преимущество быстроты действия. Для удобства манипулирования введена пружина, предупреждающая спадение шайбы при откидывании болта.

Приспособление 24 предназначено для зажима пакета заготовок с помощью рычага W , приводимого штоком x гидравлического цилиндра. Вследствие колебаний размеров заготовок неизбежен зажим в одной точке; при зажиме нижним краем упорной поверхности рычага (увеличенные осевые размеры пакета) возможно выворачивание заготовок. Установка упорного элемента на шарнире обеспечивает правильный зажим (конструкция 25).

7.9. Бомбинирование

Поверхности, работающие под нагрузкой в условиях линейного или плоскостного контакта, целесообразно выполнять слегка выпуклыми, что обеспечивает центральное приложение нагрузки и устраняет повышенные кромочные давления, возникающие из-за неточностей изготовления и монтажа. Этот прием, называемый бомбинированием, широко применяют для деталей, работающих под высокой нагрузкой в условиях качения или скольжения.

Необходимую степень выпуклости определяют по упругой деформации поверхности под нагрузкой с учетом возможных в системе перекосов или чаще экспериментально. Изготавливают несколько пробных деталей с различной степенью выпуклости, испытывают их под рабочей нагрузкой и по следам износа выбирают выпуклость, обеспечивающую наиболее благоприятное распределение нагрузки по поверхности. Обычно стрела выпуклости составляет несколько сотых миллиметра.

На рис. 7.11 показан кулачковый привод цилиндрического толкателя. Острые кромки на поверхностях контакта (a) недопустимы. По меньшей мере необходимо округление торцов (b). В конструкции b кулачок бомбинирован. Технологически проще придать выпуклую форму рабочей поверхности толкателя (c). В конструкции d бомбинирована направляющая поверхность толкателя. При внецентренном нагружении толкатель в известных пределах самоустанав-

ливается с сохранением более или менее равномерного контакта на рабочих поверхностях. Другой способ обеспечения самоустанавливаемости заключается в придании направляющей поверхности толкателя небольшой конусности (e).

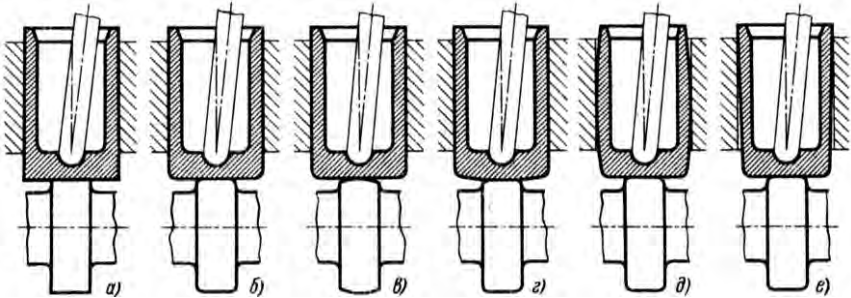


Рис. 7.11. Обеспечение самоустанавливаемости (узел привода толкателя)

7.10. Сопряжение по нескольким поверхностям

Следует избегать сопряжения деталей по нескольким поверхностям (рис. 7.12, a и в). Детали следует сопрягать только по одной поверхности, предусматривая на остальных зазоры (рис. 7.12, б, г и д), достаточные для того, чтобы исключить их соприкосновение при всех возможных неточностях изготовления, упругих деформациях, тепловых расширениях системы или при сжатии уплотняющих прокладок.

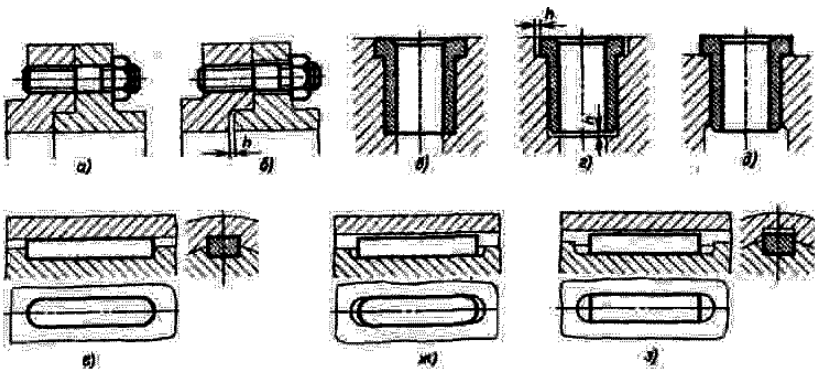


Рис. 7.12. Сопряжение поверхностей

Грубые ошибки, подобные приведенным на рис. 7.12, *а* и *в*, допускают только начинающие конструкторы. Чаще встречаются ошибки, заключающиеся во введении излишней подгонки, излишнего центрирования и т. п. Например, подгонка призматической закладной шпонки к шпоночной канавке по всему контуру (рис. 7.12, *е*) намного осложняет производство. Правильно подгонять шпонку только по рабочим граням, оставляя зазоры по горцам шпонки и между верхней плоскостью шпонки и дном канавки (рис. 7.12, *ж* и *з*).

7.11. Затяжка по двум поверхностям

Затяжка по двум поверхностям иногда неизбежна по конструктивным условиям. Например, одновременная равномерная затяжка всех поверхностей трех фланцев 1 (рис. 7.13) требует совместной обработки торцов, подгонки или очень точного изготовления. Если фланец 2 выступает из гнезда, то притягиваемая деталь подвергается изгибу. Если фланец утоплен в гнезде, то теряется осевая фиксация фланца 3.

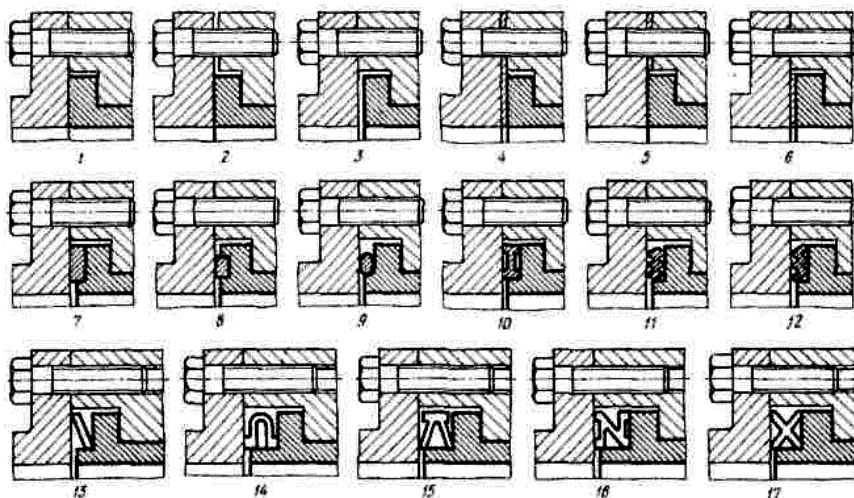


Рис. 7.13. Затяжка по двум поверхностям

Введение упругих прокладок 4-6 улучшает конструкцию. В частности, эта мера обеспечивает герметичность соединения, если

прокладка достаточно толста и упруга, а также перекрывает несовпадение уплотняемых поверхностей. С целью обеспечения герметичности и точной осевой фиксации фланца устанавливают прокладки из мягкого металла (красной меди, свинца, алюминия) толщиной, превышающей глубину гнезда под прокладку. При натяжке металл прокладки пластически деформируется, уплотняя соединение и фиксируя фланец 7. Для истечения избытка металла должен быть предусмотрен свободный объем. Напряжения смятия, возникающие в прокладке под действием рабочих осевых сил, должны быть меньше предела текучести материала прокладок, иначе возможна потеря точности осевой фиксации.

В случае применения более твердых металлов (латуни, бронзы, низкоуглеродистой отожженной стали) для обеспечения пластической деформации уменьшают размеры прокладок 8 и 9, их делают гребенчатыми 10, 11 или гофрированными 12.

Деформируемые прокладки необходимо сменять при каждой разборке. Для многократного применения используют пружинные прокладки: конические 13, U-образные 14, V-образные 15, N-образные 16 и X-образные 17. Герметичность обеспечивают цинкованием, кадмированием и серебрением прокладок. Сила затяжки пружин должна быть больше действующих на фланец рабочих нагрузок.

7.12. Осевая фиксация деталей

Детали следует фиксировать в осевом направлении только в одной точке, предусматривая возможность самоустановки детали по остальной ее длине. Если, например, палец зафиксирован врезными винтами в двух опорах (рис. 7.14, а), то при тепловом изменении размеров в узле возникают лишние напряжения. В правильной конструкции б закреплен только один конец пальца; противоположный конец может перемещаться в опоре. В ошибочной конструкции в зубчатой передаче с шевронным зубом колеса зафиксированы в осевом направлении дважды – зубом и упором в торцы подшипников. Добиться совпадения фиксирующих баз практически невозможно. Ошибку можно исправить, предусмотрев зазоры s , допускающие самоустановку одного из пары колес по зубу (конструкция з).

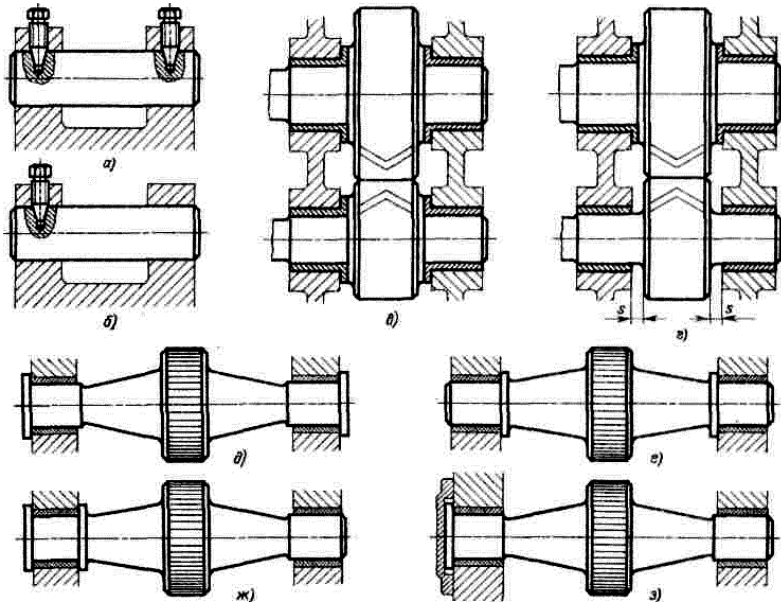


Рис. 7.14. Осевая фиксация деталей

В узле установки вала зубчатого колеса в подшипниках скольжения вал зафиксирован в двух точках, находящихся на большом расстоянии одна от другой (конструкция *д*). Точная фиксация в данном случае невозможна, т. к. во избежание заклинивания опорных поверхностей при тепловом расширении корпуса, а также с учетом неточностей изготовления и монтажа необходим большой зазор между фиксирующими поверхностями.

Несколько улучшает конструкцию сближение фиксирующих поверхностей (конструкция *е*). В правильных конструкциях *ж*, *з* вал зафиксирован на коротком участке; противоположный конец вала самоустанавливается в опоре.

На свободных участках деталей следует предусматривать запасы на самоустановку и производственные отклонения размеров.

7.13. Ведение деталей по направляющим

Детали, совершающие прямолинейное поступательно-возвратное движение по двум направляющим, следует фиксировать на одной

направляющей; вторая направляющая должна только поддерживать деталь (рис. 7.15, б и з). Одновременное двойное направление (рис. 7.15, а, в) предъявляет повышенные требования к точности изготовления направляющих и пазов. При переменах температурного режима направление может нарушиться, вследствие чего деталь заклинивается в направляющих.

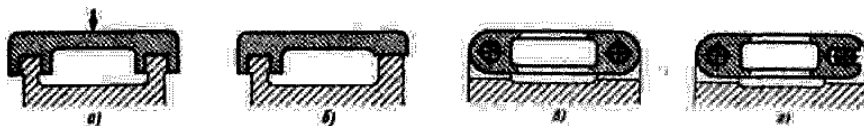


Рис. 7.15. Направление деталей:
а, в – неправильное; б, з – правильное

7.14. Привалочные поверхности

Привалочные поверхности под съемные детали следует выполнять плоскими. Следует избегать крепления на цилиндрической поверхности. Изготовление таких соединений очень трудоемко. Равномерная затяжка болтов, расположенных под углом, затруднительна.

При креплении на поверхностях, расположенных под углом, требуется точно выдержать равенство углов привалочных поверхностей детали и корпуса, чтобы исключить деформацию детали при затяжке. Крепежные болты необходимо затягивать попеременно и каждый раз на небольшую величину, чтобы обеспечить плотное прилегание детали к обеим привалочным поверхностям. Предпочтительнее конструкция с плоским креплением.

Правило крепления по плоскости имеет особое значение для герметичных соединений. На уплотняющих поверхностях не должно быть ступенек, внутренних и наружных углов. Недопустима подгонка по криволинейным поверхностям. Если требуется герметичность, то единственно правильным решением является сопряжение крышки по плоской поверхности.

7.15. Стыкование по скрещивающимся плоскостям

Стыкование детали по скрещивающимся плоскостям усложняет изготовление и затрудняет уплотнение стыков. Пример нетехнологичного соединения приведен на рис. 7.16, а. Боковая крышка 1

установлена на стыке корпуса и верхней крышки. Конструкция требует обработки привалочной поверхности в сборе корпуса и крышки. Для обеспечения герметичности стыка необходима установка толстой упругой прокладки. В целесообразной конструкции *б* стык корпуса и крышки вынесен за пределы расположения крышки.

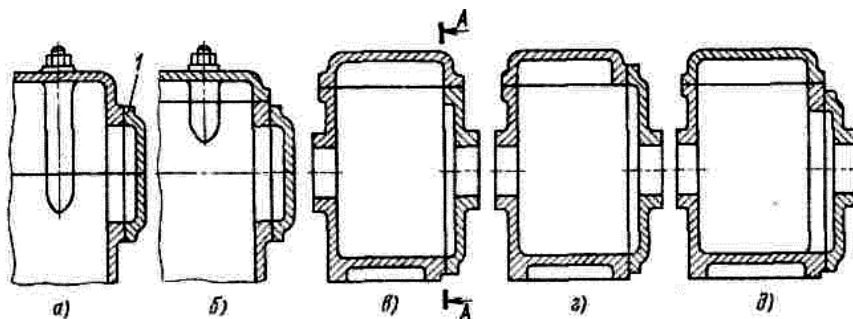


Рис. 7.16. Стыкование по скрещивающимся плоскостям

Нетехнологична конструкция *в* корпуса, состоящего из двух половин, различающихся в вертикальной плоскости *А-А*. Верхняя крышка установлена на стыке половин. Еще хуже конструкция *з*, в которой крышка стыкуется с половинами корпуса по двум взаимно перпендикулярным плоскостям. В правильной конструкции *д* приваленные плоскости обособлены.

7.16. Точность взаимного расположения деталей

Детали, нуждающиеся в точной взаимной фиксации, предпочтительно устанавливаются в одном корпусе при минимальном числе переходных сопряжений и посадок. В качестве примера приведем узел редукционного клапана (рис. 7.17, *а*). Наиболее важное, определяющее надежность работы узла сопряжение конической фаски клапана с гнездом осуществляется через ряд переходных сопряжений, каждое из которых является источником неточностей. Эти сопряжения следующие: посадка между штоком *1* клапана и направляющей втулкой *2*; между втулкой *2* и крышкой *5*; между крышкой *3* и корпусом *4*; между седлом *5* клапана и корпусом *4*.

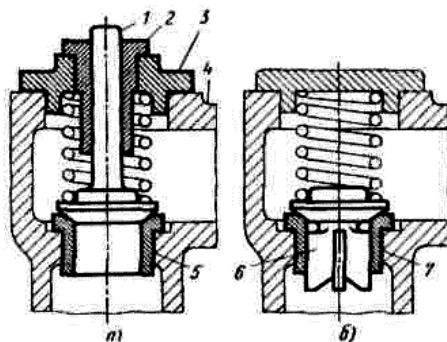


Рис. 7.17. Редукционный клапан

Конструкция требует соблюдения строгой соосности следующих элементов: во втулке – отверстия и посадочной поверхности; в крышке – отверстия и центрирующего буртика; в корпусе – центрирующего отверстия под крышку и отверстия под седло; в седле – фаски и посадочной поверхности.

При притирке по седлу клапан центрируется в направляющей втулке 2. Достигнутая герметичность нарушается при переборках в результате смещения крышки 3 относительно корпуса 4.

В рациональной конструкции б клапан центрирован непосредственно в седле. Точность направления клапана определяется только одним сопряжением – между направляющим хвостовиком б клапана и седлом 7. Для обеспечения правильной работы необходимо соблюсти соосность только следующих элементов: в клапане – направляющей поверхности хвостовика и фаски; в седле – фаски и посадочной поверхности. Все остальные элементы узла можно выполнить с пониженной точностью. При притирке клапан центрируется в седле; переборки узла не влияют на достигнутую герметичность.

7.17. Буртики

Буртики применяют для упора деталей в неподвижных соединениях и для ограничения осевого перемещения деталей в подвижных сочленениях. Наиболее рациональны буртики с формой равного сопротивления изгибу, обладающие наименьшей массой и простые в изготовлении. Нерабочую поверхность буртика целесообразно выполнять под углом 45° так, чтобы ее можно было обработать про-

ходным резцом с обычным значением главного угла в плане 45° . Изготовление фасонных буртиков затруднительнее.

Высоту буртиков следует сокращать до минимума, допускаемого конструктивными условиями. Чем выше буртик, тем больше отход металла в стружку и трудоемкость изготовления.

На рис. 7.18 приведен обзор способов уменьшения высоты буртиков и полной их замены (для случая неподвижных соединений). В конструкциях б–г насадная деталь затягивается на промежуточную шайбу, упирающуюся в заплечик или буртик уменьшенной высоты.

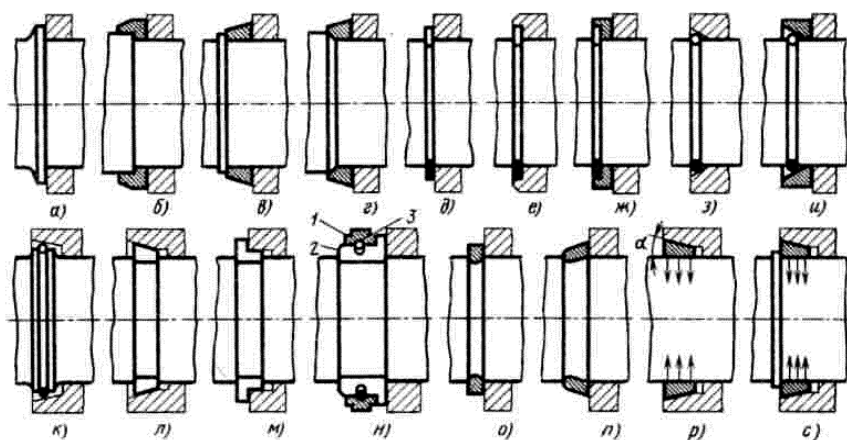


Рис. 7.18. Уменьшение высоты буртиков и их замена

В неподвижных соединениях д буртик часто заменяют кольцевыми стопорами прямоугольного сечения. Прочность узла е можно повысить заключением кольца в цилиндрическую выточку на детали или в промежуточной шайбе ж, предупреждающую раскрытие и выход кольца из канавки. Силовой упор обеспечивают кольцевые стопоры круглого сечения, охватываемые конической выточкой на детали или в промежуточной шайбе (рис. 7.18, з–к).

Для легкоразбираемых соединений применяют полукольца, заводимые в канавки на валу и фиксируемые конической или цилиндрической выточкой в затягиваемой детали (рис. 7.18, л, м).

В конструкции н охватывающее кольцо 1 зафиксировано на полукольцах 2 с помощью пружинного кольцевого стопора 3. Соединение разбирают вручную сдвигом кольца в осевом направлении.

В конструкциях *o, n* буртик образован зачеканкой кольца из пластичного металла в выточку на валу. Зачеканку производят на ротационно-ковочных машинах; после зачеканки кольцо обрабатывают совместно с валом.

В конструкции *p* упор создается коническим бронзовым кольцом, посаженным по H7/h6 на гладкий вал. При тангенсе угла конуса $\text{tg}\alpha < f$ (где f – коэффициент трения) конструкция обеспечивает надежную осевую фиксацию насадной детали за счет сил трения, возникающих между кольцом и валом.

Если необходима установка в строго определенном положении, то кольцо упирают в буртик вала, высота которого может быть очень незначительной, так как основной упор по-прежнему создается силами трения (рис. 7.18, *c*).

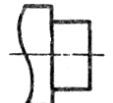

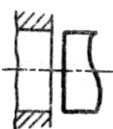

Следует отметить, что все посадки упорных колец в канавки ослабляют вал и не рекомендуются для соединений, подверженных высоким циклическим нагрузкам. В отдельных случаях можно ликвидировать ослабление утолщением вала на участке расположения канавки.

7.18. Фаски и галтели

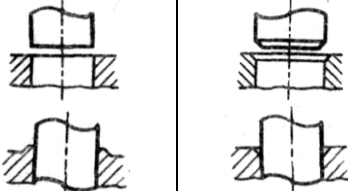
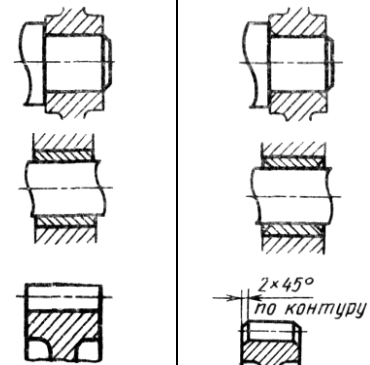
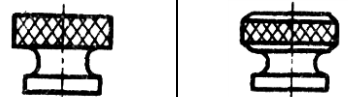
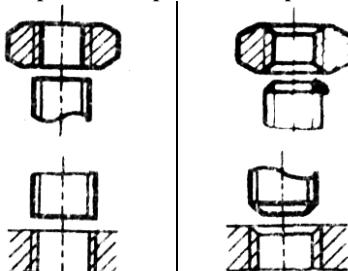
Все внешние углы деталей должны быть снабжены фасками (табл. 7.1), внутренние углы – галтелями (табл. 7.2).

Таблица 7.1

Фаски

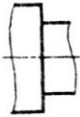

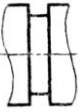

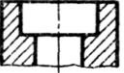
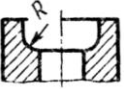
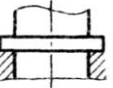
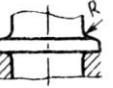
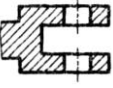
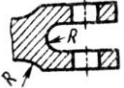
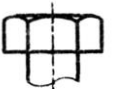
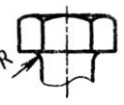

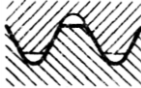
Эскиз детали		Назначение фасок
Неправильно	Правильно	
Механически обрабатываемые детали		Предотвращение травмы рук. Предотвращение точных поверхностей от забоин Облегчение сборки
		
		

Продолжение табл. 7.1

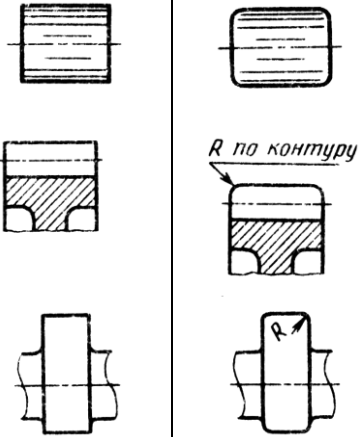
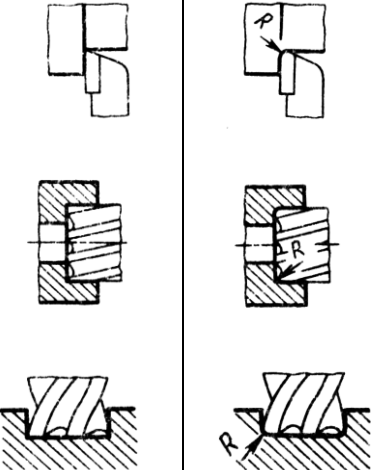
Эскиз детали		Назначение фасок
Неправильно	Правильно	
<p>Прессовые соединения</p> 		<p>Облегчение запрессовки</p> <p>Предотвращение выпучивания металла на краях отверстий</p>
<p>Неподвижные и подвижные сочленения</p> 		<p>Уменьшение кромочных давлений</p>
<p>Накатные детали</p> 		<p>Удобство манипулирования. Улучшение внешнего вида</p>
<p>Резьбовые соединения. Нарезные стержни и отверстия</p> 		<p>Облегчение наживления и заворачивания</p>

Эскиз детали		Назначение фасок
Неправильно	Правильно	
Гайки		<p>Создание кольцевой опорной поверхности (диаметр D). Предупреждение точечного контакта вследствие смятия граней</p>
Гайки и головки болтов		<p>Облегчение накидывания ключа</p>
Головки болтов		<p>Облегчение накидывания ключа</p>

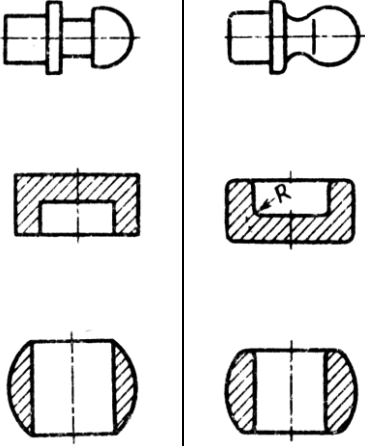
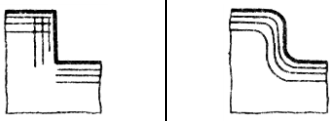
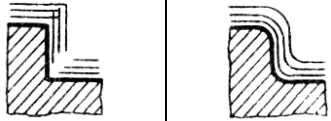
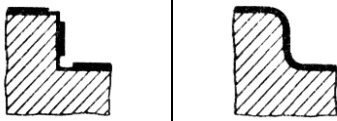
Галтели

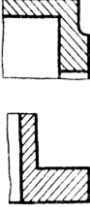
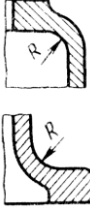












Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
Входящие углы нагруженных деталей		Уменьшение концентрации напряжений на участках переходов. Повышение статической прочности и сопротивления усталости
		
		
		
		
		
		
		

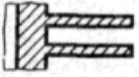
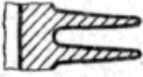

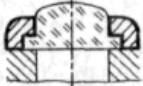
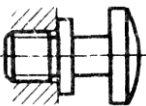
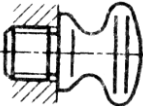
Продолжение табл. 7.2

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
<p>Детали, работающие в условиях контактного нагружения</p> 		<p>Уменьшение кромочных давлений</p>
<p>Детали, подвергаемые механической обработке</p> 		

Продолжение табл. 7.2

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
<p>Детали, подвергаемые термообработке</p> 		<p>Предотвращение обезуглероживания и перегрева кромок. Уменьшение закалочных напряжений на участках переходов</p>
<p>Детали, подвергаемые химико-термической обработке</p> 		<p>Равномерное насыщение поверхностного слоя вводимыми элементами</p>
<p>Детали, подвергаемые гальванопокрытиям</p> 		<p>Предотвращение местных колебаний плотности тока. Равномерное осаждение металла. Облегчение полирования</p>
<p>Детали, покрываемые красками, лаками и эмалями</p> 		<p>Равномерное нанесение покрытия</p>

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
Литые детали		Равномерная кристаллизация металла при остывании. Уменьшение усадочных напряжений
		
Штампованные детали		Улучшение течения металла; заполнение входящих углов ручьев штампа
		
Листовые штампованные детали		Облегчение вытяжки металла. Предотвращение разрывов на участках переходов
		
Листовые вырубные детали		Увеличение стойкости вырубного инструмента
		
Резервуары		Устранение очагов коррозии во входящих углах. Облегчение промывки
		
Детали, работающие в горячей среде		Предотвращение перегрева и обгорания кромок
		
Выпускной клапан		
		

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
Лопатка турбины		
Теплорассеивающие ребра		Улучшение теплоперехода из тела детали в ребра
		
Декоративные детали		Улучшение внешнего вида. Облегчение полирования
		
Детали ручного управления		Предупреждение травмы рук. Облегчение полирования
		

Фаски обычно выполняют под углом 45° . Катет с фаски для цилиндрических деталей общего назначения можно определять из соотношения $c = 0,1\sqrt{D}$, где D – диаметр цилиндра. Значения c , полученные из этого выражения, округляют до стандартных: 0,2; 0,5; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 1,8; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5.

На свободных, не сопрягающихся поверхностях фаски делают размером 0,1–0,2 мм. В отличие от конструктивных фасок их на изображении не показывают, а указывают в технических требованиях чертежа надписью типа: *острые кромки притупить $R = 0,2$ мм*. Необходимость притупления острых кромок чаще указывают в общих технических условиях на изготовление изделия, где оговаривают также размеры и допустимые колебания размеров таких фасок.

Галтели перекрывают галтелями большего радиуса, чем галтель охватываемой детали, выточками и (способ наиболее технологичный) фасками.

8. Конструирование литых деталей

Литье широко применяют для изготовления фасонных деталей от мелких до самых крупных типа базовых и корпусных. У многих машин (двигатели внутреннего сгорания, турбины, компрессоры, металлорежущие станки и т. д.) масса литых деталей составляет 60–80 % массы машины.

С помощью литья можно получить детали самой сложной конфигурации, невыполнимые другими способами формообразования. Литейный процесс производителен и недорог.

Для литых деталей характерны пониженная прочность, различные механические показатели в разных участках отливки, склонность к образованию дефектов и напряжений. Качество отливки зависит от технологии литья и конструкции детали, поэтому конструктор должен знать основные правила литейной техники и уверенно владеть приемами, обеспечивающими получение качественных отливок при наименьших производственных затратах.

Рассмотрим наиболее распространенный способ – литье в песчаные формы. Многие правила конструирования деталей, отливаемых в песчаные формы, действительно и для других способов литья.

8.1. Толщина стенок и прочность отливок

Стенки литых деталей обладают неодинаковой прочностью в поперечном сечении из-за различия условий кристаллизации. Прочность максимальна в поверхностном слое, где металл вследствие повышенной скорости охлаждения приобретает мелкокристаллическую структуру и где образуются благоприятные для прочности остаточные напряжения сжатия. В поверхностном слое чугунных отливок преобладают перлит и цементит. Сердцевина, застывающая медленнее, имеет крупнокристаллическое строение с преобладанием феррита и графита. В ней нередко образуются дендритные кристаллы и возникают усадочные раковины и рыхлоты.

Чем массивнее стенка, тем резче разница между прочностью сердцевины и корки, поэтому увеличение толщины стенок не сопровождается пропорциональным увеличением прочности отливки.

По этим причинам, а также для уменьшения массы целесообразно выполнять стенки отливок наименьшей толщины, которая до-

пускается условиями литья. Необходимую жесткость и прочность обеспечивают оребрением, применением рациональных профилей, приданием детали выпуклых, сводчатых, сферических, конических и тому подобных форм. Такой метод всегда приводит к получению более легких конструкций.

На видах рис. 8.1 показаны примеры нерационального оформления литых деталей в виде массивных отливок (а) и рационального – в виде тонкостенных конструкций (б).

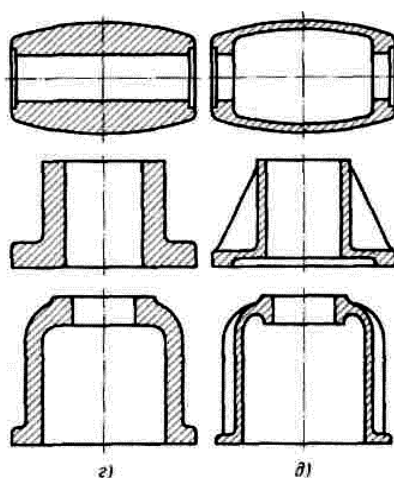


Рис. 8.1. Формы литых деталей

Механическую обработку литых деталей следует сводить к минимуму не только в интересах сокращения стоимости изготовления, но и по соображениям прочности (при механической обработке удаляется наиболее прочный поверхностный слой). Участки, подвергаемые механической обработке, усиливают, утолщая прилегающие стенки.

8.2. Формовка

Конструкция отливки должна обеспечивать простое и удобное изготовление формы. Это условие разделяется на следующие, частные:

- модель должна беспрепятственно извлекаться из формы;
- стержни должны свободно формироваться в стержневых ящиках;

- конфигурация и крепление стержней не должны препятствовать сборке формы.

Устранение подрезок. Для свободного извлечения модели из формы нужно, чтобы на поверхности модели не было подрезок – выступов или углублений, расположенных перпендикулярно или наклонно к направлению выемки, которые при извлечении модели срезают отформованные участки.

На рис. 8.2, *а* показана схема подрезки. Деталь имеет наклонные ребра. При извлечении модели (направление извлечения показано штриховкой, перпендикулярной к плоскости *А–А* разреза формы) ребра срезают участки формы, зачерненные на рисунке. Для устранения подрезки можно выполнить части модели, мешающие выемке, отъемными или выдвигаемыми. Перед извлечением модели эти части снимают или убирают внутрь модели, после чего модель выходит из формы. По другому способу модель изготавливают с заполнением подрезаемых участков; такая модель дает форму, изображенную на виде *б*. Требуемую конфигурацию получают установкой в форме закладных стержней после извлечения модели (вид *в*).

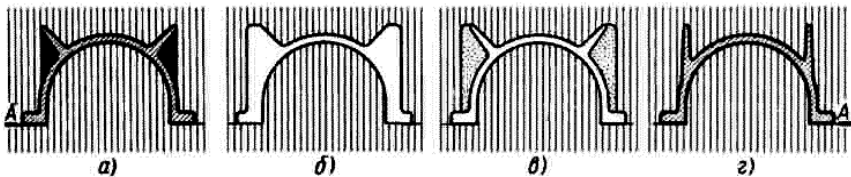


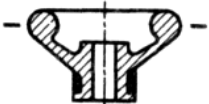
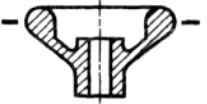
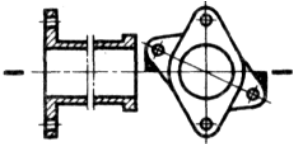
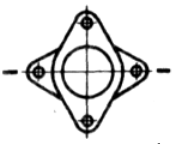
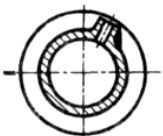
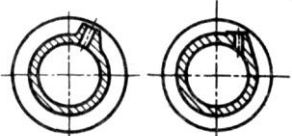
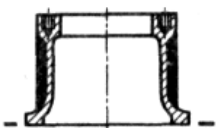
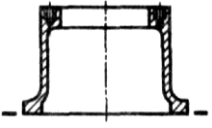
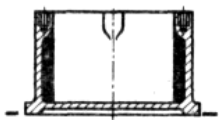
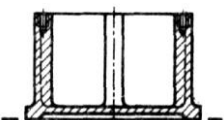
Рис. 8.2. Подрезки и способы их устранения

Все эти способы усложняют и удорожают формовку. Целесообразнее придать детали конфигурацию, исключая подрезку. При расположении ребер параллельно направлению извлечения (вид *г*) модель беспрепятственно выходит из формы.

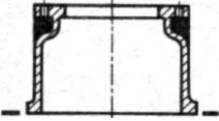
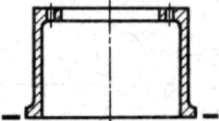
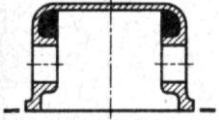
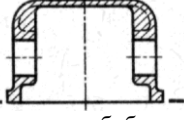
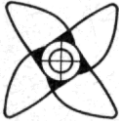
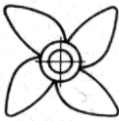
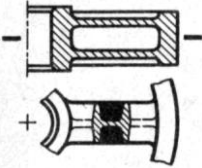
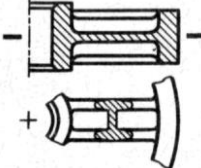
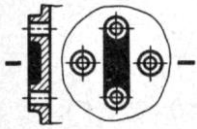
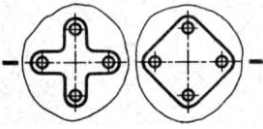
При конструировании отливки необходимо иметь ясное представление о расположении плоскости разреза и о положении детали в форме при заливке. Как правило, детали отливают ответственными поверхностями вниз, т. к. металл в нижних частях отливки получается более плотным и качественным, чем в верхних. Установив плоскость разреза, необходимо последовательно просмотреть все элементы конструкции и устранить подрезки.

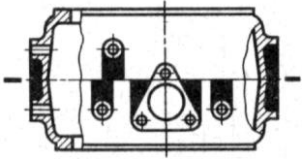
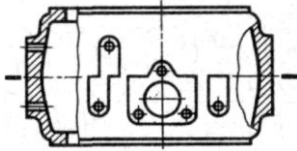
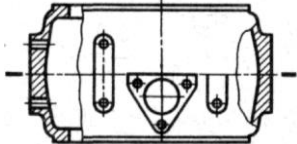
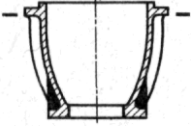
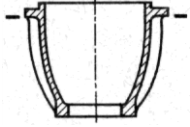
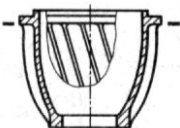
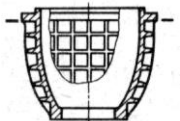

В табл. 8.1 приведены примеры подрезок в типовых машиностроительных деталях и способы их устранения.

Таблица 8.1

Исходная конструкция	Исправленная конструкция и способ устранения
<p style="text-align: center;">Ручной маховичок</p> 	 <p style="text-align: center;">Изменение конфигурации детали</p>
<p style="text-align: center;">Патрубок</p> 	 <p style="text-align: center;">Расположение осей фланцев под углом 90°</p>
<p style="text-align: center;">Трубчатая деталь</p> 	 <p style="text-align: center;">Изменение конфигурации бобышки</p>
<p style="text-align: center;">Корпус</p> 	 <p style="text-align: center;">Расширение внутренней полости корпуса</p>
<p style="text-align: center;">Корпус</p> 	 <p style="text-align: center;">Продление бобышек до дна корпуса</p>

Продолжение табл. 8.1

Исходная конструкция	Исправленная конструкция и способ устранения
	<p data-bbox="521 272 598 296">Корпус</p>  <p data-bbox="591 432 964 507">Устранение фланца путем перехода с болтового крепления на крепление шпильками</p>
	<p data-bbox="521 523 598 547">Корпус</p>  <p data-bbox="673 675 885 719">Продление бобышек до потолка корпуса</p>
<p data-bbox="434 735 684 759">Крыльчатка вентилятора</p> 	 <p data-bbox="605 895 949 919">Устранение перекрытия лопастей</p>
<p data-bbox="473 930 645 954">Спицы маховика</p> 	 <p data-bbox="583 1137 972 1182">Поворот двугаврового сечения спицы на 90°</p>
	<p data-bbox="512 1201 605 1225">Бобышки</p>  <p data-bbox="684 1361 871 1385">Слияние бобышек</p>

Исходная конструкция	Исправленная конструкция и способ устранения
<p data-bbox="263 268 856 295" style="text-align: center;">Корпусная деталь с наружными бобышками и платиками</p> 	<p data-bbox="627 303 924 422" style="text-align: center;">Продление бобышек до плоскости разреза</p>  <p data-bbox="666 459 890 510" style="text-align: center;">Изменение расположения бобышек</p> 
<p data-bbox="464 702 655 726" style="text-align: center;">Корпусная деталь</p> 	 <p data-bbox="565 869 985 893" style="text-align: center;">Деталь изготовлена без нижнего фланца</p>
<p data-bbox="291 901 828 925" style="text-align: center;">Корпусные детали с косыми и вафельными ребрами</p>  	 <p data-bbox="644 1069 912 1093" style="text-align: center;">Переход на прямые ребра</p>

Разъем форм. Следует избегать разреза форм по наклонным и ступенчатым плоскостям, осложняющего изготовление форм.

Для формовки рычага со смещенными плечами (рис. 8.3, *a*) требуется ступенчатый разъем. Формовка упрощается при расположении плеч в одной плоскости (вид *б*).

Формовку криволинейного патрубка (рис. 8.4, а) можно упростить, выпрямив ось патрубка при незначительном изменении расположения привязочных точек патрубка (вид б), а при необходимости и с сохранением его (вид в).

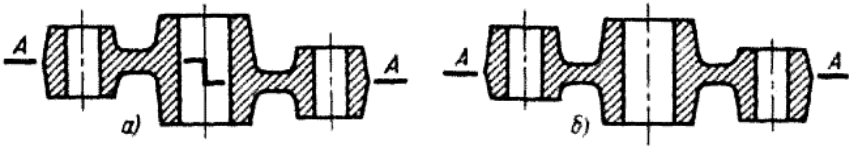


Рис. 8.3. Устранение ступенчатого разъема формы

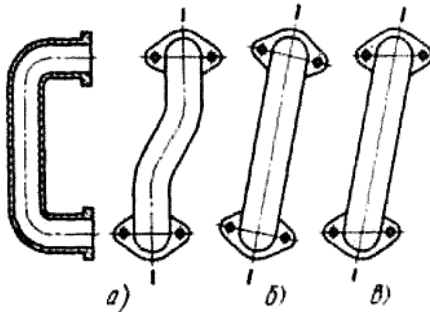


Рис. 8.4. Упрощение формовки криволинейных патрубков

Для удешевления производства и повышения точности отливки следует всеми способами упрощать форму отливок. Контуры деталей и внутренних полостей рекомендуется образовывать простейшими линиями – прямыми, дугами окружности и т. д. Крупные и сложные литые детали целесообразно разделять на части.

8.3. Отливки, формируемые без применения стержней

Открытые отливки целесообразно формировать по моделям без применения стержней. В этом случае модели придают конфигурацию, точно соответствующую форме изделия. Непременное условие применения этого способа состоит в том, чтобы на внутренней поверхности детали не было подрезок.

На рис. 8.5 приведены примеры перевода типовых деталей на бесстержневую формовку.

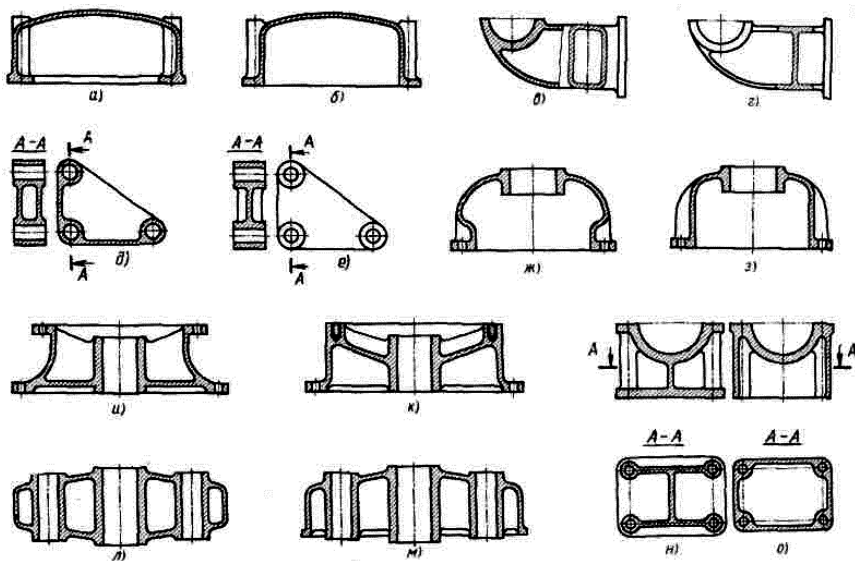


Рис. 8.5. Стержневая и бесстержневая формовка:

а, б – крышка; *в, г* – кронштейн; *д, е* – рычаг; *ж, з* – корпус; *и, к* – переходник;
л, м – ротор; *н, о* – корпус подшипника

Требования упрощения и удешевления производства не всегда совпадают с требованиями прочности и жесткости детали и удобства эксплуатации.

8.4. Стержни

При конструировании внутренних полостей следует придавать стержню конфигурацию, обеспечивающую свободное его извлечение из стержневого ящика.

Конфигурация внутренних полостей должна допускать свободную установку стержней в форме. При конструировании внутренних полостей следует обеспечивать выход газов, выделяющихся из стержней при заливке металла.

Тонкие стержни для увеличения прочности обычно армируют проволочным каркасом. Необходимость извлечения каркаса при уда-

лении стержня ограничивает минимальное сечение стержня и требует продуманного расположения окон.

Толщина стержня, армированного проволокой, для отливок небольшого и среднего размеров должна быть не меньше 6–8 мм. В местных перемышках допустимо утоньшение стержня до 5 мм.

При конструировании деталей с несколькими стержнями примерно одинаковой конфигурации рекомендуется унифицировать стержни, добиваясь сокращения их номенклатуры.

В отливках с открытыми нижними полостями стержни устанавливают основанием в нижней опоке. Стержни, формирующие верхние полости, подвешивают в верхней опоке за обратный конус или с помощью проволоки, укрепляемой на брус, опирающемся на верхнюю опоку. Целесообразнее опирать верхний стержень на нижний через окно в горизонтальной стенке отливки (вид *z*).

В закрытых полостях стержни крепят на знаках, представляющих собой отформованные заодно со стержнем выступы, устанавливаемые в гнездах, образованных в форме соответствующими выступами на модели. Знаки выполняют цилиндрическими или коническими. Последние обеспечивают более точную установку стержня в поперечном направлении, но осевая фиксация получается менее определенной, чем при цилиндрических знаках, упирающихся в гнезда формы торцами.

Обычно для крепления знаков используют имеющиеся на детали отверстия. В отливках с замкнутыми внутренними полостями стержни крепят с помощью специальных знаков, выводимых через отверстия в стенках отливки. В готовом изделии отверстия могут оставаться открытыми, если это допустимо по функциональному назначению детали. Отверстия, портящие внешний вид детали, а также отверстия полостей, которые должны быть герметичны, заглушают.

Для повышения устойчивости крепления и облегчения выбивки стержней отверстиям под знаки следует придавать максимальные размеры, допустимые без существенного ослабления детали и без ущерба для ее внешнего вида.

Расположение знака должно обеспечивать устойчивую и по возможности точную установку стержня во всех трех измерениях. Крепление должно быть достаточно прочным для того, чтобы выдержать вес стержня, а при заливке противостоять динамическому действию потока металла и гидростатических сил, вызывающих всплывание

стержня вследствие различия удельных весов жидкого металла и материала стержня. На практике наибольшее значение имеет гидростатическая сила.

Для предотвращения всплывания необходимо располагать знаки с упором в верхнюю часть формы. Недопустимо консольное крепление стержней с большим вылетом консоли относительно точки крепления, т. к. гидростатические силы вызывают выворачивание стержня из гнезда.

8.5. Формовочные уклоны

Для облегчения выемки модели из формы поверхностям, перпендикулярным к плоскости разреза, придают формовочные (литейные) уклоны.

В табл. 8.2 приведены стандартные уклоны в зависимости от высоты h поверхности над плоскостью разреза и соответствующее поперечное смещение крайних точек поверхности $h \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

Таблица 8.2

Высота над поверхностью разреза h , мм	Угол наклона стенки α	Уклон ($\operatorname{tg} \alpha$)	$h \cdot \operatorname{tg} \alpha$, мм	Высота над поверхностью разреза h , мм	Угол наклона стенки α	Уклон ($\operatorname{tg} \alpha$)	$h \cdot \operatorname{tg} \alpha$, мм
До 20	3°	0,052	До 1	200–800	30'	0,010	2–8
20–50	1°30'	0,026	0,5–1,25	800–2000	20'	0,006	5–12
50–100	1°	0,0175	0,9–1,8	Более 2000	15'	0,004	Более 8
100–200	45'	0,013	1,3–2,6				

Величину стандартных уклонов на чертежах не проставляют, и детали вычерчивают без уклонов. Однако уклоны следует учитывать, особенно при конструировании деталей, имеющих большую высоту (в направлении, перпендикулярном к плоскости разреза).

На чертежах крупногабаритных отливок целесообразно указывать уклон или предпочтительнее предусматривать конструктивные уклоны, превышающие формовочные уклоны. Придерживаться стандартных конструктивных уклонов необязательно.

8.6. Усадка

Усадкой называют сокращение размеров отливки при остывании. Усадка является одним из основных показателей литейных качеств материала и наряду с другими свойствами (жидкотекучесть, теплоемкость, теплопроводность, окисляемость, склонность к образованию ликватов) определяет пригодность металла к литью. Чем меньше усадка, тем больше точность размеров отливки и тем меньше опасность появления усадочных напряжений, раковин, трещин и коробления отливки.

Фактическая усадка зависит от сопротивления, оказываемого внутренними частями формы сокращению размеров отливки. При жестких стержнях усадка может уменьшиться на 30–50 % по сравнению со свободной усадкой, но при этом в стенках отливки возникают повышенные усадочные напряжения.

Усадку учитывают корректировкой размеров формы.

8.7. Внутренние напряжения

Внутренние напряжения возникают в стенках отливки, усадка которых тормозится сопротивлением элементов формы или действием смежных стенок. Усадочные раковины и пористость появляются в частях отливки, застывающих в последнюю очередь, – в утолщениях и массивах, теплоотвод от которых затруднен.

Повышенные внутренние напряжения вызывают коробление отливки и могут привести к образованию трещин.

Со временем внутренние напряжения перераспределяются и частично рассеиваются в результате медленно протекающих диффузионных процессов (естественное старение). Через длительный промежуток времени (2–3 года) деталь меняет первоначальную форму, что недопустимо для точных машин (например, металлорежущих станков).

Первопричиной усадочных напряжений является различие температур стенок. На этом основан способ одновременного затвердевания. Обеспечивая равномерное остывание отливки, при котором температура стенок в каждый данный момент одинакова, можно получить отливку, свободную от усадочных напряжений.

8.8. Одновременное затвердевание

При проектировании отливок по принципу одновременного затвердевания нужно придерживаться следующих правил:

- стенки отливки должны иметь по возможности равномерную толщину;
- элементам отливки, остывающим в условиях пониженной теплоотдачи (внутренние стенки), следует для ускорения затвердевания уменьшать сечения;
- переходы между стенками различной толщины должны быть плавными;
- стенки отливки не должны иметь резких переходов, при изменении направления стенки должны быть соединены плавными переходами;
- нужно избегать местных скоплений металла и массивов;
- участки соединения стенок с массивами целесообразно выполнять с пологим утолщением по направлению к массивам или усиливать ребрами.

Целесообразно увеличивать податливость отливки в направлении усадочных деформаций путем придания стенкам сводчатых форм, введения тепловых буферов и др.

Технологически равномерность остывания обеспечивают активным управлением скоростью охлаждения. Массивные отливки, а также участки с ухудшенным теплоотводом охлаждают с помощью металлических холодильников, вставок из теплопроводных формовочных составов (смеси с хромистым железняком, магнезитом и др.).

Образование усадочных раковин и пористости в массивных участках предупреждают питанием поздно застывающих узлов жидким металлом (установка питающих бобышек, дополнительных литников и выпоров, введение прибылей).

Торможение усадки внутренними элементами формы устраняют, применяя податливые формовочные смеси, пористые, ячеистые и полые стержни.

Остаточные напряжения устраняют стабилизирующей термической обработкой. Чугунные отливки подвергают искусственному старению (выдержка 5–6 ч при 500–550 °С с последующим медленным охлаждением в печи). Перед старением производят обдирку

отливок. Окончательную механическую обработку производят после старения.

Детали, подвергнутые искусственному старению, практически не меняют своих размеров в эксплуатации.

Эффективный способ устранения внутренних напряжений, а также общего повышения качества отливки состоит в контролируемом охлаждении отливки. Металл заливают в подогретые формы. После затвердевания (точка солидуса) форму медленно охлаждают, давая выдержки при температурах фазовых превращений, когда происходят наибольшие изменения объема, а также при температурах перехода из пластического состояния в упругое.

Этот способ устраняет первоисточник усадочных напряжений, т. к. в каждый данный момент температура всех частей отливок одинакова. Напряжения, обусловленные торможением формы, предотвращают, применяя податливые стержни.

Нагревом формы перед заливкой удаляется из формовочной смеси влага, пары и газы, которые при заливке в холодные формы вызывают паровые и газовые раковины и пористость.

Стоимость такого процесса немногим превышает стоимость литья обычным способом с последующей стабилизирующей термообработкой.

8.9. Направленное затвердевание

Для отливки деталей из сплавов с пониженными литейными качествами применяют способ направленного затвердевания. Стенкам придают сечения, прогрессивно увеличивающиеся кверху. Затвердевание идет снизу вверх; нижние сечения по мере затвердевания питаются жидким металлом из расположенных выше сечений; верхние сечения, застывающие в последнюю очередь, питаются из массивных прибылей, располагаемых сверху отливки. Поперечные стенки делают наклонными, расширяющимися кверху, и соединяют со смежными стенками плавными галтелями. Усадочная раковина сосредоточивается в прибыли. В прибыль уходят неметаллические включения, шлаки, плены, засоры.

Недостатки способа направленного затвердевания:

1) утяжеление отливки в результате расширения стенок кверху (недостаток, особенно выраженный у отливок большой высоты);

- 2) увеличенный расход металла;
- 3) усложнение формовки из-за наличия прибылей;
- 4) затруднительность удаления прибылей.

8.10. Правила конструирования

Для одновременного затвердевания толщину внутренних стенок рекомендуется делать равной примерно $0,8S$ (где S – толщина наружных стенок). Переходы от стенки к стенке следует выполнять с галтелями. Во всех случаях, когда позволяет конструкция, целесообразно применять максимальные радиусы переходов, допускаемые конфигурацией детали.

В конструкции литых деталей следует избегать местных скопления металла, утолщений, массивов, образующих горячие узлы. Проектируя отливку, нужно тщательно просмотреть все места скопления материала с учетом припусков на механическую обработку, которые существенно влияют на распределение металла. На участках, где массивы неизбежны, следует технологически обеспечивать ускоренное охлаждение.

Форма отливки должна облегчать усадку. Сводчатые, арочные, выпуклые, скорлупные формы уменьшают усадочные напряжения, улучшают условия отливки и увеличивают прочность деталей вследствие увеличения моментов сопротивления сечений. Повышается жесткость конструкций, что особенно важно для отливки из сплавов с низким модулем упругости (серые чугуны, легкие сплавы).

Форма отливки должна обеспечивать всплывание неметаллических включений и выход газов, выделяющихся при остывании отливки в результате понижения растворимости газов в металле с уменьшением его температуры.

Внешние обводы литых деталей рекомендуется снабжать рантами (литейными окантовками, рис. 8.6, *а*, *б*) с целью увеличения жесткости, повышения равномерности застывания и (у чугунных отливок) предотвращения отбела чугуна.

У стыкуемых по торцам деталей (*в*) ранты способствуют равномерному распределению сил затяжки. При наличии рантов легче зачистить неровности и уступы, образующиеся на стыках вследствие неточности литья, и добиться совпадения наружных контуров стыков.

Как правило, следует снабжать окантовками облегчающие и технологические отверстия в стенках (z, d) для повышения прочности и улучшения условий охлаждения отливки. Ориентировочные размеры рантов приведены на видах a, z .

Следует избегать выполнения в отливках отверстий малого диаметра и большой длины.

Такие отверстия следует сверлить. Длинные отверстия (типа масляных каналов) лучше выполнять сверлением, заливкой трубок или заменять их трубчатыми съемными магистралями.

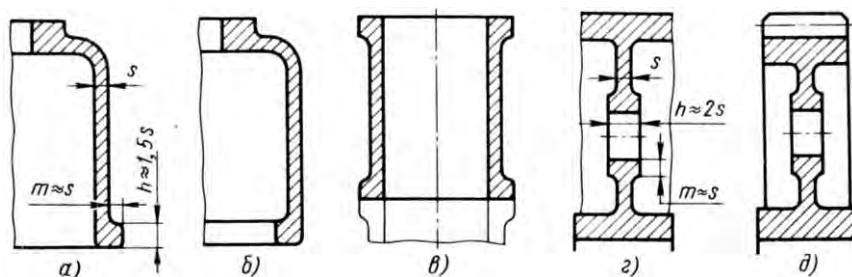


Рис. 8.6. Окантовка кромок

Конфигурация литых масляных каналов и маслосодержащих полостей должна допускать полную очистку поверхностей от литейного пригара, песка и прочих засорений.

Для увеличения жесткости и прочности литых деталей и как средство улучшения отливки применяют ребрение. Целесообразное расположение ребер позволяет улучшить питание элементов отливок и предупредить возникновение усадочных раковин и внутренних напряжений.

У верхушки ребер обязательны галтели радиусом не менее 1 мм. Основание ребер соединяют со стенкой галтелями.

Если ребро затвердевает при отливке позднее, чем стенка (как нередко бывает в случае внутренних ребер), то при усадке (направление усадки показано на рисунке штриховыми стрелками) в нем возникают напряжения растяжения (сплошные стрелки). Если ребро, напротив, затвердевает раньше, то в нем возникают благоприятные для прочности напряжения сжатия. Более быстрое остывание достигается уменьшением толщины ребер.

Ребрам следует придавать наиболее простые формы. Вогнутые ребра нецелесообразны по прочности; при работе на изгиб и растяжение в них возникают высокие напряжения, пропорциональные степени вогнутости. Ребра выпуклого профиля некрасивы и утяжеляют деталь. Лучше всего применять прямолинейные ребра, наиболее прочные при работе на растяжение-сжатие и изгиб.

В деталях, работающих на изгиб, рекомендуется избегать соединения ребра со стенкой в плоскости, где изгибающий момент имеет большую величину, т. к. момент сопротивления сечения в плоскости слияния ребра со стенкой понижен. Лучше подводить ребра до края детали (в область наименьших значений изгибающего момента), присоединяя их к поясам жесткости.

Во избежание ослабления следует не применять механическую обработку ребер. Следует предупреждать возможность подрезки ребер, примыкающих к поверхностям, подвергаемым механической обработке. Ребра должны быть расположены ниже обрабатываемой поверхности на 3–6 мм. Не рекомендуется выводить ребра на необрабатываемую поверхность фланцев, т. к. на участках слияния ребер затрудняется формовка. Целесообразно располагать ребра ниже необрабатываемых поверхностей на величину, равную радиусу закругления фланцев (вид 17).

Участки перехода ребер в тело детали следует выполнять радиусами не менее 3–6 мм.

Как правило, ребра следует подводить к узлам жесткости – участкам изменения направления стенок и крепежным узлам.

При двустороннем оребрении рекомендуется во избежание местных скоплений металла, а также для уменьшения усадочных напряжений располагать ребра в шахматном порядке.

8.11. Нанесение размеров

Нанесение размеров на чертежах литых деталей должно отражать расположение литейных баз и баз механической обработки, а также учитывать отклонения размеров.

Основные правила нанесения размеров литых деталей следующие:

- необрабатываемые поверхности следует привязывать к литейной черновой базе непосредственно или с помощью других размеров;

- исходную базу механической обработки следует привязать к черновой литейной базе; все остальные размеры механически обрабатываемых поверхностей – к базе механической обработки непосредственно или с помощью других размеров.

Привязывать литейные размеры к размерам механически обрабатываемых поверхностей и наоборот недопустимо, за исключением случая, когда литейная база и база механической обработки совпадают (осевые базы).

На рис. 8.7 приведены варианты нанесения размеров литой детали.

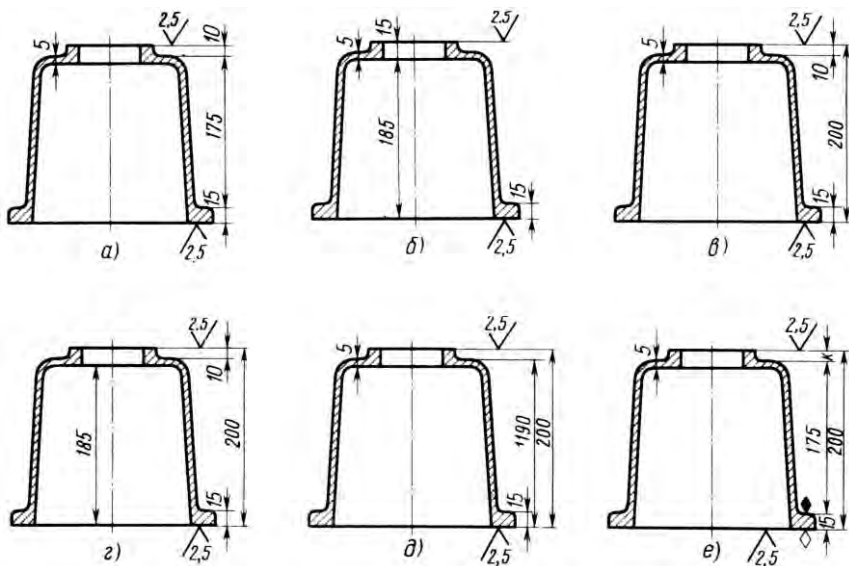


Рис. 8.7. Нанесение размеров на литой детали

Нанесение размеров по виду *a* неверно. Расстояние между обрабатываемыми плоскостями, привязанными к черным поверхностям суммой размеров 15, 175 и 10 мм, в данном случае колеблется в широких пределах вместе с колебаниями размеров черных поверхностей.

Такая же ошибка допущена в конструкции *б*, где расстояние между обрабатываемыми поверхностями задано суммой размеров 185 и 15 мм.

При нанесении размеров по виду *в* расстояние между обрабатываемыми плоскостями (200 мм) выдерживается в необходимых узких пределах (в пределах допуска на механическую обработку). Ошибка заключается в том, что черные поверхности привязаны к смежным обрабатываемым плоскостям (размеры 15 и 10 мм). Выдержать такую координацию практически невозможно; положение черных поверхностей колеблется в пределах точности литья, а с ними колеблется и расстояние до обрабатываемых плоскостей.

На виде *г* ошибка усугублена тем, что толщина верхней горизонтальной стенки, заданная в предыдущих случаях непосредственно размером 5 мм, определена высотой внутренней полости, заданной относительно обрабатываемой нижней плоскости (размер 185 мм). Таким образом, вводится еще один источник неточности. Толщина стенки будет колебаться в широких пределах.

В системе нанесения размеров по виду *д* положение нижней обрабатываемой плоскости задано двумя размерами – от верхней черной поверхности детали (размер 190 мм) и от верхней черной поверхности фланца (размер 15 мм). Выдержать такую координацию практически невозможно.

На виде *е* показана правильная система. В качестве черновой базы выбрана верхняя, необрабатываемая поверхность фланца. К ней размером 15 мм привязана база механической обработки (нижняя плоскость фланца). К базе механической обработки привязана обрабатываемая верхняя плоскость (размер 200 мм). Верхняя черная поверхность координируется от литейной базы (размер 175 мм) и от нее – толщина верхней стенки (размер 5 мм).

Расстояние *к* между верхней обрабатываемой плоскостью и верхней черной стенкой становится замыкающим звеном размерной цепи и служит компенсатором отклонений расположения поверхностей, получаемых литьем. Поскольку величина *к* на чертеже не оговорена, ее не принимают в расчет при контроле детали. Разумеется, номинальное значение *к* должно быть больше максимально возможного смещения верхней стенки в результате неточности литья.

Примеры нанесения размеров на литых деталях приведены на рис. 8.8 (неправильно нанесенные размеры заключены в прямоугольные рамки).

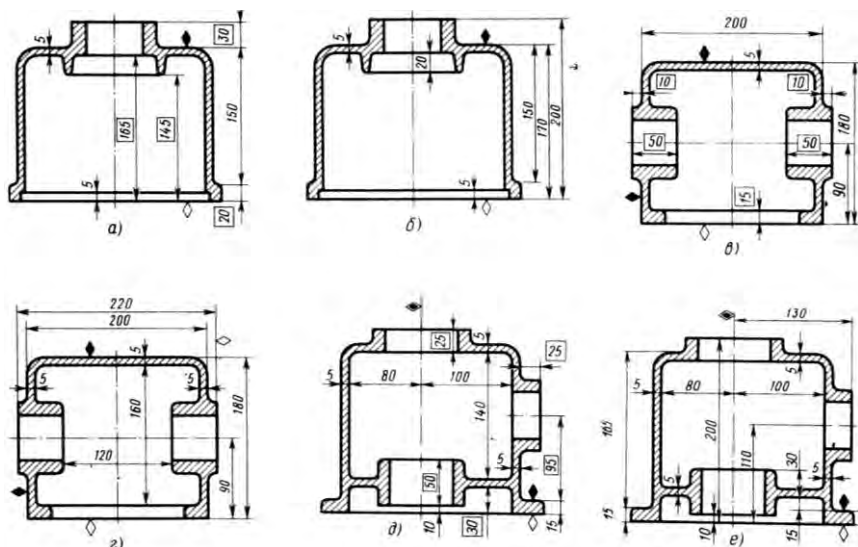


Рис. 8.8. Нанесение размеров на литых деталях

9. Конструирование механически обрабатываемых деталей

Механическая обработка принадлежит к числу наиболее трудоемких и дорогих способов изготовления и составляет до 70 % стоимости изделия.

Главные технологические способы повышения производительности обработки:

1. Сокращение машинного времени (интенсификация процессов резания). К этим способам относятся скоростное резание (увеличение главной скорости резания), силовое резание (увеличение подачи и глубины реза), производительные способы обработки (обработка многолезвийным инструментом, внутреннее и наружное протягивание, фрезоточение и т. д.).

2. Сокращение вспомогательного времени – применение быстродействующих приспособлений автоматизации подачи, установки, крепления и снятия заготовок, обработка по настроенным операциям, автоподналадка настройки, автоматизация контроля. Разновидностью этого способа является последовательная обработка заготовок в многоместных приспособлениях.

3. Совмещение во времени операций обработки (синхронизация переходов). К этому способу относятся обработка комбинированным инструментом и многоинструментная обработка (многолезцовое точение и строгание, фрезерование набором фрез). Наиболее полное выражение этот способ получил в агрегатных станках, производящих одновременную обработку нескольких поверхностей заготовки.

4. Одновременная обработка нескольких заготовок – параллельная и параллельно-последовательная обработка нескольких заготовок в многоместных приспособлениях, непрерывная обработка на роторных, карусельных и барабанных станках.

5. Ускорение передачи заготовок со станка на станок (механическая транспортировка заготовок, рациональная расстановка оборудования). Наивысшую производительность дают автоматические и полуавтоматические линии, особенно роторные.

Обязательными условиями применения производительных способов обработки, специальной технологической оснастки и специализированных станков являются массовость и стабильность выпуска продукции, устранение многомодельности и всемерная унификация конструкций.

В конструкции механически обрабатываемых деталей должно быть предусмотрено максимальное сокращение трудоемкости обработки при одновременном обеспечении высокого качества и надежности машин. При конструировании механически обрабатываемых деталей необходимо соблюдать следующие правила:

- сокращать протяженность механически обрабатываемых поверхностей до конструктивно необходимого минимума;
- уменьшать количество металла, снимаемого при обработке;
- предусматривать изготовление деталей наиболее производительными методами обработки без снятия стружки (штамповкой, холодной высадкой, чеканкой и т. д.);
- шире применять профильный и сортовой прокат с сохранением наибольшего числа черных поверхностей;
- предусматривать изготовление деталей из заготовок с формой, возможно близкой к форме окончательного изделия;
- облегчать изготовление трудоемких деталей путем применения составных конструкций;

- избегать излишне точной механической обработки. Применять в каждом отдельном случае наиболее низкую точность, обеспечивающую правильную работу узла и удовлетворяющую условию взаимозаменяемости;
- обеспечивать возможность применения наиболее производительных способов механической обработки (обработка мерным многолезвийным инструментом и т. д.);
- предусматривать возможность обработки на проход, являющейся главным условием повышения производительности, получения высокой точности и малой шероховатости обрабатываемых поверхностей;
- при невозможности обработки на проход обеспечивать выход обрабатываемого инструмента на расстояние, достаточное для получения точных поверхностей;
- обеспечивать удобный подход режущего инструмента к обрабатываемым поверхностям;
- предусматривать возможность обработки максимального числа поверхностей при одной операции на одном станке, с одного станка, одним и тем же инструментом;
- деталям многократного и массового применения придавать формы, допускающие групповую обработку с применением комбинированного инструмента;
- обеспечивать возможность обработки точных соосных и параллельных отверстий с одного станка, облегчающей получение соосности и точных межосевых расстояний;
- предусматривать четкое разделение поверхностей, обрабатываемых на различных операциях, различным инструментом и с различной степенью точности;
- между обрабатываемыми и ближайшими необрабатываемыми поверхностями предусматривать расстояния, обеспечивающие обработку при наибольших возможных по производственным условиям колебаниях размеров заготовки;
- избегать совместной обработки деталей в сборе, нарушающей непрерывность производственного потока, снижающей взаимозаменяемость и затрудняющей смену деталей в эксплуатации;
- сокращать номенклатуру обрабатываемого инструмента путем унификации размеров и формы обрабатываемых элементов;

- в единичном и мелкосерийном производстве сводить к минимуму применение специального режущего инструмента, по возможности обходясь стандартным инструментом;
- придавать обрабатываемым поверхностям форму, обеспечивающую равномерную и безударную работу инструмента;
- разгружать цилиндрический многолезвийный инструмент (сверла, развертки, зенкеры и т. д.) от одностороннего давления при обработке;
- придавать обрабатываемым участкам высокую и равномерную жесткость, обеспечивающую точную обработку и способствующую применению производительных способов обработки;
- предусматривать удобные базы для контроля размеров по возможности с применением универсального измерительного инструмента.

9.1. Сокращение объема механической обработки

Примеры устранения лишней механической обработки приведены на рис. 9.1. В узле крепления направляющей (вид *а*) целесообразно уменьшить глубину фиксирующей выборки в корпусе (вид *б*) до значения, достаточного для надежности фиксации.

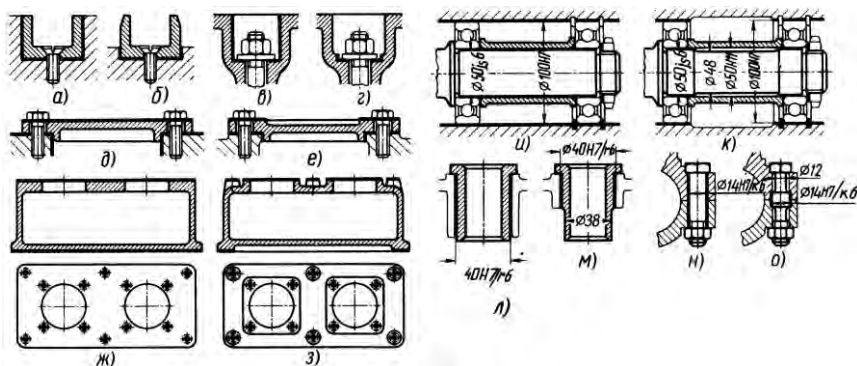


Рис. 9.1. Примеры сокращения механической обработки

В литых деталях (ниша под крепежный болт – виды *в*, *г*; крышка – виды *д*, *е*; корпусная деталь – виды *ж*, *з*) поверхности, нуждающиеся в обработке, следует располагать выше смежных необработанных поверхностей.

В узле установки подшипников качения (вид *и*) точной механической обработке следует подвергать строго ограниченные участки рабочих поверхностей (вид *к*).

На видах *л, м* показано сокращение протяженности пояса запрессовки втулок в корпусе; на видах *н, о* – центрирующего пояса призонного болта.

Для деталей, изготавливаемых из круглого проката, снижение трудоемкости механической обработки и уменьшение объема снимаемой стружки достигается главным образом сокращением перепадов между диаметрами деталей, особенно наибольших диаметров, определяющих главную долю снимаемого материала.

В ступенчатом валике (рис. 9.2, *а*) из-за наличия заплечика увеличивается диаметр D заготовки и резко повышается объем снимаемой стружки. Большой перепад диаметром ступенек, в свою очередь, вызывает увеличение объема механической обработки. Объем снимаемой стружки составляет 135 % объема готового изделия; коэффициент использования материала заготовки равен 0,43, т. е. более половины объема заготовки идет в стружку.

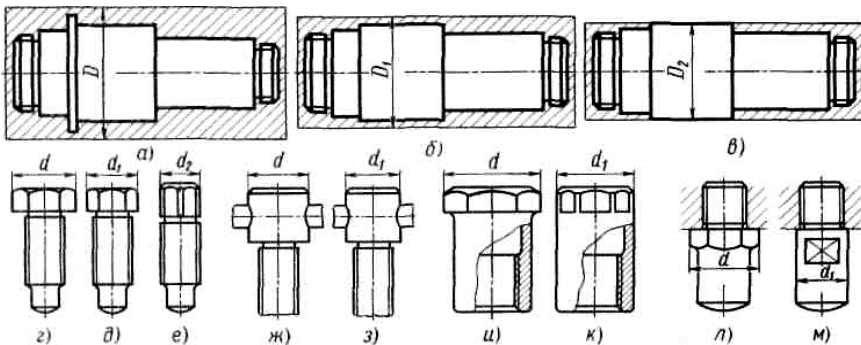


Рис. 9.2. Детали, изготовленные из круглого проката

В конструкции валика без заплечика и с уменьшенным перепадом диаметров ступенек (вид *б*) объем снимаемой стружки вследствие уменьшения диаметра D заготовки сокращается в 3 раза по сравнению с предыдущим вариантом. Большая часть этого сокращения до диаметра D_1 (80 %) обусловлена удалением заплечика. Коэффициент использования материала повышается до 0,7.

На виде *в* показано дальнейшее сокращение объема снимаемой стружки, достигнутое при изготовлении детали из чистотянутого прутка диаметром, равным максимальному диаметру D_2 валика. Коэффициент использования материала здесь повышается до 0,8.

Примеры сокращения механической обработки посредством уменьшения максимального диаметра деталей показаны на видах *г-е* (нажимной винт), *ж, з* (вороток), *и, к* (колпачок), *л, м* (ножка).

Диаметр изделия нужно согласовать со стандартными диаметрами круглого проката. Максимальный диаметр изделия должен быть меньше ближайшего стандартного диаметра.

9.2. Перевод на ковку и штамповку

Наиболее целесообразно выполнять детали из заготовок, имеющих форму, близкую к форме окончательного изделия, получаемую горячей штамповкой в закрытых штампах. Помимо сокращения механической обработки, штамповка увеличивает прочность благодаря уплотнению металла, образованию волокнистой текстуры и происходящей при остывании заготовки рекристаллизации, сопровождающейся образованием мелких равноосных зерен.

Цельноштампованные детали при всех прочих равных условиях прочнее, легче и требуют меньшей механической обработки, чем составные детали.

Применение штампов экономически оправдано при массовом выпуске, когда первоначальные затраты на изготовление штампов быстро окупаются увеличением производительности и сокращением механической обработки. Однако благодаря высокой прочности штампованных изделий штамповку нередко применяют в производстве ответственных машин независимо от масштаба выпуска и стоимости изготовления.

На рис. 9.3 представлены способы изготовления чашечной детали (деталь показана на рисунке тонкими линиями).

Изготовление точением из цилиндрической болванки (рис. 9.3, *а*) весьма трудоемко. Деталь ослабляется перерезанием волокон материала.

На рис. 9.3, *б* изображена заготовка, полученная на молоте в открытом штампе с фасонной матрицей и плоским бойком, *в, г* – то же, с фасонными матрицами и бойком.

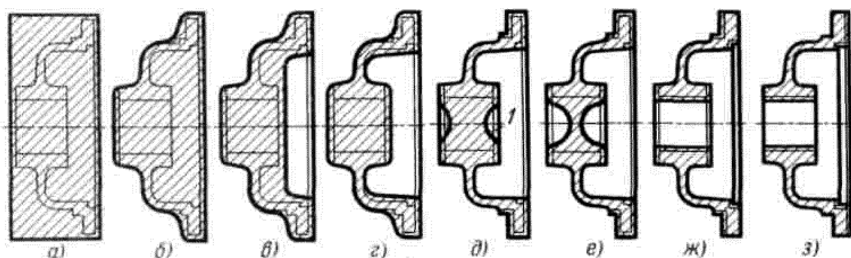


Рис. 9.3. Способы изготовления чашечной детали

При штамповке в одноручьевом закрытом штампе (вид *д*) большая часть поверхностей приобретает окончательную форму, за исключением поверхностей, подлежащих механической обработке. Отверстие намечено углублениями *1* (наметками). Напуск в отверстии удаляют механической обработкой или последующими штамповочными операциями.

При штамповке в чистовом ручье (вид *е*) точность необрабатываемых стенок выше; припуски на механическую обработку меньше. Перемычку в отверстии удаляют вырубным штампом.

На рис. 9.3, *ж* показана заготовка, полученная на горизонтально-ковочной машине, с прошивкой отверстия.

При холодном калибровании всем поверхностям придается окончательный вид (вид *з*), за исключением поверхностей, нуждающихся в особо точной обработке (посадочное отверстие, центрирующая выборка, торец фланца).

Плоские фасонные детали целесообразно изготавливать из листа.

9.3. Составные конструкции

Составные конструкции применяют при небольшом масштабе выпуска, когда изготовление штампов экономически не оправдано.

Примеры расчленения деталей как средства уменьшения отхода металла в стружку приведены на рис. 9.4 – *1, 2* – пробковый кран, *3, 4* – поршень, *5–7* – заделка колонны.

Расчленение деталей часто позволяет уменьшить трудоемкость механической обработки.

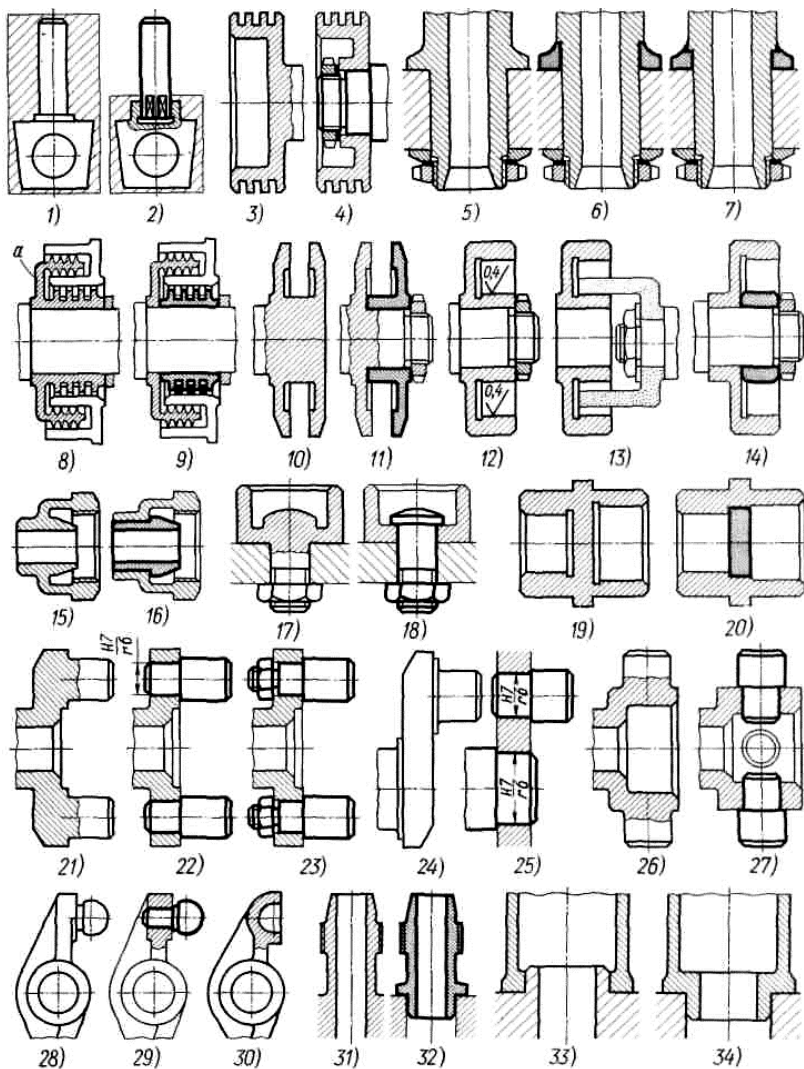


Рис. 9.4. Составные конструкции

В узле, состоящем из лабиринтного уплотнения и уплотнения разрезными пружинными кольцами (вид *б*), деталь *а* практически невыполнима (нельзя подвести режущий инструмент к гребешкам внут-

ренного лабиринта и канавкам пружинных колец). Разделение детали на две части (вид 9) позволяет обработать ее без затруднений.

На видах 10, 11 показано упрощение обработки кольцевого T-образного паза путем разделения детали на две части. Деталь с внутренней ступицей (вид 12) можно обработать с необходимой степенью чистоты только при помощи чашечного шлифовального круга (вид 13). В составной конструкции (вид 14) отъемная ступица обрабатывается наружным шлифованием.

На рис. 9.4, 15–34 приведены примеры разделения деталей сложной конфигурации – ниппель (виды 15, 16), чашечная деталь с внутренней сферической поверхностью (17, 18), полый валик с внутренней перегородкой (19, 20).

Затруднительна обработка цилиндрических и сферических выступов, ось которых не совпадает с осью вращения детали. Для обтачивания их необходимы специальные приспособления (центросмесители); шлифование возможно только при помощи чашечных кругов. Такие части целесообразно делать отъемными.

Конструкция водила с кольцами, выполненными заодно с корпусом водила (вид 21), нетехнологична. Целесообразнее установить пальцы в отверстиях (виды 22, 23), точное изготовление и координирование которых не представляют затруднений.

Выполнение выступающих частей заодно с деталью допустимо, если их не более двух и если они расположены по разные стороны детали (например, лобовые кривошипы, вид 24). Технологически все же предпочтительнее составная конструкция (вид 25), хотя по прочности она уступает цельной.

Примеры составных конструкций приведены на видах 26, 27 (крестообразное водило); 28, 29 (рычаг со сферическим бойком). В последнем случае закономерно и другое решение: замена головки сферической чашкой (вид 30).

Наружные резьбы на выступающих частях корпусных деталей (вид 31) приходится нарезать вручную, что неприемлемо для массового производства. Целесообразно делать их отъемными (вид 32).

Следует избегать центрирования по наружным буртикам на корпусных деталях (вид 33), заменяя его центрированием по отверстиям (вид 34).

9.4. Устранение излишне точной обработки

Применять размеры с допусками (посадочные размеры) нужно только в случае необходимости. Качество следует выбирать наименьший, допустимый условием взаимозаменяемости и условием надежной работы узла.

Поверхности, точность изготовления которых не влияет на работу узла в целом, следует изготавливать по более низким качествам, чем рабочие поверхности.

9.5. Обработка напроход

Для увеличения производительности механической обработки и повышения чистоты и точности ее большое значение имеет обработка напроход со свободным входом и выходом режущего инструмента за пределы обрабатываемой поверхности.

Конструкция корпусной детали, изображенная на рис. 9.5, *a*, не технологична, т. к. ход режущего инструмента (торцевой фрезы) вдоль обрабатываемой поверхности ограничен стенками детали.

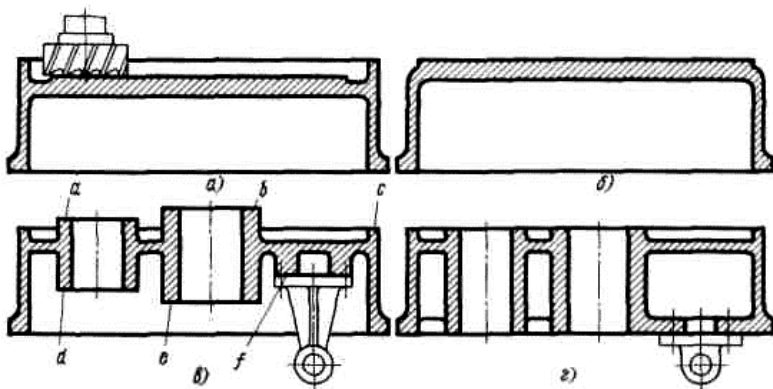


Рис. 9.5. Обработка корпусных деталей напроход

Условия резания различны на различных участках обрабатываемой поверхности. Вначале изделие подводят к фрезе осевой подачей; происходит врезание фрезы в металл, при котором получается грубообработанная поверхность. Для того чтобы получить более или менее одинаковую шероховатость на всем протяжении обрабатываемой поверхности, нужно сделать несколько проходов.

Приемы производительной обработки – скоростное резание, обработка по настроенным операциям, а также групповая обработка – в данном случае неприменимы. Каждую деталь приходится обрабатывать индивидуально, затрачивая много времени на подвод, вывод фрезы и настройку в размер.

В правильной конструкции *б* с выступающей обрабатываемой поверхностью фреза работает напроход, обрабатывая плоскость с одинаковой шероховатостью при высокой производительности.

На виде *в* показана нетехнологичная конструкция плиты. Подлежащие обработке поверхности *а-г* расположены на различных уровнях; обработка каждой поверхности требует отдельной операции. Контур верхнего фланца вследствие наличия внутренних бобышек приходится обрабатывать при комбинированных поперечной и продольной подачах изделия.

В технологичной конструкции *г* все обрабатываемые поверхности выведены на один уровень. Обработка производится в два приема – проходом верхней и нижней поверхностей плиты.

На рис. 9.6 показаны примеры исполнения точных отверстий. В конструкции *1* подшипник установлен в разъемном корпусе (радиальная сборка), в гнезде, ограниченном с обеих сторон стенками. Обрабатывать посадочную поверхность гнезда очень трудно.

В конструкции *2* (установка подшипника в целом корпусе с осевой сборкой) точная обработка посадочной поверхности затруднена из-за наличия буртика, фиксирующего подшипник в осевом направлении.

Правильны конструкции с обработкой посадочной поверхности напроход. Подшипник в этом случае фиксируют в осевом направлении стопорными кольцами (вид *3*) или промежуточными втулками (вид *4*), из которых одна закреплена в корпусе, а другая служит для затяжки кольца подшипника.

На видах *5, 6* показаны нецелесообразная (*5*) и целесообразная (*6*) конструкции корпуса подшипника качения.

Узел установки подшипников качения в зубчатом колесе с буртиком для их фиксации (вид *7*) нетехнологичен. Особенно трудно в данном случае обеспечить концентричность посадочных поверхностей, обрабатываемых с разных установок. При замене буртика стопорным кольцом (вид *8*) становится возможной обработка отверстия напроход.

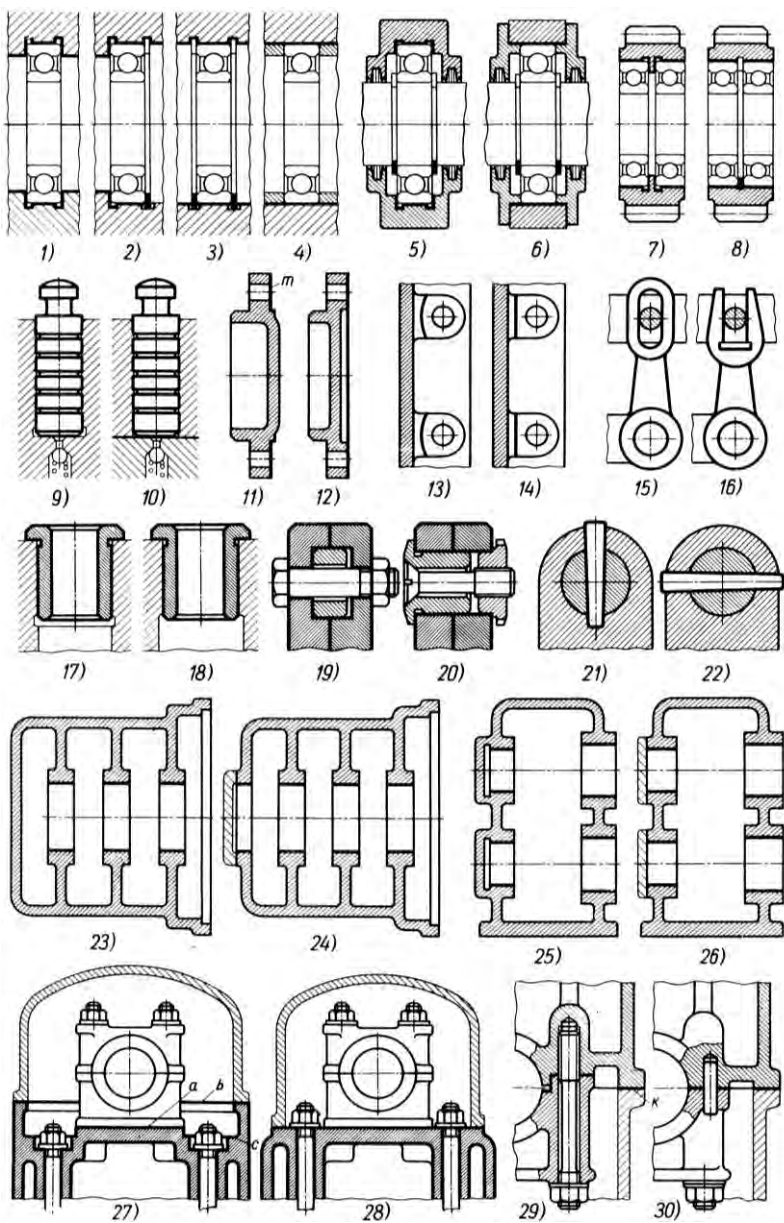


Рис. 9.6. Обработка напход

В узле установки в глухом отверстии (вид 9) затруднительна обработка отверстия и притирка плунжера. В данном случае необходимо сделать отверстие сквозным (вид 10).

В крышке с фасонным фланцем *m*, обрабатываемым фрезерованием (вид 11), целесообразно придать фланцу форму, обеспечивающую обработку напроход (вид 12).

В конструкции 13 поверхности под гайки обрабатываются каждая отдельно с помощью торцовой фрезы. Изменив форму опорных поверхностей (вид 14), можно обрабатывать все опорные поверхности напроход.

Пазы (вид 15) целесообразнее выполнять открытыми (вид 16), так как при этом облегчается обработка, и боковые грани пазов можно выполнить с более высокой точностью.

Примеры изменения конструкций для обеспечения возможности обработки напроход показаны на видах 17, 18 (посадка втулки в корпусную деталь) 19, 20 (узел передачи момента во фланцевом соединении) и 21, 22 (штифтовое крепление вала).

На видах 23, 25 изображены неправильные конструкции корпусных деталей с отверстиями, расположенными в линию. При наличии глухих стенок необходимо обрабатывать отверстия консольной резцовой скалкой, конец которой неустойчив и прогибается под действием силы резания.

На видах 24, 26 в корпусах предусмотрены отверстия, через которые можно пропустить борштангу, дав ей вторую опору.

На видах 27, 30 показаны примеры упрощения обработки путем приведения обрабатываемых поверхностей в одну плоскость. В конструкции блочной головки двигателя (вид 27) обработка ведется по трем уровням: по плоскости *a* стыка головки с крышкой, по плоскости *b* установки подшипников распределительного валика и по опорным поверхностям с гаек крепежных болтов.

Целесообразна конструкция, в которой все три плоскости выведены на один уровень и обрабатываются за один проход (вид 28).

В узле крепления подвески подшипника к картеру (вид 29) подвеска фиксируется с помощью буртиков, что исключает обработку напроход стыковых поверхностей картера и подвесок.

В конструкции 30 фиксация подвески выполнена контрольными штифтами, что обеспечивает возможность обработки напроход.

9.6. Выход обрабатывающего инструмента

Обработка напроход не всегда осуществима по конструктивным условиям. В таких случаях необходимо предусмотреть перебеж режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности на расстояние, достаточное для получения заданной шероховатости и точности.

При точной обработке ступенчатых цилиндрических поверхностей выход инструмента обеспечивают введением на участках сопряжения канавок глубиной несколько десятых миллиметра.

9.7. Подход обрабатывающего инструмента

Для повышения производительности и точности механической обработки нужно обеспечить свободный подход режущего инструмента к обрабатываемым поверхностям. Для этого необходимо ясно представлять себе характер операции, знать размеры режущего инструмента и его крепежных элементов, условия установки и крепления детали при обработке.

На рис. 9.7, 1 изображен шкив клиноременной передачи с нарезным отверстием n в ступице под крепежный винт. По конфигурации детали отверстие можно просверлить и нарезать только через холостое сверление m в ободе (вид 2), которое должно быть предусмотрено при конструировании.

Способы выполнения отверстия n в кронштейне (вид 3) показаны на видах 4–6. При определении угла наклона косо́го отверстия (вид 5) надо учесть габариты патрона сверла.

В конструкции штифтового крепления чашечной детали на валу (вид 7) невозможно просверлить и развернуть отверстие n под штифт, а также установить штифт. Нужно или предусмотреть в ободе шкива холостое отверстие m (вид 8) или изменить расположение ступицы (вид 9).

Отверстие n (вид 10) в приливе цилиндра между фланцами можно просверлить через холостое отверстие m в одном из фланцев (вид 11) или через выемку q во фланце цилиндра (вид 12).

При накатывании головки лимба в конструкции 13 накатываемой ролик невозможно подвести к основанию головки. Накатываемый пояс должен быть отнесен от лимба на расстояние $s = 3–4$ мм (вид 14), достаточное для прохода щеки роликодержателя.

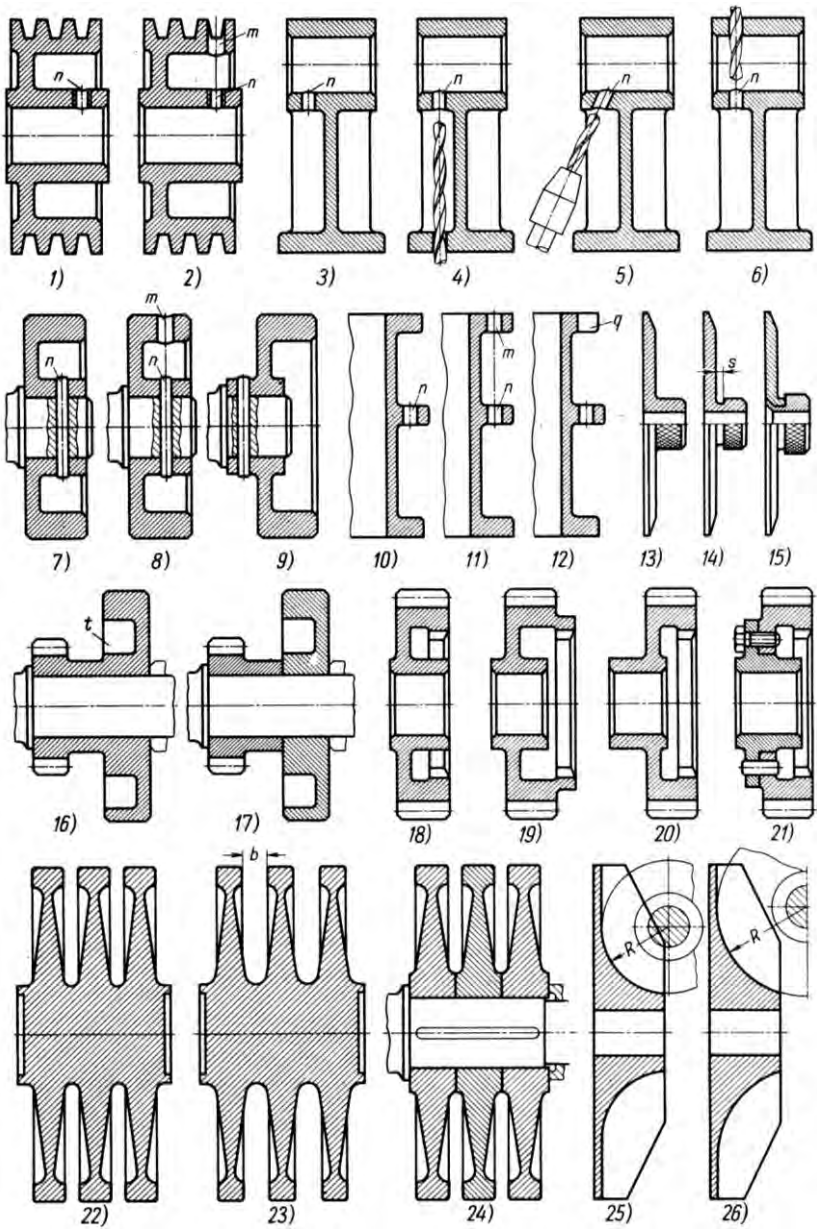


Рис. 9.7. Подход режущего инструмента

При большом диаметре лимба целесообразно перейти на составную конструкцию 15, что позволяет применить короткий и жесткий роликoderжатель.

Обработка фигурного паза t в торцовом копире (вид 16) неосуществима: подвести пальцевую фрезу для обработки паза невозможно, т. к. рядом расположено зубчатое колесо, выполненное заодно с копиром.

Для обработки необходимо сделать зубчатое колесо и копир разъемными (вид 17).

В конструкции 18 зубчатого колеса с внутренним шлицевым венцом шлицы можно нарезать только долблением. Для применения наиболее производительного и точного способа обкатывания нужно вынести шлицевой венец за пределы ступицы (вид 19), сместить ступицу (вид 20) или применить составную конструкцию 21.

В цельнокованом роторе турбины (вид 22) для обработки внутренних поверхностей дисков необходимо раздвинуть диски, увеличив расстояние b и уменьшив ширину ободьев (вид 23), или перейти на разъемную конструкцию 24.

Отфрезеровать лопажки крыльчатки центробежной машины (вид 25) нельзя (шпиндель фрезы упирается в верхушки лопаток). Обработка становится возможной, если увеличить радиус R у основания лопаток (вид 26).

9.8. Разделение поверхностей, обрабатываемых с разной точностью

Поверхности, обрабатываемые разным инструментом и с различной степенью точности и шероховатости, должны быть конструктивно отделены одна от другой.

В вильчатой проушине (рис. 9.8, 1) основание паза совпадает с поверхностью цоколя. В правильной конструкции (вид 2) основание паза приподнято над поверхностью цоколя на величину s (не менее нескольких десятых миллиметра).

Конструкция вала с квадратным хвостовиком под насадную деталь (вид 3) неправильна: обработать торец f вала при фрезеровании граней квадрата без образования ступенек практически невозможно.

В конструкции 4 грани приподняты над торцом на расстояние s ; торец подрезают при обтачивании цилиндрической поверхности

Квадрат хвостовика можно отделить от торца вала кольцевой выточкой с диаметром, несколько меньшим, чем расстояние между гранями (вид 5).

В неправильной конструкции зубчатого колеса (вид 6) поверхность впадин зубьев совпадает с цилиндрической поверхностью d обода колеса. В правильной конструкции 7 поверхность впадин расположена выше поверхности ступицы на величину s , гарантирующую выход зуборезного инструмента и предупреждающую врезание инструмента в поверхность обода.

Шатунную головку (вид 8), в которой поверхности, получаемые после выполнения разных операций, слиты одна с другой, практически изготовить нельзя.

В конструкции 9 поверхности, обрабатываемые различными инструментами, отделены одна от другой. Наружная поверхность h двутаврового стержня, обрабатываемая цилиндрической фрезой, приподнята на величину s по отношению к головке шатуна; внутренние полости i двутавра, обрабатываемые торцовой фрезой, отодвинуты от головки на расстояние s_1 ; консоли головки, обрабатываемые точением, отделены от стержня расстоянием s_2 .

В конструкции 10 кулачка точная поверхность кулачка сливается с цилиндрической поверхностью вала, обрабатываемой более грубо. Прошлифовать тыльную поверхность l кулачка заподлицо с цилиндром вала невозможно. В правильной конструкции 11 поверхность кулачка расположена выше поверхности вала на величину s , обеспечивающую обработку.

В конструкции 12 кулачковой шайбы поверхности m , n кулачков обрабатываются точением заодно с кольцевыми участками q , r торца диска; участки t фрезеруют. Добиться совпадения этих поверхностей невозможно.

В правильной конструкции 13 фрезеруемая поверхность t расположена выше смежных поверхностей торца диска на величину s .

Аналогично в конструкции шайбы с торцовым гребешком (виды 14, 15) поверхность u , обрабатываемую фрезерованием, следует сделать выше остальных поверхностей торца, обрабатываемых точением.

Колодку с цилиндрическими пальцами (вид 16) обработать трудно. Необходимо обработать за два перехода токарным резцом прилегающие к пальцам поверхности v , обеспечив их точное совпаде-

ние. Конструкция с цилиндрическими цоколями W , приподнятыми на величину s (вид 17), правильна только в том случае, если поверхность V колодки между пальцами черная; обрабатывать эту поверхность трудно.

Если примыкающая к пальцам поверхность подлежит обработке, то ей следует придать форму, показанную на виде 18. Цоколи W пальцев обрабатывают точением, поверхность V – фрезерованием напроход.

У шестигранников, примыкающих к цилиндрическим поверхностям (вид 19), грани должны быть расположены выше цилиндрической поверхности (вид 20).

В конструкции 21 получить сопряжение шлифовальных рабочих граней паза с основанием паза, выполняемым сверлением, невозможно. Необходимо разделить поверхности точной и грубой обработки (вид 22) или выполнить основание паза диаметром, большим ширины паза (вид 23), для выхода шлифовального круга.

Примеры неправильного и правильного сопряжения точных и грубых поверхностей показаны на видах 24, 25 (толкатель со сферической головкой) и 26, 27 (призонный болт).

Конструкция 28 сопряжения шатунной и коренной шеек коленчатого вала со щеками ошибочна: шлифовальные галтели шеек сразу переходят в щеки, обрабатываемые фрезерованием. В правильной конструкции 29 галтели отделены от поверхностей щек уступами s .

В коническом зубчатом колесе (вид 30) упорная поверхность Z , обрабатываемая шлифованием, переходит в галтель торцевой поверхности зубьев, обрабатываемой точением. Получить показанное на рисунке плавное сопряжение практически невозможно. В правильной конструкции 31 шлифуемая поверхность отделена от грубой поверхности уступом s .

В тарельчатом клапане (вид 32) направляющая поверхность штока, обрабатываемая с высокой степенью точности, непосредственно переходит в галтель головки. Практически такое сопряжение можно выполнить только зачисткой участка сопряжения вручную.

В правильной конструкции 33 поверхность штока отделена от галтели небольшим уступом s .

Цилиндрические поверхности одинакового диаметра, обрабатываемые до различных параметров шероховатости, целесообразно

разделять неглубокой канавкой или же обрабатывать всю поверхность напроход до одинаковых параметров шероховатости.

Для обработки поверхностей с одинаковым номинальным диаметром, но с различными посадками целесообразно разделить посадочные пояса канавкой или один пояс выполнить ниже другого.

Если номинальный диаметр посадочной поверхности вала равен наружному диаметру примыкающей резьбы, то из-за увеличения диаметра резьбы (в результате «подъема» витков при нарезании) бывает невозможно установить насадную деталь на вал.

В таких случаях следует обработать наружный диаметр резьбы напроход с посадочной поверхностью, о чем должно быть сделано соответствующее указание на чертеже. Целесообразнее уменьшить диаметр резьбы.

9.9. Отделение обрабатываемых поверхностей от черных

На заготовках, полученных литьем, штамповкой, ковкой и т. д., обрабатываемые поверхности должны быть отнесены от ближайших необработанных поверхностей на расстояние k , превышающее возможные смещения необработанных поверхностей в заготовке.

На рис. 9.9 показано применение этого правила для поверхностей, расположенных выше (вид *a*) и ниже (*б*) черных поверхностей, а также для поверхностей, смежных с черными стенками (*в*).

Если расстояние k недостаточно, то при смещении в литье черной поверхности вверх (вид *a*) обрабатывающий инструмент врежется в стенку, а при смещении вниз не доходит до нее, и на стенке остается чернота. На виде *б* при смещении черной поверхности вниз инструмент может не дойти до металла. Смещение боковых стенок (вид *в*) может вызвать врезание инструмента в металл.

На видах *г–е* показано применение правила отделения обрабатываемых поверхностей для крепежных фланцев.

Отодвинуть черные стенки от обрабатываемых поверхностей не всегда позволяют размеры. В таких случаях в стенках делают местные углубления (виды *ж, з*), ниши, выборки (виды *и, к*) и т. д., благодаря которым на данном участке удастся выдержать необходимое расстояние k (*ж, и* – неправильные; *з, к* – правильные конструкции).

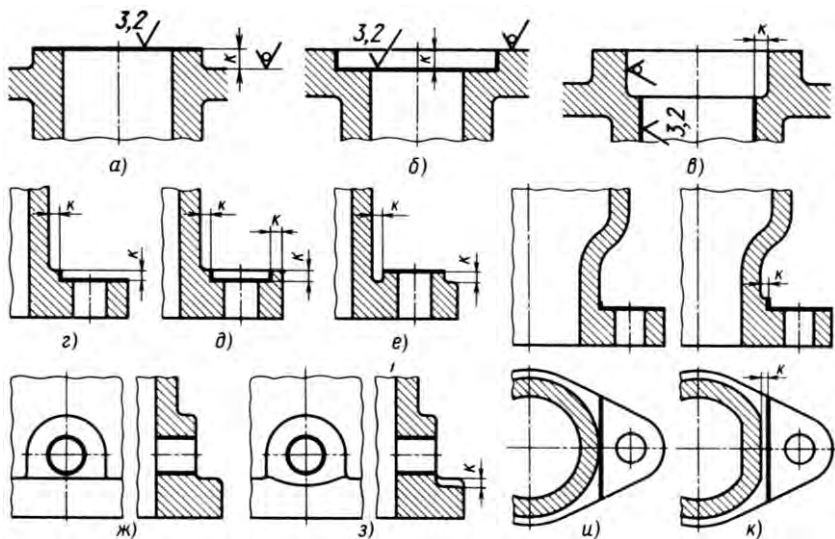


Рис. 9.9. Отделение обрабатываемых поверхностей от черных

9.10. Обработка с одного установа

Поверхности, нуждающиеся в точной взаимной координации, целесообразно обрабатывать с одного установа.

В редукторе с консольным расположением зубчатых колес (рис. 9.10, а) отверстия под входной и выходной валы обрабатывают с разных сторон корпуса. Выдержать межосевое расстояние a_w и обеспечить параллельность осей отверстий при этом трудно.

В целесообразной конструкции б предусмотрено дополнительное отверстие m , позволяющее обработать посадочные отверстия с одной стороны.

В редукторе со ступенчатыми отверстиями под двухпорные шестерни (вид в) ошибка состоит в неправильном расположении ступеней, не допускающем обработку с одной стороны.

В правильной конструкции г благодаря введению холостой втулки n становится возможной обработка отверстий с одной стороны.

В корпусной детали (вид д) соосность отверстий выдержать сложно, так как малый диаметр среднего отверстия затрудняет обработку напроход.

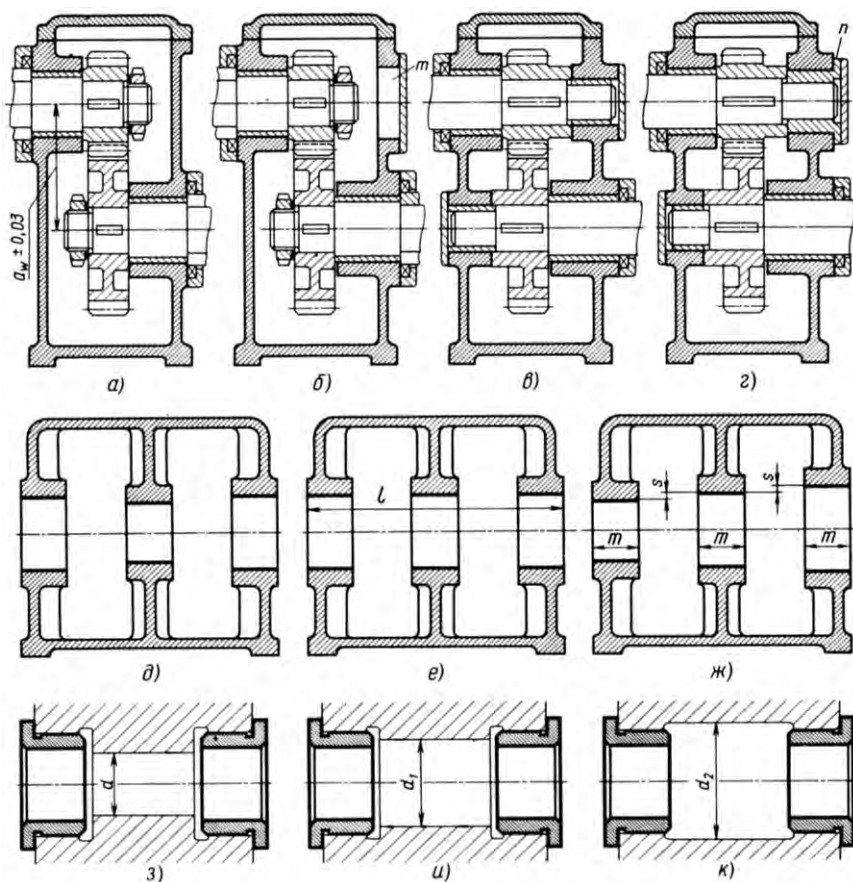


Рис. 9.10. Обработка с одного установка

В корпусных деталях целесообразно делать отверстия одинакового (вид *е*) или ступенчатого (вид *ж*) диаметра, убывающего по направлению хода режущего инструмента. Последняя система проще, производительность обработки выше.

В узле установки втулок в корпусной детали (вид *з*) посадочные поверхности под втулки из-за малого диаметра промежуточного отверстия можно обработать только с разных сторон изделия; соосность отверстий обеспечить трудно.

В улучшенной конструкции *и* диаметр промежуточного отверстия d_1 увеличен до размера, допускающего совместное развертывание втулок после запрессовки.

Наиболее целесообразна конструкция *к*. Здесь диаметр отверстия d_2 увеличен до размера, при котором возможна обработка напроход посадочных отверстий под втулки и совместное развертывание втулок.

9.11. Совместная обработка в сборе

Следует избегать совместной обработки в сборе, усложняющей и дробящей производственный поток и лишаящей конструкции свойства взаимозаменяемости.

Исключение представляют случаи, когда совместная обработка представляет единственный способ обеспечения работоспособности конструкции. Так, в многоопорных коленчатых валах, установленных в картере, разъем по оси опор является непременным условием сборки, а совместная обработка постелей подшипников в сборе половин картеров – единственным способом обеспечить соосность опор. С разъемом в плоскости оси нередко выполняют корпуса роторных машин для удобства монтажа и демонтажа и упрощения осмотра в эксплуатации.

9.12. Перенос профильных элементов на охватываемые детали

Внутренние поверхности труднее обрабатывать, чем наружные, поэтому профильные элементы целесообразно выполнять на наружных поверхностях.

Следует избегать выполнения длинных резьб в отверстиях. Длинную резьбу целесообразно выполнять на стержне, короткую – во втулке.

9.13. Фрезерование по контуру

При обработке фрезерованием следует избегать сложных фигурных профилей, заменяя их плоскими или цилиндрическими поверхностями.

Конструкция рычага, подлежащего обработке кругом (рис. 9.11, *a*), нетехнологична. Наружный контур детали нельзя обработать цилиндрической фрезой из-за наличия входящих углов. Обработать поверхности *m*, ограниченные цилиндрическими стенками бобышек, также очень трудно.

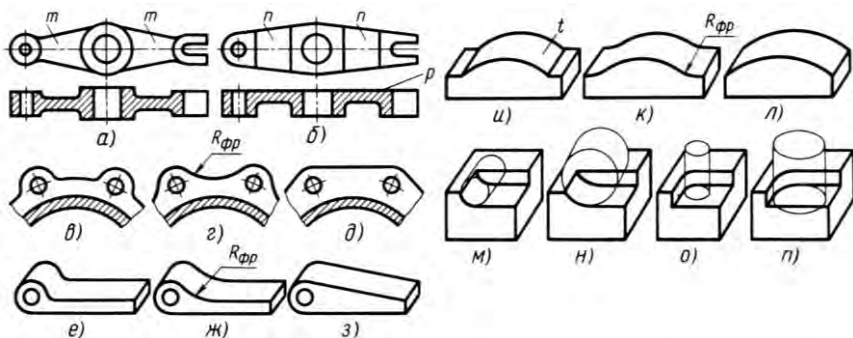


Рис. 9.11. Фрезерование по контуру

В конструкции *б* наружный контур описан прямыми линиями и окружностями и поддается копирному фрезерованию. Участки *n* между бобышками, ограниченные прямыми линиями, можно обработать фрезерованием напроход.

Для упрощения обработки одна из сторон рычага (плоскость *p*) сделана плоской.

Фрезеровать контур фланца (вид *в*) практически невозможно из-за малых галтелей у основания бобышек. Участки между бобышками должны быть профилированы радиусом, по меньшей мере равным радиусу фрезы (вид *г*), или прямыми линиями (вид *д*).

На рис. 9.11, *e–з* показаны, *e* – неправильная, *ж, з* – правильные конструкции рычага, подвергаемого круговому фрезерованию.

Конструкция сухаря *и* нетехнологична: его цилиндрический контур *l* можно обработать только фасонной фрезой с поперечной подачей заготовки или строганием по копиру.

В технологически более целесообразной конструкции *к* цилиндрическая поверхность соединена с боковыми полками галтелью радиусом, равным радиусу фрезы, что позволяет обработать эту поверхность стандартной цилиндрической фрезой с продольной подачей заготовки.

В конструкции *л* вся поверхность детали выполнена цилиндрической. Деталь можно обработать фрезерованием в поворотном приспособлении или точением в приспособлении.

Для увеличения производительности фрезерования и повышения стойкости фрез следует применять фрезы максимального диаметра, допускаемого конструкцией детали.

При обработке плоской выемки (вид *м*) заданный профиль выемки можно обработать только консольной фрезой малого диаметра на вертикально-фрезерном станке; недостаточная жесткость фрезы не позволяет получить правильную поверхность.

В конструкции *н* поверхность обрабатывается фрезой большего диаметра, установленной на двухопорном шпинделе (горизонтально-фрезерный станок).

Обработка пальцевой фрезой (вид *о*) допустима только как исключение, когда поверхности необходимо придать контур, близкий к прямоугольному. Обработка этим способом непроизводительна; чистую поверхность получить невозможно.

На рис. 9.11, *п* показано фрезерование торцевой фрезой увеличенного диаметра, перекрывающей обрабатываемую поверхность.

9.14. Снятие фасок на фигурных поверхностях

Следует избегать снятия фасок на фигурных поверхностях. Для снятия фаски по контуру фланца (рис. 9.12, *а*) требуется копирное фрезерование специальной фрезой. Целесообразнее ограничиться указанием о притуплении кромок (вид *б*); эта операция производится проще (особенно способом электрохимического травления).

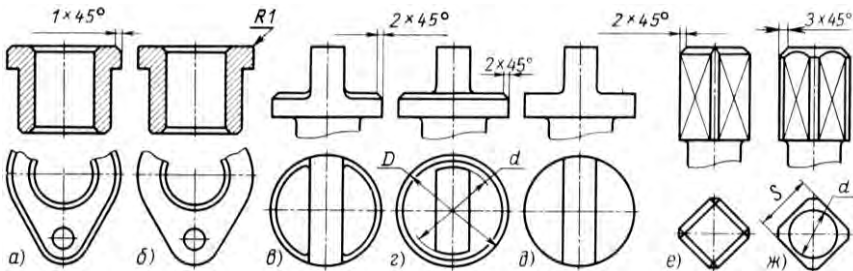


Рис. 9.12. Снятие фасок по контуру

Снятие фаски по цоколю торцового кулачка (вид *в*) можно облегчить, если уменьшить диаметр d цилиндрической части кулачка против диаметра D цоколя на величину, превышающую удвоенный катет фаски (вид *з*). Если уменьшить диаметр d невозможно по конструктивным условиям, следует ограничиться указанием о притуплении кромок (вид *д*).

Снятие фасок с граней квадрата (вид *е*) требует специального фрезерования с многократной перестановкой детали в процессе обработки. В данном случае целесообразно применить фрезерование граней на предварительно обточенном цилиндре (вид *жс*) с торцовой фаской, малый диаметр d которой должен быть меньше расстояния S между гранями. Фаски на углах встречи граней получаются как след предыдущей обточки цилиндра.

9.15. Обработка углубленных поверхностей

Не рекомендуется выполнять фигурное фрезерование с углублением в черную поверхность (рис. 9.13, *а*). Единственно возможный способ обработки таких поверхностей – фрезерование торцовой фрезой, диаметр которой определяется минимальным радиусом R закруглений фасонной поверхности. Поверхность приходится обрабатывать в несколько проходов; операция крайне непроизводительна, получить поверхность с малой шероховатостью невозможно.

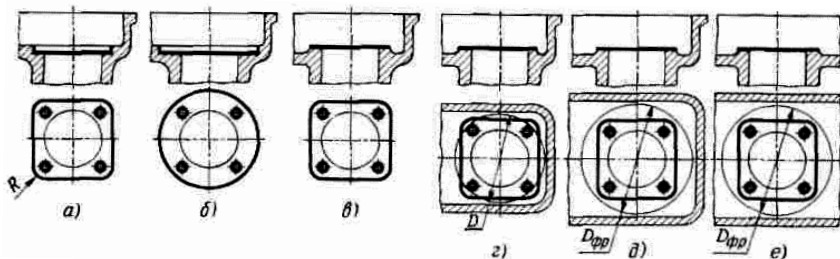


Рис. 9.13. Фрезерование углубленных поверхностей

Для упрощения обработки можно придать поверхности легко выполнимую обычным торцовым фрезерованием круглую форму диаметром, превышающим заданный максимальный поперечник фа-

сонной поверхности (вид *б*). К такой поверхности можно приваливать фасонный фланец.

Лучше придать фасонной поверхности форму платика, выступающего над черной поверхностью (вид *в*), и обрабатывать пластик торцевой фрезой.

Возможность применения фрезы, перекрывающей всю обрабатываемую поверхность, должна быть конструктивно обеспечена. В конструкции *г* это условие не выполнено: максимальный диаметр D фрезы, ограниченный смежными стенками, недостаточен; поверхность приходится обрабатывать в несколько проходов фрезой малого диаметра.

В конструкции *д* стенки раздвинуты на величину, допускающую перекрытие поверхности фрезой. Обработка ведется с подачей заготовки в направлении, перпендикулярном обрабатываемой поверхности.

Лучшие результаты по производительности дает обработка напроход (вид *е*) с продольной подачей.

9.16. Обработка бобышек в корпусах

Подрезка внутренних торцов отверстий в неразъемных корпусах (рис. 9.14, *а*), разбуртовка (вид *б*) и снятие фасок (вид *в*) представляют определенные трудности.

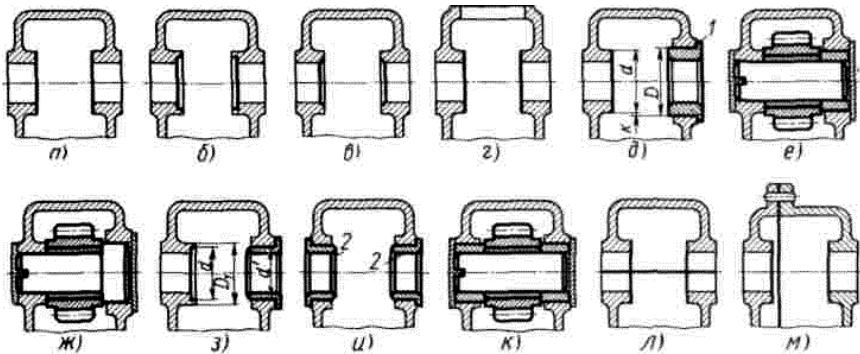


Рис. 9.14. Обработка бобышек в корпусах

Обработать эти поверхности в корпусах с глухими стенками можно только с помощью борштанг с выдвижными резами. При нали-

чии люка поблизости от отверстий (вид *г*), позволяющего установить резцы, можно применять борштанги обычной конструкции.

Для увеличения производительности диаметр отверстия со стороны входа инструмента (вид *д*) следует делать больше диаметра бобышки второго отверстия на величину $2k$ максимально возможных смещений бобышки при литье. При этом торец малого отверстия обрабатывают зенкером. Вторую торцевую упорную поверхность создают установкой втулки *л* в большее отверстие.

Конструктивное оформление узла для этого случая представлено на виде *е* (установка промежуточного зубчатого колеса). Возможна и другая конструкция: ступенчатая ось, колесо упирается в торец ступеньки (вид *ж*).

При разбуртовке торца малого отверстия (вид *з*) диаметр d большого отверстия должен быть не меньше диаметра d разбуртовки. Во избежание образования непрочных усов диаметр D_1 черной поверхности бобышки должен превышать диаметр d развертки не менее чем на 8–10 мм.

Вместо подрезки торцов можно ввести переходные втулки *2* (вид *и*), торцы которых служат упорными поверхностями (вид *к*).

В корпусах с разъемом по оси отверстий (вид *л*) необходимо соблюдать те же правила, так как торцы должны обрабатываться совместно, в сборе половин корпуса.

В корпусах с разъемом в плоскости, перпендикулярной к оси отверстий (вид *м*), отверстия обрабатывают в сборе половин, зафиксированных одна относительно другой контрольными штифтами. Торцы бобышек можно обработать при разнятых половинах корпуса.

9.17. Обработка отверстий

Отверстия неотчетливого назначения с параметром шероховатости поверхности до $Ra\ 3,2$ мкм и диаметром до 40 мм рекомендуется выполнять только сверлением, без дополнительной обработки, оставляя днище коническим (рис. 9.15, *б*, *д*). Формы отверстий по рис. 9.15, *а*, *в*, *г*, требующих дополнительной обработки, нецелесообразны.

В отверстиях, обрабатываемых более точно (зенкерованием, растачиванием, развертыванием), необходимо учитывать операцию предварительного сверления и особенности инструмента чистовой обработки.

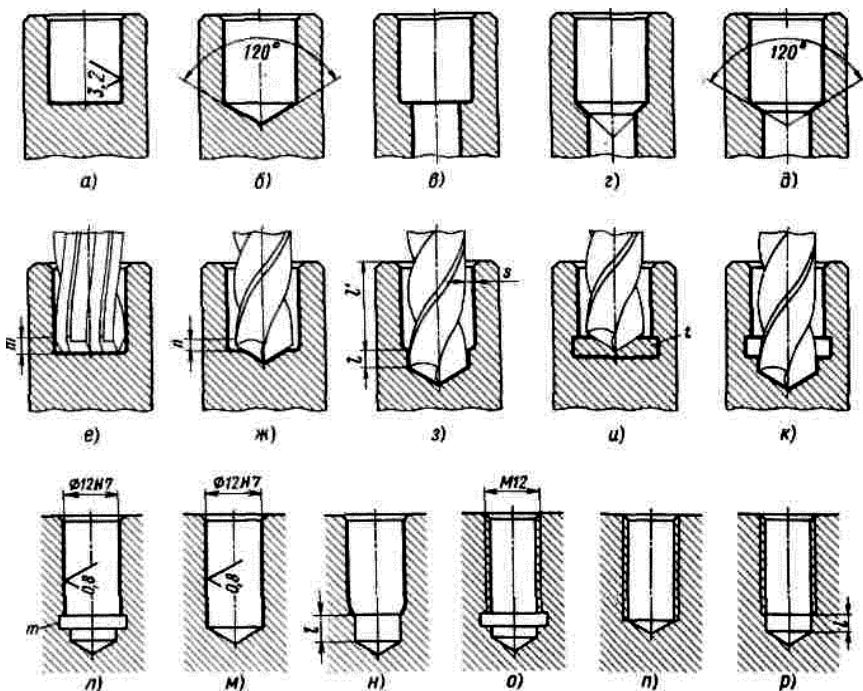


Рис. 9.15. Обработка отверстий

Отверстие с плоским дном (вид *e*) нельзя обработать зенкером и разверткой. Режущий конус зенкера оставляет на участке *m* необработанный слой металла.

В конструкции *ж* отражено предварительное сверление отверстия. Однако глубина сверления недостаточна. На участке *n* после зенкерования остается необработанный слой металла.

В правильной конструкции *з* сверление углублено в дно отверстия на глубину l , достаточную для выхода режущего конуса зенкера, что позволяет выдержать заданную длину l' чистовой обработки. Диаметр сверления определяется величиной припуска s на эту обработку.

То же правило следует соблюдать для отверстий с поднутряющей канавкой для выхода обрабатывающего инструмента. В конструкции, где сверление не доходит до дна отверстия (вид *u*), остается необработанным слой *z*, который приходится выбирать

резцом при расточке поднутрения. В целесообразной конструкции (вид *к*) сверление углублено в днище поднутрения, поэтому обработка последнего значительно облегчается.

Следует избегать применения поднутряющих канавок *т* (вид *л*) в отверстиях малого диаметра $d < 15\text{--}20$ мм).

Показанная на виде *м* форма отверстия, подвергаемого развертыванию, практически неосуществима из-за наличия режущего конуса на развертке. Необходимо углублять сверление на расстояние *л* (вид *н*), достаточное для выхода конуса развертки.

На видах *о*, *п* показаны неправильные, а на виде *р* – правильная конструкции нарезных отверстий. Минимальное расстояние *л* между днищем отверстия и витками резьбы с полным профилем определяется длиной заборного конуса метчиков.

Следует избегать сверления отверстий под углом $\alpha < 70^\circ$ к поверхности. При таком сверлении необходима предварительная за-сверловка или подфрезеровка входного участка отверстия, что усложняет изготовление. Для облегчения обработки следует располагать отверстие под углом более 70° к поверхности. Лучше всего сверлить отверстия под прямым углом.

Глубину отверстий, получаемых с помощью обычных спиральных сверл, рекомендуется во избежание смещения отверстия и поломки сверл делать не более 6–8 диаметров.

Целесообразно сокращать длину сверлений до конструктивно необходимого минимума. Длинные и тонкие сверления рекомендуется заменять ступенчатыми.

Длинный, узкий масляный канал, сообщающий сверления в валу, целесообразно заменить отверстием большого диаметра. При необходимости уменьшить сечение канала (например, для ускорения подачи масла в пусковые периоды) можно перекрыть канал вытеснителем.

9.18. Сокращение номенклатуры обрабатываемого инструмента

Для сокращения номенклатуры режущего инструмента следует унифицировать диаметры точных поверхностей. Особенно это важно для отверстий, обрабатываемых мерным цилиндрическим инструментом (сверла, зенкеры, развертки, протяжки).

Во избежание перестановки и смены инструмента целесообразно использовать один и тот же инструмент для выполнения максимального возможного числа операций.

Свободные переходы между ступеньками и буртиками точеных валов, не служащие опорными поверхностями, целесообразно выполнять по конусу с углом наклона, равным углу главной режущей кромки проходного резца в плане (обычно 45°), и галтелью у основания, равной стандартному закруглению у вершины резца $R = 1$ мм. Это избавляет от необходимости менять режущий инструмент и подрезать торец.

В единичном и мелкосерийном производстве не рекомендуется применять специальный инструмент.

9.19. Измерительные базы

В качестве измерительных баз обычно используют наличные элементы конструкции. Иногда приходится вводить специальные измерительные базы (рис. 9.16).

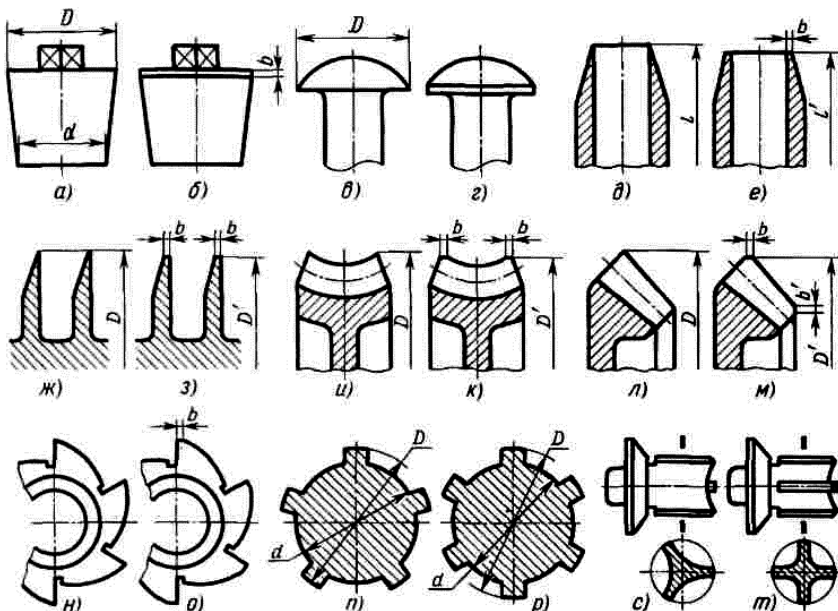


Рис. 9.16. Измерительные базы

В конструкции конической пробки (рис. 9.16, *a*) измерить большой диаметр D конуса трудно из-за наличия острой кромки. Измерить малый диаметр d конуса практически невозможно. Детали такой конфигурации можно обмерить только с помощью конической втулки-калибра.

Для облегчения замера целесообразно снабдить конус на большом диаметре цилиндрическим пояском шириной $b = 2-3$ мм (вид *б*).

В конструкции сферической детали (вид *в*) измерить диаметр сферической поверхности сложно из-за наличия острой кромки. В целесообразной конструкции (вид *з*) кромка выполнена по цилиндру. Помимо облегчения измерения, такая конструкция у термически обрабатываемых деталей предупреждает перегрев кромки.

Из-за острых кромок на торце конической детали (вид *д*) трудно выдержать осевой размер l . Плоская площадка на торце (вид *е*) облегчает изготовление и измерение.

Неправильная конструкция кольцевых ребер показана на виде *ж*, правильная – на виде *з*.

На зубчатых венцах червячных колес (вид *и*) целесообразно предусматривать цилиндрические площадки шириной b (вид *к*), облегчающие измерение, а также упрощающие сборку червячной передачи в осевом направлении и предупреждающие концентрацию сил на кромках зубьев.

Цилиндрические площадки b на зубьях конических зубчатых колес (виды *л*, *м*) образуют измерительную базу и предупреждают сосредоточение нагрузок на вершине зуба. Площадки b' облегчают установку колеса в осевом направлении.

На видах *н*, *о* приведен пример введения цилиндрических баз в конструкции храпового колеса.

Для облегчения измерения деталей с цилиндрическими выступами целесообразно делать число выступов четным. Наружный диаметр D шлицевого вала с нечетным числом шлицев (вид *п*) можно измерить только с помощью втулки-калибра: измерить внутренний диаметр d еще труднее. В конструкции с четным числом шлицев (вид *р*) диаметры D и d можно измерить универсальным измерительным инструментом.

На виде *т* (хвостовик конического клапана) приведена конструкция с четным числом центрирующих ребер, более целесообразная, чем конструкция *с* с нечетным числом ребер.

9.20. Повышение производительности обработки

Для увеличения производительности механической обработки целесообразно обрабатывать максимальное число поверхностей на одном станке, с одного установа, за одну операцию, с применением одного инструмента, используя все возможности станка, на котором производится основная операция.

При обработке на каждом станке число перестановок детали следует сводить к минимуму, добиваясь обработки максимального числа поверхностей с одного установа.

Следует избегать обработки под углом к базовым поверхностям. Это заставляет устанавливать изделие на станках с поворотными столами или в поворотных приспособлениях и усложняет настройку станка.

Производительность обработки можно значительно повысить, применяя комбинированный инструмент, обрабатывающий одновременно несколько поверхностей (сверло-зенкер, резцовые блоки, наборные фрезы и т. д.).

В крупносерийном и массовом производстве следует обеспечивать возможность групповой обработки деталей по настроенной операции с установом заготовок в многоместных быстродействующих приспособлениях.

Последовательная обработка сокращает вспомогательное время (время установки заготовок и настройки станка). Параллельная обработка сокращает машинное время пропорционально числу заготовок, одновременно подвергаемых обработке. Наибольшее повышение производительности обеспечивает параллельно-последовательная обработка.

Непременное условие применения этих методов – обработка поверхностей напроход.

В конструкции деталей, предназначенных для групповой последовательной и параллельно-последовательной обработки, следует предусматривать базы, фиксирующие взаимное положение деталей при обработке. При фрезеровании базами могут служить цоколи деталей и их боковые грани. При обработке цилиндрических деталей базами служат центральные отверстия. Детали насаживают на оправку и подвергают обработке в комплекте.

Обрабатываемые участки должны обладать достаточной жесткостью, во избежание деформации под действием сил резания.

10. Сборка узлов и агрегатов машин

При конструировании соединений, узлов и агрегатов должны быть выдержаны следующие условия производительной и качественной сборки:

- полная взаимозаменяемость деталей и узлов;
- исключение подгоночных работ и установки деталей по месту;
- удобный подход монтажного инструмента: возможность применения механизированного инструмента;
- агрегатный принцип сборки – соединение деталей в первичные подузлы, подузлов в узлы, узлов в агрегаты, установка агрегатов на машину.

Соблюдение этих условий позволяет организовать технологический процесс 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.

Взаимозаменяемость деталей достигается назначением необходимых допусков и предельных отклонений формы (параллельность, перпендикулярность и т. д.). Типы посадок выбирают в зависимости от условий работы соединения. Необходимую точность устанавливают размерным анализом, имеющим целью проверку работоспособности соединения при крайних значениях зазоров (натягов).

Иногда по условиям работы зазоры (натяги) должны быть выдержаны в более узких пределах, чем те, которые получаются при выполнении размеров даже по 5–6-му квалитетам. В таких случаях часто применяют селективную сборку. В зависимости от величины отклонений от номинала детали делят на несколько групп. При сборке соединяют детали только тех групп, которые в сочетании одна с другой дают необходимую величину зазоров (натягов). Естественно, что при этом принцип взаимозаменяемости нарушается. Необходимость предварительной разбивки детали на размерные группы осложняет и замедляет производственный процесс.

Для соединений такого рода целесообразно ввести повышенный (прецизионный) 4-й квалитет. Современные методы чистовой обработки (прецизионное шлифование валов, калибрующее протягива-

ние и хонингование отверстий) позволяют получить размеры с точностью 0,5–1 мкм, достаточной для соединений, собираемых в настоящее время методом селективной сборки. Повышение стоимости механической обработки вполне окупилось бы упрощением и удешевлением сборки.

Особое внимание следует обратить на устранение подгоночных работ, доделки в процессе сборки и установки деталей и узлов по месту с индивидуальной регулировкой их взаимного расположения. Подгонка требует применения расстраивающих ритм сборки слесарных операций или дополнительной станочной обработки, снижает качество сборки и лишает конструкцию взаимозаменяемости. Пригоночные работы, как правило, очень трудоемки. Необходимы предварительная, иногда многократная, сборка узлов, промеры, проверка работы узла и последующая разборка для внесения исправлений. Каждая сборка-разборка связана с операциями промывки деталей.

В правильной конструкции детали должны быть выполнены с точностью, обеспечивающей собираемость и надежность узла при комплектации его любыми деталями, поступающими со склада готовых изделий. Положение деталей в узле, узлов в агрегате и на машине должно быть определено сборочными базами и фиксирующими элементами, выполненными заранее с помощью станочных операций.

При сборке некоторых соединений до сих пор применяют ручные операции. К таким операциям относится, например, притирка деталей в соединениях, где требуется высокая степень герметичности (посадки конических клапанов, пробковых кранов, плоских распределительных золотников, плунжеров и цилиндрических золотников во втулках и т. д.). Притирку применяют также в тяжелонагруженных соединениях на конусах для полного прилегания и предупреждения наклепа и разбивания посадочных поверхностей. Поскольку притирка производится попарно, детали лишаются свойства взаимозаменяемости.

Однако и здесь возможна замена ручных операций механически не только на предварительных, но и на окончательных стадиях обработки. Так, на передовых предприятиях трудоемкую операцию попарной притирки плоских поверхностей в соединениях металла по металлу заменяют механизированной притиркой каждой из поверхностей по эталонной плите, благодаря чему сопрягающиеся детали становятся взаимозаменяемыми.

10.1. Осевая и радиальная сборка

Система сборки оказывает большое влияние на конструкцию узла и на его технологические и эксплуатационные характеристики.

В узлах с продольной и поперечной осями симметрии возможны две основные системы сборки: осевая, при которой части узла соединяются в осевом направлении, и радиальная, при которой части соединяются в поперечном (радиальном) направлении. При осевой сборке плоскости стыка перпендикулярны к продольной оси; при радиальной – проходят через продольную ось.

На рис. 10.1 в качестве простейшего примера изображена сборка вала с насаженным на него зубчатым колесом в корпус. На рис. 10.1, *а* показана осевая сборка. Корпус и крышка корпуса, а также установленные в них подшипниковые втулки целые. Вал вводят в корпус в осевом направлении и фиксируют крышкой, центрированной относительно корпуса цилиндрическим буртиком.

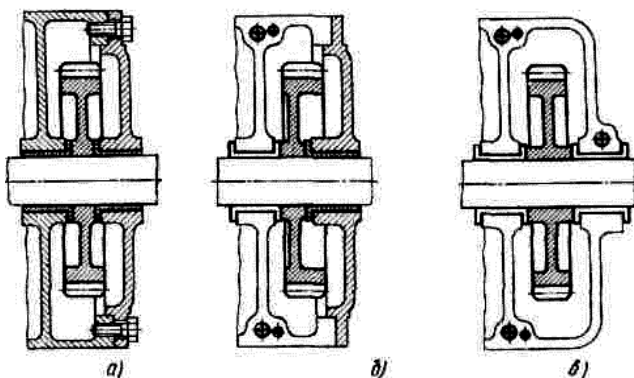


Рис. 10.1. Схемы сборки

На рис. 10.1, *б* показана смешанная радиально-осевая сборка. В данном случае корпус разъемный, а крышка – целая.

При радиальной сборке (рис. 10.1, *в*) корпус и втулки выполнены с разъемом по продольной оси. Вал укладывают в одну из половин корпуса и накрывают другой половиной. Половины корпуса стягивают поперечными болтами и фиксируют одну относительно другой установочными штифтами.

Сопоставление систем осевой и радиальной сборки позволяет сделать следующие, общие для многоступенчатых агрегатов выводы.

При осевой сборке отливка корпуса, разделенного на отсеки, проста. Механическая обработка весьма удобна. Обрабатываемые поверхности открыты для обзора, доступны для подвода режущего инструмента и легко промеряются. Так как обработка производится по непрерывным цилиндрическим поверхностям, то при изготовлении отсеков могут быть применены методы скоростной обработки. Конструкции в целом присуща высокая жесткость. Внутренние полости хорошо уплотняются.

Недостатки осевой сборки следующие:

1. Сборка агрегата сложна. Проверка и регулировка осевых зазоров затруднительны. Выдержать правильные зазоры можно или с помощью специальных приспособлений, или повышением точности выполнения осевых размеров элементов конструкции.

2. Осмотр внутренних частей сложен. Для того чтобы открыть какую-нибудь ступень, необходимо демонтировать все предыдущие.

Конструкция с радиальной сборкой по достоинствам и недостаткам противоположна конструкции с осевой сборкой. Изготовление корпуса, представляющего собой две массивные отливки, затруднительно. Механическая обработка сложна. Внутренние полости обрабатывают или открытым способом (для каждой половины корпуса в отдельности с последующей подгонкой стыка), или закрытым (при половинах корпуса, собранных на контрольных штифтах по предварительно начисто обработанным поверхностям стыка). И тот и другой способ требуют специальных инструментов, мерительных приспособлений, а также высокой квалификации исполнителей.

Вследствие асимметрии сечений корпус имеет неодинаковую жесткость: меньшую в плоскости стыка и большую в перпендикулярном к нему направлении. Ослабление конструкции продольным разъемом приходится компенсировать увеличением сечений стенок корпуса. Конструкция поэтому получается тяжелой. Полости корпуса нуждаются в тщательном уплотнении по фигурному плоскому стыку без нарушения цилиндричности внутренних обработанных поверхностей, что обычно достигается притиркой стыковых поверхностей и установкой их на герметизирующих составах.

Зато сборка и разборка очень удобны. При сборке вал укладывают в подшипники нижней половины корпуса. Предоставляется пол-

ная возможность проверить и отрегулировать осевые зазоры. Осмотр внутренних полостей агрегата удобен. При снятой верхней половине корпуса обнажается внутренность агрегата и обеспечивается доступ ко всем установленным в корпусе деталям.

Сравнивая недостатки и преимущества осевой и радиальной сборки, видим, что осевую сборку целесообразно применять в тех случаях, когда ради создания прочной и легкой конструкции (транспортное машиностроение) можно пойти на некоторые эксплуатационные неудобства. Если масса конструкции не играет существенной роли и если можно допустить повышенную стоимость изготовления ради удобства сборки и эксплуатации, то применяют радиальную сборку.

На рис. 10.2 показаны схемы сборки одноступенчатого зубчатого редуктора с расположением осей зубчатых колес в горизонтальной плоскости.

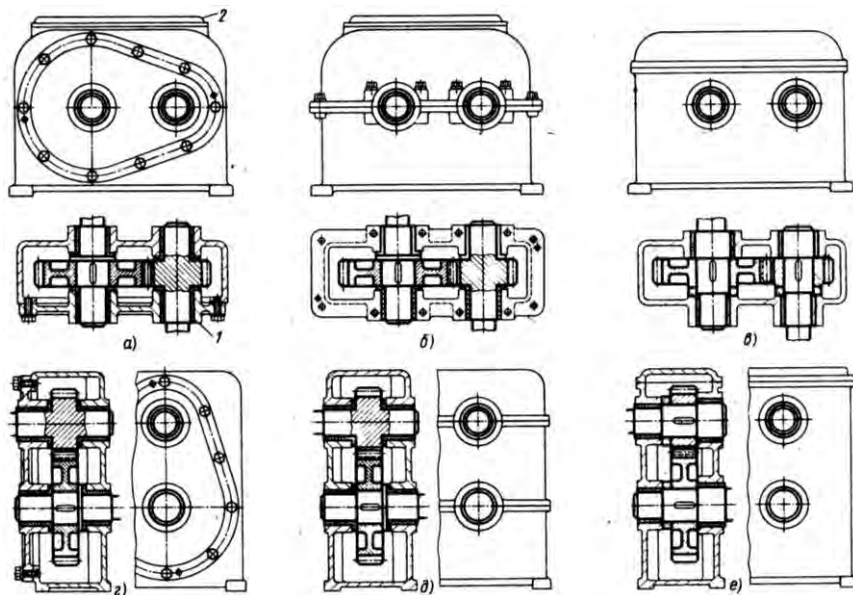


Рис. 10.2. Схемы сборки одноступенчатых редукторов

В конструкции с осевой сборкой (вид *a*) из-за наличия цоколя нельзя разъединить корпус по оси симметрии. Зубчатые колеса редуктора монтируют с одной стороны в стенке корпуса, а с другой – в отъемной крышке *1*, зафиксированной на корпусе контрольными

штифтами. Конструкция обеспечивает удобную механическую обработку корпуса. В отличие от многоступенчатых агрегатов здесь удобен и монтаж. Для проверки зацепления колес и для осмотра внутренней полости редуктора предусматривают смотровой люк 2.

В конструкции с радиальной сборкой (вид б) корпус состоит из двух частей с разъемом в плоскости осей зубчатых колес, части корпуса фиксируются одна относительно другой контрольными штифтами. Как и другие системы радиальной сборки, эта конструкция характеризуется сложностью механической обработки. Посадочные отверстия под подшипники валов обрабатывают в сборе при половинах корпуса, соединенных по предварительно обработанным поверхностям стыка, или раздельно в обеих половинах, с последующей чистовой обработкой поверхностей стыка. Последний способ сложнее, чем первый.

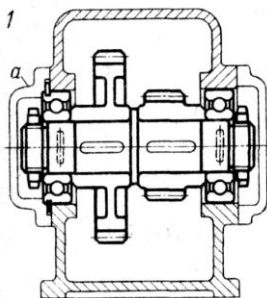
Уплотнение стыка связано с некоторыми затруднениями. Упругие прокладки применять нельзя, чтобы не нарушить цилиндричность посадочных гнезд под подшипники; необходима притирка поверхностей стыка и применение герметизирующих составов. Особенно трудно добиться уплотнения одновременно по плоскому стыку и по наружным цилиндрическим поверхностям подшипников (если втулки подшипников выполнены целыми). Во избежание разборки стыка при эксплуатации в корпусе необходимо предусматривать смотровой люк.

В конструкции со смешанной радиально-осевой сборкой (вид в) валы зубчатых колес оперты в стенках корпуса; корпус снабжен крышкой с плоскостью разъема, расположенной выше гнезд под подшипники валов. Сборку ведут в следующем порядке: заводят в корпус зубчатые колеса (которые в данном случае должны быть насадными), продевают валы через подшипник и через ступицы колес (валы должны быть ступенчатыми) и фиксируют колеса на валах. По простоте механической обработки, по устойчивости фиксации валов в корпусе эта конструкция лучше предыдущих. Однако монтаж ее значительно сложнее.

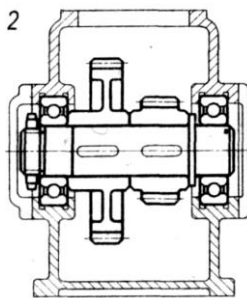
В большинстве случаев возможно несколько вариантов сборки, из которых конструктор должен выбрать вариант, наиболее подходящий к данным условиям работы.

В табл. 10.1 приведены способы радиальной и осевой сборки типового машиностроительного узла – зубчатого редуктора.

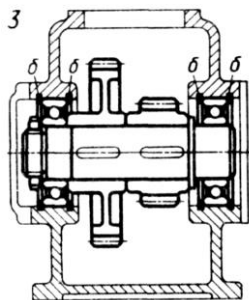
Радиальная сборка



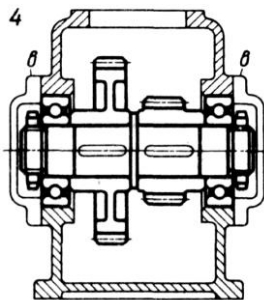
Плоскость разреза корпуса проходит через ось блока. Предварительно собранный блок укладывают подшипниками на посадочные поверхности нижнего корпуса и накрывают верхней половиной корпуса, фиксируемой относительно нижней контрольными штифтами. Левый подшипник фиксируют крышкой *a*, правый подшипник – «плавающий»



Верхняя половина корпуса зафиксирована относительно нижней наружными обоймами подшипников. Правый подшипник «плавает» на валу. Недостаток конструкции: невозможность обработки посадочных поверхностей под подшипники напроход

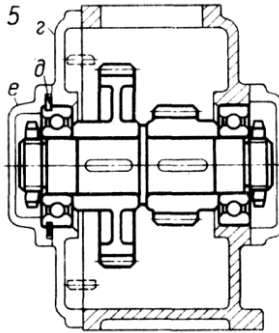


Половины корпуса зафиксированы одна относительно другой наружными обоймами подшипников и кольцами *б*. Правый подшипник «плавает» на валу. Возможна обработка посадочных поверхностей под подшипники напроход

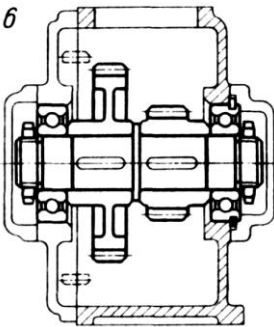


Половины корпуса зафиксированы одна относительно другой обоймами подшипников и крышками *в*. Конструкция применима при не слишком большом расстоянии между подшипниками

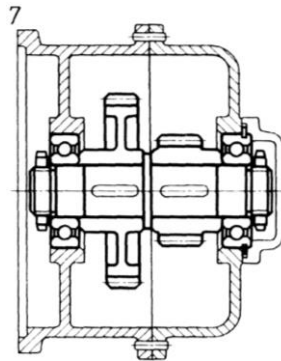
Осевая сборка



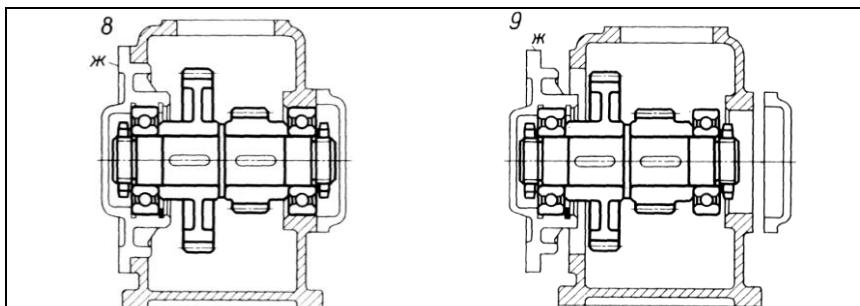
Отъемная стенка *z* зафиксирована относительно корпуса контрольными штифтами. При монтаже блок устанавливают правым подшипником в корпус и накрывают отъемной стенкой (стопорное кольцо *d* подшипника должно быть предварительно снято), после чего фиксируют крышкой *e*. Недостатки конструкции: уменьшение жесткости корпуса; расположение уплотнительной прокладки ниже уровня масла



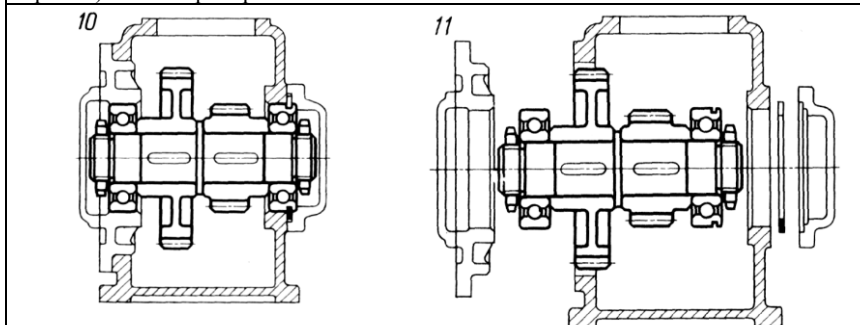
Блок фиксируется в осевом направлении подшипником, расположенным в корпусе



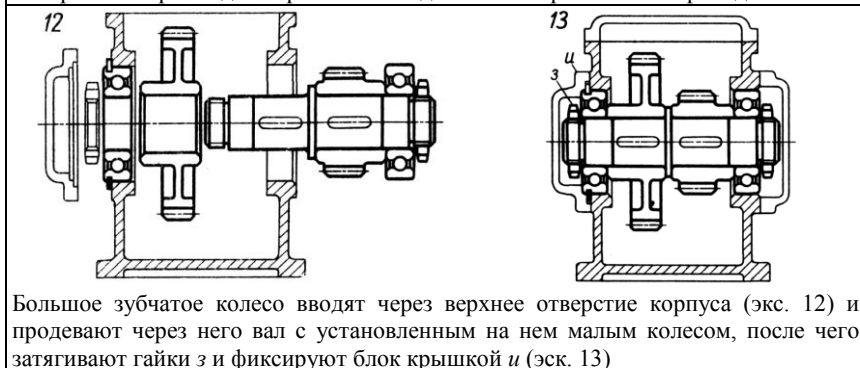
Вариант конструкции (подвесной корпус)



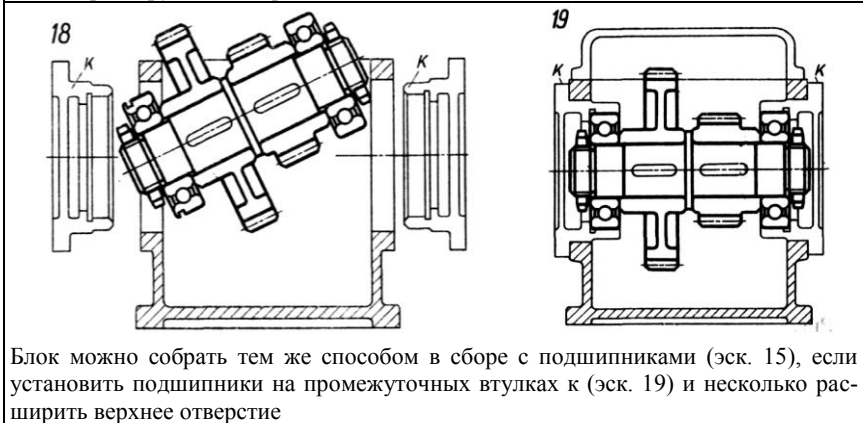
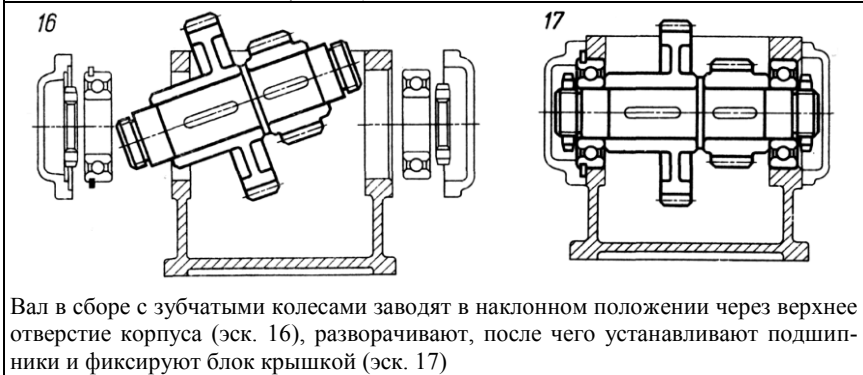
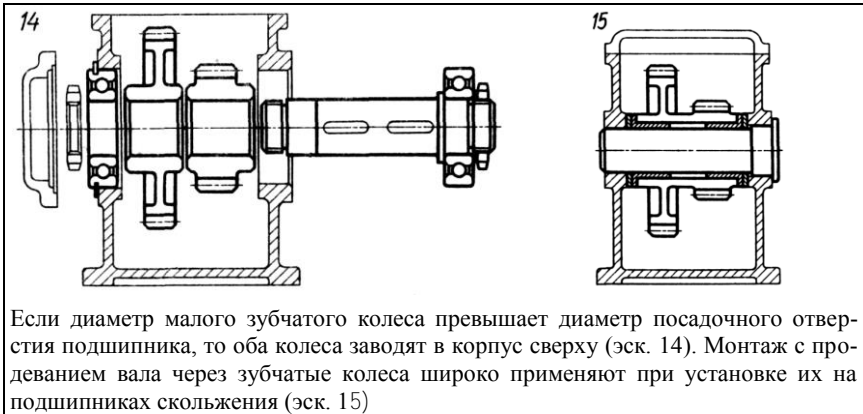
В корпусе (эск. 8) проделано отверстие диаметром, превышающим диаметр большего колеса. Блок устанавливают в крышке *ж* и вводят в корпус (эск. 9). Центрирующие поверхности в корпусе обрабатывают с одного станова. Диаметр крышки ограничивает расположение смежных (расположенных вне плоскости чертежа) колес перебора



Блок фиксируется подшипником, расположенным в корпусе. В крышке предусмотрено отверстие для обработки посадочных поверхностей напроход



Большое зубчатое колесо вводят через верхнее отверстие корпуса (эск. 12) и продевают через него вал с установленным на нем малым колесом, после чего затягивают гайки *з* и фиксируют блок крышкой *и* (эск. 13)



10.2. Независимая разборка

При выборе системы сборки следует учитывать удобство осмотра, проверки и регулирования узлов. Демонтаж одной детали или узла не должен нарушать целостности других узлов, подлежащих проверке.

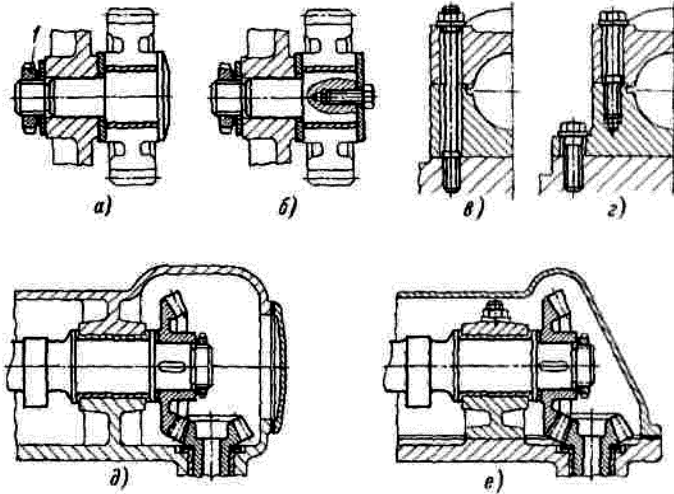


Рис. 10.3. Системы сборки

Установка зубчатого колеса по рис. 10.3, *a* неудачна. Колесо зафиксировано гайкой 1, служащей также для крепления оси в корпусе. Чтобы снять колесо, необходимо демонтировать весь узел. В улучшенной конструкции (вид *б*) ось и колесо укреплены отдельно, поэтому снимать колесо можно без демонтажа оси.

В узле крепления подшипника (вид *в*) крышка и корпус стянуты сквозными болтами. При снятии крышки подшипник распадается. В конструкции *г* демонтаж крышки и корпуса раздельный.

На виде *д* представлен узел конической зубчатой передачи к кулачковому валу. Корпуса подшипников выполнены как одно целое со станиной, крышки – заодно с кожухом станины. При снятии кожуха вал остается в нижних вкладышах: проверить работу узла невозможно.

Целесообразно сделать кожух станины несущим, а крышки к корпусам подшипников крепить каждую отдельно (вид *е*). При снятии

кожуха весь механизм в сборе становится доступным для осмотра. Помимо удобства разборки, при такой конструкции облегчается точная обработка отверстий подшипников.

10.3. Последовательность сборки

При последовательной установке нескольких деталей с натягом следует избегать посадки по одному диаметру (рис. 10.4, а, в, д). Необходимость продевать детали через посадочную поверхность усложняет монтаж и демонтаж, а также и вызывает опасность повреждения поверхностей. В таких случаях целесообразно применять ступенчатые валы с диаметром ступеней, последовательно возрастающим в направлении сборки (виды б, з, е).

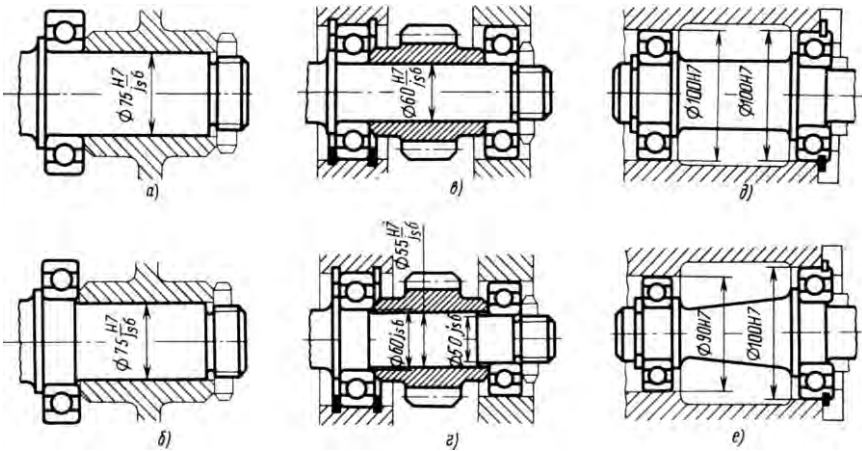


Рис. 10.4. Сборка по нескольким посадочным поясам

Особенно затруднительна сборка большого числа деталей на длинных валах при посадках с натягом. Это затруднение при монтаже можно преодолеть, нагревая насаживаемые детали до температуры, допускающей свободное надевание их на вал (хотя эта операция усложняет сборку); при демонтаже такой возможности нет.

Правильная конструкция вала в этом случае – ступенчатая. Если ступеней много, то во избежание чрезмерного увеличения диаметра последних ступеней вала приходится отказываться от стандартных диаметров и вводить индивидуальные размеры. Перепад ступе-

ней в этом случае доводят до минимальных размеров (порядка нескольких десятков миллиметра), достаточных для свободного надевания деталей.

Лучше, если сборку ведут с двух сторон вала. В этом случае обработка вала и ступиц упрощается; число номинальных диаметров, номенклатура специального режущего (развертки, протяжки) и мерительного инструмента (скобы, пробковые калибры) уменьшаются вдвое.

При монтаже по двум посадочным поясам необходимо соблюдать правильную последовательность введения детали в посадочные отверстия. Если деталь сначала входит в первый (по ходу движения) пояс, а между торцом детали и вторым посадочным поясом остается зазор m (рис. 10.5, *а*), то вследствие неизбежного перекаса монтаж становится затруднительным, а при посадках с натягом зачастую и невозможным. Также следует избегать одновременного входа детали в посадочные пояса (виды *б*). Правильные конструкции показаны на видах *в*. Деталь должна сначала войти во второй посадочный пояс на расстояние n (практически 2–3 мм), достаточное для ее направления, после чего войти в первый пояс.

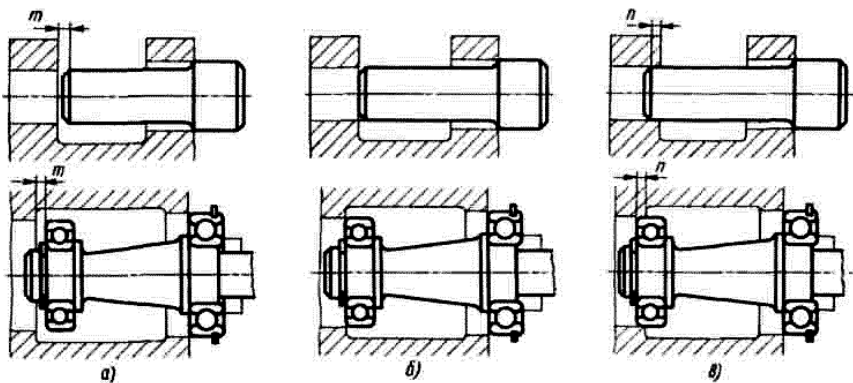


Рис. 10.5. Посадка по двум поясам

10.4. Съемные устройства

Съемные устройства обязательны в соединениях деталей с натягом, с применением герметизирующих составов, в соединениях с

Пример неправильной конструкции представлен на рис. 10.7, *а*. Зубчатое колесо затягивается на валу с обеих сторон кольцевыми гайками 1. В конструкции отсутствует база, определяющая осевое положение зубчатого колеса и вала. При монтаже и переборках узла приходится регулировать положение зубчатого колеса. При этом узел может быть собран неправильно.

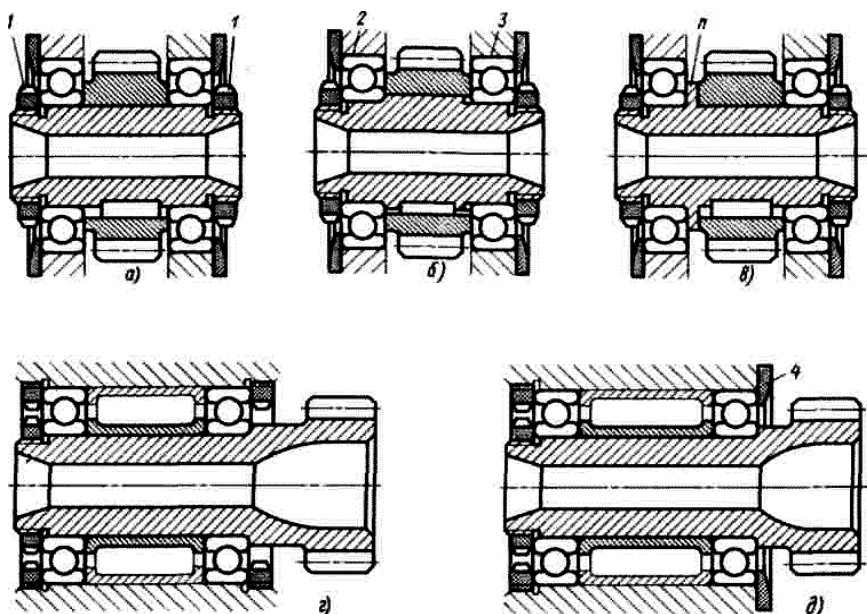


Рис. 10.7. Фиксация деталей при сборке

В конструкции *б* сделана не совсем удачная попытка зафиксировать положение зубчатого колеса. Фиксирующий подшипник 2 затягивается на выступ вала; зубчатое колесо затягивается с упором на внутреннее кольцо подшипника. Если сначала затягивают фиксирующий подшипник, а затем зубчатое колесо, то положение колеса является вполне определенным, но не исключено, что сначала затянуто колесо через подшипник 3, а затем подшипник 2. При этом зубчатое колесо может быть сдвинуто с номинального положения.

В правильной конструкции *в* создана жесткая база – буртик *n*, на которой затягиваются независимо один от другого подшипник и зуб-

чатое колесо. Положение колеса и вала вполне зафиксировано и может колебаться только в пределах допусков на механическую обработку.

На виде *z* консольное зубчатое колесо установлено на подшипниках, затягиваемых в корпусе с обеих сторон кольцевыми гайками. База отсутствует; положение колеса в узле может меняться в пределах хода гаек.

В правильной конструкции *d* положение зубчатых колес зафиксировано базой (привертная шайба *4*).

10.6. Исключение возможности неправильной сборки

В ряде случаев мелкие на вид и трудно обнаруживаемые ошибки установки деталей могут привести к нарушению работы узла и даже к авариям. В таких случаях нельзя прибегать к полумерам, например к указанию правильного положения деталей при сборке с помощью меток, рисок, клейм и т. д. Единственное правильное решение состоит в том, чтобы с помощью конструктивных мер обеспечить сборку деталей только в необходимом положении.

Принцип безразличной сборки исключает возможность ошибок и повышает производительность сборочных операций, освобождая сборщика от затраты времени на выбор правильного положения детали. Суть принципа – в придании детали такой формы, чтобы ее положение при сборке становилось безразличным. Метод оправдывает себя, даже если в конструкцию детали приходится вводить дополнительные, неиспользуемые, элементы.

10.7. Подвод монтажного инструмента

Необходимо обеспечивать удобный подвод монтажного инструмента к крепежным деталям. Пример неудовлетворительной конструкции приведен на рис. 10.8, *a* (узел установки шкива клиноременной передачи с уплотняющим сальником). Подвести ключ к болтам грундбоксы можно, только сняв предварительно шкив с вала. В конструкции *b* ошибка исправлена – шкив удален на расстояние *S*, достаточное для заведения накидного ключа на головки болтов.

В конструкции *b* в диске шкива проделаны отверстия *n*, допускающие подтяжку болтов грундбоксы торцовым ключом.

В конструкции *в* в диске шкива проделаны отверстия *n*, допускающие подтяжку болтов грундбоксы торцовым ключом.

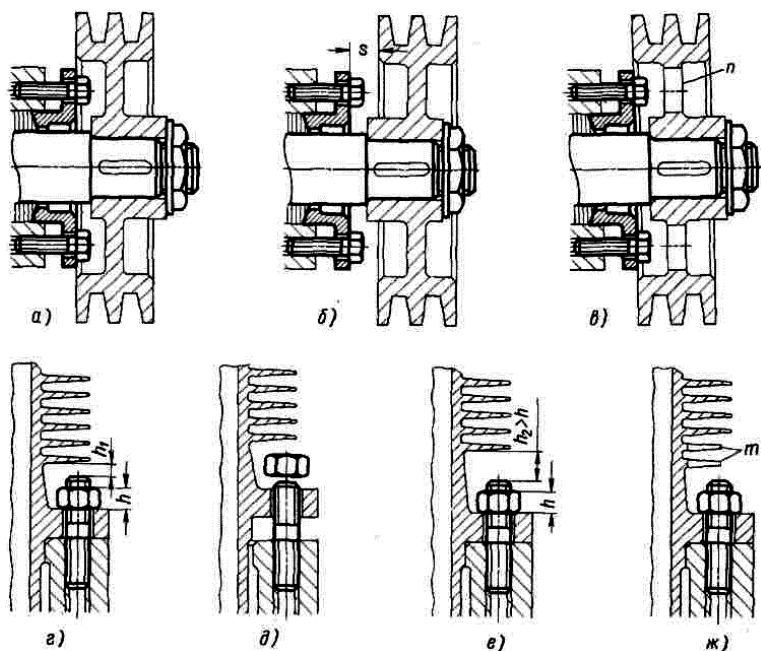


Рис. 10.8. Подход монтажного инструмента

На видах *г–ж* показано крепление цилиндра двигателя воздушного охлаждения. Конструкция *г* неправильна: зазор h_1 между нижним ребром и концами крепежных шпилек, остающийся после надевания цилиндра на шпильки, меньше высоты h крепежных гаек. Собрать узел можно только одним, крайне непроизводительным способом: приподнять цилиндр на шпильках (вид *д*), наживить, а затем завернуть последовательно все гайки.

Для производительной сборки следует предусмотреть между нижним ребром и концом шпильки зазор h_2 , превышающий высоту гайки h (вид *е*), или проделать в нижних ребрах выборки m под гайки (вид *ж*).

Как правило, рекомендуется обеспечивать возможность завертывания гаек и болтов торцовыми ключами, которые удобнее в работе, повышают производительность сборки, меньше сминают грани гаек

и позволяют увеличить силу затяжки. Завертывание гаек с торца является обязательным при механизированной сборке с применением электрических или пневматических гайковертов.

На рис. 10.9 приведены примеры изменения конструкций крепежных узлов с целью перевода на механизированную сборку.

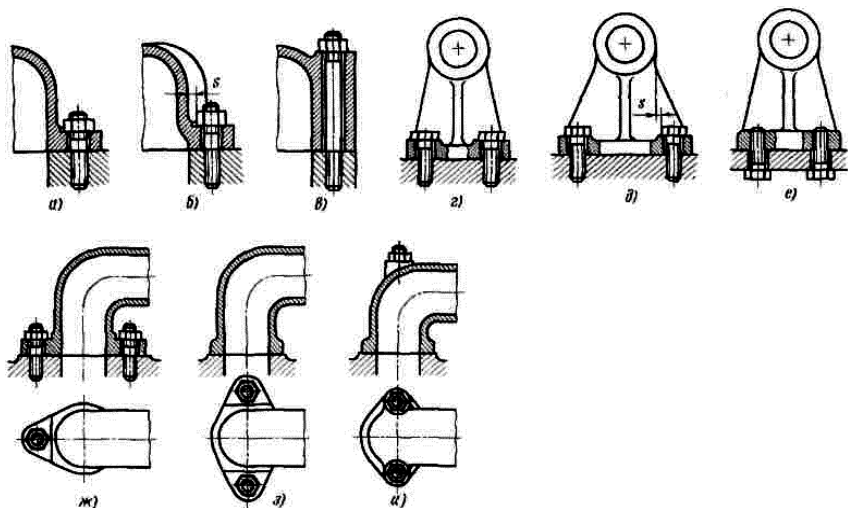


Рис. 10.9. Способы завертывания гаек

При расположении гаек в тесных местах необходимо назначать минимальные зазоры под ключ в соответствии с размерами гайковертов и сменных ключей-головок к ним.

Головки болтов должны быть зафиксированы от провертывания при затяжке, например, упором шестигранника в уступ, лысками, усиками и т. д., для того чтобы устранить необходимость придерживания головки ключом при завертывании гайки.

Не менее важно предупредить при затяжке смещение болтов в осевом направлении и исключить возможность выпадения болтов особенно при сборке в вертикальном положении.

Для облегчения наживления гаек при механизированном завертывании торцы крепежных деталей следует снабжать пологими заходными фасками.

10.8. Такелажирование

Следует обеспечить возможность такелажирования тяжелых агрегатов и деталей для внутривозвратской транспортировки, а также машины в целом для транспортировки и установки на место.

Если допускает конфигурация машины, то стропы и захваты заводят за лапы, выступы, закраины, отверстия или штанги, вставляемые в отверстия. Если в машине таких элементов нет, то обязательна установка рымов.

Подвешивать машину или крупную деталь в одной точке допустимо только в том случае, если центр ее тяжести расположен низко, а линия центра тяжести проходит через точку крепления, т. е. в случае высоких деталей с небольшим сечением.

Подвешивание в одной точке деталей значительной ширины может вызвать перекося и опрокидывание детали. Детали такой формы следует крепить по крайней мере в двух точках. Для низких деталей большой ширины и длины крепление в одной и двух точках недопустимо. В общем случае детали следует подвешивать в трех, а лучше в четырех точках.

Цилиндрические детали типа валов подвешивают за рым-болты, ввертываемые в нарезные отверстия, обычно объединенные с центральными отверстиями (ГОСТ 14034–74).

Чаще всего применяют кольцевые рым-болты. Размеры рымов из ряда нормальных выбирают на основании нагрузок, действующих на рымы.

При проектировании нестандартных рымов нужно быть очень осторожным, т. к. неправильная конструкция может быть причиной срыва машины с талей, поломки машины и человеческих жертв. Рымы должны быть рассчитаны с большими запасами прочности. Применения литых рымов надо избегать. Участки соприкосновения рымов со стропами должны быть плавно закруглены.

11. Обеспечение удобства технической эксплуатации

При проектировании узлов, агрегатов и машин необходимо обеспечить удобство обслуживания, управления, разборки, сборки и регулирования, доступность агрегатов для осмотра; предупредить возможность повреждений и поломок в результате неумелого или небрежного обращения с машиной; облегчить очистку машины.

Необходимо придать машине красивый внешний вид.

Рассмотрим несколько примеров облегчения сборки и разборки соединений, часто разбираемых в эксплуатации (рис. 11.1).

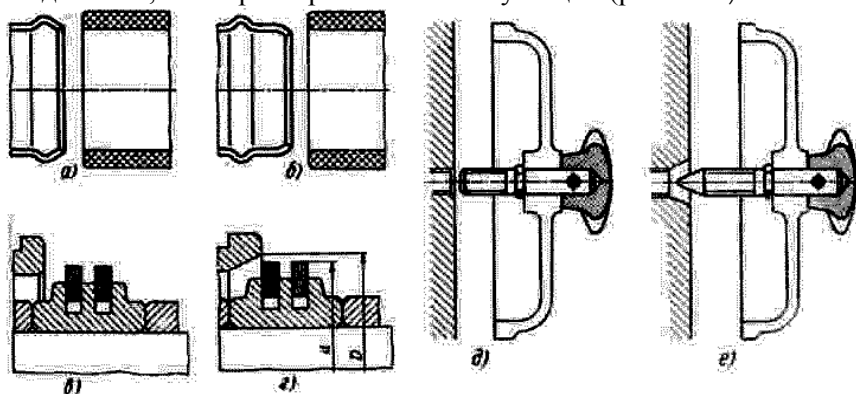


Рис. 11.1. Способы облегчения монтажа

Затруднительное надевание мягкого рукава на трубу в конструкции *a* облегчено в конструкции *b* введением направляющего участка с закругленными входными кромками.

В уплотнениях с разрезными пружинными кольцами (вид *в*) для упрощения сборки корпус должен быть снабжен полой заходной фаской диаметра D , превышающего диаметр d колец в свободном состоянии (вид *г*).

В труднодоступных соединениях, особенно когда сборка производится «вслепую», детали, вводимые в отверстие (вид *д*), целесообразно снабжать конусами-искателями, а в отверстиях предусматривать конусы-ловители (вид *е*).

При конструировании масляных систем нередко забывают о необходимости периодической очистки внутренних полостей и каналов от скоплений грязи и продуктов теплового разложения масла. Масляные каналы предпочтительно закрывать не наглухо, а пробками.

Часто демонтируемые и монтируемые в эксплуатации соединения следует делать быстроразъемными.

Для удобства разборки и сборки целесообразно снабжать съемные крышки корпусных деталей вафельными ребрами, образующи-

ми отсеки для раскладки снимаемых при разборке крепежных деталей – по каждому размеру и типу – в свой отсек.

Рукоятки, маховички, ручные гайки и т. д. должны иметь удобную форму.

Для ускорения и упрощения монтажа часто разбираемых соединений целесообразно применять «нетеряющиеся» гайки, фиксированные в притягиваемой детали, например, с помощью кольцевых стопоров. В соединениях с несколькими гайками осевой зазор m должен несколько превышать длину n резьбы болтов. В противном случае закручивать и откручивать гайки становится трудно (во избежание перекоса и защемления детали приходится последовательно и каждый раз на малую величину закручивать поочередно все гайки).

Конструкция ручных гаек, маховичков и т. д. должна обеспечивать удобный подход и надежный захват их всей кистью руки. Диаметр маховичков должен быть не меньше 80–100 мм. Минимальный зазор, необходимый для удобного захвата рукой маховичка, равен 20–25 мм. Для машин, работающих на открытом воздухе, его следует делать не менее 35–40 мм, учитывая работу в рукавицах.

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. Приводные рукоятки необходимо снабжать противовесами или выполнять их в виде маховичков с массивными ободьями.

Детали ручного манипулирования во избежание повреждения рук, для улучшения внешнего вида и предупреждения коррозии следует полировать.

Часто откручиваемые в эксплуатации гайки и болты целесообразно выполнять с увеличенной высотой шестигранника $H = (1,0–1,4)d$ вместо обычных значений $H = (0,7–0,8)d$ и придавать им повышенную твердость (HRC 35–45) во избежание смятия граней.

Во всех случаях, когда допускает конструкция, целесообразно предусматривать закручивание торцовыми ключами.

Как правило, следует стремиться к всемерной унификации размеров шестигранников для уменьшения номенклатуры ключей. Однако при стопорении болтов контргайками рекомендуется применять различные инструменты для болта и для контргайки. При одинаковых

шестигранниках приходится держать в комплекте дублирующие ключи. Гайки и болты с левой резьбой должны быть помечены во избежание попыток неправильного отвертывания, которое может вызвать повреждение деталей.

Детали, входящие в основной комплект, должны быть конструктивно привязаны к машине. Незакрепленные детали могут быть утеряны при транспортировке и перестановке машины.

11.1. Защита от повреждений

Следует принимать меры против повреждения хрупких элементов деталей, а также точных поверхностей в результате неосторожного обращения.

Для защиты торцов шлицев от забоин при случайных ударах, падении детали и т. д. целесообразно снимать фаски диаметром, превышающим наружный диаметр шлицев, или утапливать шлицы по отношению к торцу детали.

Контрольные штифты (вид *е*) во избежание повреждений целесообразно утапливать в фиксируемой детали (вид *ж*).

Следует учитывать возможность выхода из строя наиболее напряженных деталей и принимать меры по предупреждению поломок и предотвращению вызываемых ими серьезных аварий.

11.2. Блокирующие устройства

Машины и агрегаты должны быть надежно защищены от поломок, происходящих в результате неосторожного или неумелого обращения с ними обслуживающего персонала. Возможность неправильного обращения должна быть полностью исключена конструктивными мерами.

В машины-орудия следует вводить автоматические блокирующие устройства, выключающие машину или ее механизмы при переходе за опасные значения ходов и перемещений. В переключающих и переставных механизмах должны быть предусмотрены средства, предупреждающие возможность одновременного включения.

Часто задачу можно решить введением механических связей между переставляемыми элементами с централизованным приводом единой рукояткой (однорукояточное управление).

В конструкциях кнопок ручного управления должна быть предусмотрена возможность случайных включений. Выступающие кнопки недопустимы; во избежание случайного нажатия кнопку следует утапливать.

11.3. Внешний вид и отделка машин

Машина и ее корпусные детали должны иметь плавные очертания. Это – важное условие облегчения ухода за машиной.

Нежелательны высокие ребра, входящие углы, впадины, в которых скапливается влага, грязь и пыль и которые затрудняют обтирку и мойку машины.

Рекомендуется избегать крышек с углублениями; их лучше выполнять плоскими или слегка выпуклыми.

Кроме технической, следует учитывать и эстетическую сторону. Внешний вид изделия выигрывает при гладких, плавных очертаниях, при выпуклых сводчатых формах, которые условно называют «зализанными» или обтекаемыми.

Эстетика машины – это прежде всего техническая целесообразность. Красивы машины с рациональной компоновкой и с целесообразной силовой схемой, обуславливающими собранность и компактность форм. Некрасивы машины с разбросанными узлами, с открытыми рабочими органами, с проемами и пустотами между структурными элементами.

Стремясь к максимальной компактности и плавности наружных очертаний, не следует превращать машины в гладкие коробки. Целесообразно выдерживать определенный архитектурный рисунок, согласованный с конфигурацией машины и подчеркивающий общий ее горизонтальный или вертикальный строй. Этот рисунок можно создать рельефным выделением главных структурных элементов, введением карнизов, ребер, стыковых рантов и т. д.

Поверхности, панели и щитки большой протяженности целесообразно оживлять рельефом простого и строгого рисунка, согласованного с формой машины, например в виде параллельных ребер, направленных горизонтально или вертикально в зависимости от общего строя машины. Кроме того, рельефы увеличивают жесткость щитков.

Особое внимание следует обращать на расположение, внешний вид и отделку органов управления и контроля. Они должны быть

установлены поблизости от поста оператора – в месте, удобном для манипулирования и обзора, по возможности на одной панели. Металлические детали целесообразно полировать, хромировать или покрывать цветными эмалями. Следует избегать блестящих металлических покрытий (декоративное хромирование), утомляющих, а при ярком освещении слепящих глаза. Целесообразно применять матовое (молочное) хромирование.

Фирменные ярлыки, таблицы с указанием параметров, табличные схемы и т. д. должны быть выполнены на массивных пластинках четкими крупными знаками, изготовленными фототипией или гравированием (но не выбивкой на тонких жестяных листах), расположены на удобном для чтения месте и при необходимости (в случае установки в нишах или в ящиках) снабжены подсветкой.

Красивая, чистая отделка машины настраивает обслуживающий персонал на бережное отношение к ней.

Не следует излишне украшать изделие.

Машины, работающие в закрытых помещениях, целесообразно окрашивать красками светлых тонов (голубой, светло-зеленый, светло-серый), которые обладают повышенным коэффициентом отражения и увеличивают освещенность помещения. В производствах, где на первом месте стоят требования санитарии (пищевое, медицинское), следует применять покрытия молочно-белого цвета или цвета слоновой кости.

Машины, эксплуатируемые на открытом воздухе, подверженные действию пыли, копоти, сажи, выхлопных газов, атмосферных осадков и т. д., предпочтительно окрашивать в темные цвета.

Покрытие должно быть долговечным, абразивостойким, хорошо противостоять атмосферным воздействиям, обладать высокой адгезией к металлическим поверхностям и надежно защищать металл от коррозии. Взамен масляных лакокрасочных покрытий разработаны новые, более стойкие синтетические покрытия (нитроцеллюлозные эмали, эскапоновые лаки, алкидные, фенольные и эпоксидные покрытия и др.).

Наиболее высокими качествами обладают силиконовые (кремнийорганические) покрытия, отличающиеся водо-, пыле- и грязеотталкивающими свойствами, свето- и термостойкостью.

При конструировании машины следует уделять внимание ее ремонтпригодности. Агрегаты, узлы и детали, подверженные значи-

тельному износу, следует делать легкосъёмными. Желательно предусматривать возможность замены определенных агрегатов и узлов в полевых условиях, по возможности без использования специализированного инструмента.

Машины должны быть сконструированы так, чтобы все обычные операции по настройке, обслуживанию и т. п. можно было выполнять с пола. Там, где это невозможно, машины должны иметь встроенные площадки, лестницы, ступени и другие средства, обеспечивающие безопасный доступ к рабочим местам, но при этом следует учитывать, что такие площадки или лестницы не должны давать доступ к опасным зонам машины.

Участки для прохода следует изготавливать из материалов, которые остаются в рабочих условиях по возможности нескользкими, если это допускается по условиям работы. В зависимости от высоты над полом должны быть предусмотрены ограждающие поручни и защитные бортики и/или скобы.

Соединения, разборка или регулировка которых машинистом в полевых условиях недопустима, следует выполнять под специальный инструмент, доступный только на базе ремонтных организаций. Особо ответственные соединения следует пломбировать.

По возможности на стадии конструирования должна быть предусмотрена система диагностики для поиска неисправностей. Подобные системы не только повышают коэффициент технического использования и ремонтпригодность машин, но и уменьшают подверженность обслуживающего персонала опасности.

Широкое распространение в последнее время получили индикаторы предельного износа, выполняемые в виде углубления на поверхности изнашивающихся частей. Так как дно углубления не участвует в процессе трения, наличие видимого перепада высоты свидетельствует об удовлетворительном состоянии изнашивающегося элемента.

12. Соединение деталей сваркой

В машиностроении сварку наиболее широко применяют для изготовления конструкций из листового проката (резервуары, емкости,

бункера, отсеки, обшивки, облицовки и т. д.), из труб и профильного проката (рамные конструкции, фермы, колонны, стойки и т. д.). В последнее время сварными выполняют корпусные и базовые детали, в том числе наиболее массивные и напряженные в силовом отношении (например, станины 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).

В единичном и мелкосерийном производстве сварные конструкции применяют взамен цельноштампованных, когда изготовление штампов не оправдано масштабами производства, а также для удешевления производства деталей сложной формы.

Хорошо свариваются низкоуглеродистые стали ($< 0,25\% \text{ C}$), низколегированные стали с низким содержанием С и никелевые стали. Сварка высокоуглеродистых, средне- и высоколегированных сталей представляет известные трудности.

Сварка цветных металлов (медные и алюминиевые сплавы) затруднительна из-за высокой теплопроводности, легкой окисляемости (образование тугоплавких оксидных пленок) и требует применения флюсов.

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

Для предотвращения химических изменений в материале шва сварку производят под расплавленными флюсами или в атмосфере нейтральных и восстановительных газов.

Сварка вызывает поводку изделий, тем более сильную, чем больше зона термического влияния сварки (газовая сварка) и чем больше протяженность и сечение швов. Поводку предотвращают сваркой изделий в жестких приспособлениях особыми приемами наложения шва (прерывистые, многослойные, многопроходные швы, ступенчатая, обратноступенчатая сварка). Снимает поводку стабилизирующая термообработка после сварки (низкий отжиг при $600\text{--}650\text{ }^\circ\text{C}$).

Механические качества сварных соединений зависят от технологии и режима сварки и при ручной сварке во многом определяются квалификацией сварщика. При недостаточно тщательном проведении сварки и при неправильном выборе режима сварки возникают дефекты, нарушающие сплошность шва и снижающие его прочность.

Ответственные сварные соединения контролируют с помощью методов магнито-, рентгено- и гаммаграфирования. Наиболее чувствителен и точен ультразвуковой контроль.

Большие партии сварных изделий подвергают выборочному контролю путем вырезки образцов, проведения технологических проб (на растяжение, изгиб, сплющивание), исследования микроструктуры и химического состава материала шва.

12.1. Виды сварных соединений

Основные виды сварных соединений дуговой и газовой сваркой следующие:

- стыковые С;
- угловые У;
- нахлесточные Н;
- тавровые Т.

Валиковые угловые швы треугольного профиля делают прямыми (рис. 3.3, *a*), выпуклыми (вид *б*) и вогнутыми (вид *в*). Чаще всего применяют прямой (нормальный) шов. Выпуклые швы (условно называемые швами с усилением) склонны к образованию подрезов (непровары на участках *m* соединения шва со стенками деталей) и обладают пониженным сопротивлением усталости. Наиболее прочны вогнутые швы, но выполнение их труднее и менее производительное.

Основной размерной характеристикой угловых швов является расчетный катет *K*.

Катет швов нахлесточных соединений при сварке тонких листов (менее 4 мм) делают равным толщине *s* листов (рис. 3/4, *a*). Для материалов большей толщины (4–16 мм) катет шва определяют из соотношения

$$K = 0,4s + 2 \text{ мм} . \quad (12.1)$$

При сварке материалов различной толщины катет шва делают равным толщине *s* более тонкого материала, однако не более, чем указано в соотношении (12.1). При сварке материалов различной толщины шов рекомендуется делать вогнутым.

В угловых соединениях с одинаковой толщиной стенок и проваром по наружной стороне угла размер катета задан толщиной кромок. В угловых и тавровых соединениях с внутренним проваром, где размеры шва могут быть произвольными, катет шва делают равным толщине s свариваемых материалов (но не более приведенных в соотношении (12.1) значений).

При тавровом соединении материалов различной толщины катет шва делают равным толщине s более тонкого материала. Швы рекомендуются делать вогнутыми.

Среди видов соединений листов наиболее простые и прочные – стыковые.

Недостаток нахлесточных соединений состоит в том, что под действием растягивающих или сжимающих сил они подвергаются воздействию изгибающего момента, приблизительно равного произведению действующей силы и суммы полутолщин свариваемых листов, и деформируются. Производительность сварки из-за наличия двух швов ниже, и масса нахлесточных соединений больше, чем стыковых.

Нахлесточные соединения с двусторонними накладками разгружены от изгиба, но тяжелы и малотехнологичны.

Кромки свариваемых тонких листов (в среднем < 3 мм) стыковых и угловых соединений разделяют.

Кромки листов толщиной в среднем $< 3-8$ мм при ручной дуговой сварке и $< 3-20$ мм при автоматической делают прямыми (перпендикулярными к плоскости листа). Для проварки на полное сечение свариваемые детали собирают с зазором $t = 1-2$ мм, заполняемым при сварке жидким металлом.

При большей толщине необходима разделка кромок, заключающаяся чаще всего в снятии фасок; цель – создать сварочную ванну и обеспечить проплавление на полное сечение деталей.


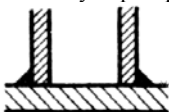
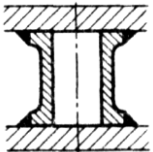
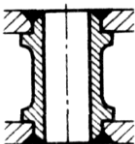
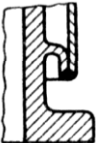




Круговые фаски получают точением, прямые – фрезерованием или строганием. При толщине кромок более 15–20 мм фаски снимают автоматической газовой резкой.

Сварные швы, имеющие в плане фигурную форму, разделяют с помощью копирного фрезерования.

12.2. Правила конструирования

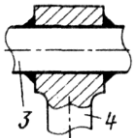
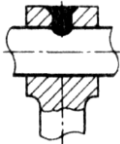
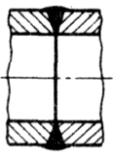
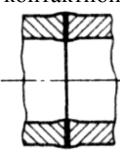


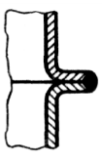
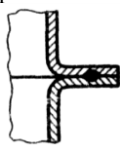
В табл. 12.1 приведены правила конструирования сварных соединений и показаны примеры изменений конструкций, улучшающих изготовление сварных узлов.



Таблица 12.1

Конструкция		
Неудачная	Улучшенная	
Обеспечить удобный подход электродов к сварному шву		
<i>Приварка перегородок</i>		
	Сварные швы вынесены из тесного пространства между перегородками 	
<i>Приварка дистанционных трубок к листам</i>		
	Сварные швы вынесены на поверхность листов 	
<i>Приварка рубашки к цилиндру</i>		
	Сварной шов отнесен от фланца цилиндра 	
<i>Приварка фланца к патрубку</i>		
	Фланец отнесен от смежной стенки 	Сварной шов вынесен на торец фланца 
<i>Узел сварки обечайки 1 с диафрагмой 2</i>		



 <p>После проварки одного шва роликовая сварка другого затруднительна</p>	 <p>Один из швов выполнен дуговой сваркой</p>
--	--

Продолжение табл. 12.1

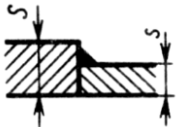
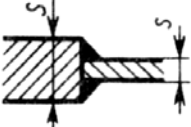
<p>Применять наиболее простые и производительные способы сварки</p>	
<p><i>Соединение воротка 3 со стержнем 4</i></p> 	<p>Кольцевые швы заменены электро-заклепкой</p> 
<p><i>Соединение труб</i></p> 	<p>Дуговая сварка кольцевым швом заменена контактной</p> 
<p><i>Присоединение фланца к трубе</i></p> 	<p>Дуговая сварка заменена контактной</p> 
<p><i>Сварка бака</i></p> 	<p>Дуговая сварка заменена роликовой</p> 
<p>Избегать совмещения швов. Сводить к минимуму количество наплавляемого металла</p>	

<i>Приварка ребер</i>	
	<i>Ребра расположены в шахматном порядке</i> 

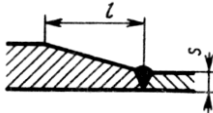
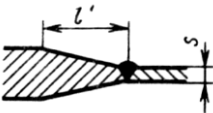
Продолжение табл. 12.1



<i>Приварка наклонных перегородок</i>	
	<i>Перегордки раздвинуты</i> 

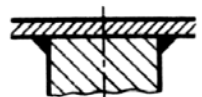
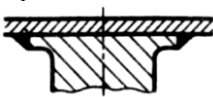
Избегать сварки массивных деталей с тонкими. Придавать свариваемым кромкам примерно одинаковые сечения



<i>Предельные соотношения для стыковых соединений $S/s < 3$</i>	
	

При $S/s > 3$ вводятся клиновые участки длиной
 $l > 5(S-s)$; $l' > 3(S-s)$

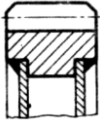
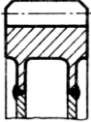
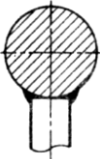
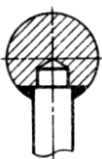


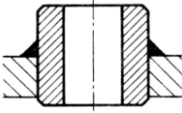
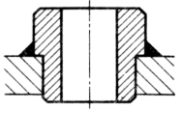
	
--	--

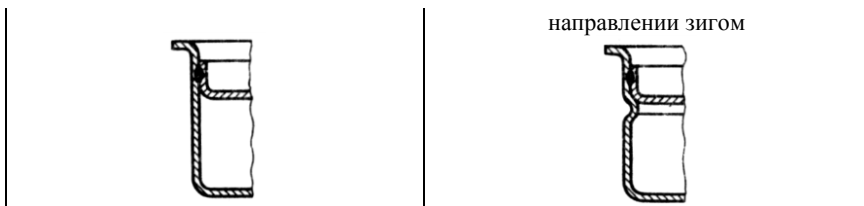
<i>Приварка фланца к тонкостенной трубе</i>	
	<i>Фланец выполнен с тонкостенным кольцевым переходником</i> 

<i>Приварка пальца к листу</i>	
	1) Пальцу придан тонкостенный фланец. 





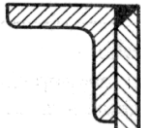



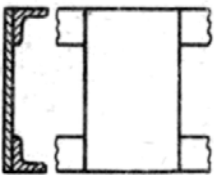
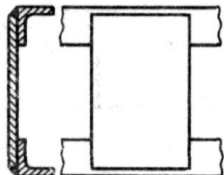
	<p>2) На участке сварки в пальце проделана выборка</p> 
---	--

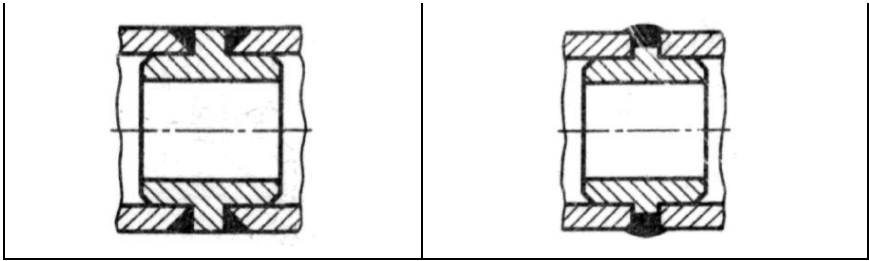
Продолжение табл. 12.1

<p><i>Приварка дисков к ободу зубчатого колеса</i></p>	
	<p>Обод выполнен с тонкостенными кольцами-переходниками</p> 
<p>Предусматривать взаимную фиксацию соединяемых деталей с целью устранения сварочных приспособлений</p>	
<p><i>Приварка головки к стержню</i></p>	
	<p>Головка центрирована на стержне</p> 
<p><i>Приварка фланца к трубе</i></p>	
	<p>Фланец центрирован и зафиксирован в осевом направлении на трубе</p> 
<p><i>Приварка бобышки к листу</i></p>	
	<p>Бобышка зафиксирована в осевом направлении буртиком</p> 
<p><i>Шовная приварка перегородки к обечайке</i></p>	
	<p>Перегорodka зафиксирована в осевом</p>

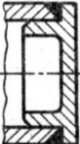
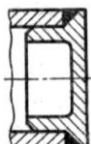
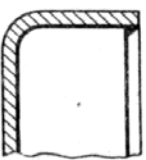
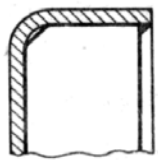
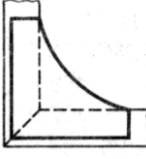
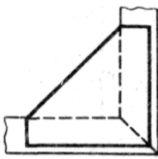


Продолжение табл. 12.1

<p>Избегать трудоемкой разделки кромок. Сварочные ванны образовывать путем смещения свариваемых деталей</p>	
<p><i>Сварка кромок</i></p>  	
<p><i>Угловое соединение</i></p>  	
<p><i>Соединение профилей с листами</i></p>    	
<p><i>Приварка косынки</i></p>  	
<p><i>Сварка труб на муфте</i></p>	

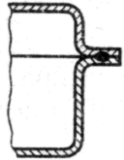
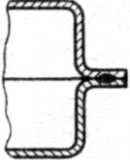
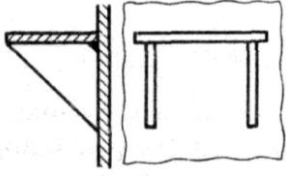
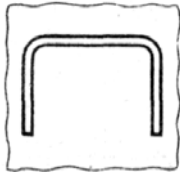
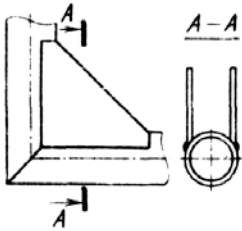
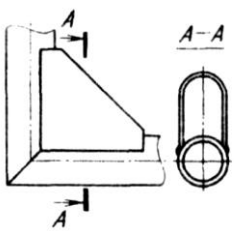


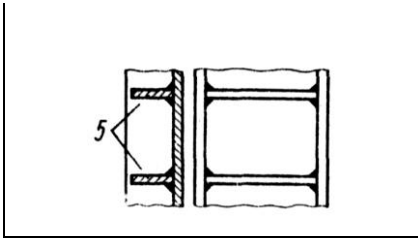
Продолжение табл. 12.1

Подвергать разделке детали, наиболее просто поддающиеся механической обработке	
<i>Приварка заглушки</i> Разделана труба 	Разделана заглушка 
Устранять подгонку заготовок по контуру соединения. Упрощать форму заготовок	
<i>Приварка ребра к корытному профилю</i> 	На участке галтельного перехода ребро срезано 
<i>Косынка</i> 	Фигурный вырез косынки заменен прямым срезом 
Унифицировать заготовки <i>Сварной шкив</i>	

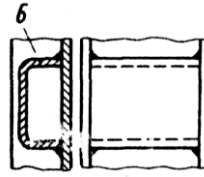
	<p>Шкив выполнен из двух одинаковых деталей</p> 
---	---

Продолжение табл. 12.1

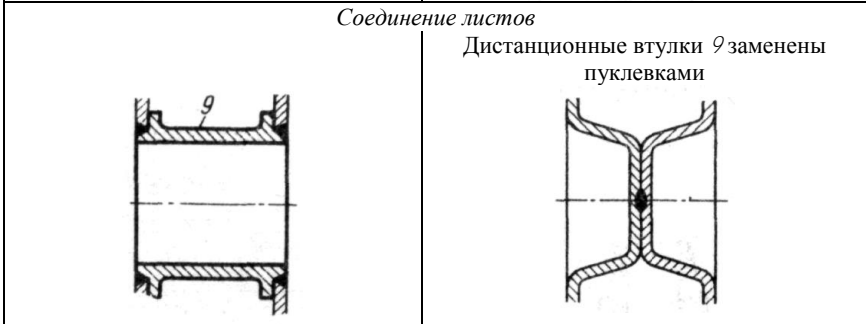
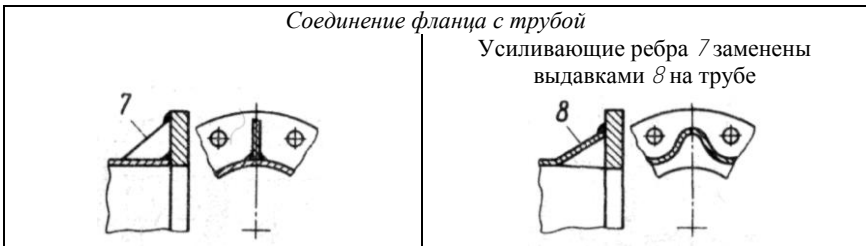
<p><i>Сварной бак</i></p>	
	<p>Половины бака сделаны одинаковыми</p> 
<p>При сварке тонкостенных материалов шире применять гнутые и штампованные элементы, увеличивающие жесткость конструкции</p>	
<p><i>Приварка полки</i></p>	
	<p>Составная полка заменена гнутой</p> 
<p><i>Угловое соединение труб</i></p>	
	<p>Плоские косынки заменены гнутой</p> 
<p><i>Усиление корытного профиля</i></p>	



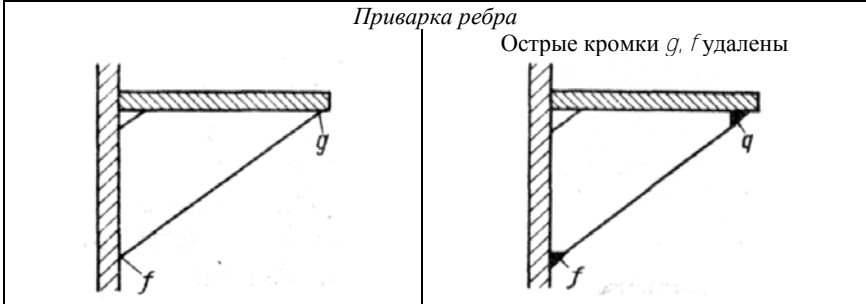
Приварные ребра 5 заменены коробкой 6

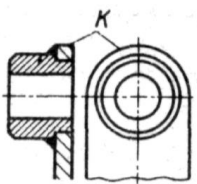
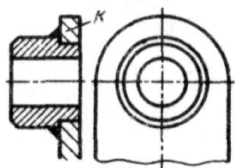


Продолжение табл. 12.1

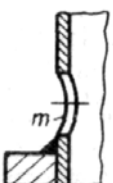



Предупреждать пережог и оплавление тонких кромок в зоне сварного шва

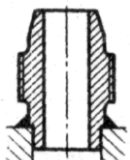
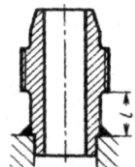


<i>Приварка втулки к рычагу</i>	
	Пережог тонкой кромки к предотвращен увеличением ее сечения
	

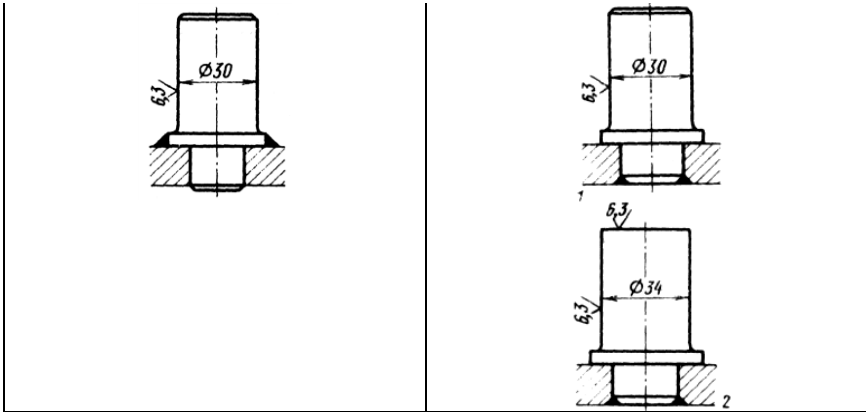
Продолжение табл. 12.1

<i>Приварка фланца к обечайке</i>	
	Оплавление кромки отверстия <i>т</i> предотвращено удалением отверстия от сварного шва. Другое решение – сверление отверстия после сварки
	

**Отдалять обработанные поверхности от сварочной ванны.
Точные поверхности обрабатывать после сварки**

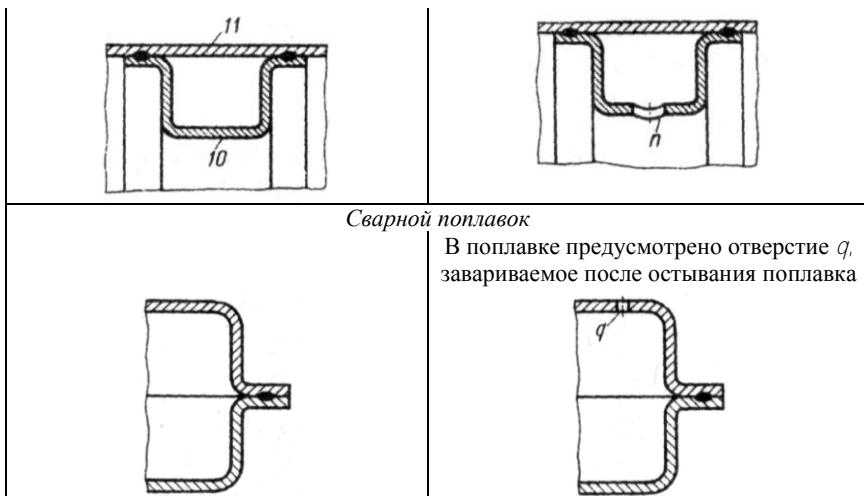
<i>Приварка резьбового штуцера</i>	
	Резьба удалена от сварного шва на расстояние <i>l</i> , достаточное для предотвращения оплавления резьбы
	

<i>Приварка пальца</i>	
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Сварной шов удален от обработанной поверхности. 2. На пальце дан припуск, снимаемый после сварки



Продолжение табл. 12.1

	<p><i>Приварка втулки</i></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Во избежание поводки отверстия сварной шов отнесен от тела втулки. 2. Отверстие обрабатывается начисто после сварки
<p>При сварке деталей различного сечения предусматривать тепловые буфера, предупреждающие возникновение термических напряжений</p>	
	<p><i>Приварка рубашки к цилиндру</i></p> <p>Рубашке придана податливость с помощью гофра</p>
<p>При сварке замкнутых полостей предупреждать коробление стенок в результате образования вакуума при остывании</p>	
<p><i>Приварка кольцевого профиля жесткости 10 к обечайке 11</i></p>	<p>В профиле предусмотрено вентиляционное отверстие Π</p>



Сварной поплавок

В поплавке предусмотрено отверстие q , завариваемое после остывания поплавка

Окончание табл. 12.1

Не соединять сваркой детали, закаленные и подвергнутые химико-термической обработке	
<i>Присоединение закаленного наконечника к трубчатому штоку</i>	
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Присоединение электрозаклепками. 2. Сварка заменена запрессовкой. 3. Головка стеллитирована

12.3. Повышение прочности сварных соединений

Прочность сварных соединений повышают конструктивными (рациональное расположение швов относительно действующих сил, целесообразная форма швов) и технологическими (защита шва от вредных воздействий при сварке, термическая обработка, упрочняющая обработка холодной пластической деформацией) приемами. Конструктивные приемы повышения прочности приведены на рис. 12.1.

На видах 1–3 показано последовательное усиление узла приварки фланца, нагруженного крутящим моментом, путем увеличения диа-

метра кольцевого шва. Сопротивление сдвигу (пропорциональное квадрату диаметра соединения) в конструкции 2 при одинаковом сечении шва в 7 раз, а в конструкции 3 в 18 раз больше, чем в конструкции 1.

При правильной конструкции шва дополнительные крепления на резьбе (вид 4), посадках с натягом (вид 5) и другие способы фиксации излишни.

Целесообразно разгружать сварные швы, перенося восприятие нагрузок на участки целого материала и оставляя за сварными швами только функцию соединения деталей. Некоторые примеры разгрузки сварных швов показаны на видах 6, 7 (стержень, нагруженный осевой силой) и на видах 8, 9 (упорный фланец).

В узле крепления крышки к обечайке цилиндрического резервуара, нагруженного внутренним давлением (вид 10), сварные швы крышки и обечайки подвергаются изгибу и сдвигу силами давления. В улучшенной конструкции 11 сварной шов обечайки разгружен заведением обечайки во фланец, а шов днища – зажатием днища между фланцами обечайки и днища.

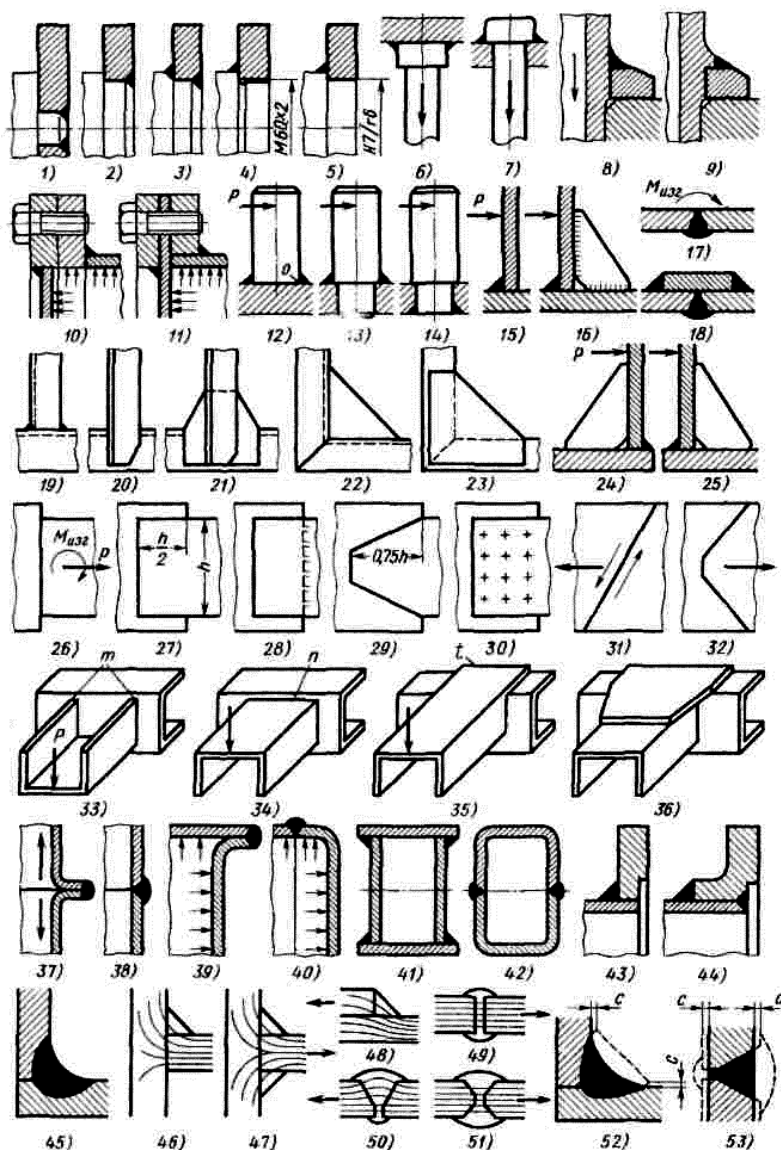


Рис. 12.1. Упрочнение сварных конструкций

Силовые швы следует нагружать предпочтительно на сдвиг и растяжение, устраняя изгиб.

Конструкция 12 приварного стержня нагруженного поперечной силой P , нецелесообразна.

Сила P , повертывая стержень вокруг точки O , вызывает высокие напряжения растяжения в области, противоположной этой точке. Кроме того, шов подвергается сдвигу.

Несколько лучше конструкция 13, где стержень центрирован в гнезде детали, благодаря чему шов разгружен от сдвига. Однако опасное сечение стержня ослаблено сварным швом.

В конструкции 14 изгиб и срез силой P воспринимают целые, не ослабленные сваркой сечения стержня. Шов практически разгружен от действия силы и служит только для фиксации стержня в детали.

Шов приварной стенки (вид 15), изгибаемой силой P , целесообразно разгрузить введением ребра (вид 16).

Изгиб стыкового шва (вид 17) можно устранить введением накладки (вид 18), швы которой работают преимущественно на растяжение. Стыковой шов в этой конструкции работает на сжатие.

Стыковое соединение уголков (вид 19) недостаточно прочное. Целесообразнее сваривать уголки по плоскости полок (вид 20) с усилением (для тяжелых условий работы) косынками (вид 21).

Косынки целесообразно приваривать не встык (вид 22), а внахлестку (вид 25).

Приварные ребра рекомендуется располагать так, чтобы они работали не на растяжение (вид 24), а на сжатие (вид 25), что практически полностью разгружает сварные швы.

На видах 26–29 показано последовательное усиление листового соединения, нагруженного растягивающей силой P и изгибающим моментом $M_{\text{изг}}$.

Приварные листы, накладки, косынки и т. д. большой протяженности и малой толщины целесообразно, помимо обварки по контуру, соединять с основной деталью точечной сваркой (вид 30) во избежание отставания листов при деформациях системы.

Косые швы соединения внахлестку (вид 31), подвергающиеся растяжению, испытывают дополнительные нагрузки от сдвига вдоль линии шва. В уравновешенном соединении с двусторонним скосом (вид 32) швы разгружены от сдвига.

На видах 33–36 показаны конструкции узла сварки швеллеров. В соединении со швеллером, расположенным полками вверх (вид 33),

верхние участки m вертикальных сварных швов подвергаются высоким напряжениям растяжения от действия силы P .

В конструкции со швеллером, расположенным полками вниз (вид 34), силу воспринимает горизонтальный шов n большой протяженности; слабые конечные участки вертикальных швов испытывают сжатие.

В конструкции с присоединением швеллера в шип (вид 35) сварные швы разгружены от изгиба силой P ; изгибающий момент воспринимают фланговые швы и поперечный шов t , испытывающий сдвиг. На виде 36 изображено соединение, усиленное косынкой.

Следует избегать внецентренного приложения сил, вызывающего изгиб шва.

Отбортованные швы в узлах, подвергающихся растяжению (вид 37), испытывают изгиб. Целесообразнее конструкции со стыковым швом (вид 38). В узле приварки днища к цилиндрическому резервуару с отбортовкой (вид 39) сварной шов под действием внутреннего давления подвергается изгибу. Стыковой шов (вид 40) испытывает преимущественно растяжение.

Следует избегать расположения сварных швов в зоне высоких напряжений.

В сварных балках, подвергающихся изгибу, целесообразно располагать швы не у полок (вид 41), а у нейтральной линии сечения (вид 42), где нормальные напряжения имеют наименьшую величину.

В соединениях, подверженных действию циклических и динамических нагрузок, следует избегать расположения сварных швов на участках концентрации напряжений, например в переходах от одного сечения к другому (вид 43). Шов в этих условиях подвергается повышенным напряжениям. Кроме того, повышается концентрация напряжений вследствие неоднородности структуры шва.

Улучшенная конструкция приведена на виде 44.

Если вывести шов за пределы участка концентрации напряжений невозможно, то рекомендуется применять вогнутые швы (вид 45) с глубоким проплавлением, достигаемым сваркой короткой дугой.

Профиль шва должен быть по возможности симметричен относительно действия нагрузок. В тавровых соединениях, подвергающихся растяжению (вид 46), целесообразно применять двусторонние швы (вид 47). Соединения внахлестку (вид 48) следует по возможности заменять стыковыми (вид 49). В стыковых соединениях целесообразно

но применять двустороннюю разделку кромок (вид 51), т. к. в соединениях с несимметричным швом (вид 50) происходит искривление силового потока, сопровождающееся концентрацией напряжений.

12.4. Сварные рамы

На рис. 12.2, 1–18 показаны способы сварки рам из уголков.

Наиболее употребительны соединения с расположением уголков вертикальными полками наружу, обеспечивающие гладкую наружную форму рамы (виды 1–6). Чаще всего применяют стыковое соединение со скосом кромок под углом 45° (вид 1). Значительно сложнее соединения с вязкой угла по вырезам в полках уголков (виды 2–4). На виде 5 показан способ вязки кромок со скруглением наружного угла соединения. Прочное соединение получается также при сгибе уголков по целой стенке с разрезкой полок и соединением их под углом 45° (вид 6).

Расположение уголков вертикальными полками внутрь (виды 7–12) ухудшает внешний вид рамы, но облегчает крепление диагональных связей.

Чаще всего применяют стыковое соединение со скосом полок под углом 45° (вид 7), обычно в сочетании с усиливающими косынками (вид 8).

На видах 9, 10 показаны стыковые соединения прямыми кромками. Соединение вида 10 можно усилить косынкой (вид 11); в соединении вида 9 применить косынку нельзя.

На виде 12 показано соединение, выполненное вязкой кромок.

Способы вязки рам со смешанным расположением уголков (один уголок полкой внутрь, другой уголок полкой наружу) показаны на видах 13–18.

Диагональные связи в рамах с расположением уголков вертикальными полками внутрь приваривают к стенкам уголков встык со скосом кромок под углом 90° (вид 19). Соединение можно усилить косынкой (вид 20). Аналогично крепят трубчатые связи (вид 21).

При расположении уголков вертикальными полками наружу диагональные связи крепят с помощью косынок (вид 22). Стыковое соединение с фигурной вырезкой кромок (вид 23) нетехнологично и менее прочно, чем соединение косынками.

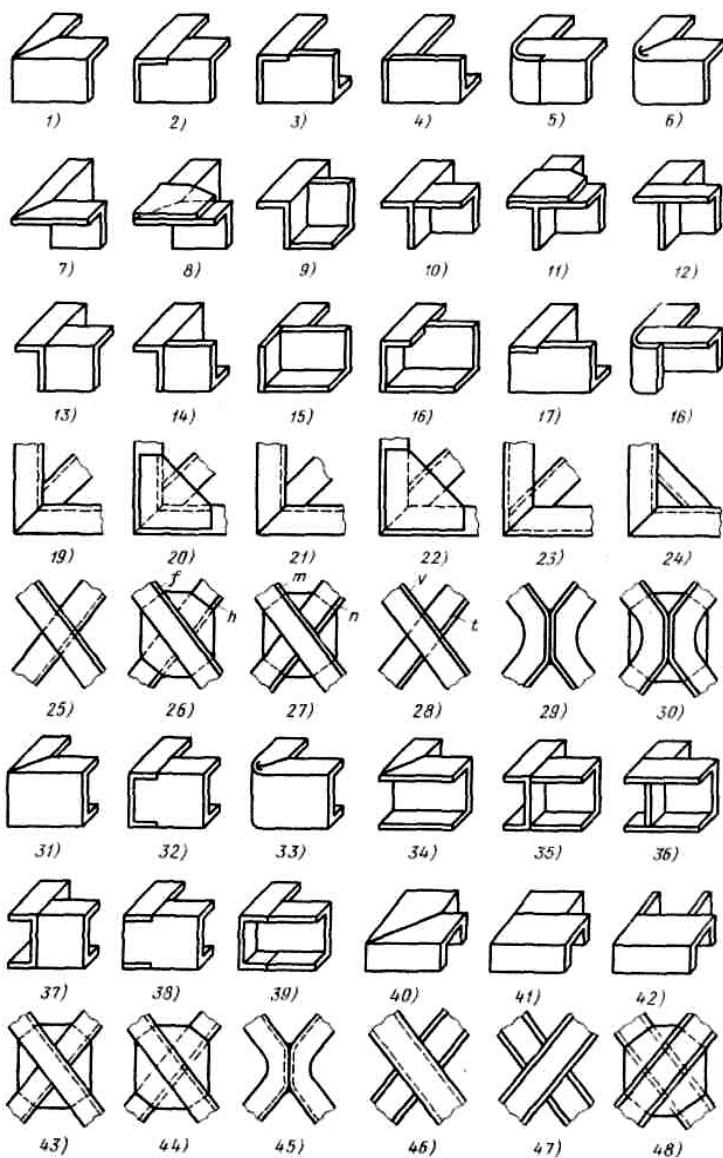


Рис. 12.2. Сварка рам из профилей

Взамен диагональных связей нередко применяют угловые раскосы (вид 24). Подобно диагональным связям их легче приваривать при расположении уголков рамы вертикальными полками внутрь.

Перекрестное соединение диагональных связей в центре рамы (виды 25–30) представляет известные затруднения, особенно если связи выполнены из несимметричных профилей (например, из уголков).

Соединение целых уголков, сваренных по полкам (вид 25), просто и достаточно прочно, но отличается тем недостатком, что диагональные уголки должны быть вдвое меньше по высоте полки, чем основные уголки рамы.

В конструкции 26 уголок f целый, уголок h разрезной. Уголки обращены полками в противоположные стороны и приварены к косынке, расположенной между полками. Высота уголков в этой конструкции может быть равной высоте основных уголков рамы минус толщина косынки.

В конструкции 27 целый уголок m и разрезной n обращены полками в одну сторону и приварены один к другому и к косынке. Диагональные уголки могут быть одинаковыми с основными уголками рамы; косынка выступает за плоскость рамы.

В конструкции 28 ребро уголка t вырезано под полку уголка v . Соединение по прочности уступает предыдущим двум соединениям. Высота уголков может быть равной высоте основных уголков рамы минус толщина полки.

В конструкции 29 гнутые уголки сварены один с другим полками. Здесь диагональные уголки могут быть одинаковыми с основными уголками рамы. Соединение можно усилить косынкой (вид 30).

На видах 31–33 показаны способы вязки рам из швеллеров с полками, обращенными внутрь, на видах 34–36 – наружу, на видах 37–39 – со смешанным расположением, на видах 40–42 – с полками, перпендикулярными к плоскости рамы.

Способы перекрестного соединения диагональных связей из швеллеров, расположенных «стоя», представлены на видах 43–45, «лежа» – на видах 46–48.

12.5. Сварные узлы ферм

В узлах соединения уголков рекомендуется избегать сварки уголков впритык (рис. 12.3, 1). Нахлесточное соединение (вид 2) с об-

варкой контура уголка прочнее и жестче. Целесообразно перекрещивать полки уголков, перпендикулярные к плоскости соединения. Конструкции 4, 6 значительно жестче соединений 3, 5.

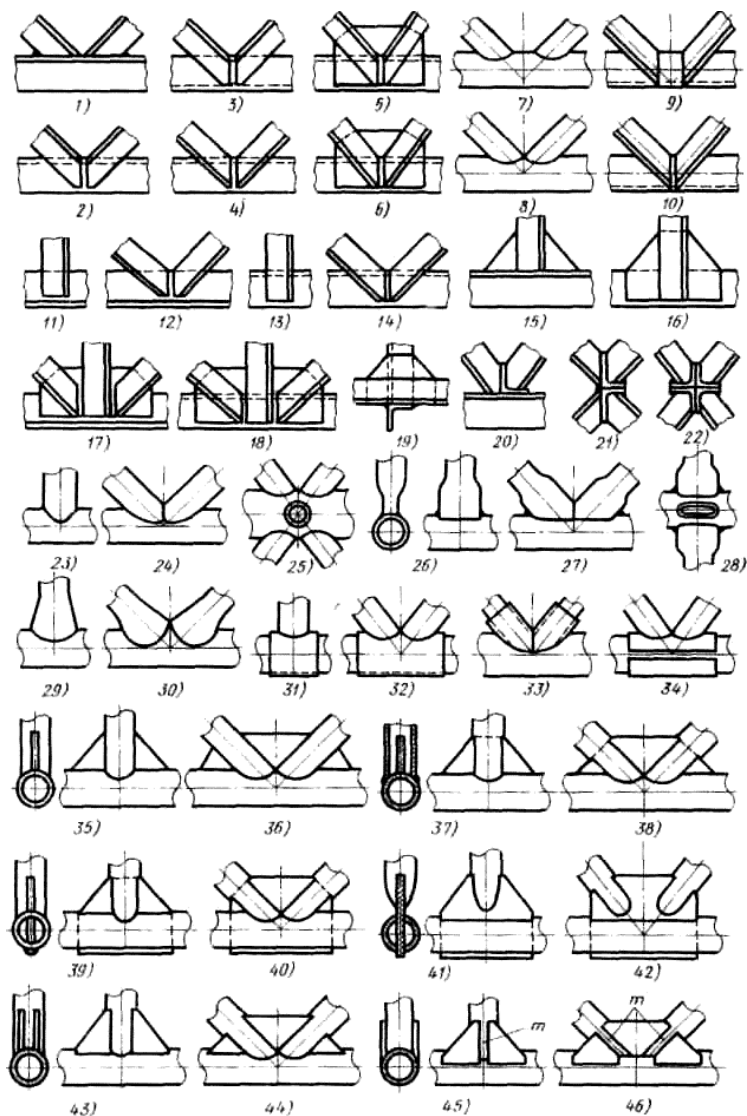


Рис. 12.3. Сварные узлы ферм

Во избежание появления в стержнях лишних изгибающих и крутящих моментов целесообразно соединять элементы фермы так, чтобы линии центров изгиба сечений пересекались в одной точке (конструкции 7, 9 – неправильные; 8, 10 – правильные).

Желательно совмещать линии центров изгиба также в поперечной плоскости. Соединение полками, обращенными в одну сторону (виды 11, 12), целесообразнее соединения полками, обращенными в разные стороны (виды 13, 14).

В последнем случае в результате смещения линий центров изгиба в узле под нагрузкой возникает скручивающий момент.

Соединение полками в одну сторону компактнее. В конструкциях 11, 12 ширина узла (в плоскости, перпендикулярной к плоскости чертежа) примерно вдвое меньше, чем в конструкциях 13, 14. Однако в конструкциях 13, 14 узлы фермы в целом получают пространственно более жесткими; наложение швов проще, вследствие чего эти конструкции широко применяют на практике.

Жесткость соединения повышают косынками. Соединение с накладными косынками (вид 16) значительно прочнее и жестче, чем соединение с косынками встык (вид 15).

На видах 11, 18 изображены примеры многолучевых соединений с накладными косынками. Сравнительные преимущества и недостатки соединений с полками, обращенными в одну сторону (вид 17) и в разные стороны (вид 18), такие же, как и для бескосыночных соединений (виды 11–14).

На видах 19–22 представлены примеры соединения уголков в пространственных узлах.

В трубчатых фермах наиболее простое и надежное соединение – стыковое (виды 23, 24). Недостаток его – ограниченность числа труб, которые могут быть соединены в одном узле. Создание пространственных узлов возможно лишь при условии, что диаметр центральной трубы значительно превышает диаметр присоединяемых труб (вид 25).

Расплющивание присоединяемых труб (виды 26, 27) позволяет увеличить число соединяемых в узле труб (вид 28) и повышает жесткость соединения (только в плоскости расплющивания).

При соединении труб различного диаметра трубу меньшего диаметра для увеличения жесткости узла развальцовывают на конус (виды 29, 30).

Применяют также сварку в муфтах из цельных (виды 31–33) или сварных (вид 34) труб.

Чаще всего соединения труб усиливают косынками. Косынки приваривают встык (виды 35, 36); встык и впрорезь по одной из труб (виды 37, 38); впрорезь по всем соединяемым трубам (виды 39, 40).

Присоединение косынками впрорезь с разделкой концов труб в горячем состоянии «на ложку» (виды 41, 42) позволяет соединять в одном узле несколько труб и применяется в многолучевых узлах. Недостатки соединения – малая жесткость в плоскости расположения косынок и трудоемкость операции разделки труб.

Для увеличения жесткости применяют двойные косынки (виды 43, 44). Расстояние между косынками (в направлении, перпендикулярном к их плоскости) целесообразно выбирать так, чтобы кромки смежных косынок можно было проварить одним швом m (виды 45, 46).

Наиболее прочны и жестки U -образные косынки (виды 47, 48).

В тяжело нагруженных узлах применяют соединение на штампованных накладках, охватывающих присоединяемые трубы (виды 49, 50). Жесткость соединения можно повысить, придавая накладкам косынки, свариваемые точечной сваркой (виды 51, 52).

В многолучевых соединениях применяют приварку труб к звездообразным штамповкам с гнездами (вид 53) или цапфами (вид 54) под трубы. Многолучевые узлы соединяют также на сварных коробках: призматических (виды 55, 56), цилиндрических (вид 57) или сферических (вид 58). Последним способом можно соединять трубы практически под любым пространственным углом.

На видах 59–62 представлены примеры шарнирного соединения сварных труб в ферменных узлах.

13. Конструирование разъемных соединений

13.1. Виды крепежных соединений

В машиностроении применяют три основных вида резьбовых крепежных соединений: болтами с гайками; ввертными болтами (винтами); шпильками.

Соединение болтами применимо только при возможности выполнения сквозных отверстий в стягиваемых деталях. Монтаж болтовых соединений не особенно удобен: требуется страховка болта от

проворачивания при затяжке гайки. Желательна фиксация болта в осевом направлении при затяжке. При монтаже приходится манипулировать двумя деталями – болтом и гайкой.

Соединение винтами применяют при глухом нарезном отверстии, когда невозможно применить болт с гайкой, или при сквозном нарезном отверстии, когда возможна установка болта только с одной стороны соединения. Винты по конструкции аналогичны болтам с навертной гайкой.

Деталь с нарезным отверстием должна быть выполнена из материала, который хорошо держит резьбу (например, стали, ковкого и высокопрочного чугуна, титанового сплава, бронзы). В деталях из мягких сплавов (алюминиевых, магниевых, цинковых и т. д.) требуется введение промежуточных нарезных втулок из более твердого металла.

Нежелательно выполнение нарезных отверстий в деталях из серого чугуна для часто разбираемых соединений (резьба в сером чугуне склонна к выкрашиванию и быстро изнашивается), а также в деталях из коррозионно-стойких сталей (нарезание резьбы сопряжено с большими трудностями из-за вязкости сплава). При износе резьбы деталь с нарезным отверстием выходит из строя, исправить ее можно только установкой нарезных втулок (если это допускает конструкция детали).

Соединение имеет определенное ограничение по высоте стягиваемых деталей: осуществить правильную затяжку длинных болтов затруднительно из-за неустранимого скручивания стержня болта при затяжке. При сборке и разборке манипулируют одной деталью – винтом, что представляет определенное преимущество перед болтовым соединением, где приходится манипулировать болтом и гайкой.

Соединение шпильками в основном применяют для деталей из мягких (алюминиевых и магниевых сплавов) или хрупких (серого чугуна) материалов, а также при глухих или сквозных нарезных отверстиях в случаях, когда невозможна установка винтов.

Вертный конец шпильки устанавливают в нарезном гнезде наглухо и притом по большей части с натягом. В этих условиях резьбовое соединение детали даже из мягких металлов получается достаточно надежным.

При срыве или повреждении резьбы деталь с нарезными отверстиями выходит из строя; исправить ее можно только установкой нарезных втулок. При обрыве шпильки удаление вертного ее конца из гнезда затруднительно.

Сборка и разборка соединения имеет особенности: детали можно соединять и разъединять только в направлении, перпендикулярном к плоскости стыка, приподнимая снимаемую деталь на полную высоту шпилек. Этим соединение существенно отличается от болтового соединения и соединения ввертными болтами, где возможен, при удаленных болтах, сдвиг деталей параллельно плоскости стыка. При сборке и разборке манипулируют одной деталью – гайкой.

Соединение шпильками вызывает определенные неудобства при сборке: выступающие концы шпилек затрудняют доступ к соседним деталям. Особенно ощущается этот недостаток в многшпильчных соединениях с «частоколом» длинных шпилек.

Сравнивая различные типы крепежных соединений с точки зрения компоновки, можно отметить как положительную особенность, что винты и шпильки допускают гораздо большую свободу в выборе форм деталей, чем болты.

Соединение болтами требует наличия фланцев, которые лимитируют размеры и определяют форму внешних контуров деталей.

13.2. Болты

Основные типы болтов представлены на рис. 13.1.

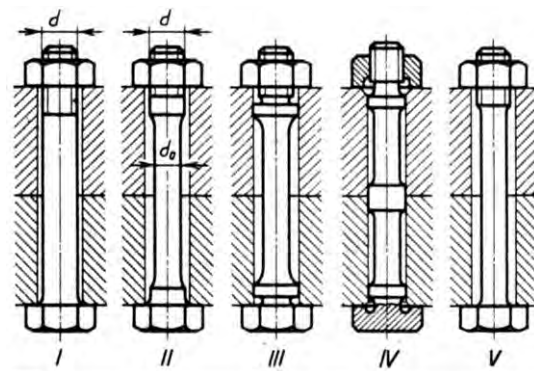


Рис. 13.1. Основные типы болтов

На рис. 13.1, I показан «жесткий» болт с диаметром стержня, равным наружному диаметру резьбы. Эта форма сохранилась только для малонагруженных или коротких болтов. В ответственных слу-

чаях применяют «упругие» болты (рис. 13.1, //) с диаметром стержня d_0 , уменьшенным по крайней мере до размера внутреннего диаметра резьбы, а то еще более – до 0,8 и даже до 0,7 номинального диаметра резьбы.

Тонкие болты менее чувствительны к перекосам, возникающим вследствие неперпендикулярности опорных поверхностей головки и гайки, а также непараллельности резьбового пояса относительно оси болта. Утоненные стержня позволяет выполнять плавные переходы между стержнем болта и нарезным поясом, а также между стержнем болта и головкой с одновременным увеличением сопротивления усталости болта. Это обуславливает повышенную сопротивляемость упругих болтов циклическим нагрузкам.

На участках, примыкающих к нарезному участку и головке, болты снабжают центрирующими поясками (рис. 13.1, ///–//). Часто пояски не делают (рис. 13.1, V), отчего повышается упругость болта и способность его самоустанавливаться в отверстиях деталей.

Головки болтов обычно выполняют в виде шестигранника. Применяют и другие формы головки: с лысками под ключ, с внутренним шестигранником, с треугольными шлицами. Головки с внутренним шестигранником чаще всего применяют в случае «утопленной» установки, когда габариты не позволяют использовать наружный ключ.

При затяжке гайки болт должен быть надежно зафиксирован от проворачивания. При сборке в положении, когда головка болта находится внизу, необходимо, кроме того, придерживать болт от выпадения. Держать болт за головку ключом неудобно, а в некоторых случаях невозможно из-за ограниченных габаритов.

Способы фиксации болта от проворота показаны на рис. 13.2. Способ фиксации коническим подголовником (рис. 13.2, I–III), основанный на повышенном трении на конических опорных поверхностях, рекомендовать нельзя, т. к. фиксация получается нежесткой.

Способы жесткой фиксации показаны на рис. 13.2, IV–X. Шестигранные головки обычно фиксируют упором одной из граней в выступ в теле детали (рис. 13.2, IVa). На цилиндрических деталях (типа фланцев) фиксация осуществляется упором в кольцевую заточку (рис. 13.2, IVб). На болтах с цилиндрической головкой для этой цели снимают лыски (рис. 13.2, V). Некоторые головки (рис. 13.2, VI, VII) выполняют с фиксирующей гранью, вынесенной за пределы цилиндра головки.

На рис. 13.2, *VIII–X* показаны способы фиксации усиком, выполненный как одно целое с головкой болта; усик вводят в углубление в теле детали.

Способы фиксации болтов, приведенные на рис. 13.2, *V–X*, значительно дороже простых способов фиксации за грань или лыску, поэтому их применяют только в специальных случаях.

Способы фиксации болтов усиками под головками (рис. 13.2, *X/*) или квадратными подголовниками (рис. 13.2, *X//*) в настоящее время не применяют из-за нетехнологичности (обработка гнезд под подголовники затруднительна).

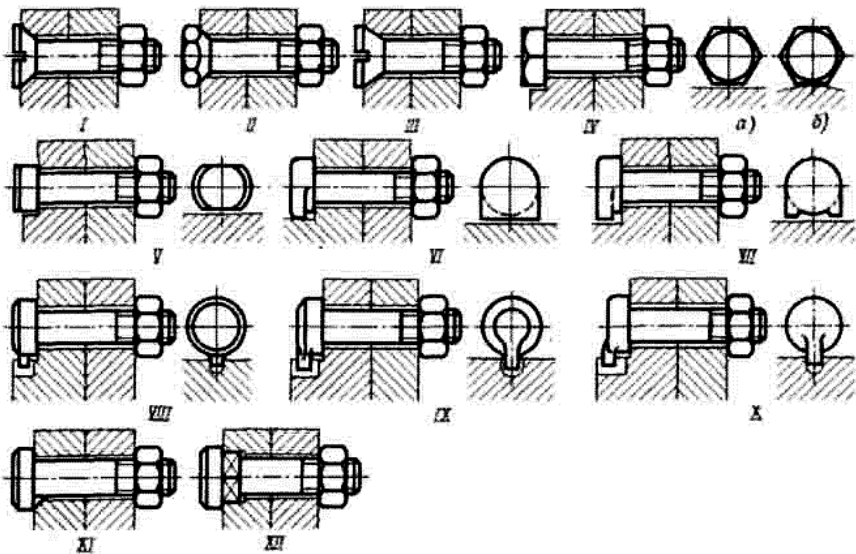


Рис. 13.2. Способы фиксации болта от проворота при затяжке

Следует предостеречь от ошибок, нередко допускаемых в конструкции фиксирующих элементов. При любом способе фиксации нельзя допускать внецентренного приложения нагрузки к головке и ее ослабления. Примеры ошибочных конструкций показаны на рис. 13.3. В конструкциях *I–III* неизбежна внецентренная нагрузка из-за асимметричной формы опорной поверхности головки. Конструкция *IV* резко ослабляет головку болта и, кроме того, вызывает вне-

центренную нагрузку из-за нарушения сплошности опорной поверхности.

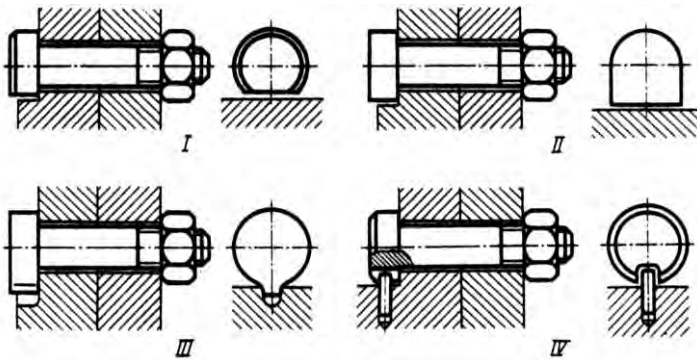


Рис. 13.3. Ошибочные конструкции элементов, фиксирующих болт от проворота

Помимо фиксации от проворота, болты необходимо поддерживать в осевом направлении при затяжке. Осевая фиксация болта обязательна при механизированных способах сборки с затяжкой гаек гайковертами. Лучше всего предусматривать жесткую фиксацию болта в осевом направлении.

При затяжке длинных болтов следует предупреждать скручивание болта моментом затяжки. Для этой цели на торце болта предусматривают устройства под ключ или жестко фиксируют конец болта от проворота подкладной шайбой, заходящей в пазы на конце болта и в корпусе.

Сила затяжки имеет большое значение для работоспособности болтового соединения. Необходимую силу затяжки определяют расчетом или экспериментально. В ответственных соединениях затяжку контролируют динамометрическим ключом или измерением упругой деформации болта (способ более точный). В последнем случае в конструкции болта должны быть предусмотрены средства, облегчающие измерение: на торце болта и на головке делают сферические выступы, позволяющие измерять деформацию болта микрометром «в обхват», или предусматривают гнезда для закладки шариков при измерении.

На рис. 13.4 показаны некоторые типы нестандартных болтов.

В машинах и узлах, где по требованиям к габаритам или к внешнему виду нежелательно применение выступающих головок, часто устанавливают болты с цилиндрической головкой с внутренним шес-

тигранником или мелкими треугольными шлицами; головку утапливают в гнезде притягиваемой детали.

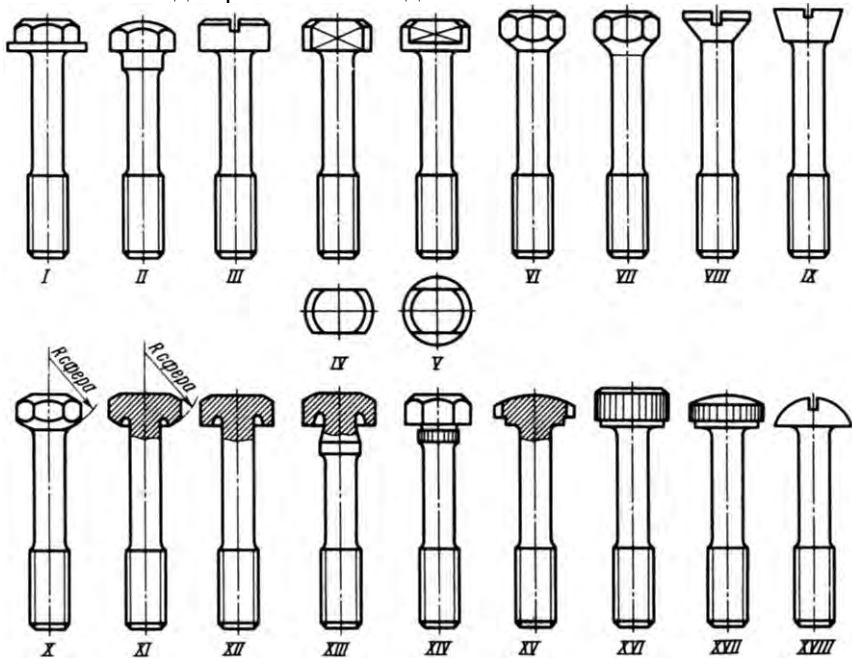


Рис. 13.4. Нестандартные болты:

I – с шестигранной головкой и увеличенной опорной поверхностью; *II* – с шестигранной полусферической головкой; *III* – с цилиндрической головкой и пазом под отвертку; *IV* – с цилиндрической головкой и двумя лысками; *V* – с цилиндрической головкой и двумя лысками на неполную высоту головки; *VI* и *VII* – с шестигранной головкой и коническим подголовником; *VIII* и *IX* – с потайной конической головкой; *X* и *XI* – со сферической опорной поверхностью головки; *XII* – с шестигранной головкой и разгружающей выточкой; *XIII* – с шестигранной головкой, разгружающей выточкой и с центрирующим пояском; *XIV* – с шестигранной головкой и шлицеванным подголовником; *XV* – с полусферической головкой со шлицами «под ключ»; *XVI* и *XVII* – со шлицеванной головкой; *XVIII* – с полусферической головкой и пазом под отвертку

Для облегчения заворачивания болтов с цилиндрической головкой на начальных стадиях, когда болт идет «из-под руки», наружную поверхность головки часто снабжают накаткой.

13.3. Вертные болты

По конструкции свертные болты весьма близки к болтам с наворотными гайками, хотя функционально как крепежные элементы они коренным образом отличаются от последних.

Большинство типов болтов, изображенных на рис. 13.4, можно использовать в качестве винтов.

При установке свертных болтов желательно обеспечить свободу самоустанавливаемости головки относительно опорной поверхности. Это требование больше относится к свертным болтам, чем к крепежным деталям других видов: у болтов с гайкой больше возможности самоустановки, т. к. болт сопрягается со стягиваемыми деталями только кольцевыми опорными поверхностями головки и гайки; у длинных шпилек задача облегчается податливостью стержня шпильки.

13.4. Шпильки

На рис. 13.5 приведены основные конструкции шпилек. Конструкции жесткой шпильки (рис. 13.5, *А*) со стержнем диаметром, равным диаметру резьбы, применяются только для коротких шпилек. К недостаткам такой шпильки можно отнести: жесткость, невыгодность по массе, затруднительность применения высокопроизводительных способов накатывания, фрезерования и шлифования резьбы (для точных резьб) и т. д. Часто применяют облегченные шпильки (рис. 13.5, *В*, *ВВ*) с уменьшенным диаметром стержня, равным внутреннему диаметру резьбы или меньшим его (в среднем диаметр стержня делают равным 0,6–0,8 наружного диаметра резьбы). Их преимущества заключаются в равнопрочности шпильки в нарезной и гладкой частях, податливости, меньшей массе, возможности применения высокопроизводительных способов изготовления резьбы и т. д.

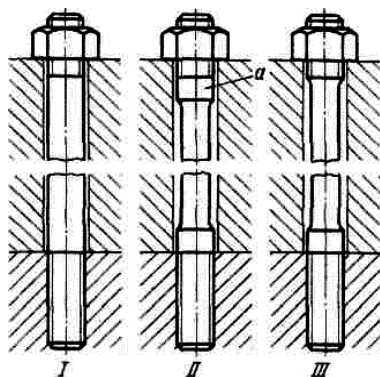


Рис. 13.5. Конструктивные формы шпилек

Посадочный размер шпильки в корпус зависит от материала корпуса.

При ввертывании в корпуса из хрупких (серого чугуна) или мягких (алюминиевого, магниевового, цинкового сплавов и т. д.) материалов применяют крупные резьбы (минимальный шаг резьбы 1,25–1,5 мм). Для наветрного конца шпильки (под гайку) могут быть применены (для шпилек большого диаметра) мелкие резьбы.

Во избежание ошибок при ввертывании шпилек в тех случаях, когда резьбы (и формы) ввертного и наветрного концов шпилек одинаковы, ввертный конец метят, например закруглением его торца, углублениями и т. д. Лучше всего предупредить возможность ошибок конструктивно: применением на ввертном и наветрном концах резьб различного шага или диаметра.

Способ ввертывания шпилек существенно влияет на прочность соединения. Применяют три способа ввертывания шпилек в корпуса:

- с упором бурта шпильки в торец корпуса;
- с упором конца шпильки в днище или в последние витки нарезного отверстия корпуса;
- с торможением шпильки в отверстии применением посадок с натягом или самостопорящейся резьбы.

При ввертывании по первому способу в теле шпильки возникают растягивающие напряжения (максимальные у первых витков и уменьшающиеся по направлению к последним виткам). В материале корпуса создаются сжимающие напряжения с примерно таким же законом изменения вдоль оси соединения. При предварительной затяжке

такого соединения в шпильке возникают дополнительные напряжения растяжения, а в корпусе – дополнительные напряжения сжатия (от действия притягиваемой детали). При нагружении соединения растягивающей силой в шпильке увеличиваются еще больше напряжения растяжения. Напряжения сжатия в корпусе уменьшаются в результате уменьшения силы притяжения детали и появления растягивающих напряжений.

При ввертывании шпильки по второму способу в теле шпильки возникают сжимающие напряжения (максимальные у конца шпильки и убывающие по направлению к первым виткам). В материале корпуса создаются растягивающие напряжения с примерно таким же законом изменения вдоль оси соединения. При предварительной затяжке такого соединения у первых витков шпильки создаются растягивающие напряжения; сжимающие напряжения у конца шпильки несколько уменьшаются. В материале корпуса под действием притягиваемой детали возникают напряжения сжатия, а напряжения растяжения у дна отверстия ослабевают.

При нагружении соединения рабочей растягивающей силой напряжения растяжения у первых витков шпильки увеличиваются. Напряжения сжатия, возникшие в материале корпуса при предварительной затяжке, уменьшаются в результате отхода притягиваемой детали. Зато напряжения растяжения у дна отверстия увеличиваются.

Следовательно, при первом способе ввертывания рабочие напряжения в шпильке больше, а рабочие напряжения в корпусе меньше, чем при втором способе. Таким образом, первый способ более подходит для корпусов из низкопрочных материалов (алюминиевых и магниевых сплавов), второй способ – для корпусов из высокопрочных материалов (стали).

Поскольку шпильки применяют в основном в корпусах из легких сплавов, первый способ более распространен, чем второй.

При третьем способе ввертывания ни в теле шпильки, ни в материале корпуса не возникает существенных дополнительных напряжений. Напряжения сжатия в теле шпильки и растяжения в материале корпуса, обусловленные натягом в резьбе, при применяемых величинах натяга незначительны. Благодаря отсутствию дополнительных напряжений этот способ наиболее выгоден по прочности.

Шпильки обычно завертывают «солдатиками», надеваемыми на навертанный конец шпильки. При этом возникает опасность скручи-

вания длинных шпилек. Кроме того, «солдатики» вытягивают резьбу и поэтому неприемлемы для точных резьб. В дополнение ко всему этот способ непроизводителен: наворачивание и отворачивание «солдатики» занимает много времени. Лучше способ заворачивания за лыски или шестигранник, расположенные непосредственно у ввертного конца шпильки. Однако в таком случае приходится предусматривать в притягиваемой детали гнездо под завертанный элемент, что усложняет ее механическую обработку.

Наиболее приспособлен для механизированной сборки способ заворачивания шпильки за гладкий пояс, примыкающий к навертному или (лучше) к ввертному концу. Заворачивание производится ключами (или шпильковертами) с эксцентриковыми зажимами или с самозатягивающимися роликами (по типу роликовых колес свободного хода).

В этом случае на шпильках необходимо предусмотреть цилиндрические участки, длина которых должна быть согласована с размерами головки шпильковерта.

При вворачивании шпилек (особенно по посадке с натягом) в глухие нарезные гнезда следует учитывать, что в замкнутом пространстве гнезда воздух сжимается. Это явление может оказаться опасным, если учесть, что удельный объем воздуха резко возрастает от нагрева при сжатии. Известны случаи, когда бобышки гнезд разрывались под давлением сжатого в гнезде воздуха. В целях устранения этого явления в бобышках выполняют отверстия для выхода воздуха. Иногда воздух выходит через канавки или отверстия в теле шпильки (при коротких шпильках). Применение последних двух способов нежелательно, т. к. они ослабляют шпильки. Иногда увеличивают объем остающегося после заворачивания шпильки глухого пространства изменением глубины нарезного отверстия или с помощью выборок в торце шпильки.

Соединения на шпильках, как и всякие резьбовые соединения, подвергают при сборке предварительной затяжке, влияющей на работоспособность и герметичность узла. Силу предварительной затяжки определяют расчетом или экспериментально. Она зависит от материала стягиваемых деталей, соотношения податливости шпильки и стягиваемых деталей, условий работы стыка, требуемой степени его герметичности и, наконец, от рабочей температуры соединения.

В ответственных соединениях силу предварительной затяжки строго контролируют. Затяжку производят динамометрическими ключами. Регламентируют также порядок затяжки отдельных шпилек в многошпильчных соединениях; затяжку обычно производят в два приема (предварительно и окончательно) с соблюдением в каждом случае определенного порядка затяжки.

При затяжке длинных податливых шпилек возникает опасность скручивания их моментом сил трения в резьбе. При этом в теле шпильки возникают нежелательные, иногда значительные напряжения, причем динамометрическим ключом будет регистрироваться момент, скручивающий шпильку, а не сила затяжки.

При стопорении гаек «на корпус» следует учитывать еще одно явление: у шпильки, скрученной при затяжке, с течением времени в результате вибраций, пульсации нагрузки и т. д. наружный конец проворачивается, ввертываясь в резьбу гайки, вследствие чего первоначальная сила затяжки меняется.

У длинных податливых шпилек предусматривают средства, предупреждающие скручивание при затяжке: навертнутый конец шпильки снабжают пазом, четырехгранником, шестигранником и т. д., за которые держат шпильку при затяжке. Сборка соединения при этом усложняется. Способ, при котором навертнутый конец шпильки постоянно зафиксирован от проворота шайбой, в свою очередь, зафиксированной «на корпус», совершеннее (но конструктивно сложнее).

Концы длинных шпилек после центрирования в корпусе часто отклоняются от своего номинального положения (иногда настолько, что не представляется возможным надеть на них притягиваемую деталь). Сборщики прибегают в таких случаях к правке шпилек по месту – способу, который никак нельзя рекомендовать, потому что при этом в теле шпильки возникают дополнительные напряжения.

В поисках рационального решения используют несколько путей: первый – соблюдение строгой перпендикулярности осей нарезных отверстий под шпильки относительно торца корпуса, то же – для отверстий под шпильки в притягиваемой детали; соблюдение строгой прямолинейности шпилек и параллельности среднего диаметра резьбы шпилек относительно оси шпилек; второй путь – увеличение податливости шпилек и применение посадок с зазором для резьбовых деталей (с последующим их стопорением каким-нибудь способом).

13.5. Винты

Винты со шлицем под обычную отвертку применяют только в ненагруженных соединениях (в приборах и для крепления мелких деталей, кронштейнов, скобок, хомутов, пластинок, панелей, листовых облицовок и т. д.). Главный их недостаток – невозможность силовой затяжки и затруднительность стопорения.

На рис. 13.6 представлены основные типы винтов под отвертку: с цилиндрической и цилиндросферической головкой (I, II); с полусферической (III); с конической, цилиндроконической и сфероконической головками (IV–VI). На рис. 13.6, VII–XII показаны конструктивные разновидности таких винтов.

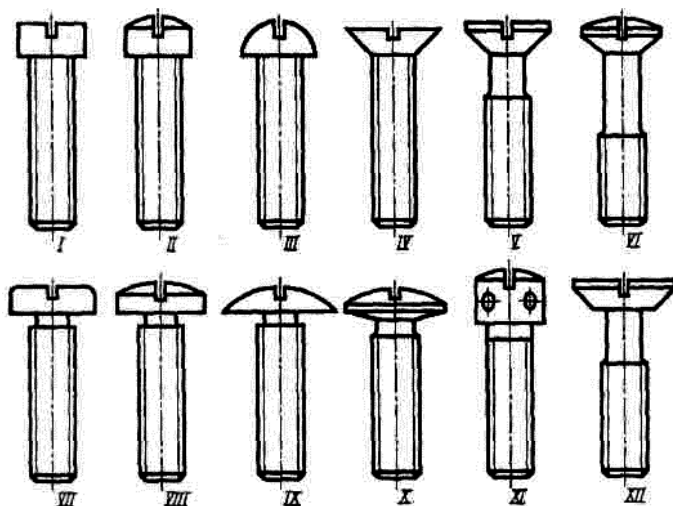


Рис. 13.6. Основные типы винтов под отвертку

Из всех типов винтов для машиностроителя наиболее привлекательны потайные или полупотайные винты с коническими головками, позволяющие осуществить соединения без выступающих частей. К сожалению, они обладают и наибольшим количеством недостатков по сравнению с винтами остальных типов. Главный недостаток состоит в затруднительности сочетания двух центрирующих поверхностей – резьбы и конической поверхности головки. Этот недостаток особенно сказывается в соединениях с несколькими винтами. Вслед-

ствии неизбежных производственных ошибок центры нарезных отверстий в корпусе, как правило, не совпадают с центрами конических гнезд в притягиваемой детали; только один из винтов соединения правильно устанавливается в коническом гнезде, головки остальных винтов ложатся в гнездах со смещением. Этот недостаток можно частично устранить применением для резьбы посадок с зазором.

Другой недостаток заключается в затруднительности стопорения. Если винты с цилиндрическими и полусферическими головками стопорятся сравнительно просто шайбами гровера (а винты с цилиндрическими головками также проволоочной вязкой, см. рис. 13.6, X), то задача стопорения винтов с коническими головками до сих пор не нашла удовлетворительного решения. Самые надежные способы стопорения винтов с конической головкой (закерновка или завальцовка головки) применимы только в изделиях из пластичных металлов, и, кроме того, соединения, выполненные этими способами, – неразборные.

Низкая прочность паза под отвертку является третьим недостатком винтов с коническими головками (этот недостаток в равной мере присущ винтам с полусферической головкой и в меньшей степени винтам с цилиндрическими головками).

Отвертка после нескольких установок разрабатывает паз, и винт становится непригодным к дальнейшему потреблению.

Еще один недостаток заключается в затруднительности применения механизированных винтовертов, т. к. форма паза и головки затрудняет центрирование лезвия винтоверта. У винтов с цилиндрическими головками центрирование осуществляется сравнительно просто – введением дополнительных центрирующих элементов, базирующихся по поверхности головки

Существенный шаг вперед в конструкции винтов с коническими (а также цилиндрическими и полусферическими) головками представляет применение крестообразных конических гнезд под отвертку специальной формы. Такие винты можно затягивать с большим усилием; форма гнезда исключает возможность срыва отверстия и облегчает как ручное, так и механизированное завертывание винтов.

Существуют и другие конструкции, обеспечивающие те же функции: паз с центрирующим отверстием, крестообразный паз, головки с внутренним или наружным четырехгранником и т. д.

Существуют винты с усиленными завертными элементами: с наружными и внутренними шестигранниками; с четырехгранником; со шлицевыми головками. Эти винты, впрочем, скорее относятся к разряду мелких ввертных болтов.

Для осевой и радиальной фиксации деталей на валах преимущественно применяют **установочные винты**.

На рис. 13.7 показаны основные типы установочных винтов с различными завертными элементами и фиксирующими концами, которые можно применять в разнообразных сочетаниях. Установочные винты разделяются на два основных класса: нажимные (рис. 13.7, I–V) и врезные (рис. 13.7, VI–X). У первых связь между деталью и валом осуществляется трением, в результате нажима фиксирующего торца винта на вал. Врезные винты обеспечивают позитивную фиксацию: конец винта входит в отверстие, просверленное в вале.

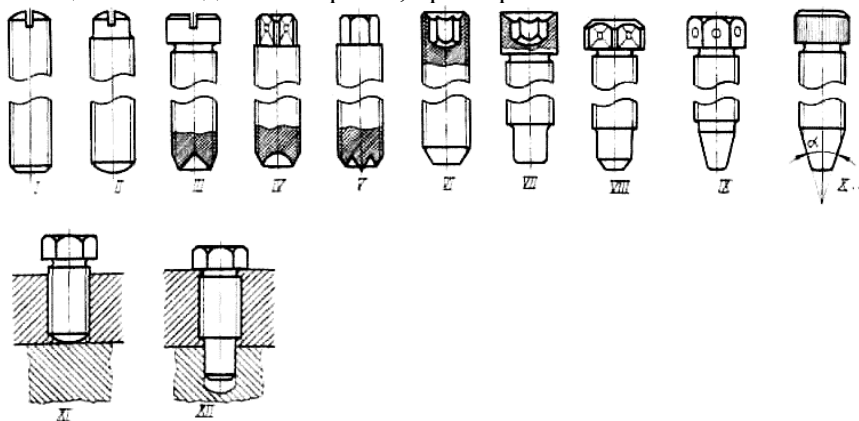


Рис. 13.7. Основные типы установочных винтов

Торцы нажимных винтов выполняются плоскими, сферическими и с кольцевыми шипами, увеличивающими связь между деталью и валом. Нажимные винты как средство крепления применяют редко. Их главные недостатки: ненадежная фиксация, а также нарушение центрирования детали на валу при затяжке винта. Винты, смещенные с поперечной оси симметрии детали, вызывают, кроме того, перекос детали на валу.

Конструкции с головками под отвертку не позволяют осуществлять силовую затяжку; стопорение их практически невозможно. Конструкции с четырехгранными и шестигранными головками допускают силовую затяжку и хорошо стопорятся. Однако с течением времени натяг в соединении ослабевает из-за смятия резьбы и нажимных поверхностей.

Не следует использовать нажимные винты для осевой фиксации деталей. Такие винты можно использовать только в тех случаях, когда необходимо зафиксировать деталь на валу в произвольном осевом положении. Нажимные винты, разумеется, не могут передавать крутящий момент, поэтому их всегда применяют в сочетании со шпонками или другими средствами передачи момента.

Соединения врезными винтами находят более широкое применение для фиксации насадных деталей от продольного сдвига и поворота, а также для передачи небольших крутящих моментов.

Винты с цилиндрическими фиксирующими концами устанавливают в отверстия, по большей части предварительно просверленные в детали. Если при сборке требуется регулировка осевого положения детали, то сверление производят по месту, через нарезное отверстие насадной детали.

Следует помнить, что сверление и тем более развертывание отверстия, как и все операции, производимые по месту, весьма нетехнологичны, т. к. осложняют сборку. При обработке отверстий в узле не исключено попадание стружки в собранный агрегат. Нередко приходится разбирать и промывать агрегат для удаления стружки.

13.6. *Гайки*

В зависимости от назначения гайки могут иметь различную высоту от $0,3d$ до $1,25d$ (d – диаметр резьбы). Низкие гайки применяют в качестве контргаек и для слабонагруженных соединений, высокие гайки – для сильнонагруженных соединений, а также для часто разбираемых соединений. Для средних условий работы применяют гайки высотой $(0,8–1)d$. При этих соотношениях приблизительно соблюдается условие равнопрочности гайки и нарезного стержня.

Кольцевые гайки применяют для затяжки насадных деталей, подшипников качения и подобных деталей на валах большого диаметра.

К этому типу гаек относятся гайки, называемые по ГОСТ 11871–80 круглыми шлицевыми.

Особенность кольцевых гаек – относительно малая высота при большом диаметре. Вследствие большого диаметра резьбы гайка обычной высоты получается избыточно прочной и очень тяжелой.

На рис. 13.8 представлены кольцевые гайки с внутренней резьбой и с различным расположением завертных пазов.

Чаще всего применяют гайки с наружными пазами, число которых колеблется в пределах 4–12. Такие гайки заворачивают накладными «рожковыми» ключами или ключами с торцовыми или внутренними радиальными зубьями.

При затяжке кольцевыми гайками насадных деталей нужно, чтобы торец гайки опирался в деталь не менее чем на $3/4$ своей высоты. Если высота ступеньки на валу не позволяет осуществить это условие, между гайкой и деталью устанавливают массивную подкладную шайбу. Важно, чтобы подкладная шайба была центрирована. Самым простым является способ центрирования по наружному диаметру резьбы.

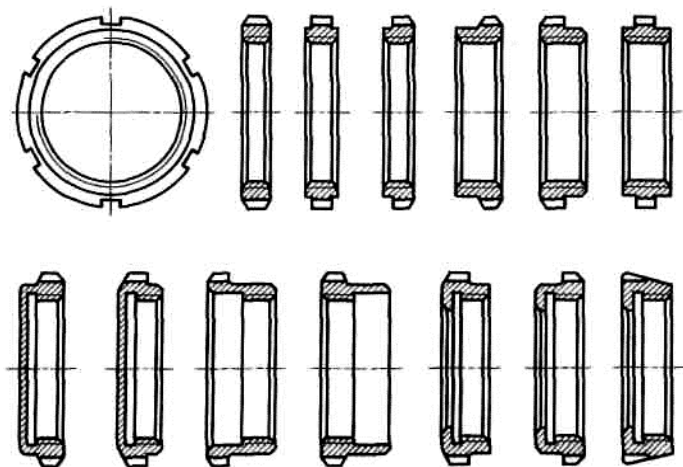


Рис. 13.8. Кольцевые гайки с внутренней резьбой

13.7. Штифты

Крепежные штифты. Штифты как крепежные детали имеют ограниченное применение. Их используют для слабонагруженных соединений, преимущественно для крепления насадных деталей на валах, а также осей в корпусах. Недостатки этого соединения – ослабление вала отверстием под штифт, низкая прочность соединения на срез, отсутствие затяжки соединения, нетехнологичность (требуется совместная обработка отверстий под штифт в соединяемых деталях, усложняются сборка и разборка).

Штифты неприменимы для соединения закаленных деталей с твердостью, превышающей предел обрабатываемости режущим инструментом (более HRC 30). В таких случаях следует оставлять соединяемые части деталей без термообработки, придавая повышенную твердость (HRC 60–62) только рабочим поверхностям, например, местной цементацией, закалкой с нагревом ТВЧ и другими способами.

Недопустима штифтовка соединений на конусах даже при условии совместной обработки отверстий под штифты. При переборках соединения наружный и внутренний конусы смещаются относительно друг друга в результате различных сил затяжки, а также из-за износа и смятия посадочных конических поверхностей. После затяжки может оказаться, что установить штифт невозможно из-за несовпадения отверстий в соединяемых деталях. Предварительная (перед затяжкой) установка штифта может привести к срезу штифта при затяжке.

Крепежные штифты делят на два основных типа: цилиндрические и конические.

Отверстия под штифты должны быть сквозными, иначе выбить штифт при разборке невозможно. Глухие отверстия допустимы лишь для неразъемных соединений. При необходимости обеспечить разборку соединений с глухими отверстиями штифты должны быть снабжены съемными элементами.

Даже при посадке с натягом штифты подлежат обязательному стопорению. Штифты, не подвергаемые термообработке, расклепывают. Закаленные штифты (применяемые в более ответственных соединениях) стопорят керновкой или вальцовкой материала детали у концов штифта.

Конические штифты применяют в ответственных соединениях. Коническая форма обеспечивает соединение без зазоров; штифты

легче стопорятся, так как в данном случае необходимо предохранить штифт от выпадения только с одной стороны.

Однако, изготовление конических штифтов (и отверстий под них) сложнее, чем цилиндрических.

При установке конических штифтов легко можно вызвать значительные напряжения смятия и растяжения в стенках отверстий. Поэтому конические штифты устанавливаются нормированным ударом или под прессом с контролируемой силой. Устанавливать конические штифты в детали из мягких материалов (алюминиевых и магниевых сплавов) не рекомендуется.

Установочные штифты. Установочные (контрольные) штифты применяют в случаях, когда необходимо точно зафиксировать положение одной детали относительно другой (например, положение крышки разъемного подшипника скольжения относительно его корпуса), а также для восприятия поперечных сил, действующих в плоскости разреза двух деталей (например, для передачи крутящего момента во фланцевом соединении валов).

Применяют два типа установочных штифтов: цилиндрические и конические съемные.

Цилиндрические штифты устанавливают обычно наглухо (по посадке с натягом) в одной из соединяемых деталей. Выступающий конец штифта входит в отверстие другой детали по посадке H7/j₆ или H7/h₆.

Форма штифта имеет большое значение для правильной работы и долговечности соединения. Наиболее простая форма – цилиндрическая с заходными фасками под углом 45° – наименее удовлетворительна: кромки фасок (при запрессовке штифта и при надевании отъемной детали) портят стенки отверстий.

Несколько лучше пологие фаски под углом 10–20°. Однако и здесь наблюдается, хотя и в меньшей степени, то же явление. Лучше, когда концы штифтов (по крайней мере конец, входящий в съемную деталь) имеют галтели.

Во всех случаях обязательны заходные фаски на отверстиях соединяемых деталей. В посадочном гнезде фаски необходимы для облегчения запрессовки штифта; в изделиях из пластичных металлов фаски, кроме того, предупреждают выпучивание материала у кромок гнезда. В отверстиях отъемных деталей фаски нужны для облегчения монтажа.

В глухое отверстие штифт обычно устанавливают по посадке с натягом. Чем меньше диаметр штифта и чем мягче материал изделия, тем больший натяг дается в соединении.

При установке штифтов необходимо соблюдать определенные, установленные практикой правила. Штифт должен быть утоплен в отверстии съемной детали. Выход штифта недопустим, т. к. в этом случае штифт может быть поврежден случайным ударом или расшатан в посадочном гнезде. В случае, когда толщина фланца недостаточна для утопления штифта, на участке выхода штифта в съемной детали предусматривают местные приливы.

Штифты всегда следует располагать в непосредственной близости от крепежных элементов: болтов, шпилек и т. д. В деталях, не имеющих других фиксирующих элементов, например центрирующих заточек, устанавливают два штифта. Большее число штифтов устанавливать нет смысла, кроме случая, когда соединение подвержено повышенным сдвигающим нагрузкам. В соединениях цилиндрических деталей с центрирующей заточкой для угловой фиксации деталей относительно друг друга вполне достаточно одного установочного штифта. При наличии значительных сдвигающих сил применяют и большее число штифтов.

Для более точной фиксации штифты должны быть как можно дальше расположены друг от друга и от геометрической оси детали. На рис. 13.9 приведены примеры неправильной и правильной установки штифтов на детали типа крышки (отверстия под штифты показаны зачерненными наполовину кружками). Ошибка в конструкции на рис. 13.9, / состоит в том, что штифты далеко отнесены от крепежных болтов. В конструкции на рис. 13.9, // штифты расположены в непосредственной близости от крепежных болтов; здесь ошибка заключается в малом расстоянии между штифтами. Фиксация получается ненадежной; сдвигающие силы (например, от рабочей нагрузки, приложенной к центральной бобышке крышки) вызывают в штифтах соединения большие напряжения.

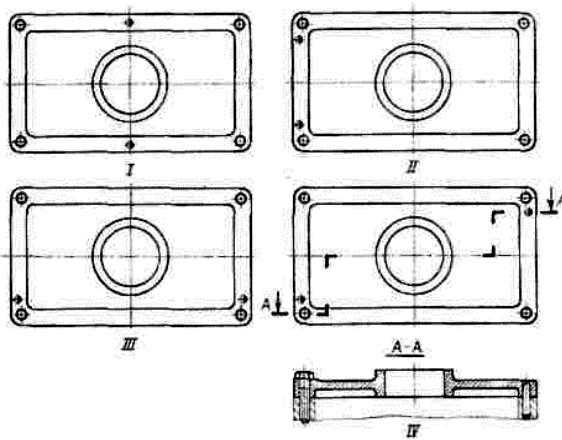


Рис. 13.9. Расположение установочных штифтов на детали

В конструкции на рис. 13.9, III ошибки исправлены разноской штифтов. Наиболее правильна конструкция на рис. 13.9, IV, где штифты разнесены на максимально возможное расстояние.

Конические установочные штифты обеспечивают более точную фиксацию, чем цилиндрические. Точность фиксации почти не теряется с течением времени при износе и после многократных переборок, т. к. плотность посадки штифта каждый раз восстанавливается в результате погружения штифта в гнездо на большую глубину. Другое преимущество этих штифтов заключается в их относительно легкой удаляемости, что позволяет заменять поврежденные штифты и в известной мере облегчает сборку и разборку соединения. Изготовление соединений на конических штифтах значительно сложнее, чем на цилиндрических. Здесь обязательно совместное сверление, зенкерование и развертывание отверстий в фиксируемых деталях.

В разъемных соединениях и при установке штифтов в глухие отверстия обязательно применение съемных элементов.

В отличие от цилиндрических установочных штифтов, допускающих применение уплотняющих прокладок на стыке соединяемых деталей, конические штифты могут правильно работать только в соединениях «металл по металлу».

Конические установочные штифты применяют в узлах и машинах, где основным требованием является точность установки.

13.8. Опорные поверхности под гайки (головки болтов), места под ключи

На рис. 13.10 показаны соотношения размеров опорных поверхностей под гайки (головки болтов), устанавливаемые в углублениях (рис. 13.10, *А*), на бобышках (рис. 13.10, *Б*) и фланцах (рис. 13.10, *В*), обработанных цекованием, фрезерованием или точением.

Полученные из этих соотношений численные значения следует округлять до ближайшего большего целого числа. Для случая углубления (рис. 13.10, *А*) значение D_1 следует округлять до ближайшего диаметра стандартного инструмента.

Места под ключи. При проектировании узлов с резьбовыми соединениями необходимо предусматривать достаточное место для манипулирования ключом. Габариты узла должны обеспечивать размах ключа при заворачивании-отворачивании желательного в пределах не менее 90° . На рис. 13.11, 13.12 приведены минимальные расстояния от центра гаек (головок болтов) до ближайших элементов конструкции, полученные на основании статистического анализа размеров наиболее распространенных типов ключей.

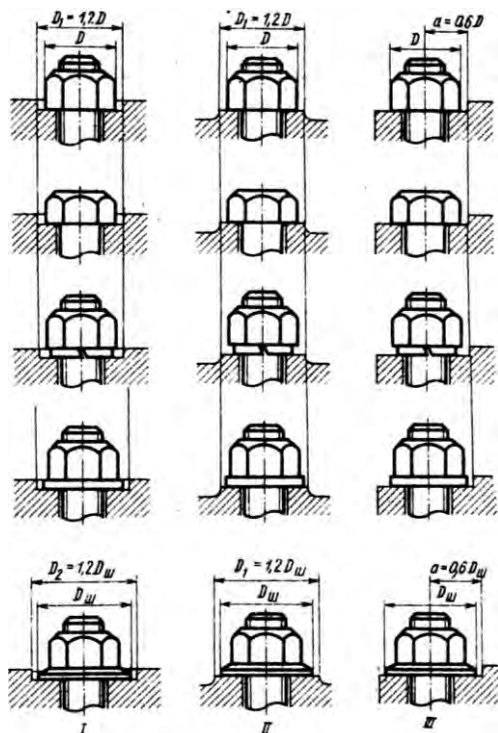


Рис. 13.10. Размеры опорных поверхностей нот гайки и головки болтов

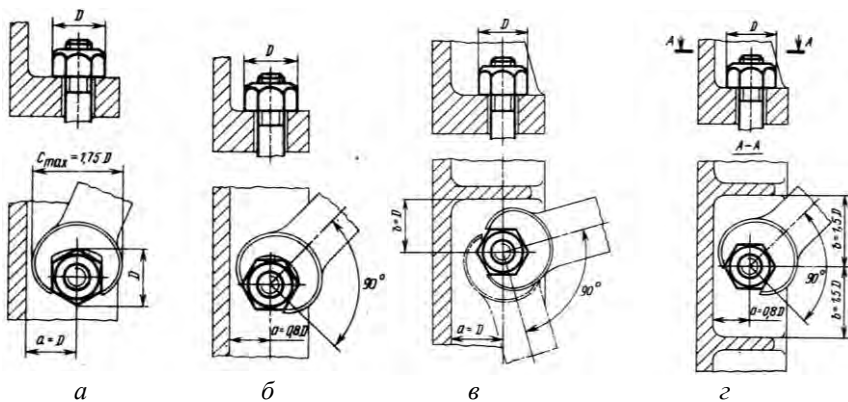


Рис. 13.11. Завертывание гайки ключом с размахом:
 а – 180°; б – 90° при наличии ограничивающей стенки;
 в – при наличии ограничивающей стенки;
 г – 90° при наличии двух ограничивающих стенок

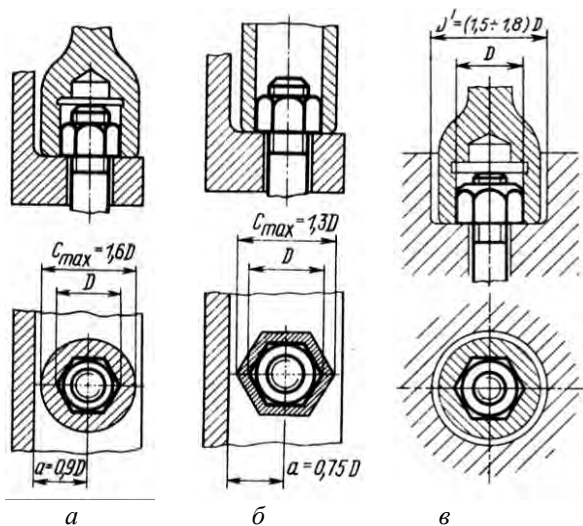


Рис. 13.12. Завертывание гайки:
a – торцовым массивным ключом; *б* – тонкостенным трубчатым ключом;
в – утопленной гайки торцовым ключом

ЧАСТЬ II. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ МАШИН

14. Силовой агрегат

14.1. Общие сведения

Силовой агрегат, состоящий из двигателя и обслуживающих его агрегатов, предназначен для получения механической мощности, необходимой для преодоления внешних сил сопротивления движению машины.

На самоходных технологических машинах применяют двигатели внутреннего сгорания, положительными чертами которых являются автономность, экономичность и высокая удельная мощность. Эти качества двигателей внутреннего сгорания, несмотря на не вполне удачную скоростную характеристику, ставят их вне конкуренции по сравнению с двигателями других типов. Двигатель внутреннего сгорания преобразует тепловую энергию сгорающего топлива в механическую энергию вращения коленчатого вала. Далее эта энергия передается через трансмиссию на ведущие колеса и гусеничные движители машины.

Так как на строительно-дорожных машинах в силу ряда преимуществ получили почти исключительное распространение двигатели с воспламенением от сжатия (дизели), дальнейший материал относится именно к этому типу двигателей внутреннего сгорания.

Обслуживающие двигатель агрегаты входят в системы, обеспечивающие питание топливом и воздухом, охлаждение, смазку, подогрев и запуск двигателя. Эксплуатационно-технические характеристики и качество этих систем определяют надежность, экономичность и эффективность работы двигателя при различных режимах и условиях эксплуатации машины. В соответствии с этим обслуживающие двигатель системы и агрегаты в любых дорожных и климатических условиях должны обеспечивать:

- получение от двигателя максимальной мощности;
- экономичность и приемистость двигателя;
- поддержание требуемого теплового режима работы;

- надежную и эффективную смазку;
- надежную и эффективную очистку воздуха, поступающего в двигатель;
- быстрый прогрев и запуск;
- удобство эксплуатации и технического обслуживания.

На рис. 14.1 представлен примерный вид общего энергетического баланса современного двигателя гусеничной машины, работающего при полной подаче топлива. Из общего количества тепла Q_T , выделяемого при сгорании топлива, около двух третей отводится охлаждающей жидкостью ($Q_{ж}$), маслом (Q_M), отработавшими газами (Q_T) и рассеивается в окружающее пространство (Q_p) корпусом двигателя и другими агрегатами и деталями моторной установки. И только одна треть (Q_e) превращается в эффективную механическую работу вращения коленчатого вала. При работе двигателя на частичных характеристиках относительная величина тепловых, а также механических и барботажных потерь в двигателе значительно возрастает.

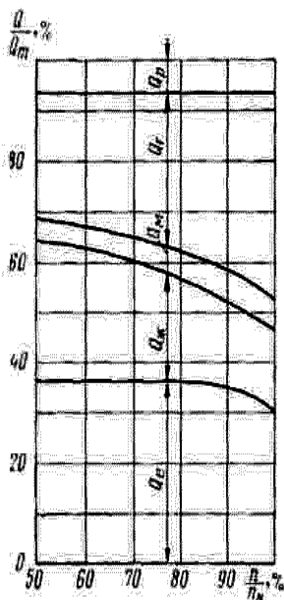


Рис. 14.1. Общий вид энергетического баланса двигателя:

n – текущая частота вращения двигателя в об/мин;

n_N – частота вращения при максимальной мощности

Высокие динамические качества машины (большие ускорения при разгоне, возможность преодоления сложных препятствий, быстрый поворот с любым радиусом) обеспечиваются большой удельной мощностью

$$N_{\text{оа}} = \frac{N_{\text{еmax}}}{m},$$

где $N_{\text{еmax}}$ – максимальная эффективная мощность двигателя, кВт;
 m – масса машины, т.

В современных строительных машинах удельная мощность достигает 15 кВт/т, что достаточно для получения приемлемых значений тяговых характеристик машины. В отдельных случаях эта величина бывает значительно выше.

Повышение мощности современных двигателей внутреннего сгорания может быть достигнуто за счет наддува – увеличения весового заряда воздуха и топлива, поступающих в цилиндры двигателя. Наддув осуществляется нагнетателями с механическим, газотурбинным или комбинированным приводом от двигателя. Благодаря относительной простоте конструкции, автоматичности регулирования режима работы нагнетателя и высокому КПД наиболее широкое применение в настоящее время находит газотурбинный наддув, способный обеспечить повышение мощности двигателя на 25–30 % при давлениях наддува 150–200 кПа (1,5–2,0 кг/см²). Дальнейшее повышение давления наддува нецелесообразно в связи со значительным ростом затрат мощности в нагнетателе и температуры воздуха (или смеси), поступающего в двигатель. Исключения составляют сложные системы наддува с комбинированным приводом и охладителями, применяющиеся на стационарных двигателях большой мощности.

Экономичная работа двигателя гарантирует производительный расход топлива и обеспечивает самоходной машине необходимый запас хода. Топливная экономичность двигателя оценивается величиной удельного расхода топлива, которая для дизелей составляет 220–300 г/(кВт·ч), для бензиновых двигателей – 280–380 г/(кВт·ч). Под запасом хода понимается наибольшее расстояние в км, которое можно пройти при однократной заправке топливом. Для большинства транспортных машин, прежде всего колесных, запас хода составляет 400–500 км.

Сложность создания надежной и совершенной моторной установки строительной машины обусловлена тем, что двигатель большой мощности (500–1000 кВт и выше) вместе с обслуживающими его вспомогательными системами должен быть размещен в ограниченных габаритах корпуса. Наличие топливных и масляных агрегатов и магистралей, горячих поверхностей выхлопных труб требует обеспечения пожарной безопасности. Ограниченность места вызывает необходимость строгого учета габаритов и взаимного расположения отдельных агрегатов, полной герметизации систем, надежной вентиляции моторного отделения.

От двигателя, установленного в машине, к ведущему валу трансмиссии подводится свободная мощность N_d , величина которой на 10–20 % ниже эффективной мощности N_e , определяемой во время испытаний двигателя на тормозном стенде. Основными факторами, влияющими на снижение мощности при установке двигателя в машине, являются снижение среднего эффективного давления в цилиндрах двигателя в связи с повышенным сопротивлением на впуске (воздухоочистка) и выпуске (глушение шума выпуска, эжекционные системы) из двигателя, а также затраты механической мощности на обслуживающие агрегаты. Таким образом, можно написать

$$N_d = N_e - N_{м.у.},$$

где $N_{м.у.}$ – затраты мощности, связанные с работой обслуживающих двигатель агрегатов моторной установки.

Величина $N_{м.у.}$ является одним из основных оценочных показателей качества агрегатов моторной установки в целом. Чем меньше $N_{м.у.}$, тем больше свободная мощность двигателя N_d , тем выше тяговые и экономические показатели гусеничной машины.

Основным потребителем мощности, теряемой в моторной установке, является вентилятор системы охлаждения двигателя. При работе двигателя на оборотах n_N , соответствующих его максимальной мощности $N_{e\max}$ вентилятор потребляет мощность $N_{вN} = (0,06–0,15)N_{e\max}$. При другой частоте вращения двигателя приближенно можно считать

$$N_{в} = N_{вN} \left(\frac{n}{n_N} \right)^3,$$

где N_b – мощность, потребляемая вентилятором при оборотах двигателя n .

Сопrotивление в воздухоочистителях приводит к снижению мощности двигателя на режиме $N_{e\max}$ на величину $N_{bo/N} = (0,02-0,04) N_{e\max}$. При другой частоте вращения двигателя, работающего на внешней характеристике:

$$N_{ai} = N_{aiN} \left(\frac{n}{n_N} \right)^2.$$

Противодавление на выпуске из двигателя, связанное с работой глушителей шума, также приводит к снижению мощности двигателя. На режиме $N_{e\max}$ будет $N_{вып/N} = (0,02-0,03) N_{e\max}$.

При другой частоте вращения двигателя, работающего с полной подачей топлива:

$$N_{aui} = N_{auiN} \left(\frac{n}{n_N} \right)^2.$$

На рис. 14.2 изображена внешняя характеристика двигателя гусеничной машины и представлен характер изменения потерь мощности в моторной установке в зависимости от оборотов двигателя. Очевидно, что повышение свободной мощности двигателя, а следовательно, и тяговых характеристик машины, может быть достигнуто за счет уменьшения потерь в агрегатах моторной установки: уменьшения сопротивлений в воздухоочистителе и на выпуске, повышения КПД вентилятора.

Относительным оценочным показателем экономичности моторной установки является КПД

$$\eta_{i.o} = \frac{N_e - N_{i.o}}{N_e} = \frac{N_a}{N_d},$$

величина которого может изменяться в широких пределах в зависимости от режима работы двигателя.

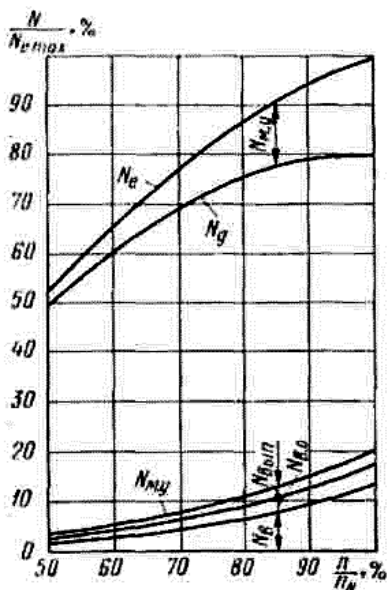


Рис. 14.2. Внешняя характеристика двигателя и потери мощности в моторной установке

Взаимное расположение двигателя и агрегатов вспомогательных систем в моторном отделении гусеничных машин отличается большим разнообразием. Основное влияние на компоновку моторного отделения оказывают расположение двигателя в машине и его связь с трансмиссией, тип системы охлаждения и размещение ее агрегатов, размещение топливных и масляных баков. Однако все виды компоновочных решений моторных установок подчиняются общим требованиям и оценка их производится по одним и тем же показателям. Основными требованиями к компоновке моторной установки являются:

- изоляция моторной установки от других отделений машины;
- рациональное использование объема машины;
- обеспечение эффективной работы двигателя и обслуживающих агрегатов;
- удобство доступа к различным агрегатам при обслуживании и выполнении ремонтных работ.

Продольное расположение двигателя применяется на многих машинах, т. к. при этом связь с трансмиссией получается наиболее простой. Однако во всех случаях при продольном расположении двигателя получается большая длина моторного отделения, а в трансмиссии обязательно применяется коническая пара. Поперечное расположение двигателя в этом отношении имеет преимущество: значительно сокращается длина моторного отделения, но связь двигателя с трансмиссией усложняется.

К раме или корпусу машины двигатель крепится жестко или при помощи резиновых подушек. Все агрегаты системы моторной установки располагаются по возможности ближе к двигателю с целью сокращения длины соединительных трубопроводов и наиболее рационального использования объема моторного отделения. При коротких трубопроводах уменьшаются вибрации, вызывающие поломки и нарушение плотности в местах соединений, уменьшается их сопротивление и повышается надежность систем, обслуживающих двигатель.

Агрегаты моторной установки, требующие периодического обслуживания или используемые во время эксплуатации машины (топливные и масляные фильтры и насосы, воздухоочистители, краны и т. д.), должны располагаться в свободно доступных местах, что при плотной компоновке моторного отделения является задачей весьма трудной.

Для размещения топливных баков в машине используются свободные объемы, остающиеся после установки двигателя, трансмиссии и других крупных агрегатов. Часть топливных баков для увеличения емкости системы питания может быть установлена снаружи машины. В специальных случаях эти баки должны быть легкоъемными.

Воздухоочистители располагают в местах наименьшей запыленности воздуха и как можно ближе к двигателю, чтобы уменьшить сопротивление трубопроводов и занимаемый ими объем.

Размещение водяных и масляных радиаторов определяется выбранной системой охлаждения. Как правило, их располагают у воздухопритоков крыши корпуса. Воздух, поступая в моторное отделение, проходит через радиаторы, омывает агрегаты установки и выбрасывается наружу. Часть воздуха направляется к воздухоочистителям и идет на питание двигателя. Циркуляция воздуха обеспечивается вентилятором.

Техническое обслуживание агрегатов моторной установки осуществляется через люки, расположенные в крыше корпуса (над двигателем и воздухоочистителями) и в днище (под водяным и масляным насосами).

14.2. Системы питания двигателя

Питание двигателя обеспечивается топливной и воздушной системами питания. Образование тепловой энергии газов, преобразуемой в механическую работу, происходит вследствие воспламенения и сгорания топлива при большом давлении и высокой температуре. Качество топливоздушная смеси и степень наполнения ею цилиндров определяют основные характеристики двигателя и машины и в значительной степени влияют на надежность и безотказность работы двигателя. Поэтому топливо и воздух должны подаваться в цилиндры двигателя всегда в строго определенном количестве в зависимости от режима работы и всегда тщательно очищенными от посторонних примесей.

Топливная система питания. Топливоподающая (топливная) система двигателя предназначена для размещения, очистки и подачи топлива к насосу высокого давления в нужном количестве и с достаточным давлением на всех режимах движения машины при любой температуре окружающего воздуха.

В топливную систему в общем случае входят узлы, размещенные в корпусе машины (топливный бак, топливный насос низкого давления, фильтры, топливопроводы низкого давления), и узлы, установленные на двигателе (топливный насос высокого давления, форсунки, топливопроводы высокого давления). При компоновке моторной установки решаются задачи, связанные с топливной системой низкого давления.

Для обеспечения нормальной работы топливной системы ко всем узлам предъявляются требования: герметичность, надежность, малый вес и габариты, коррозионная стойкость, малые гидравлические сопротивления.

Общий вес (или объем) заправляемого топлива определяется заданным запасом хода каждой конкретной машины. Применяются топливные баки различных емкостей и конфигураций, они разделяются на внутренние, устанавливаемые в корпусе машины, и до-

полнительные – наружные. Топливо из наружных баков расходуется в первую очередь. Топливная схема питания предусматривает сообщение баков между собой и обеспечивает нормальную работу системы питания при повреждении любого бака. Баки свариваются из листовой стали. Во избежание коррозии внутренние поверхности баков бакелитируются, покрываются цинком или лудятся. Для повышения жесткости на стенках баков выштамповываются желоба (зиги), а внутри бака устанавливаются несплошные перегородки.

Баки заправляются топливом через заливные горловины, снабженные сетчатым фильтром. После заливки топлива горловина закрывается резьбовой пробкой. В нижней части внутренних баков имеются отстойники. Приемный топливопровод присоединяется к баку выше отстойника. Слив топлива из бака производится через отверстие с пробкой и клапаном при помощи специального ключа-трубки со шлангом.

Воздушное пространство баков соединяется с атмосферой через дренажное устройство, которое должно исключать возможность попадания огня в полость бака и вытекание топлива из бака при резких толчках машины, а также обеспечивать очистку воздуха, поступающего в бак.

Замер количества топлива в баке обычно производится измерительным стержнем, который опускается в бак через заливную горловину или специальное отверстие, а также при помощи электрических указателей уровня топлива.

Перед запуском двигателя заполнение системы топливом и подача топлива к насосу высокого давления осуществляются при помощи ручного насоса. Наиболее широкое применение нашли ручные топливоподкачивающие насосы мембранного типа.

Содержащиеся в топливе механические примеси (абразивная пыль) вызывают повышенный износ, а иногда и заедание прецизионных пар топливного насоса высокого давления и форсунок (плунжер – гильза; распылитель – игла распылителя). Повышенный износ прецизионных пар приводит к неравномерной подаче топлива в цилиндры и снижению мощности двигателя. Попавшая в топливо вода способствует электрохимической коррозии деталей топливной аппаратуры, а в зимнее время может привести к образованию ледяных пробок в топливопроводах и прекращению подачи топлива.

Для очистки топлива от механических примесей и воды в топливной системе устанавливаются последовательно два фильтра. Фильтр первичной (грубой) очистки устанавливается перед топливоподкачивающим насосом и задерживает сравнительно крупные механические частицы размерами более 20–50 мкм, составляющие 80–90 % всех примесей в топливе. Фильтр вторичной (тонкой) очистки, устанавливаемый перед топливным насосом высокого давления, очищает топливо от мельчайших механических примесей размерами до 2–6 мкм.

По мере загрязнения фильтров грубой очистки увеличивается их сопротивление, вследствие чего подача топлива к топливоподкачивающему насосу затрудняется.

В фильтрах тонкой очистки топлива в качестве фильтрующих элементов применяются пакеты из фетровых дисков, каркасы с поглощающей механические примеси набивкой (например, минеральной ватой), каркасы с нитчатой или тканевой обмоткой и т. д.

По мере загрязнения фильтрующих элементов увеличивается тонкость фильтрации топлива, но при этом увеличивается сопротивление фильтра. Перепад давления в чистом фильтре тонкой очистки составляет 10–15 кПа (0,1–0,15 кг/см²), при его загрязнении сопротивление может достигать 50–70 кПа. Так как давление, создаваемое топливоподкачивающим насосом, как правило, не превышает 60–70 кПа (0,6–0,7 кг/см²), при сильном загрязнении фильтрующего элемента подача топлива в двигатель может практически прекратиться. В связи с этим фильтры должны периодически промываться, а фильтрующие детали заменяться новыми.

В топливной системе питания применяются металлические топливопроводы и специальные резиновые шланги в гибкой оплетке. Соединение топливопроводов между собой и с агрегатами топливной системы производится при помощи специальных резьбовых соединений.

Система питания воздухом. Долговечность работы двигателя в значительной мере зависит от количества пыли, попадающей в двигатель с воздухом. Проникая в цилиндр двигателя, частицы пыли вызывают интенсивный абразивный износ цилиндров, поршневых колец, шеек и подшипников коленчатого вала. Износ приводит к падению мощности, увеличению расхода топлива и смазки, снижению срока службы двигателя.

Для очистки воздуха от пыли и подвода его к цилиндрам двигателя служит воздушная система питания. В систему входят воздухоочистители, впускные коллекторы, устройства для отсоса пыли из пылесборников воздухоочистителей. Воздухоочистители должны свободно пропускать в цилиндр воздух и задерживать находящуюся в нем пыль.

Под запыленностью воздуха ϕ понимается количество пыли, в г, содержащееся в 1 м^3 воздуха. Степень очистки воздуха оценивается количеством пыли, задержанной воздухоочистителем, отнесенным к количеству пыли, поступившей в воздухоочиститель с атмосферным воздухом.

Степень запыленности воздуха зависит от многих факторов (дорожных условий, конструкции ходовой части, скорости движения машины) и резко меняется по высоте. Так, при движении гусеничной машины по пыльной дороге на высоте $0,25 \text{ м}$ запыленность за кормой машины достигает 8 г/м^3 , а на высоте 2 м – $0,5 \text{ г/м}^3$. Воздух для питания двигателя обычно поступает на высоте немногим более 1 м , где запыленность редко превышает 4 г/м^3 . Если запыленность воздуха не превышает $0,001 \text{ г/м}^3$, то пыль практически не влияет на износ двигателя.

Наиболее трудной задачей при разработке воздухоочистителя является обеспечение очистки воздуха от мельчайших частиц пыли, осаждение которых вызывает значительные трудности. Экспериментально установлено, что практически безвредными для работы двигателя являются пылинки размером $0,001 \text{ мм}$. Такие пылинки не могут осесть на землю даже при отсутствии ветра, а частицы размером $0,002\text{--}0,003 \text{ мм}$ не могут осесть при незначительном ветре, их осаждение в естественных условиях происходит только под действием тумана, дождя или снега. В воздухоочистителях осаждение таких частиц неизбежно приводит к усложнению метода очистки воздуха и самой конструкции воздухоочистителя. Конструкция современного воздухоочистителя должна удовлетворять следующим основным требованиям:

- обеспечивать высокую (почти 100%-ю) степень очистки воздуха от находящейся в нем пыли;
- иметь минимальное и стабильное во все время работы двигателя сопротивление проходу воздуха;

- длительно работать без промывки;
- обеспечивать малую трудоемкость работ по обслуживанию; обладать малым весом и габаритами.

Степень очистки воздуха воздухоочистителем характеризуется коэффициентом пропуска пыли

$$\eta = 1 - K.$$

Для обеспечения требуемой долговечности работы двигателя необходимо, чтобы $\eta = 0,1-0,2 \%$, не более. Вторым существенным показателем качества воздухоочистителя является его сопротивление прохождению воздуха, характеризуемое перепадом давления Δp . Сопротивление воздухоочистителя обуславливает потерю до 5 % мощности двигателя. Часть мощности затрачивается на преодоление сопротивления воздухоочистителя, часть теряется в связи с ухудшением наполнения цилиндров двигателя воздухом, что в конечном счете приводит к неполному сгоранию топлива. По мере загрязнения воздухоочистителя его сопротивление возрастает. Соответственно возрастают и непроизводительные потери мощности. Максимально допустимая величина сопротивления воздухоочистителя на номинальных режимах работы двигателя составляет $\Delta p = 10-12$ кПа. Для газотурбинных двигателей в силу особенностей их конструкции сопротивление воздухоочистителя не должно превышать 3–4 кПа. При этом допускается пропуск пыли до 3–4 %.

На рис. 14.3 показан характер изменения степени очистки воздуха и сопротивления воздухоочистителя от режима его работы (расход воздуха) и степени загрязнения (время работы).

По способу отделения пыли от воздуха воздухоочистители могут быть подразделены на инерционные, фильтрующие и комбинированные, имеющие две или более ступеней очистки. В зависимости от того, смачиваются ли элементы воздухоочистителя маслом или жидкостью, их называют сухими или мокрыми (масляными).

На современных гусеничных и колесных машинах чаще всего применяются комбинированные воздухоочистители с двумя ступенями очистки. В первой ступени из воздуха удаляются наиболее крупные и тяжелые частицы пыли, во второй – мелкие пылинки.

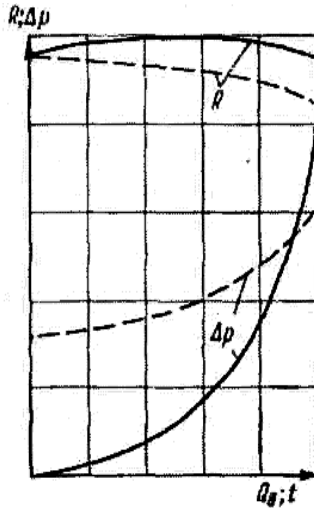


Рис. 14.3. Зависимость степени очистки воздуха R и сопротивления воздухоочистителя Δp от расхода воздуха Q (сплошные линии) и времени работы t (штриховые линии)

Наибольшее распространение для первичной грубой очистки воздуха получили методы пылеосаждения, инерционный и центробежный. Для окончательной тонкой очистки применяются контактный метод и фильтрация.

При инерционной очистке используется сила инерции движущихся пылинок: при резком изменении направления движения воздуха пылевые частицы продолжают двигаться по первоначальному направлению и, вылетая из воздушного потока, задерживаются в пылесборниках.

Весьма эффективным является способ очистки воздуха, при котором наряду с инерционными используются также центробежные силы. Для этого проходящий в корпусе инерционного воздухоочистителя поток воздуха закручивается при помощи спиральных направляющих, тангенциального (по касательной к цилиндрической стенке) входа или других способов. При этом частицы пыли отбрасываются центробежными силами к стенке корпуса и скатываются по ней в пылесборник. Такие центробежно-инерционные воздухоочистители называются циклонами.

Существенным преимуществом сухого инерционного способа очистки воздуха является то, что сухая пыль может быть легко выброшена из пылесборника в атмосферу путем отсоса. Это особенно важно при большой запыленности воздуха, когда необходимо непрерывное удаление пыли в процессе всей работы двигателя. Отсос пыли осуществляется при помощи вентиляторов системы охлаждения или эжекционного устройства, действующего от выпускных газов двигателя.

Современные циклонные воздухоочистители обеспечивают степень очистки воздуха не более $R = 0,98$ при сопротивлении до 5 кПа. Это может быть достаточно для некоторых типов газотурбинных двигателей, в которых наличие пыли в воздухе вызывает в основном повышенный износ проточной части компрессора. Для поршневых двигателей требуется, чтобы воздухоочиститель обеспечивал степень очистки воздуха до $R = 99,8-99,9$ %, поэтому инерционные воздухоочистители в этом случае используются лишь как первая ступень очистки. В качестве второй ступени применяются масляные или сухие фильтрующие элементы.

На строительных машинах для тонкой очистки воздуха чаще применяются кассеты с проволочной или другого типа набивкой.

Преимуществом мокрого способа очистки воздуха является использование сил сцепления между частицами пыли и маслом. Эти силы проявляются, когда частицы пыли, петляя по хаотично расположенным каналам в набивке кассеты или в слоях проволочной сетки, касаются смоченной маслом проволоки и задерживаются на ней.

14.3. Системы охлаждения двигателя

Естественное рассеивание тепла поверхностями двигателя и отвод тепла в масло не обеспечивают поддержания в нужных пределах температуры деталей двигателя и агрегатов моторной установки. В связи с этим возникает необходимость в системе охлаждения – совокупности устройств, обеспечивающих принудительный отвод тепла от нагревающихся деталей двигателя. При перегреве двигателя может происходить снижение коэффициента наполнения, калильное зажигание, пригорание масла и повышение потерь на трение. Переохлаждение двигателя может привести к снижению экономичности, повышению жесткости работы, смолообразованию.

В двигателях внутреннего сгорания гусеничных и колесных машин применяется как жидкостное, так и воздушное охлаждение.

При жидкостном (водяном) охлаждении тепловое состояние двигателя оценивается температурой охлаждающей жидкости на выходе из двигателя. Допустимая температура охлаждающей жидкости в закрытых системах может достигать 120°C , в открытых системах – $90\text{--}95^{\circ}\text{C}$.

При воздушном охлаждении тепловое состояние двигателя оценивается по температуре головки наиболее нагреваемого цилиндра или на выходе охлаждающего воздуха. Допустимая температура цилиндра 220°C , а температура воздуха $90\text{--}120^{\circ}\text{C}$. Допустимое время непрерывного действия предельных значений температуры при работе двигателя составляет $5\text{--}15$ мин.

Проектируемая система охлаждения должна обеспечивать:

- температурные характеристики двигателя на всех скоростных и нагрузочных режимах в пределах, заданных техническим условиями;
- минимальный расход мощности на охлаждение;
- малый вес и габариты;
- эксплуатационную надежность, определяемую сроком службы, простотой и удобством регулирования и обслуживания, а также стабильностью основных технических показателей системы в процессе работы;
- технико-экономическую целесообразность, определяемую сложностью конструкции, технологией изготовления и монтажа, расходом конструкционных и эксплуатационных материалов.

Техническими условиями предусматриваются допустимые пределы перегрева и переохлаждения двигателя при вполне определенных так называемых критических параметрах окружающего воздуха. Предельные значения температуры окружающего воздуха для системы охлаждения гусеничных и колесных машин можно считать $+45^{\circ}\text{C}$ и -45°C .

Большинство двигателей отечественных гусеничных и колесных строительных машин имеют жидкостное охлаждение, которое по сравнению с воздушным имеет следующие преимущества:

- более легкий пуск двигателя в условиях низкой температуры окружающего воздуха;
- более равномерное охлаждение двигателя;

- возможность применения блочных конструкций цилиндров;
- упрощение компоновки и возможность изоляции воздушного тракта;

- меньший шум при работе двигателя.

К недостаткам жидкостной системы охлаждения относятся:

- большая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха,

- потребность в охлаждающей жидкости,

- опасность ее подтекания и замерзания,

- повышенный коррозионный износ цилиндров вследствие более низкой температуры их стенок.

Жидкостная вентиляторная система. Жидкостная система охлаждения обеспечивает теплоотдачу от нагретых деталей двигателя в охлаждающую жидкость, перенос тепла от двигателя к радиатору и рассеивание тепла радиатором. В соответствии с этим система охлаждения состоит из двух частей: теплопереносной и теплорассеивающей. Агрегаты и узлы теплорассеивающей части называются радиаторной установкой и включают радиатор, вентилятор, воздухопритоки и воздухоотводы, а также органы регулирования интенсивности охлаждения.

В моторных установках гусеничных машин чаще применяются жидкостные вентиляторные системы охлаждения с принудительной циркуляцией жидкости. Эти системы являются закрытыми, или замкнутыми, т. е. жидкостный тракт не имеет постоянного сообщения с атмосферой, что способствует уменьшению расхода жидкости. Циркуляция воды между двигателем и радиатором обеспечивается центробежным насосом. В расширительном бачке имеется запас жидкости для компенсации ее убыли в контуре двигатель–радиатор из-за испарения и возможных утечек. Парообразование ослабляет эффективность работы системы охлаждения, поэтому пар из рубашки двигателя и радиатора отводится в паровоздушное пространство расширительного бачка.

Превышение сверх нормы давления в системе может привести к нарушению ее герметичности и разрушению, понижение – к недопустимому парообразованию. Поддержание давления в необходимых пределах осуществляется при помощи двойного паровоздушного клапана, который устанавливается в наиболее высокой точке

водяной системы. Часто он монтируется в пробке заливной горловины расширительного бачка или верхнего бачка радиатора.

Паровой клапан этого устройства открывается, когда давление в системе превышает атмосферное на 20–60 кПа и выше. Воздушный клапан открывается, когда в системе (при охлаждении двигателя) образуется разрежение 1–4 кПа. Перепады давления, при которых открываются клапаны, обеспечиваются подбором параметров и натяга клапанных пружин. Наличие избыточного давления в жидкостном тракте системы охлаждения двигателя приводит к повышению температуры кипения жидкости и способствует увеличению эффективности охлаждения, уменьшению потерь жидкости, снижает возможность появления в потоке жидкости пузырьков воздуха и пара. На рис. 14.4 представлен график зависимости температуры кипения воды и водоглицеролевых смесей различной концентрации (антифризы) от избыточного давления в жидкостном тракте системы охлаждения.

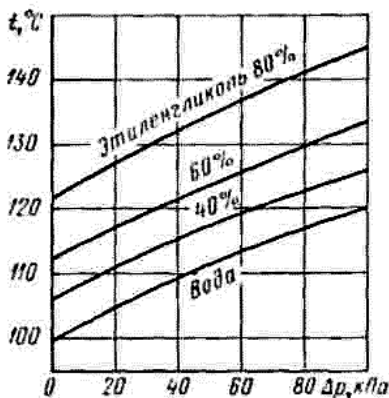


Рис. 14.4. Зависимость температуры кипения t охлаждающих жидкостей от избыточного давления Δp в системе охлаждения

Регулирование расхода жидкости. Интенсивность охлаждения жидкости, а следовательно, и двигателя регулируется изменением расхода жидкости или воздуха, проходящих через радиатор, регулирование расхода жидкости осуществляется при помощи термостатов с двойным клапаном, обеспечивающим циркуляцию жидкости через радиатор (по большому кругу) при ее температуре на вы-

ходе из двигателя не ниже 65–70 °С. При более низкой температуре жидкость направляется из водяной рубашки головки цилиндрического блока к насосу и обратно в водяную рубашку двигателя.

Запуск и прогрев холодного двигателя с термостатом в системе охлаждения при минусовой температуре наружного воздуха сопровождается интенсивным охлаждением радиатора, циркуляция жидкости через который в начале прогрева весьма ограничена. В связи с этим, если в качестве охлаждающей жидкости используется вода, возможно ее замерзание в трубках радиатора, и тогда радиатор выходит из строя. В этом случае необходимо прекратить продувку радиатора воздухом, приостановив на время прогрева двигателя действие вентилятора или перекрыв воздушный тракт.

Для регулирования расхода воздуха в системе охлаждения используются жалюзи. При вентиляторной системе охлаждения на расход воздуха можно также воздействовать изменением числа оборотов или углов атаки лопастей вентилятора.

Расчет радиаторной установки. Расчет включает:

- определение количества тепла, отводимого жидкостью;
- расчет радиатора;
- оценку сопротивления воздушного тракта;
- подбор вентилятора по требуемому расходу воздуха и сопротивлению воздушного тракта.

Расчетным режимом радиаторной установки является режим, соответствующий работе двигателя на максимальной мощности. При установившемся тепловом состоянии двигателя количество тепла Q , отводимого от нагретых деталей охлаждающей жидкостью, принимают равным количеству тепла, рассеиваемого радиатором, т. к. отвод тепла соединительными трубопроводами не превышает 2–3 % от Q .

Для определения количества тепла, уносимого охлаждающей жидкостью, имеется несколько сравнительно простых формул, учитывающих некоторые конструктивные параметры и режимные факторы, например

$$Q = \frac{q \cdot N_e \cdot g_e \cdot H_e}{3,6 \cdot 10^3},$$

где N_e – эффективная мощность, кВт;

g_e – удельный расход топлива, г/(кВт·ч);

H_u – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;
 q – относительная теплопередача в окружающую среду (для дизелей $q = 0,16 = 0,25$, для бензиновых двигателей $q = 0,20–0,30$).

Для практических целей с допустимой точностью можно считать

$$Q = a \cdot N_e,$$

где a – опытный коэффициент, равный для дизелей 0,45–0,90, для бензиновых двигателей 0,8–1,4.

При определении расчетного количества тепла, подлежащего рассеиванию радиатором, вводят коэффициент запаса $\phi' = 1,10–1,15$, тогда

$$Q_0 = \phi' Q.$$

Теплорассеивающая способность радиатора зависит от большого числа факторов: размеров, типа, конструкции и качества изготовления охлаждающей решетки, скоростей жидкости и воздуха, организации воздушного потока, продувающего радиатор, и т. д. При плохом контакте между трубками и пластинами оребрения теплопередача ухудшается на 20–30 %. Сильная запыленность радиатора также снижает теплопередачу на 10 %.

На рис. 14.5, *a* изображены экспериментальные кривые, характеризующие зависимость отводимого тепла Q и воздушного сопротивления Δp радиатора от глубины l охлаждающей решетки. При $l > 150$ мм тепловая эффективность радиатора начинает заметно понижаться, тогда как аэродинамическое сопротивление его продолжает расти по примерно линейному закону.

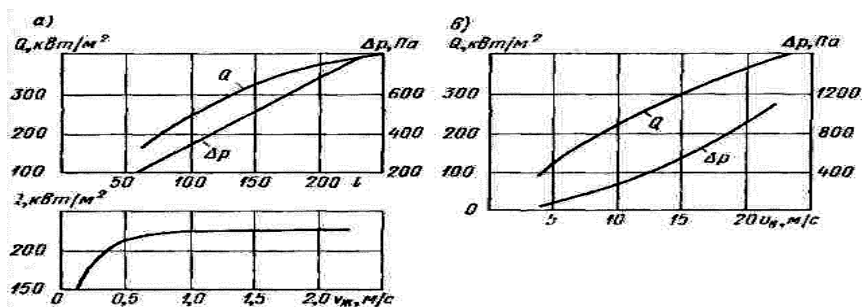


Рис. 14.5. Характеристики радиатора

Рис. 14.5, б свидетельствует о том, что увеличение скорости жидкости $v_{ж}$ в решетке радиатора целесообразно до определенного предела (в выполненных конструкциях 0,4–0,8 м/с), после которого повышение теплоотдачи незначительно.

Из рис. 14.5, в видно, что изменение скорости воздуха перед фронтом радиатора $v_в$ оказывает значительное влияние на эффективность теплоотдачи Q и энергетические потери Δp , обусловленные аэродинамическим сопротивлением радиатора. Оптимальные значения скорости воздуха, продувающего радиатор (перед фронтом радиатора), находятся в пределах 10–20 м/с.

Приведенные на рис. 14.5, б и в зависимости даны для трубчато-пластинчатого радиатора при глубине охлаждающей решетки 95 мм и разности средних температур жидкости и воздуха 60 °С.

Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта системы охлаждения оценивается суммой перепадов статического давления на всех участках тракта. Аэродинамическое сопротивление радиатора может быть выражено в виде потери напора H_p или перепада давления Δp_p (Па):

$$\Delta p_{\delta} = \zeta_{\delta} \frac{v_{\delta}^2 \rho_{\delta}}{2},$$

где ζ_p – коэффициент аэродинамического сопротивления радиатора, определяемый опытным путем;

$v_в$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора, м/с;

$\rho_в$ – массовая плотность воздуха, кг/м³.

В зависимости от конструкции охлаждающей решетки скорости и плотности воздуха он изменяется в широких пределах – от 3 до 8–10. Большие значения ζ , имеют место при меньшей скорости воздуха. Аэродинамическое сопротивление Δp_p радиаторов транспортных машин примерно пропорционально глубине решетки и достигает значения 800–1200 Па. Сопротивление горячего радиатора на 3–8 % больше, чем холодного.

Аэродинамическое сопротивление всего воздушного тракта может быть выражено суммарной потерей напора

$$H_{\Sigma} = \zeta_{\Sigma} \frac{v_{\delta}^2 \rho_{\delta}}{2} = (\zeta_{\delta} + \zeta_{\delta\delta}) \frac{v_{\delta}^2 \rho_{\delta}}{2},$$

где $\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления воздушного тракта.

Имея в виду, что $V_a = \frac{V_v}{F_{\text{фр}}}$ (здесь V_v – расход воздуха, м³/с; $F_{\text{фр}}$ – фронтальная площадь радиатора, м²), получим

$$H_{\Sigma} = \zeta_{\Sigma} \frac{\rho_a V_a^2}{2 F_{\text{фр}}^2},$$

т. е. $H_{\Sigma} = f(V_a)$. Эта функция называется аэродинамической характеристикой воздушного тракта.

Вентилятор подбирается по заданным оборотам $n_{\text{вент}}$ и требуемым значениям напора H_{Σ} и расхода воздуха V_v (рис. 14.6), определяемым точкой пересечения A характеристики вентилятора (кривая 1) и аэродинамической характеристики воздушного тракта (кривая 2).

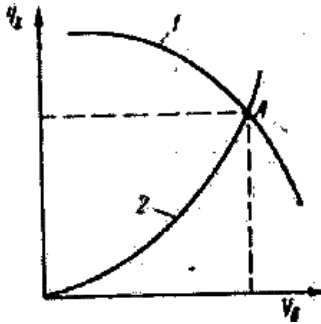


Рис. 14.6. К определению расхода воздуха вентиляторной системой охлаждения

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, Вт

$$N_{\text{адр}} = \frac{H_{\Sigma} V_a}{\eta_{\text{вент}}},$$

где $\eta_{\text{вент}}$ – КПД вентилятора.

Коэффициент полезного действия центробежных вентиляторов лежит в пределах 0,3–0,6; осевых – 0,3–0,7 и зависит от совершенства аэродинамической формы лопастей. Следует иметь в виду, что окружная скорость по наружному диаметру вентилятора $D_{\text{нар}}$

$$V_{\text{в.д}} = \frac{\pi A_{\text{д}} n_{\text{д}}}{60}$$

ограничивается величиной 100–110 м/с по акустическим соображениям.

Расход жидкости $V_{\text{ж}}$ (м³/с), циркулирующей в системе охлаждения, зависит от количества тепла Q (кВт), отводимого от двигателя:

$$V_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{ж}}}{\Delta t_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \bar{c}_{\text{ж}}},$$

где $\Delta t_{\text{ж}}$ – перепад температуры жидкости в радиаторе;

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости, кг/м³;

$\bar{c}_{\text{ж}}$ – удельная теплоемкость жидкости, кДж/кг·К, равная для воды 4,19; для этиленгликоля 2,9.

Требуемая площадь проходного сечения радиатора со стороны жидкости $F_{\text{ж}}$ зависит от расхода $V_{\text{ж}}$ и скорости $v_{\text{ж}}$ жидкости:

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{ж}}}{v_{\text{ж}}}.$$

При этом задаются оптимальные значения $v_{\text{ж}}$ и $\Delta t_{\text{ж}}$. Число ходов радиатора со стороны жидкости определяется конструктивно-компоновочными соображениями и зависит от требуемой площади охлаждающей поверхности радиатора со стороны воздуха.

Расчетная производительность водяного насоса определяется с учетом возможных утечек жидкости из напорной полости во всасывающую:

$$V_{\text{в.д}} = \frac{V_{\text{ж}}}{\eta},$$

где $\eta = 0,8–0,9$ – коэффициент подачи.

Потери напора в водяном тракте системы охлаждения $\Delta H_{\text{ж}}$ состоят из потерь на трение $\sum \Delta H_{\text{от}}$ и местных потерь $\sum \Delta H_{\text{л}}$. Водяной насос при заданной производительности должен создавать напор

$$H_{\text{э}} \geq \Delta H_{\text{э}} = \sum \Delta H_{\text{от}} + \sum \Delta H_{\text{л}}.$$

Местные потери напора могут быть определены по формуле

$$\Delta H_{\text{л}} = \zeta_{\text{л}} \frac{\rho_{\text{э}} V_{\text{э}}^2}{2},$$

где $\zeta_{\text{л}}$ – коэффициент местного сопротивления. Для прямоугольного колена и резкого расширения $\zeta_{\text{л}} = 1$; для внезапного сужения $\zeta_{\text{л}} = 0,5$; для плавного расширения $\zeta_{\text{л}} = 0$; для закругления $\zeta_{\text{л}} = 0,24-0,35$.

Потери напора на трение зависят от длины l трубопровода и его эквивалентного диаметра $d_{\text{э}}$:

$$\Delta H_{\text{от}} = \zeta_{\text{от}} \frac{l}{d_{\text{э}}} \cdot \frac{\rho_{\text{э}} V_{\text{э}}^2}{2},$$

где $\zeta_{\text{от}} = 0,0144 + \frac{0,00947}{\sqrt{V_{\text{э}}}}$ – коэффициент трения. Для круглой тру-

бы диаметром d эквивалентный диаметр $d_{\text{э}} = d$ для плоской трубы $d_{\text{э}} = \frac{4F_{\text{от}}}{S_{\text{от}}}$, где $F_{\text{от}}$ и $S_{\text{от}}$ – соответственно площадь и периметр попе-

речного сечения трубы.

При последовательном включении участков жидкостного тракта расходы жидкости на разных участках равны, а потери напора суммируются. На параллельных участках равны потери напора, а суммируются расходы жидкости.

Мощность (кВт), потребляемая водяным насосом, может быть определена по формуле

$$N_{\text{эл}} = \frac{V_{\text{э.д}} H_{\text{э}}}{1000 \eta_{\text{л.э}}},$$

где $V_{ж,р}$ – расчетная производительность водяного насоса, м³/с;

$H_{ж}$ – требуемый напор, Па;

$\eta_{н.г} = 0,6-0,7$ – гидравлический КПД насоса. Для автотракторных двигателей обычно $N_{вн} = (0,005-0,01)N_e$; где N_e – эффективная мощность двигателя.

Высокотемпературное охлаждение. Высокотемпературное охлаждение двигателя является одним из весьма действенных путей повышения эффективности жидкостной системы охлаждения. При высокотемпературном охлаждении температура воды на выходе из рубашки двигателя может достигать 120 °С и более, а избыточное давление в водяной системе – более 100 кПа. Эти обстоятельства должны учитываться при конструировании элементов водяного тракта. Должны быть обеспечены повышенная прочность и надежность трубопроводов, водяных резервуаров, пайки, соединений и уплотнений.

Повышение температуры охлаждающей жидкости приводит к некоторому увеличению как индикаторного, так и механического КПД двигателя. При этом износ двигателя, как правило, не увеличивается. Допустимое значение верхнего предела температуры зависит от типа двигателя, степени его форсирования и других факторов. Существенной причиной ограничения верхнего предела температуры является возможность недопустимого разжижения масла, следствием чего может быть повышенный износ и снижение КПД двигателя. При высокотемпературном охлаждении увеличивается доля тепла, отводимого отработавшими газами и рассеиваемого деталями моторной установки, в связи с чем доля тепла, отводимого жидкостью, уменьшается на 5–15 %. Количество тепла, передаваемого радиатором системы охлаждения от жидкости к воздуху, пропорционально температурному напору. Если при прочих равных условиях (той же конструкции системы охлаждения, неизменных расходе воздуха и температурах) повысить среднюю температуру жидкости (например, с 95 до 115 °С), то среднелогарифмический температурный напор увеличится почти в 1,5 раза. Однако полная реализация такого повышения эффективности радиаторной установки невозможна без соответствующего увеличения расхода воздуха, а для чего необходимо более чем трехкратное увеличение мощности вентилятора. При этом изменятся коэффициент теплопередачи и КПД вентилятора, а также потребуются существенные конструктивные переделки всей системы охлаждения.

По опытным данным при неизменном количестве рассеиваемого тепла переход на высокотемпературное охлаждение двигателя позволяет в 1,5–2 раза уменьшить габариты радиаторной установки и заметно снизить потери мощности на привод вентилятора и водяного насоса.

Воздушное охлаждение. При воздушном охлаждении тепло от цилиндров двигателя передается непосредственно воздуху.

Впервые созданные двигатели внутреннего сгорания имели воздушное охлаждение. Дальнейшее развитие двигателестроения привело к использованию водяного охлаждения, т. к. воздушное было недостаточно эффективным. Исключения составляли авиационные и малолитражные двигатели. В настоящее время прогресс, достигнутый в технике воздушного охлаждения, вновь ставит вопрос о его более широком распространении.

В двигателях с жидкостным охлаждением на систему охлаждения приходится до 20 % всех неисправностей (течи в радиаторах и местах соединений, образование накипи, трещины в водяной рубашке двигателя, выход из строя уплотнений и т. д.)

Воздушная система охлаждения требует значительно меньше ухода, менее подвержена температурным воздействиям, конструктивно проще, находится в постоянной готовности к действию. Двигатели с воздушной системой охлаждения имеют меньший вес и габариты, экономичнее, значительно быстрее прогреваются. Для их охлаждения требуется на 30 % меньший расход воздуха. Соответственно уменьшаются и затраты мощности. Существенный недостаток ДВС с воздушным охлаждением – повышенная шумность.

Основной задачей проектирования воздушной системы охлаждения является обеспечение необходимой теплоотдачи от двигателя к воздуху при возможно меньшем расходе воздуха и минимальном аэродинамическом сопротивлении.

14.4. Система смазки

Система смазки обеспечивает подачу масла к трущимся поверхностям деталей двигателя, хранение, очистку и охлаждение масла. В двигателях внутреннего сгорания преобладает трение скольжения, которое при наличии смазки принято разделять на жидкостное, граничное, полужидкостное и полусухое.

При жидкостном трении трущиеся поверхности полностью разделены слоем масла и сила трения обусловлена его вязкостью. При граничном трении поверхности разделены тончайшим граничным слоем смазки и сила трения определяется молекулярным взаимодействием между трущимися поверхностями и граничным слоем масла. При полужидкостном и полусухом трении масляный слой разрушается и на различных участках трущихся поверхностей одновременно может иметь место жидкостное, граничное и сухое трение.

Подводимое к трущимся поверхностям масло уменьшает силы трения и износ, охлаждает поверхности трения, удаляет с них продукты износа, уменьшает коррозию деталей. Потери на трение и износ минимальные при жидкостном трении. Поэтому необходимо так организовывать подвод масла к трущимся деталям, чтобы максимально способствовать образованию жидкостного трения.

Все моторные масла применяются со специальными присадками, обеспечивающими повышение их антикоррозийных, моющих и антиизносных свойств.

В современных двигателях внутреннего сгорания наиболее нагруженные трущиеся детали смазываются под давлением, например подшипники коленчатого и распределительного валов, иногда поршневые пальцы, толкатели клапанов. Другие детали смазываются разбрызгиванием. В форсированных двигателях масло иногда используется для охлаждения днища поршня.

У двигателей с мокрым картером циркуляция масла в системе обеспечивается шестеренным насосом. Через маслоприемник с сетчатым фильтром масло поступает в главную масляную магистраль, откуда по каналам в перегородках картера, коленчатом вале и шатунах подводится к коренным и шатунным подшипникам, подшипникам распределительного вала и поршневым пальцам. Остальные детали смазываются разбрызгиванием. Давление, количество и температура масла контролируется при помощи манометра, маслоизмерительного стержня и термометра.

В гусеничных машинах чаще применяются двигатели с сухим картером, из которого масло откачивается в масляный бак. При системе смазки с сухим картером имеется возможность уменьшить высоту двигателя, снизить расход масла, обеспечить больший срок его службы.

Количество тепла, отводимого от двигателя циркулирующим маслом, зависит от теплового режима работы подшипников и тепловой нагрузки двигателя. У современных транспортных двигателей теплоотдача в масло составляет 1,5–2 % от тепла, вводимого в цилиндры двигателя с топливом. В двигателях, где масло используется для охлаждения поршней, теплоотдача в масло значительно больше.

Количество масла (циркуляционный расход), которое должно прокачиваться через двигатель, определяется по формуле

$$V_0 = \frac{Q_1}{\rho_1 c_1 \Delta t},$$

где Q_m – теплоотдача в масло;

ρ_m – плотность масла;

c_m – теплоемкость масла;

Δt – нагрев масла в двигателе.

Средние значения этих величин обычно составляют: $\rho_m = 850 \text{ кг/м}^3$; $c_m = 2 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\Delta t = 10\text{--}15 \text{ К}$.

В связи с выгоранием и утечками расход масла в современных двигателях составляет 1–3 % от расхода топлива. В связи с этим для обеспечения достаточного запаса хода машины в систему смазки должно быть заправлено определенное количество масла.

Для обеспечения требуемого давления масла при работе двигателя на любом режиме производительность масляного насоса должна быть значительно выше циркуляционного расхода

$$V_1 = (2,0 \dots 3,5) V_0.$$

Повышенная производительность насоса обеспечивает нормальное давление масла в системе в случае увеличения зазоров по мере износа двигателя, а также при повышении расхода масла из-за уменьшения его вязкости при высокой температуре. Избыток масла перепускается редукционным клапаном из полости нагнетания в полость всасывания. В системах смазки с сухим картером производительность откачивающей секции должна быть в 1,5–2,5 раза больше производительности нагнетающей секции.

Масляные насосы. В качестве масляных насосов применяются, как правило, шестеренные насосы с шестернями внешнего зацеп-

ления. Они просты в изготовлении, надежны в работе, имеют малые габариты и вес. В системах смазки с сухим картером масляный насос располагают обычно снаружи двигателя, что упрощает подвод масла к насосу и отвод его в бак.

Применение в насосах шестерен с косыми зубьями обеспечивает более равномерную подачу масла и плавную работу насоса. При этом необходимо, чтобы при любом угловом положении шестерен имелась контактная линия, перекрывающая всю длину зуба.

Сечение входного патрубка насоса должно обеспечивать скорость протекания масла в пределах 0,3–0,6 м/с, выходного – 0,8–1,5 м/с. Расчетные скорости масла в маслопроводах принимаются равными 1–2,5 м/с.

Размеры шестерен насоса определяют исходя из его производительности (л/с):

$$V_i = 0,17 \cdot 10^{-7} \pi D h b n \eta_{i f} ,$$

где D – диаметр начальной окружности шестерни, мм;

h – высота зуба, мм;

b – длина зуба, мм;

n – частота вращения шестерни, об/мин;

$\eta_{он}$ – объемный КПД насоса.

Меньшие габариты насоса заданной производительности получаются при рациональном сочетании малого диаметра шестерен с большим модулем зубьев. Окружная скорость на внешнем диаметре шестерен не должна превышать 8–10 м/с во избежание резкого падения $\eta_{он}$ из-за влияния центробежных сил. Коэффициент подачи $\eta_{он}$ может изменяться в широких пределах (0,4–0,9) в зависимости от температуры и вязкости масла, оборотов, давления, величины радиальных и торцовых зазоров. Для расчета можно принимать $\eta_{он} = 0,7–0,8$.

Мощность, необходимая для привода масляного насоса, зависит от расхода масла и перепада давления между полостями нагнетания и всасывания:

$$N_i = \frac{V_i \cdot \Delta p}{\eta_{i f} \eta_{i f}} ,$$

где $\eta_{мн} = 0,85–0,9$ – механический КПД насоса.

Очистка масла. Надежная очистка масла от механических примесей в современных машинах осуществляется при помощи фильтров грубой и тонкой очистки.

Фильтры грубой очистки могут иметь сетчатые, пластинчато-щелевые, ленточно-щелевые и проволочно-щелевые фильтрующие элементы. Сетчатые фильтрующие элементы изготавливаются из проволоки с числом клеток от 25 до 300 на 1 см^2 и задерживают частицы размером до 0,1 мм. Ленточно- и пластинчато-щелевые фильтрующие элементы могут задерживать частицы размером 0,04–0,09 мм.

Фильтры тонкой очистки масла задерживают частицы до 1 мкм, обладают сравнительно большим сопротивлением и включаются параллельно. Через них проходит до 10 % масла, нагнетаемого насосом. Фильтрующие элементы бывают картонные, бумажные, фетровые, с поглощающей массой. Для того чтобы к подшипникам двигателя подавалось наиболее чистое масло, целесообразно после тонкой очистки подавать масло к полости всасывания нагнетающей секции насоса. Фильтрующие элементы фильтров тонкой очистки масла после их загрязнения, как правило, к дальнейшему употреблению непригодны и заменяются новыми.

В настоящее время все более широкое применение для очистки масла находят реактивные масляные центрифуги, в которых механические частицы, загрязняющие масло, отделяются центробежными силами. Центрифуги обладают существенными преимуществами:

- высокая степень очистки масла, фильтрующие свойства и пропускная способность почти не зависят от загрязнения ротора;
- отсутствует необходимость замены элементов при периодическом обслуживании.

Ротор должен промываться через 200–300 ч работы двигателя. Центрифуга в зависимости от ее конструкции и параметров может быть использована как для грубой, так и для тонкой очистки масла, может быть включена в систему смазки последовательно или параллельно.

Хорошая очистка масла достигается при частоте вращения ротора центрифуги 5000–7000 об/мин и расходе до 0,17 л/с. При этом давление масла на входе в центрифугу составляет 0,4–0,6 МПа.

Охлаждение масла. Для охлаждения масла, выходящего из двигателя, используются масляные радиаторы. В настоящее время при-

меняются два типа радиаторов: водомасляные, в которых осуществляется теплообмен между маслом и жидкостью системы охлаждения, и воздушно-масляные с обдувом атмосферным воздухом.

В системах смазки с сухим картером радиаторы обычно включают в откачивающую магистраль и располагают на пути воздушного потока системы охлаждения двигателя. На случай засорения радиатора или повышения вязкости масла (в период пуска холодного двигателя) устанавливаются перепускные клапаны.

Преимущество водомасляных радиаторов заключается в том, что в период пуска холодного двигателя масло быстрее прогревается. Кроме того, водомасляные радиаторы обеспечивают более стабильную температуру масла, не зависящую от нагрузки двигателя и температуры окружающей среды. Недостатками этих радиаторов являются относительно больший вес, меньшая надежность в работе, невозможность охлаждения масла до температуры ниже, чем температура жидкости.

Воздушно-масляные радиаторы проще и надежнее в эксплуатации, имеют меньший вес и способны охлаждать масло до температуры ниже, чем температура жидкости системы охлаждения. Их конструкция аналогична конструкции радиаторов системы охлаждения. На транспортных машинах нашли преимущественное распространение трубчато-пластинчатые воздушно-масляные радиаторы.

14.5. Системы подогрева и пуска двигателя

Во время пуска двигателя зимой из-за низкой температуры воздуха нарушается процесс образования горючей смеси, снижаются давление и температура в конце такта сжатия и, таким образом, создаются весьма неблагоприятные условия для воспламенения топлива в цилиндрах. Кроме того, понижение температуры приводит к увеличению момента сопротивления прокручиванию вала двигателя из-за повышения вязкости масла и к снижению эффективности действия пусковых устройств. Все это затрудняет, а иногда делает невозможным запуск двигателя в зимних условиях без предварительного подогрева.

Износ холодного двигателя за время одного пуска-прогрева, по данным ряда исследователей, равен износу, получающемуся за 2–4 ч его работы с эксплуатационной нагрузкой при номинальной тем-

пературе. Предварительный подогрев двигателя, особенно если подогрев от внешнего источника тепла продолжается во время прогрева на холостом ходу (тепловое сопровождение), существенно снижает износ деталей кривошипно-шатунного механизма.

Система подогрева. Система подогрева предназначена для прогрева двигателя перед пуском и поддержания его в готовности к пуску в зимних условиях. Подогреватели делятся на электрические, жидкостные и воздушные. Они должны обеспечивать быстрый и надежный подогрев двигателя и других агрегатов машины при низкой температуре окружающего воздуха, быть безопасными в пожарном отношении, компактными, простыми по устройству.

Электрические подогреватели вследствие значительного потребления электрической энергии имеют весьма ограниченное применение.

Воздушные подогреватели могут быть использованы для подогрева двигателей как с воздушным, так и жидкостным охлаждением. К числу их достоинств относится возможность непосредственного подогрева подшипников коленчатого вала и других элементов двигателя, а также агрегатов трансмиссии, приводов управления, аккумуляторных батарей и т. д. Однако интенсивный подогрев жидкостного тракта не обеспечивается, и общая эффективность подогрева двигателя с жидкостным охлаждением оказывается недостаточной.

Наиболее широкое распространение получили жидкостные форсунчатые подогреватели с принудительной циркуляцией жидкости в контуре, соединенном с контуром системы охлаждения двигателя. Такая система подогрева может обеспечить достаточный разогрев двигателя перед запуском за 25–30 мин при температуре наружного воздуха -30°C .

Недостатком жидкостной системы подогрева является то, что она не обеспечивает быстрого разогрева подшипников коленчатого вала двигателя и ряда других агрегатов моторно-трансмиссионного отделения. Этот недостаток может быть сглажен при использовании комбинированной воздушно-жидкостной системы подогрева, где часть тепла отработавших в котле подогревателя газов используется для подогрева других агрегатов, не имеющих жидкостной связи с подогревателем.

Система пуска. Система пуска предназначена для проворачивания коленчатого вала двигателя на таких оборотах, при которых функцио-

нируют приборы питания двигателя топливом и воздухом, системы смазки и зажигания (у бензиновых двигателей), а в цилиндрах создаются условия, необходимые для воспламенения и сгорания топлива.

Виды пусковых устройств. Одним из основных средств запуска двигателей транспортных машин является электростартер, представляющий собой серийный электродвигатель с питанием от аккумуляторных батарей машины. Мощность электростартера и передаточное число передачи выбираются такими, чтобы обеспечивались необходимые значения оборотов и момента на коленчатом валу двигателя. В современных машинах мощность электростартера составляет 5–10 % от мощности двигателя. Передача осуществляется с помощью зубчатой пары с передаточным числом $i_{п} = 8–10$ и КПД $\eta_{п} = 0,85–0,9$. К достоинствам электростартера относятся малые габариты, дистанционное управление, возможность пополнения энергии батарей во время работы двигателя. Недостатками являются необходимость применения тяжелых и сравнительно малонадежных стартерных аккумуляторных батарей, рассчитанных на большую силу разрядного тока. В настоящее время уделяется много внимания созданию новых типов аккумуляторов электрической энергии, имеющих большой срок службы, высокую механическую прочность, обладающих большой энергоемкостью, способных эффективно работать в широком диапазоне температур.

В качестве резервного, а часто и основного средства запуска транспортных двигателей применяется пуск сжатым воздухом. Из баллонов сжатый воздух поступает в воздухораспределитель. Планшайба воздухораспределителя вращается синхронно с коленчатым валом двигателя и во время ходов расширения направляет воздух в цилиндры через пусковые клапаны. Пусковой клапан открывается под действием сжатого воздуха, преодолевающего усилие пружины. Воздух заполняет цилиндр и давит на поршень, проворачивая коленчатый вал двигателя. Баллоны могут быть сменными или подкачиваться во время работы двигателя двухступенчатым компрессором. Максимальное давление воздуха в баллонах 15–20 МПа, минимально необходимое для пуска двигателя – 4–6 МПа. Основными преимуществами этого способа пуска является его надежность и нечувствительность к изменению температуры окружающего воздуха.

В свое время довольно широко применялся пуск двигателей гусеничных машин при помощи инерционного стартера, действие которо-

го основано на использовании кинетической энергии вращающейся массы. Электродвигатель небольшой мощности (1–2 кВт) раскручивает маховик до 10–15 тыс. об/мин. Раскрутить маховик можно также вручную при помощи рукоятки. По достижении необходимых оборотов маховик при помощи механизма включения подключается к валу двигателя через фрикционную муфту и храповик. В настоящее время инерционные стартеры почти не применяются в связи с относительной сложностью конструкции и недостаточной надежностью в работе.

Пуск двигателя при помощи вспомогательного двигателя малой мощности нашел широкое применение на тракторах. Вспомогательный (пусковой) двигатель, как правило, карбюраторный (двухтактный или четырехтактный), запускается вручную. Он соединен с основным двигателем приводным механизмом, состоящим из фрикционной муфты, двухступенчатого редуктора и механизма выключения. Облегчение запуска основного дизеля достигается применением декомпрессора – механизма, при помощи которого в начале процесса пуска дизеля открываются клапаны (чаще только выпускные) и тем самым устраняется сопротивление сжатия.

Пуск при помощи вспомогательного двигателя связан с применением ручного или другого вида запуска самого пускового двигателя, с применением второго вида топлива, продолжителен по времени (особенно при низкой температуре), т. к. требуется прогрев сначала пускового, а затем основного двигателя. Приводной механизм сложен по конструкции.

Возможность запуска двигателя вручную может быть предусмотрена в качестве вспомогательного средства для двигателей сравнительно небольшой мощности (до 70–100 кВт).

В специальных случаях для пуска двигателя могут применяться пиротехнические средства, пуск дизеля на бензине (с дополнительной камерой сгорания и карбюраторной системой питания) и другие способы.

Определение мощности пусковых устройств. Общее сопротивление вращению коленчатого вала M_c складывается из следующих частей: сопротивления сил трения M_t в двигателе и соединенных с ним агрегатов (вентиляторе, масляном и топливном насосах, генераторе и т. д.); инерционного сопротивления подвижных частей двигателя и соединенных с ним агрегатов M_n , возникающего при разгоне до пусковых оборотов; сопротивления воздуха (или горю-

чей смеси) в цилиндрах во время такта сжатия $M_{сж}$. Таким образом, суммарный момент, приложенный к валу двигателя во время пуска, должен быть равен

$$M_{п} = M_{с} = M_{т} + M_{н} + M_{сж}.$$

Величина момента сопротивления $M_{с}$ зависит от многих факторов: числа цилиндров, степени сжатия, состояния поверхностей трения сопряженных деталей и т. д., а особенно от вязкости масла. Так, при изменении температуры двигателя от +20 до -40 С момент сопротивления может увеличиться в 4–5 раз. Вместе с тем во время пуска дизеля температура воздуха в цилиндре в конце такта сжатия должна быть на 200–250 °С выше температуры самовоспламенения топлива. Поэтому при низких температурах наружного воздуха запуск двигателя без предварительного подогрева иногда вообще невозможен.

Температура воздуха в цилиндрах в большой степени зависит от скорости вращения коленчатого вала. При слишком малых оборотах непомерно увеличиваются теплоотдача от воздуха к стенкам цилиндров и утечки воздуха через поршневые кольца.

Если принять, что момент трения $M_{т}$ (Н·м) по углу поворота коленчатого вала не меняется, можно считать

$$M_{о} = \frac{3,12 \rho_{о} V_{h} i}{10^4 T},$$

где $\rho_{т}$ – условное среднее давление трения, Па;

V_{h} – рабочий объем одного цилиндра, л;

i – число цилиндров;

T – тактность.

О величине условного среднего давления трения (Па) дают ориентировочное представление эмпирические зависимости:

при $n < 50$ об/мин

$$\rho_{о} = 10^5 \left(0,2 + 2,32\eta_{10}^{1/3} + 0,048\eta^{1/3} \right);$$

при $n > 50$ об/мин

$$\rho_0 = 10^5 \left(0,2 + 0,282 \left(\frac{n}{100} \right)^{1/7} \eta^{1/3} \right),$$

где η_{10} и η – динамическая вязкость масла, Па·с, при температуре 10 °С и текущей температуре соответственно.

Максимальное значение момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала от сжатия

$$M_{\text{нж}} = \rho_{\text{нж}} \frac{\pi d^2}{4} \frac{s}{2} = 5 \cdot 10^{-4} \rho_{\text{нж}} V_h,$$

где $\rho_{\text{сж}}$ – максимальное значение тангенциального усилия на кривошипе, отнесенное к площади поршня;

d и s – диаметр и ход поршня, м.

Момент сопротивления (Н·м) от сил инерции пропорционален ускорению коленчатого вала:

$$M_j = J_{\text{дв}} \frac{d\omega_{\text{дв}}}{dt},$$

где $J_{\text{дв}}$ – момент инерции всех движущихся масс двигателя, приведенный к коленчатому валу.

Если разгон вала от состояния покоя до пусковых оборотов n_n производится за время t_n с постоянным ускорением, то

$$M_j = J_{\text{дв}} \frac{\pi n_i}{30 t_i}.$$

Приведенные выражения показывают, что момент сопротивления вращению вала двигателя во время пуска определяется конструктивными параметрами двигателя (литражом, числом цилиндров, степенью сжатия, приведенным моментом инерции), его температурным режимом, характеристиками масла и т. д.

Вращающий момент пускового устройства (стартера) должен быть не менее

$$M_{\text{нд}} = \frac{M_{\text{п}}}{i_{\text{п}} \eta_{\text{п}}},$$

где $i_{\text{п}}$ и $\eta_{\text{п}}$ – передаточное число и КПД передачи от стартера к валу двигателя.

Число оборотов вала стартера

$$n_{\text{ст}} = n_{\text{п}} i_{\text{п}}.$$

Для карбюраторных двигателей $n_{\text{п}} = 100\text{--}150$ об/мин, для дизелей с неразделенными камерами сгорания $n_{\text{п}} = 150\text{--}250$ об/мин, для дизелей с разделенными камерами сгорания $n_{\text{п}} = 200\text{--}400$ об/мин.

В соответствии с этим мощность стартеров для двигателей различных типов в зависимости от литража двигателя $V_{\text{л}}$ (л) имеет значение (кВт)

$$N_{\text{ст}} = (0,2\text{--}1,5) V_{\text{л}}.$$

15. Конструирование фрикционных узлов трансмиссий

15.1. Общие сведения

Различают два типа фрикционных устройств: блокировочные муфты и тормоза. Устройство первого типа предназначено для соединения двух вращающихся деталей. Блокировочные муфты в транспортных машинах могут применяться в качестве главных фрикционов, элементов управления коробками передач и механизмами поворота, могут быть использованы и непосредственно в качестве механизма поворота (бортовой фрикцион). Кроме того, блокировочные муфты иногда используются для ограничения передаваемого крутящего момента в приводах некоторых вспомогательных агрегатов (например, в приводе вентилятора).

Главный фрикцион устанавливается в механических трансмиссиях при наличии простых коробок передач. Он предназначен для плавной передачи нагрузки на двигатель при трогании с места, уменьшения ударных нагрузок на детали трансмиссии и двигатель при переключении передач, предохранения силовой передачи от перегрузок при

резком изменении режима движения машины, а также для отключения двигателя от ведущих колес при экстренном торможении.

В качестве механизмов поворота гусеничных машин иногда применяются бортовые фрикционы. Они предназначены для уменьшения или полного разрыва потока мощности на отстающую гусеницу во время поворота машины.

Фрикционные устройства второго типа (тормоза) применяются для остановки звеньев трансмиссии. Они могут быть использованы в качестве элементов управления планетарными коробками передач и механизмами поворота, а также как остановочные тормоза для торможения движущейся машины и удержания ее на склонах.

По условиям работы фрикционы могут быть сухого трения или работающими в масле. При работе фрикционных элементов в масле коэффициент трения, естественно, снижается. Вместе с тем смазка поверхностей трения способствует стабилизации коэффициента трения, снижает износ, улучшает отвод тепла и удаление продуктов износа, а также позволяет увеличить удельное давление на рабочие поверхности фрикциона и тем самым компенсировать снижение коэффициента трения.

По конструктивному признаку фрикционные узлы делятся на дисковые, колодочные, ленточные. Дисковые фрикционные узлы классифицируются по следующим признакам:

- а) по числу дисков – одно-, двух- и многодисковые;
- б) по способу сжатия пакета – пружинные, полуцентробежные, с гидравлическим приводом;
- в) по конструкции нажимного механизма – постоянно и непостоянно замкнутые;
- г) по характеру тормозного эффекта (для тормозов) – простые без серводействия, с серводействием (с самоусилением).

Ленточные тормоза классифицируются по типу крепления концов тормозной ленты; простые с одним закрепленным концом (с серводействием в одну сторону); простые с двумя подвижными концами (без серводействия); плавающие (с серводействием в обе стороны); двойные; двухленточные.

В планетарных коробках передач (КП), а также в некоторых КП с неподвижными осями фрикционные узлы (муфты и тормоза) устанавливаются для блокировки и остановки звеньев с целью получения требуемой передачи. В трансмиссиях с такими КП главный

фрикцион, как правило, не нужен, т. к. его функции выполняют фрикционные узлы КП.

Несмотря на существенные отличия в конструкции и способах использования фрикционные узлы имеют много общего, поскольку работа любого из них основана на использовании сил трения. Все фрикционные узлы должны удовлетворять ряду общих требований, для изготовления поверхностей трения могут применяться одни и те же материалы, более или менее общими являются и методы расчета фрикционных узлов. В то же время каждый тип фрикционных узлов имеет определенную специфику работы, которая должна учитываться при конструировании и расчете. Например, расчетный момент остановочного тормоза отличается от момента тормоза, предназначенного для управления планетарной КП; имеются некоторые различия в расчете блокировочных муфт и тормозов, работающих в масле, и т. д.

Опыт эксплуатации фрикционных узлов позволяет сформулировать ряд требований, которым они должны удовлетворять для обеспечения работоспособности и долговечности как самих фрикционных узлов, так и машины в целом:

1. Блокировочные муфты и тормоза должны надежно обеспечивать передачу расчетного момента. В противном случае начинается пробуксовка элементов трения, что приводит к их перегреву и выходу из строя. При движении гусеничной машины по пересеченной местности элементы трансмиссии подвержены воздействию динамических нагрузок, превышающих расчетные. Для того чтобы в этих случаях фрикцион не пробуксовывал слишком часто, передаваемый им момент должен быть выше расчетного на некоторую величину, называемую коэффициентом запаса фрикциона. Помимо правильного выбора коэффициента запаса для обеспечения надежности передачи фрикционного крутящего момента необходимо: а) применение фрикционных материалов со стабильным коэффициентом трения; б) правильный выбор режима работы фрикционных элементов, который определяется удельным давлением, скоростью скольжения трущихся пар, временем, работой и мощностью буксования; в) предохранение поверхностей трения от замазывания (в узлах сухого трения); г) точная центровка ведущих и ведомых деталей.

2. Фрикционные узлы должны обладать чистотой выключения. Это требование обеспечивается: а) достаточным, обеспечивающим

необходимые зазоры между трущимися поверхностями в выключенном состоянии ходом нажимного диска или концов ленты, б) установкой специальных устройств для разводки дисков или для отвода ленты от барабана при выключении фрикциона; в) соблюдением допустимых напряжений смятия в шлицевых соединениях фрикционных дисков с ведущими и ведомыми деталями во избежание появления на шлицах вмятин, препятствующих свободному осевому перемещению дисков.

3. Конструкция фрикционных узлов должна обеспечивать плавность их включения, т. е. постепенное увеличение передаваемого момента. Этим достигается плавность трогания с места, разгона и торможения машины, а также плавность входа в поворот. Для выполнения этого требования необходимо:

а) применение конструкций, исключающих samozахватывание (такое явление может происходить в дисковых и ленточных фрикционных устройствах с серводействием);

б) правильное конструирование приводов, обеспечивающих точное управление фрикционным узлом;

в) применение фрикционов, работающих в масле.

4. Должен быть организован хороший теплоотвод от элементов трения, т. к. их работа сопровождается выделением большого количества тепла. Перегрев трущихся деталей приводит к износу, короблению, усадке и поломкам. Для выполнения этого требования необходимо:

а) применение материалов с хорошей теплопроводностью и теплоемкостью;

б) организация обдува нагреваемых деталей воздухом при работе всухую или циркуляции масла при работе фрикционов в масле;

в) исключение при помощи конструктивных мероприятий концентрации тепла в отдельных зонах, организация путей для тепловых потоков;

г) увеличение массы металлических деталей, работающих в паре с фрикционными материалами, имеющими плохую теплопроводность.

5. Силы нормального давления между трущимися поверхностями должны уравниваться внутри фрикционного узла и не должны передаваться на подшипники валов. Если это требование полностью выполнить нельзя, надо стремиться к тому, чтобы неуравновешенная сила была минимальной.

6. Ведомые детали главного фрикциона должны обладать минимальным моментом инерции. Выполнение этого требования позволяет снизить нагрузки на синхронизаторы и муфты коробки передач.

7. Усилие на рычаге (педали) управления не должно выходить за допустимые пределы. Для этого необходимо: а) установка минимально допустимых зазоров между трущимися поверхностями; б) применение сервирующих устройств, а также использование серводействия самих фрикционных узлов.

15.2. Фрикционные материалы

С точки зрения срока службы фрикционного узла и простоты его эксплуатации важнейшим требованием является высокая износостойкость фрикционного материала. Величина допустимого износа определяется межрегулируемым периодом или желательным сроком службы узла. Высокая износостойкость фрикционного материала позволяет допустить повышенные удельные давления, а следовательно, уменьшить габариты тормоза или муфты.

Второе важное требование – высокий коэффициент трения, величина которого не должна существенно зависеть от скорости скольжения, температуры, удельного давления и степени изношенности поверхностей трения. Чем выше коэффициент трения, тем меньше габариты фрикционного узла при прочих равных условиях. Если габариты муфты или тормоза не имеют решающего значения, то высокий коэффициент трения позволяет снизить удельные давления и тем самым увеличить срок службы узла. Стабильность величины коэффициента трения позволяет уменьшить запас фрикциона, а следовательно, габариты самого узла и всей трансмиссии. Во многих случаях конструкторы предпочитают применять фрикционные материалы, обеспечивающие стабильный коэффициент трения, даже если значения последнего сравнительно невелики.

Все применяемые во фрикционных муфтах и тормозах материалы можно разбить на три группы:

- 1) металлические;
- 2) неметаллические;
- 3) металлокерамические.

Из металлических материалов во фрикционных узлах гусеничных машин широко применяются различные стали и чугуны. Ме-

таллические материалы могут работать как в одноименной паре трения (сталь по стали), так и с другими металлическими и неметаллическими материалами (сталь–чугун; сталь–пластмасса; сталь–металлокерамика и т. д.).

Пара трения сталь–сталь отличается простотой изготовления, сравнительно высокой износостойкостью и хорошей теплопроводностью. Для изготовления фрикционных дисков применяются стали 40, 45, 65Г, 30ХГСА, У-7, У-8 и др. Иногда для повышения износостойкости поверхностей стальные диски подвергаются химико-термической обработке, например сульфацианированию. При работе всухую пары сталь–сталь имеют коэффициент трения 0,25–0,5. Существенным недостатком пар трения сталь–сталь следует признать склонность к схватыванию, а также плохую прирабатываемость, в результате чего площадки контакта распределяются по поверхности трения в виде отдельных зон, в которых наблюдается резкое повышение температуры и температурных напряжений, вызывающих коробление и усадку дисков. В связи с этим для обеспечения требуемой работоспособности пары сталь–сталь приходится задавать сравнительно низкие значения удельного давления на поверхностях трения 0,15–0,25 МПа (1,5–2,5 кГ/см²) при трении всухую и 0,3–0,5 МПа (3–5 кГ/см²) при трении в масле.

Пара трения чугун–сталь находит широкое применение при изготовлении ленточных и колодочных тормозов гусеничных машин. Такая пара также может быть использована в дисковых фрикционных узлах. Чугун может также работать в паре с различными неметаллическими материалами. Чугунные фрикционные элементы обладают высокой теплопроводностью, не схватываются с разноименными материалами, хорошо прирабатываются. Это позволяет допустить удельные давления на поверхности трения до 0,3 МПа (3 кГ/см²) при работе всухую и до 1,2 МПа (12 кГ/см²) при работе в масле. Износостойкость чугуна зависит от его химического состава и микроструктуры. Исследования показывают, что присутствие в чугуне фосфора и марганца способствует снижению износа. В качестве фрикционных материалов получили широкое распространение чугуны следующих марок: СЧ 15 – 32, ФМ, ЧНМХ и др. Коэффициент трения покоя пары чугун–сталь несколько выше, чем пары сталь–сталь, однако во время буксования величина его изменяется в значительных пределах в зависимости от скорости скольжения.

Из неметаллических фрикционных материалов наибольшее распространение получили различные материалы на основе асбеста. Асбестовые материалы обладают сравнительно высокой теплостойкостью (до 400–450 °С) и имеют в паре со сталью или чугуном при работе всухую коэффициент трения порядка 0,3–0,5, а при работе в масле 0,06–0,08. Износостойкость таких материалов соизмерима с износостойкостью чугуна. С целью увеличения теплопроводности фрикционных накладок из асбеста последние армируют латунной, медной или алюминиевой проволокой. В качестве связующих веществ при изготовлении асбестовых фрикционных материалов применяют различные смолы (пластмассы), а также синтетический каучук (асбокаучук). Иногда в состав таких материалов вводят различные наполнители, улучшающие их свойства. Так, окись цинка улучшает износостойкость; железный сурик повышает коэффициент трения; графит придает термостойкость; барит стабилизирует коэффициент трения.

По способу изготовления различают плетеные (феродо), тканые, формовочные, вальцованные и прессованные накладки. Для плетеных и тканых накладок требуется длиноволокнистый асбест высоких сортов, являющийся дефицитным материалом. Однако износостойкость таких накладок в 1,5–2,0 раза выше износостойкости материалов, изготовляемых иными способами из коротковолокнистого асбеста.

Металлокерамические материалы, нашедшие в последнее время широкое применение для фрикционов трансмиссий гусеничных машин, не вызывают задигов на поверхности сопряженного диска, не схватываются с ним, обладают хорошей теплопроводностью и высокими фрикционными свойствами. Основными компонентами металлокерамики являются медь, железо, олово, свинец, цинк и графит. В зависимости от того, какой из элементов преобладает в композиции, различают металлокерамики на медной и железной основе. Изготавливаются металлокерамические изделия прессованием порошков названных материалов при давлении 100–600 МПа (1000–6000 кг/см²) с последующим спеканием при температуре 700–800 °С. Во время спекания металлокерамическая накладка прочно соединяется со стальной основой.

Хорошая прирабатываемость металлокерамики способствует тому, что в процессе трения поверхности дисков касаются друг друга

почти по всей номинальной площади, в результате чего тепловые потоки равномерно распределяются по поверхностям и в дисках не возникает значительных температурных напряжений. Это обстоятельство положительно сказывается на работоспособности фрикционного узла и позволяет допустить высокие значения удельного давления на поверхности трения: до 0,6 МПа (6 кг/см²) при трении всухую и до 4 МПа (40 кг/см²) при трении в масле. Таким образом, металлокерамика позволяет создать наиболее компактные фрикционные узлы, что часто является решающим фактором при выборе фрикционного материала.

В табл. 15.1 представлены ориентировочные значения максимального μ_{\max} и минимального μ_{\min} коэффициента трения, а также предельные допускаемые удельные давления q для различных фрикционных материалов.

Таблица 15.1

Материал пары трения	Сухое трение			Трение в масле		
	μ_{\max}	μ_{\min}	q , МПа	μ_{\max}	μ_{\min}	q , МПа
Сталь–сталь	0,5	0,28	0,20–0,25	0,07	0,03	До 1,0
Сталь–чугун	0,5	0,2–0,3	0,25–0,30	0,07	0,03	До 1,2
Сталь–феродо	0,4	0,2	До 0,20	–	–	–
Сталь–асбокаучук	0,5	0,3	До 0,40	0,15	0,07	До 2,5
Сталь–металлокерамика МК-2 на железной основе	0,45	0,3	До 0,60	–	–	–
Сталь–металлокерамика МК-5 на медной основе	–	–	–	0,12	0,05	До 4,0
Сульфоцианированная сталь–сульфоцианированная сталь	–	–	–	0,11	0,05	До 2,0

15.3. Расчет основных типов фрикционных узлов

Расчетный момент. Исходным условием для расчета блокировочных муфт и опорных тормозов коробок передач является величина номинального момента M_n , который должен передавать фрикцион. Расчетный момент определяется на основании анализа кинематической схемы трансмиссии при условии, что двигатель развивает мак-

симальный момент. Для надежной работы фрикцион должен быть рассчитан на момент, превышающий расчетный:

$$M_{\phi} = \beta M_n, \quad (15.1)$$

где β – коэффициент запаса фрикциона; ориентировочно при трении всухую $\beta = 1,4-2,7$, при трении в масле $\beta = 1,3-1,7$.

Меньшие значения рекомендуется принимать для легких машин, большие – для тяжелых. Более точно коэффициент запаса может быть задан следующим образом. В начале буксования, когда относительная скорость поверхностей трения максимальна, коэффициент трения, а следовательно, и коэффициент запаса β минимальны. С уменьшением скорости буксования μ и β возрастают и достигают максимальных значений во включенном фрикционе.

Очевидно, что включение фрикциона может произойти лишь в том случае, когда минимальное значение коэффициента запаса больше единицы. При этом во включенном фрикционе запас по моменту будет автоматически обеспечен.

При расчете фрикционов механизма поворота поступают аналогичным образом с той лишь разницей, что номинальный момент определяется исходя из наибольшей силы тяги забегающей гусеницы по сцеплению с грунтом.

Для определения расчетного момента остановочного тормоза рассмотрим два характерных режима его работы: удержание машины на спуске и торможение на горизонтальном участке.

В первом случае при максимальном угле подъема α_{\max} тормозная сила должна отвечать условию

$$P_0 \geq G \sin \alpha_{\max}.$$

Если тормоз установлен между механизмом поворота и бортрудуктором, как это обычно и делается, то тормозной момент, необходимый для удержания машины:

$$M_0 \geq \frac{G r_{\text{âê}} \sin \alpha_{\max}}{2 i_{\text{âð}}} \eta_{\text{âð}} \eta_{\text{â}}.$$

где G – вес гусеничной машины, Н;

$r_{\text{вк}}$ – радиус ведущей звездочки, м;

$i_{\text{бр}}$ – передаточное число бортредуктора;

$\eta_{\text{бр}}$ – КПД бортредуктора;

$\eta_{\text{г}}$ – КПД гусеничного движителя.

Максимальный угол $\alpha_{\text{тах}}$ может быть определен из условия сцепления гусениц с грунтом.

Для торможения машины на горизонтальном участке при полном использовании сил сцепления гусениц с грунтом тормозной момент должен быть

$$M_{\text{д}} = \frac{\varphi G r_{\text{аэ}}}{2 i_{\text{аэ}}} \eta_{\text{аэ}} \eta_{\text{а}}.$$

Расчет дисковых фрикционов. Рассмотрим расчетную схему фрикционного узла (рис. 15.1). Диски трения сжимаются силой P , которая создается пружинами во фрикционах с механическим приводом включения или поршнем бустера во фрикционах с гидроприводом. Момент с ведущих деталей на ведомые передается за счет сил трения между сжатыми дисками. Удельное давление на диски будем считать равномерно распределенным по всей поверхности трения, т. е.

$$q = \frac{P}{\pi (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{в}}^2)},$$

где $R_{\text{н}}$ и $R_{\text{в}}$ – соответственно наружный и внутренний радиусы поверхности трения.

Элементарный момент трения определяется выражением

$$dM_{\text{д}} = 2\pi \mu q r^2 dr,$$

где Z – число пар трения;

μ – коэффициент трения;

r – текущий радиус.

Интегрируя это выражение, получаем

$$M_0 = \frac{2}{3} \pi \mu q (R_f^2 - R_a^2).$$

Часто для определения момента фрикциона пользуются упрощенной формулой

$$M_0 = 2 \pi \mu q b R_{cp}^2, \quad (15.2)$$

где b – ширина рабочей поверхности дисков;

R_{cp} – средний радиус поверхностей трения, определяемый как полусумма наружного и внутреннего радиусов.

Приравнявая правые части выражений (15.2) и (15.1), получаем:

$$\beta = \frac{2 \pi \mu q b R_{cp}^2}{M_f}.$$

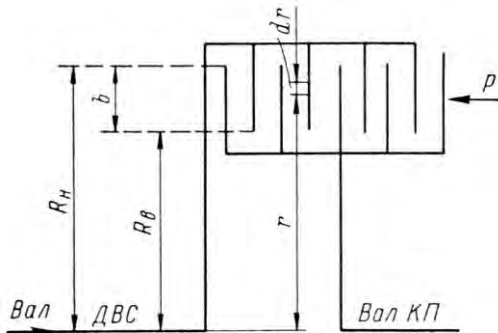


Рис. 15.1. Расчетная схема фрикционного узла

Расчет ленточных тормозов. Рассмотрим равновесие элементарного участка тормозной ленты (рис. 15.2). На концах участка действуют силы натяжения S и $S + dS$. Приращение натяжения обеспечивается силой трения

$$dS = dT = \mu \cdot dN,$$

где dN – нормальная сила давления ленты на тормозной барабан;

μ – коэффициент трения.

Проектируя все действующие силы на направление dN и пренебрегая бесконечно малыми величинами высших порядков, имеем $dN = S \cdot d\alpha$, или

$$\frac{dS}{S} = \mu \cdot d\alpha.$$

Интегрируя полученное уравнение в пределах $0 \leq \alpha \leq \alpha_{\bar{o}}$, и $S_0 \leq S \leq S_{\bar{o}}$, где α_x , и S_x – текущие значения угла и натяжения, получаем

$$\ln \frac{S_{\bar{o}}}{S_0} = \mu \cdot \alpha_{\bar{o}},$$

откуда

$$S_{\bar{o}} = S_0 e^{\mu \cdot \alpha_{\bar{o}}}. \quad (15.3)$$

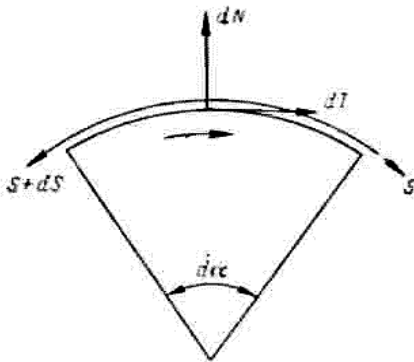


Рис. 15.2. Схема ленточного тормоза

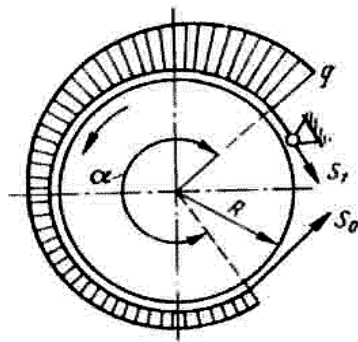


Рис. 15.3. К расчету ленточного тормоза

Определим создаваемый тормозом момент при условии, что один конец тормозной ленты жестко закреплен, а ко второму приложена сила S_0 (рис. 15.3). Силу, действующую на закрепленном конце ленты, находим по формуле (15.3):

$$S_1 = S_0 e^{\mu\alpha}.$$

Из условия равновесия ленты, на которую действует тормозной момент M_T и натяжение концов S_0 и S_1 , имеем

$$M_0 = (S_1 - S_0) R = S_0 R (e^{\mu\alpha} - 1). \quad (15.4)$$

При вращении барабана в сторону, противоположную указанной на рисунке:

$$S_1 = \frac{S_0}{e^{\mu\alpha}},$$

$$M_0 = (S_0 - S_1) R = S_0 R \left(\frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \right). \quad (15.5)$$

Сравнивая правые части формул (15.4) и (15.5), находим, что во втором случае тормозной момент в $e^{\mu\alpha}$ раз меньше, чем в первом. Таким образом, ленточный тормоз с одним закрепленным концом ленты может эффективно работать при вращении барабана лишь в одном направлении. В этом случае реализуется эффект самозатягивания.

При затяжке ленточного тормоза равнодействующая сил S_0 и S_1 действует на барабан, вызывая изгибные напряжения в валу и нагружая его опоры. Геометрическое сложение сил S_0 и S_1 дает

$$P_0 = \sqrt{S_0^2 + S_1^2 - 2S_0S_1 \cos(2\pi - \alpha)}.$$

Из этой формулы следует, что радиальная нагрузка P_p минимальна при $\alpha \approx 2\pi$. Поэтому при конструировании тормоза нужно стремиться к тому, чтобы угол охвата барабана лентой был максимальным. Для того чтобы тормозная лента не терлась о барабан в выключенном положении, между лентой и барабаном должен быть зазор $\delta = 2-2,5$ мм. Для обеспечения зазора устанавливаются пружины, оттягивающие в нескольких местах ленту. При затяжке тор-

моза этот зазор выбирается. Таким образом, перемещение свободного конца ленты

$$h = \delta \alpha .$$

Так, при $\alpha = 5$ рад и $\delta = 2,5$ мм $h = 12,5$ мм. С учетом износа ход свободного конца ленты должен составлять 15–18 мм.

При проектировании ленточного тормоза радиус тормозного барабана и угол охвата определяются обычно конструктивными соображениями. Ширина ленты B находится из условия обеспечения требуемого удельного давления q_{\max} . Для его определения поделим обе части выражения $dN = S \cdot d\alpha$ на длину элементарного участка ленты d и ширину ленты B :

$$\frac{dN}{B \cdot d} = S \frac{d\alpha}{B \cdot dL} .$$

Учитывая, что $d/d\alpha = R$, получим

$$q = \frac{S}{BR} = \frac{S_0}{BR} e^{\mu \alpha_0} .$$

Отсюда видно, что удельное давление возрастает от одного конца ленты к другому против направления вращения барабана (рис. 15.3). Максимальное значение его

$$q_{\max} = \frac{S_0}{BR} e^{\mu \alpha} = \frac{S_1}{BR} .$$

Таким образом, требуемая ширина ленты

$$B = \frac{S_1}{R \cdot q_{\max}} .$$

Как было отмечено, тормоз с одним закрепленным концом может эффективно работать лишь при одном направлении вращения тормозного барабана. Этот недостаток устраняется применением плавающего закрепления концов ленты. В зависимости от направ-

ления вращения тормозного барабана пальцы, имеющиеся на обоих концах ленты, упираются в кронштейн, и соответствующий конец тормозной ленты становится неподвижным. Таким образом, эффект самозатягивания реализуется в таком тормозе при любом направлении вращения барабана.

Помимо упомянутых двух схем закрепления концов тормозной ленты применяются и другие, например с обоими подвижными концами. Во всех этих случаях расчет ленточного тормозного механизма может производиться по изложенной методике.

16. Конструирование коробок передач с неподвижными осями

16.1. Общие сведения

Применяемые на транспортных машинах двигатели внутреннего сгорания имеют коэффициент приспособляемости 1,15–1,35 для поршневых и 2,0–2,3 для газотурбинных двигателей. В то же время коэффициент сопротивления движению гусеничной машины может изменяться в 10–12 раз. Диапазон изменения оборотов двигателя также во много раз меньше требуемого диапазона изменения скоростей движения машины. Все это приводит к тому, что за двигателем необходимо устанавливать дополнительный агрегат, который приводил бы в соответствие имеющиеся диапазоны работы двигателей с требуемыми. Таким агрегатом является коробка передач. Ее назначение:

- 1) изменять тяговые усилия и скорости движения машины в требуемом диапазоне за счет введения различных передаточных чисел;
- 2) обеспечивать движение задним ходом;
- 3) отключать на длительное время работающий двигатель от силовой передачи за счет «нейтрального положения».

Первое назначение вытекает из вышеизложенного, два остальных обусловлены свойством поршневого двигателя. Газотурбинные двигатели в принципе могут быть и реверсивными (за счет регулируемого соплового аппарата), и работать при неподвижном вале тяговой турбины. В этом случае задний ход и нейтральное положение в КП могут не потребоваться.

Основные требования. К коробкам передач предъявляются следующие требования:

- обеспечение требуемого диапазона передач;

- рациональная разбивка передаточных чисел по передачам;
- высокий КПД;
- быстрота и легкость переключения передач;
- надежность работы в течение срока службы;
- простота изготовления, обслуживания и ремонта;
- малые габариты и вес.

Под диапазоном передач d понимается отношение максимально-го передаточного отношения (на первой передаче) к минимальному (на высшей передаче).

Требуемый диапазон, т. е. диапазон изменения сопротивления движению, в случае механической трансмиссии перекрывается за счет диапазона передач и коэффициента приспособляемости двигателя, тогда при поршневом двигателе $10-12 = (1,15-1,35)d$. Отсюда легко определить, что диапазон передач должен лежать в пределах $d = 7,5-10,5$. В выполненных конструкциях быстроходных гусеничных машин $d \approx 7-11$. В существующих случаях малый диапазон передач, создаваемый коробкой, увеличивается до требуемых величин за счет использования механизмов поворота. Обычно при использовании двигателей с высокой удельной мощностью диапазон передач снижается.

Разбивка передаточных чисел по передачам имеет два аспекта – число передач и разбивку передаточных чисел. В настоящее время наиболее часто используются коробки с пятью-восемью передачами, хотя известны образцы, в которых число передач доходит до 10. Большое число передач приводит к лучшему использованию мощности двигателя и поэтому применяется в машинах с низкой удельной мощностью. Но большое число передач, особенно более восьми, приводит к усложнению КП и ее механизмов управления, а также ухудшает условия вождения. Поэтому оптимальное число передач для поршневого двигателя составляет пять–восемь, для газотурбинного – три–четыре. Верхний предел необходимо использовать на машинах с малой удельной мощностью и большим диапазоном передач.

Разбивка передаточных чисел производится на основании тягового расчета. Наиболее полно мощность двигателя используется при разбивке по геометрической прогрессии. Но в этом случае может оказаться, что число передач будет чрезмерно большим. На

практике первую передачу «отрывают» и используют ее только для движения в наиболее тяжелых условиях. В этом случае отношение передаточных чисел на первой и второй передачах примерно равно двум. Остальные передачи разбивают примерно по геометрической прогрессии с некоторым сближением высших передач.

Высокий КПД обеспечивается рациональным выбором кинематической схемы коробки, в которой отсутствует циркуляция мощности, минимальным числом пар шестерен, находящихся в рабочем зацеплении (на переднем ходу две-три), высококачественным изготовлением и правильной организацией системы смазки.

Быстрота и легкость переключения передач достигается правильным выбором механизма переключения и приводом управления. В простых ступенчатых КП в качестве механизмов переключения большое распространение получили синхронизаторы. По сравнению с обычными муфтами они убыстряют и облегчают переключение, особенно при использовании гидравлического сервопривода.

Параметры переключения можно повысить по сравнению с синхронизаторами путем осуществления переключения с помощью фрикционных элементов. Такое переключение применяется в планетарных передачах, но в настоящее время оно распространяется и на простые ступенчатые коробки. В этом случае переключение производится индивидуальными фрикционами.

Наиболее совершенным является автоматическое переключение.

Надежность работы в течение срока службы достигается:

- правильным выбором запасов прочности, учитывающих передачу мощности двигателя, циркуляции и рекуперации;
- предохранением коробки от крутильных колебаний (постановкой демпферов, гибких валиков и др.) и ударных нагрузок при переключении передач (установкой синхронизаторов, индивидуальных фрикционов, а также устройств в гидроприводе, обеспечивающих плавность включения);
- предохранением от самовыключения передач и одновременного включения двух передач (применением фиксаторов, замков, специальных блокировочных клапанов);
- использованием дифференцированного рабочего давления в гидроприводе;
- правильной организацией системы смазки и качественными уплотнениями;

- обеспечением достаточной жесткости валов, опор и картера;
- соответствующим подбором конструкционных материалов и соблюдением технологии изготовления и сборки.

Простота изготовления, обслуживания и ремонта обеспечивается:

- конструктивными и технологическими мероприятиями (упрощением конфигурации деталей, улучшением их технологичности, унификацией деталей и узлов, уменьшением их числа, рациональным изготовлением и сборкой);
- применением центральной смазки;
- использованием устройств для автоматического регулирования зазоров и ходов;
- легким доступом к местам обслуживания и т. д.

Малые габариты и вес обеспечиваются выбором оптимальных схем, конструктивными мероприятиями (нахождением равнопрочных сечений деталей, применением различных модулей для шестерен и т. д.), подбором оптимальных конструкционных материалов, технологическими мероприятиями.

Классификация механических коробок передач. Механические коробки передач по характеру изменения передаточного числа делятся на бесступенчатые и ступенчатые. Бесступенчатые КП позволяют изменять передаточное число в соответствующем диапазоне непрерывно; к ним относятся фрикционные и импульсные передачи. Ступенчатые коробки изменяют передаточное число дискретно, по передачам.

В зависимости от подвижности осей КП делятся на простые и планетарные. В простых КП оси всех шестерен неподвижны. В планетарных оси некоторых шестерен (сателлитов) вращаются вокруг осей центральных шестерен, т. е. эти шестерни участвуют не только в относительном, но и в переносном вращении.

По количеству валов КП подразделяются на двух-, трех-, четырехвальные и с разрезными валами; по расположению валов – с поперечным или продольным их расположением.

16.2. Конструктивные особенности коробок передач

После выбора кинематической схемы производится расчет и выбор конструктивных параметров коробки передач: межцентрового расстояния, показателей шестерен, валов, опор и механизмов пере-

ключения. Все эти параметры определяются по соответствующим формулам или на основании опытных данных.

Межцентровые расстояния должны определяться исходя из контактной прочности зубьев; в существующих конструкциях КП средние величины межцентровых расстояний лежат в пределах 100–200 мм.

Шестерни. В коробках передач применяются цилиндрические и конические шестерни. Первые изготавливаются с прямыми или косыми зубьями, вторые – с прямыми или спиральными. Косые и спиральные зубья по сравнению с прямыми обладают большей работоспособностью, плавностью и меньшим шумом, поэтому их рационально применять при передаче больших мощностей. Однако шестерни с косыми и спиральными зубьями сложны в производстве и создают добавочные усилия, для компенсации которых необходимо принимать специальные меры.

Шестерни с малым числом зубьев часто нарезаются непосредственно на валу. При большом числе зубьев, когда диаметр впадин значительно отличается от диаметра вала, шестерни изготавливают отдельно.

В целях сохранения лучшей работоспособности, а также приемлемых габаритов коробки передаточное число одной пары шестерен не должно быть более трех.

Модуль шестерен определяется исходя из напряжений на изгиб. В большинстве существующих КП применяются шестерни с постоянным модулем. Так как он рассчитывается по наиболее нагруженным шестерням (на первой передаче), то его величина довольно большая и в зависимости от передаваемого момента и конструктивных особенностей лежит в пределах 6,5–9 мм. В некоторых коробках применяются разномодульные шестерни. Тогда в зависимости от передач модуль изменяется от 3,0 до 6,75 мм (эти цифры приведены для коробки, в которой установлены шестерни с косыми зубьями и постоянным зацеплением). Разномодульные шестерни позволяют сделать КП более компактной и легкой.

Зубья бывают нормальными и укороченными. Шестерни с укороченными зубьями являются более компактными и обладают большей прочностью, минимальное число зубьев у них меньше. Например, для шестерни с углом зацепления 20° , нарезанной рейкой, минимальное число укороченных зубьев равно 14, а нормальных – 17.

Но укороченный зуб имеет и существенный недостаток – меньшую продолжительность зацепления, что приводит к большему износу. В связи с этим укороченный зуб применяется в том случае, когда определяющим фактором является прочность зуба, а не его износ. Зубья, как правило, бывают корригированными.

Валы. Двухвальные КП обычно имеют валы, расположенные в одной плоскости, у трехвальных один вал смещается и лежит в другой плоскости. Этим уменьшается длина коробки.

Для крепления шестерен и муфт валы имеют шлицы, и только в единичных случаях вместо шлицев применяются шпонки. В большинстве коробок валы выполняются постоянного диаметра с нарезанными почти по всей длине шлицами, но в некоторых случаях вал делается ступенчатым, примерно равнопрочным. В последнем случае вес и габариты коробки снижаются. В выполненных конструкциях валы устанавливаются или на двух, или на трех опорах. Все валы и расположенные на них детали должны быть надежно зафиксированы в радиальном и осевом направлениях.

Так как валы передают большие крутящие моменты и в то же время должны иметь достаточную прочность и жесткость при малых габаритах и весе, то они изготавливаются из высококачественных легированных сталей.

Опоры. В качестве опор в коробках передач применяются подшипники качения всех типов. Тип подшипника выбирается в зависимости от действующих сил, числа оборотов, а также других обстоятельств (характера нагрузки, жесткости валов, подвода смазки и т. д.). В большинстве случаев на опоры валов воздействуют комбинированные нагрузки – радиальные и осевые, поэтому часто устанавливают не один, а несколько, притом разнотипных подшипников, воспринимающих соответствующую нагрузку. Особенно сложными и ответственными узлами являются опоры конических шестерен, которые кроме восприятия больших осевых и радиальных нагрузок еще должны обеспечивать регулирование зазора в зубчатом зацеплении.

В многоопорных конструкциях (от двух и выше) лишь одна из опор является жесткой в осевом направлении, остальные выполняются плавающими. В качестве плавающих опор выбираются ме-

нее нагруженные, что способствует лучшему осевому перемещению. В трехопорных валах жесткой обычно является средняя опора.

Механизмы переключения. В простых КП переключение производится каретками, муфтами, синхронизаторами и индивидуальными фрикционными. Чтобы переключение было легким и надежным, в механизмах переключения предусматриваются специальные устройства (различные замки, фиксаторы и стопоры), позволяющие легко передвигать муфты, производить безударное включение, надежно удерживать передачу во включенном, выключенном и нейтральном положениях.

Каретки. Переключение передачи с помощью кареток применяется очень редко из-за больших ударных нагрузок и повышенных усилий со стороны водителя. Иногда с помощью кареток включаются передачи заднего хода и вспомогательные агрегаты (лебедки, валы отбора мощности и т. д.). Так как последние включаются в основном при стоянке машины, такое включение допустимо.

Муфты. Муфты применяются в коробках, в которых шестерни находятся в постоянном зацеплении. Муфты бывают зубчатыми или кулачковыми. В существующих коробках используются первые. По сравнению с предыдущим случаем переключение с помощью муфт является более легким, быстрым и сопровождается меньшими ударными нагрузками. Объясняется это малым диаметром, а следовательно, и весом муфт, а также специальным профилированием боковых кромок зубьев. Так как полностью избавиться от ударных нагрузок нельзя, муфты должны изготавливаться из сталей, хорошо переносящих удары.

Индивидуальные фрикционы. При включении передачи в этом случае соединение вала с соответствующей шестерней происходит за счет фрикциона, включаемого на каждой передаче вместо муфты. Такое переключение является наиболее совершенным, так как позволяет сократить до минимума разрыв в передаче мощности на ведущие колеса. Кроме того, за счет гидропривода имеется возможность полностью снять ударные нагрузки и обеспечить водителю легкое и удобное управление коробкой передач. Применение индивидуальных фрикционов делает излишним установку главного фрикциона. Однако индивидуальные фрикционы увеличивают габариты и вес КП, делают ее более сложной и дорогой.

Картер. Картер воспринимает нагрузки от опор, является остовом для монтажа всех деталей и одновременно обеспечивает коробке условия закрытой передачи. Картер делают из чугунных или алюминиевых сплавов. В КП большое распространение получили картеры из алюминиевых сплавов. Они более легкие, проще в изготовлении, имеют лучшую теплопроводность, но чугунные более жесткие, имеют меньшие линейные расширения при нагреве.

Чтобы обеспечить достаточную жесткость и распределить нагрузку по всей поверхности, картер делают с внутренними перегородками и ребрами, стягивают шпильками и иногда поперечными струнами. Для лучшего охлаждения картеры с мокрым поддоном оребряются, обдуваются потоком воздуха, внутренние полости делаются сообщающимися. Сухие картеры охлаждаются с помощью радиатора. Последние начинают применяться для КП, имеющих ограниченные объемы и передающих большие мощности. Разъем картера чаще всего делается по оси валов. Крепится картер или только к корпусу машины, или к двигателю и корпусу.

Конструкции КП в целом. Рассмотрим некоторые конструкции коробок передач, содержащие характерные для гусеничных машин элементы.

На рис. 16.1 показана двухвальная коробка передач с поперечным расположением валов. Число передач вперед – пять, назад – одна, диапазон передач 6,67. Шестерни находятся в постоянном зацеплении, они прямозубые и имеют одинаковый модуль, равный 9 мм. Переключение передач осуществляется: на заднем ходу и первой передаче – с помощью зубчатых муфт; на второй – простого синхронизатора, на третьей, четвертой, пятой – инерционного синхронизатора. Ведущий вал 1 – двухопорный, промежуточный 2 и ведомый 3 – трехопорные, при этом средние опоры являются жесткими, крайние – плавающими. Масло для смазки заливается в картер, который сделан из алюминиевого сплава и имеет разъем по оси валов в горизонтальной плоскости.

На рис. 16.2 представлена трехвальная коробка передач с продольным расположением валов. Число передач вперед – семь, назад – одна, диапазон передач 13,4. Шестерни находятся в постоянном зацеплении и имеют косые зубья, шестерни разномодульные, и в зависимости от передач модуль изменяется от 3,0 до 6,75 мм. У конической шестерни модуль равен 8 мм. Переключение осуществляется

таким образом: задняя и первая передача с помощью шестерен-кареток, вторая – муфты, с третьей по седьмую – синхронизаторов. Ведущий 1 и промежуточный 2 валы располагаются на двух опорах; правые опоры – жесткие, левые – плавающие. Ведомый вал 3 – трехопорный, от осевых смещений он фиксируется левой и средней опорами. У конической шестерни радиальную нагрузку воспринимает в основном роликовый цилиндрический подшипник, а осевую – шариковый радиально-упорный. В коробке применяются роликовые цилиндрические подшипники без наружной обоймы. Две шестерни на ведомом валу устанавливаются на шпонках. Масло заливается в чугунный картер, имеющий две плоскости разъема.

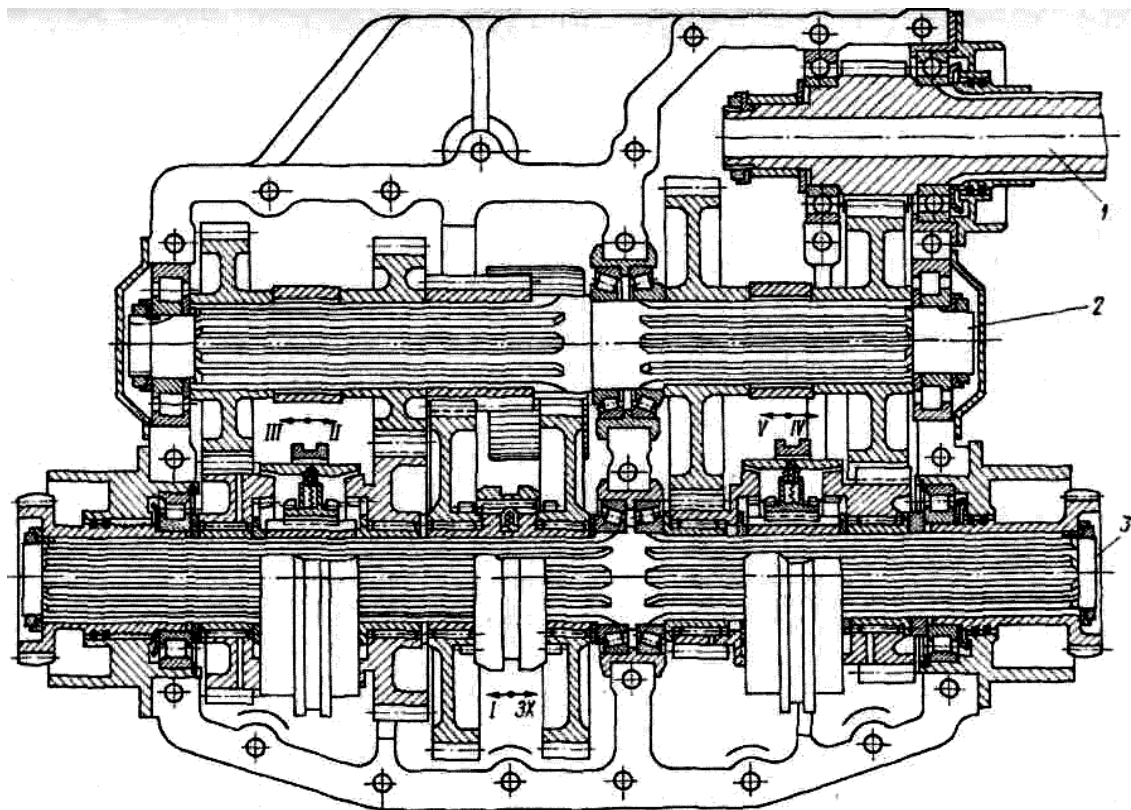


Рис. 16.1. Конструкция двухвальной коробки передач

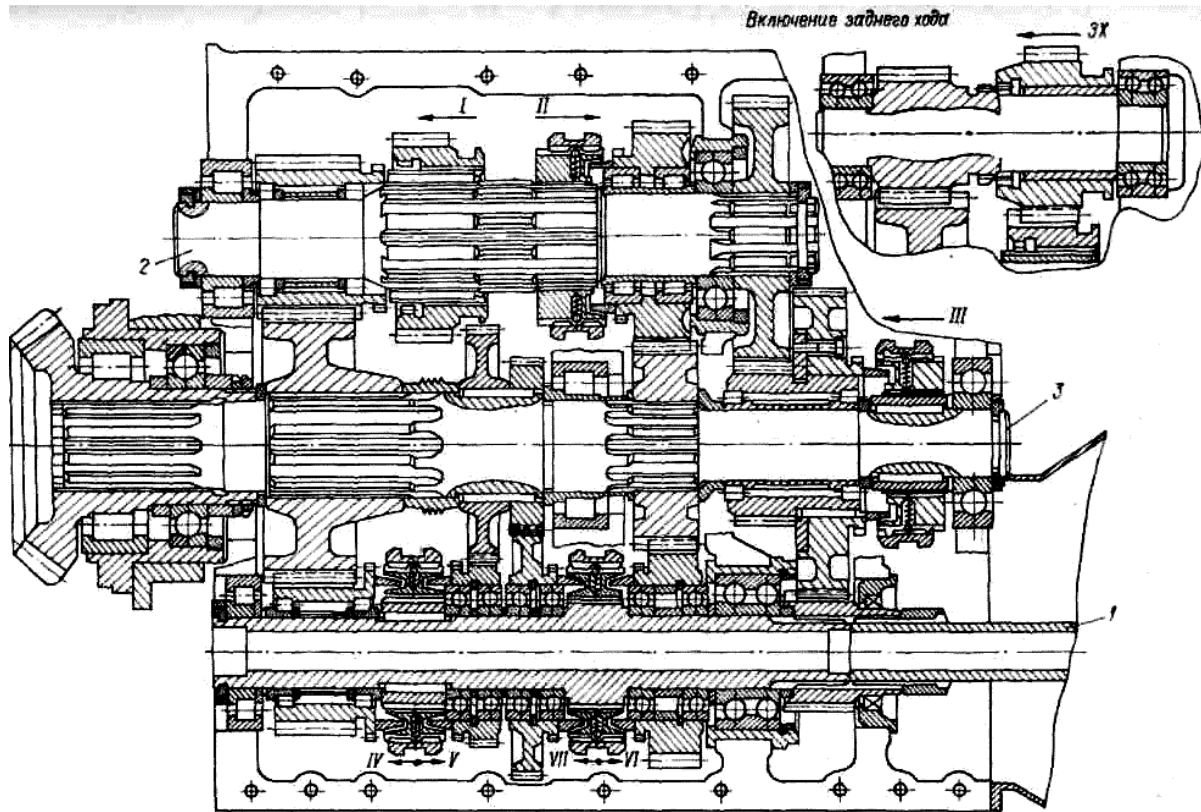


Рис. 16.2. Конструкция трехвальной коробки передач

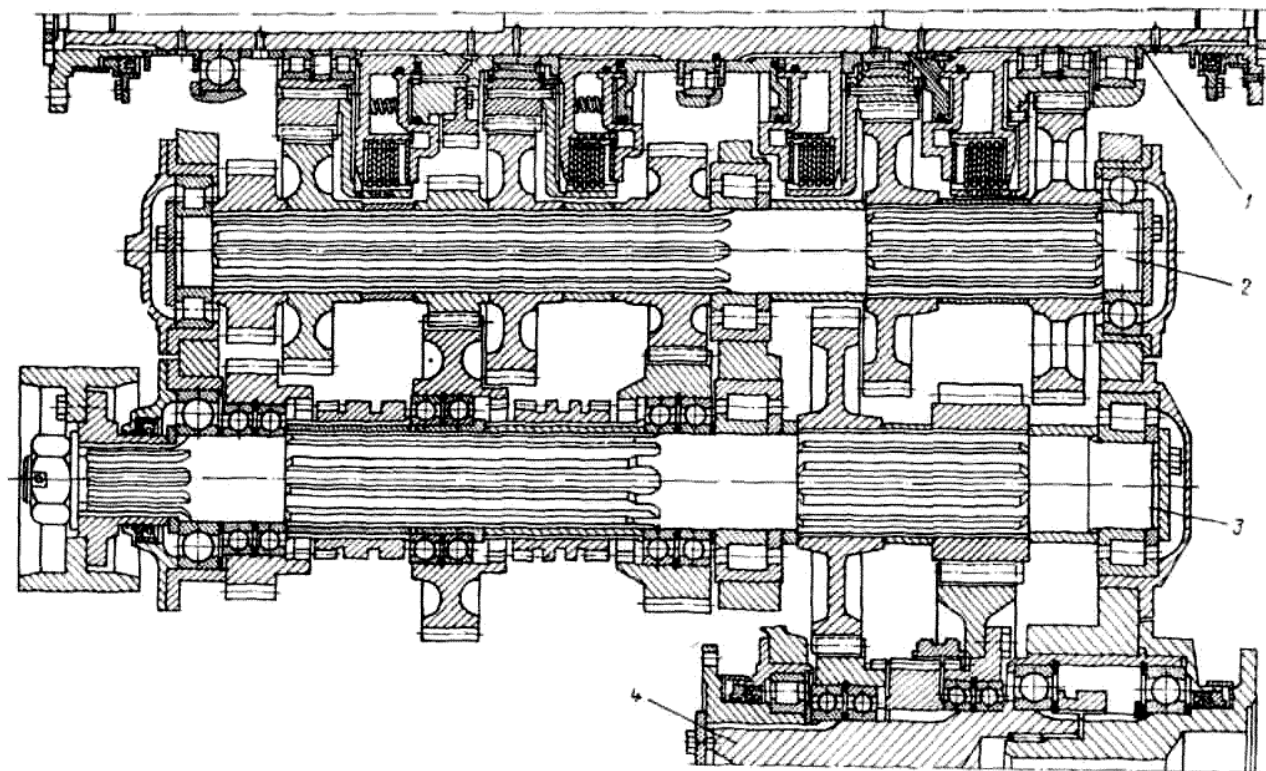


Рис. 16.3. Конструкция коробки передач с индивидуальными фрикционными

На рис. 16.3 приведена коробка передач колесного трактора общего назначения. Она обеспечивает высокое качество переключения и имеет много конструктивных элементов, характерных для КП многоцелевых гусеничных машин. У коробки четыре вала, расположенных продольно. На ведущем валу 1 установлены шестерни, обеспечивающие включение четырех передач с помощью индивидуальных фрикционов. Последние приводятся в действие с помощью гидравлического управления. На промежуточном валу 2 крепятся только шестерни. На грузовом 3 и раздаточном 4 валах размещены зубчатые муфты, посредством которых включаются четыре режима на переднем и два на заднем ходу, а всего коробка передач позволяет включать 16 передач при движении вперед и восемь при движении назад. Диапазон передач 10,9. Высокое качество переключения обеспечивается за счет индивидуальных фрикционов при включении передач в пределах одного режима, а также тем, что при переключении режимов используется тормоз-синхронизатор. Все шестерни прямозубые и находятся в постоянном зацеплении. Они имеют разные модули – 6 и 8 мм. Валы, кроме раздаточного, трехопорные. Раздаточный вал состоит из двух частей, каждая из которых опирается на две опоры. Все валы в осевом направлении фиксируются шариковыми подшипниками. Смазка осуществляется под давлением, картер – с сухим поддоном.

16.3. Смазка и уплотнение коробок передач

Смазка. В коробках передач смазка служит для уменьшения трения, отвода тепла и удаления частиц износа. Она во многом определяет работоспособность коробок.

Смазка подводится к контактирующим поверхностям, которые находятся в относительном движении между собой, т. е. к зубьям шестерен, подшипникам скольжения и качения и другим различным сочленениям.

По месту нахождения масла система смазки бывает двух типов: с мокрым или сухим картером. При мокром картере масло заливается непосредственно в картер коробки, при сухом – в отдельную емкость. Во втором случае масло на смазку подается нагнетающим насосом. Стекающее в картер масло забирается откачивающим насосом и направляется в емкость. Последняя может быть расположена или внутри, или снаружи картера.

Смазка может осуществляться разбрызгиванием, под давлением и быть комбинированной.

Смазка разбрызгиванием применяется только с мокрым картером. В этом случае уровень должен иметь определенное значение, и отклоняться от него можно только в ограниченных пределах. Этот способ применяется в основном для простых ступенчатых коробок передач с неплотной компоновкой. При такой смазке требуются повышенные объемы картера для хранения масла и отвода тепла. Качество смазки зависит в большой степени от уровня масла, а также от углов дифферента и крена корпуса машины. Трудно организовать предварительный подогрев масла.

Смазка под давлением применяется в коробках с плотной компоновкой, когда к трущимся поверхностям нельзя подвести достаточного количества масла. Особенно это характерно для планетарных передач, где зубчатые зацепления и подшипники расположены в несколько ярусов. По сравнению с предыдущим этот способ позволяет: рационально организовать смазку, т. е. подавать масло к трущимся поверхностям в соответствующем количестве; осуществлять очистку масла в процессе работы; обеспечивать интенсивное охлаждение масла за счет радиатора.

Нагнетающий насос подает масло под давлением 0,15–0,25 МПа (1,5–2,5 кг/см²). Температура масла в картере в зависимости от конструкции коробки не должна превышать 110–135 °С.

Смазка под давлением применяется в основном с сухим картером. В этом случае имеется возможность устранить почти все недостатки, характерные для смазки разбрызгиванием. Но система смазки существенно усложняется, т. к. необходимо устанавливать добавочную емкость (бак), нагнетающий и отсасывающий насосы, маслопроводы, уплотнения. Кроме того, часто приходится применять радиатор для отвода избыточного тепла.

При комбинированной смазке подвод масла осуществляется и разбрызгиванием, и под давлением. Последнее делается только для наиболее нагруженных трущихся поверхностей и для тех, к которым разбрызгиванием масло подвести не удастся. При этом способе картер мокрый. Применяется в основном для простых ступенчатых коробок передач с плотной компоновкой. Основное преимущество комбинированной смазки – отсутствие дополнительной емкости для хранения масла.

Уплотнения. Уплотнения обеспечивают нормальную работу системы смазки, а также предотвращают попадание пыли и грязи во внутренние объемы картера.

Уплотнения, употребляемые в коробках передач, можно разделить на две группы.

К первой относятся уплотнения, обеспечивающие герметизацию полостей с одинаковым давлением. Сюда относятся все уплотнения, устанавливаемые на вращающихся валах, выходящих из картера. Для выравнивания давления внутренняя полость картера сообщается с окружающей атмосферой с помощью специального сапуна. В этой группе используются контактные и бесконтактные уплотнения. Среди контактных наибольшее распространение получили пружинные кольца и самоподвижные манжеты, среди бесконтактных – отбойная резьба, маслосбрасывающие бурты, различные лабиринтные уплотнения и т. д.

На практике для повышения надежности работы вращающиеся валы уплотняют не одним сальником, а используют комбинации различных уплотнений.

Ко второй группе относятся уплотнения для герметизации полостей, имеющих разное давление. Сюда относятся уплотнения маслопроводов, подводящих масло под давлением от неподвижных деталей к вращающимся валам.

В отличие от уплотнений первой группы уплотнения маслопроводов работают в крайне тяжелых условиях, т. к. они подвержены высоким давлениям (до 1,4–1,8 МПа), работают при температурах до 135 °С и их окружные скорости иногда достигают 20–25 м/с. Кроме того, из-за малых габаритов здесь исключается возможность применения комбинированных уплотнений. Все это приводит к тому, что в некоторых случаях работа этих уплотнений определяет работоспособность всей коробки передач. Поэтому к материалам и обработке уплотнительного узла предъявляются очень жесткие требования. Так, кольца изготавливаются из перлитного чугуна с шаровидным графитом. Для лучшей приработки кольцо оксидируется или покрывается оловом. Обойма обычно изготавливается из легированных сталей, ее поверхность трения покрывается пористым хромом или цементируется. Поверхности обрабатываются с высоким классом чистоты и малыми допусками.

16.4. Синхронизаторы

Синхронизаторы получили широкое распространение и в настоящее время устанавливаются в большинстве простых ступенчатых коробок передач с постоянным зацеплением шестерен.

С помощью синхронизаторов производится выравнивание угловых скоростей блокируемых деталей (шестерни и вала) перед включением передачи. Это осуществляется в основном за счет изменения скорости вращения деталей, связанных с ведомыми дисками главного фрикциона. Кинетическая энергия инерционных масс, подвергающихся выравниванию, превращается в тепло в буксующих парах фрикционного элемента синхронизатора.

Благодаря предварительному выравниванию угловых скоростей переключение передач с помощью синхронизаторов становится плавным и сравнительно быстрым. Кроме того, для его освоения требуются меньшие навыки, т. к. водитель освобождается от таких сложных манипуляций, как «двойной выжим главного фрикциона» и «промежуточный газ». Синхронизаторы просты в изготовлении, занимают малые объемы, хорошо komponуются на валах между шестернями и повышают надежность коробок передач в целом.

Классификация синхронизаторов. Синхронизаторы классифицируются:

- по принципу действия – на простые и инерционные;
- по конструктивному исполнению – на конусные и дисковые;
- по принципу обслуживания передач – на индивидуальные и центральные.

Простые синхронизаторы. Они наименее сложны по конструкции и допускают включение передачи еще до того, как произошла полная синхронизация угловых скоростей. Простые синхронизаторы устанавливаются, как правило, на низших передачах – чаще всего на второй. На первой передаче и заднем ходу синхронизаторы не ставятся, т. к. на этих режимах машина работает очень редко, да и включаются они в основном при остановке машины. Применение простого синхронизатора на низших передачах вызвано еще и тем, что именно на этих передачах реализуются большие передаточные числа. При этом приведенные к фрикционным конусам синхронизатора инерционный момент, а также крутящий момент от главного фрикциона в случае его неполного выключения достигают относительно больших величин. Эти моменты препятствуют выравниванию угловых скоростей включаемых

деталей и тем самым значительно удлиняют процесс переключения передач. В этих условиях простой синхронизатор позволяет включить передачу с неполным выравниванием. Переключение становится не продолжительным, но сопровождается появлением ударных нагрузок.

Инерционные синхронизаторы. В отличие от простого инерционный синхронизатор имеет специальное блокирующее устройство, не позволяющее включить передачу до полного выравнивания угловых скоростей шестерни и вала. Инерционные синхронизаторы устанавливаются на всех высших передачах.

Конусные и дисковые синхронизаторы. Они отличаются друг от друга исполнением фрикционного элемента. Широкое распространение получили конусные синхронизаторы с одной парой трения. Иногда используются многоконусные синхронизаторы, в которых синхронизирующий момент возрастает, однако их конструкция становится более сложной.

Дисковые синхронизаторы выполняются, как правило, многодисковыми. Увеличение поверхностей трения используется как один из способов повышения эффективности синхронизаторов. Однако, как показывают эксперименты, синхронизирующий момент не возрастает прямо пропорционально числу применяемых дисков. По мере удаления дисков от нажимных деталей их момент трения падает. Неравномерность распределения давления приводит к повышенному нагреву и износу наиболее нагруженных дисков.

Эффективность синхронизаторов более рационально повышать не увеличением числа поверхности трения, а оптимальным подбором фрикционных материалов, созданием благоприятных условий работы (особенно хорошей организацией смазки) и применением следящего сервопривода. В последнем случае при малых усилиях со стороны водителя можно получить значительный синхронизирующий момент за счет увеличения давления на поверхностях трения.

Индивидуальный и центральный синхронизаторы. Индивидуальный служит для включения только одной передачи, центральный используется для включения нескольких передач. Первый получил повсеместное распространение на транспортной технике благодаря своей простоте и надежности в работе. Второй более сложен, дорогой и имеет значительные габариты. Он используется в коробках, где включение передачи сопровождается блокированием нескольких муфт (например, в коробках с разрезными валами), а также в неко-

торых простых коробках передач с автоматическим и полуавтоматическим приводами управления.

В отечественных гусеничных машинах большое распространение получили простые и инерционные индивидуальные конусные синхронизаторы. Один из них показан на рис. 16.4, *а*. Он применяется для включения второй (палец 4 передвигается влево) и третьей (палец 4 передвигается вправо) передач. При включении второй передачи синхронизатор работает как простой, при включении третьей – как инерционный. Блокирующее устройство у последнего выполнено в виде фигурного выреза (рис. 16.4, *б*) на корпусе 2 с размещенным в нем пальцем зубчатой муфты 4. Пока не произошло выравнивания угловых скоростей шестерни и вала, сила от момента трения, возникающего в буксующих конусах, прижимает палец к скосу фигурного выреза и не позволяют ему переместиться в крайнее положение. Когда же выравнивание закончится, момент трения резко упадет и усилие водителя становится достаточным для того, чтобы отжать корпус и переместить палец в положение, соответствующее включенной передаче.

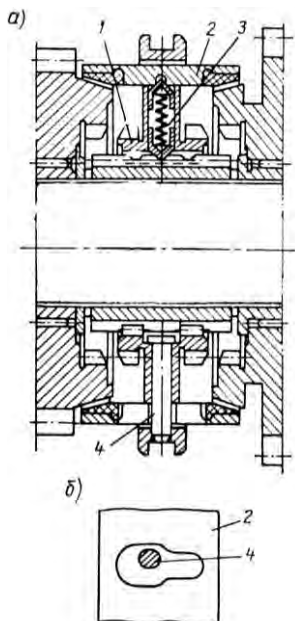


Рис. 16.4. Конструкция конусного индивидуального синхронизатора:
1 – зубчатая муфта; 2 – корпус синхронизатора;
3 – пружинный фиксатор; 4 – палец муфты

17. Конструирование бортовых передач

17.1. Общие сведения

Бортовые передачи, или, как их часто называют, бортовые редукторы, служат для постоянного увеличения передаточного числа трансмиссии.

Предъявляемые требования. Величина крутящего момента быстросходных двигателей внутреннего сгорания сравнительно мала. В то же время при движении машины к ведущим колесам требуется подводить моменты, превышающие моменты двигателя в десятки раз. Осуществляется это требование за счет введения в трансмиссию машины *соответствующего передаточного числа*. Последнее в зависимости от схемы трансмиссии может разниться по разным агрегатам. Однако, чтобы не перегружать агрегаты чрезмерным крутящим моментом, наиболее целесообразно производить основное увеличение передаточного числа в одном агрегате, помещенном в самом конце силовой цепи. Таким агрегатом и является бортовая передача, устанавливаемая непосредственно перед ведущим колесом. В этом случае более сложные агрегаты – коробка передач, механизмы поворота – нагружены относительно небольшим крутящим моментом и, следовательно, имеют приемлемые вес и габариты, и управление ими значительно облегчается.

Устанавливаемые на гусеничных машинах бортовые передачи в зависимости от типа машины имеют постоянные передаточные числа в пределах 3,5–15.

По сравнению с другими агрегатами трансмиссии бортовые передачи работают в особо трудных условиях, т. к. при постоянной работе в них реализуются большие передаточные числа, вследствие чего крутящие моменты на ведомом валу достигают нескольких десятков тысяч Нм. Объемы, занимаемые бортовыми передачами, обычно ограничены; ведомый вал выходит наружу из корпуса и подвержен воздействию воды, грязи, пыли и т. д. Кроме того, жестко связанная с ведущим колесом бортовая передача воспринимает большие динамические нагрузки, возникающие при движении машины.

С учетом сказанного к бортовым передачам предъявляются такие требования:

- высокие прочность, износостойкость шестерен, валов и подшипников;

- надежная смазка трущихся поверхностей;
- поддержание нормального температурного режима.

Первое из этих требований обеспечивается правильным выбором типа схемы, рациональной конструкцией, использованием высококачественных материалов, оптимальной технологией обработки и монтажа, соответствующим подбором смазки и уплотнений, исключающих попадание воды, грязи и пыли в картер бортовой передачи.

Второе требование обеспечивается рациональной организацией смазки (ко всем трущимся поверхностям), подбором сорта смазочного материала (не должно происходить выдавливания его из зоны контакта зубчатых пар), применением надежных уплотнений, делающих невозможными утечки масла, использованием сапунов, выравнивающих давление в картере передачи.

Третье требование обеспечивается выбором достаточного объема масляной ванны, организацией интенсивного теплоотвода, который имеет место при хорошем контактировании картера бортовой передачи с корпусом машины, а также при размещении ребер на внешней поверхности картера и обдуве последнего воздухом.

Остальные требования совпадают с общими требованиями, характерными для агрегатов трансмиссии.

Классификация. Классификация бортовых передач производится по следующим признакам.

По числу рядов шестерен: однорядные; двухрядные. Однорядные бортовые передачи (рис. 17.1, *а, б, в*) состоят из одного ряда шестерен с неподвижными или подвижными осями, и передаточное число в них преобразуется один раз. Двухрядные состоят соответственно из двух рядов (рис. 17.1, *г, д, е*), и передаточное число в них преобразуется дважды, последовательно в первом и втором рядах.

По конструктивному исполнению: простые; планетарные; комбинированные. Простые бортовые передачи имеют шестерни с неподвижными осями. На рис. 17.1 представлены простые однорядные с внешним (*а*) и внутренним (*б*) зацеплениями и двухрядная (*г*) бортовые передачи. В планетарных используются один (*в*) или два (*д*) ряда шестерен с подвижными осями. В комбинированных (*е*) первый ряд состоит из шестерен с неподвижными, а второй – с подвижными осями.

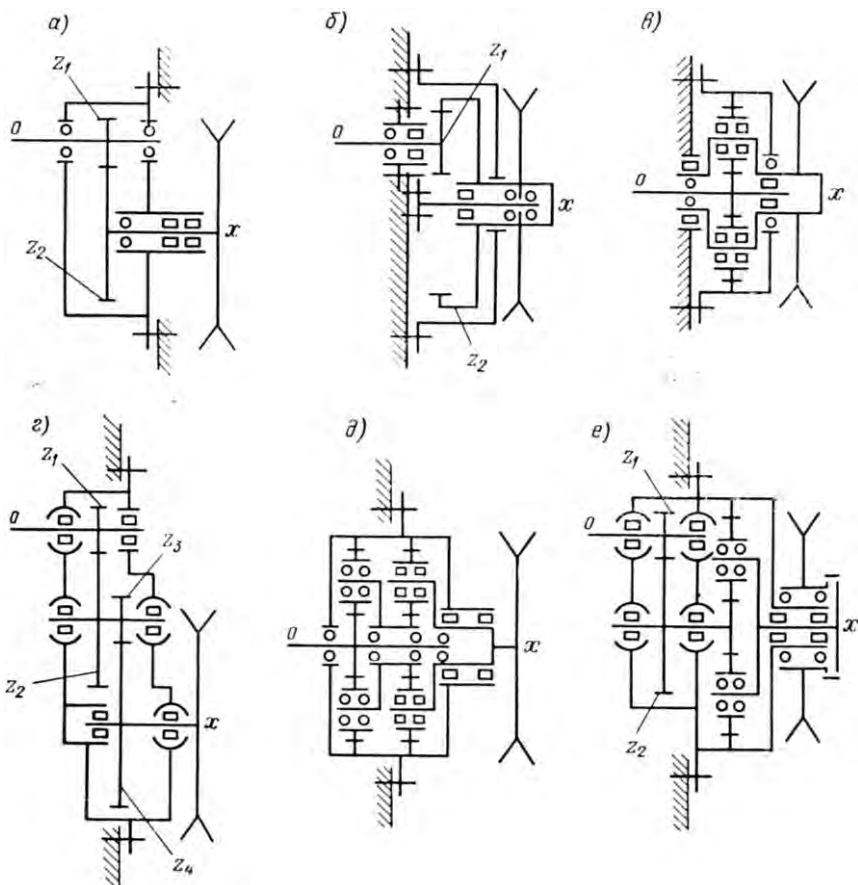


Рис. 17.1. Кинематические схемы бортовых передач

По расположению ведущего и ведомого валов: соосные; несоосные. В соосных бортовых передачах оси ведущего и ведомого валов лежат на одной линии, в несоосных оси не совпадают. Первые характерны для планетарных, вторые – для простых и комбинированных передач.

По способу установки ведущего колеса: разгруженные; неразгруженные. В первых на ведомый вал бортовой передачи усилие от ведущего колеса не передается, так как последнее с помощью специальных подшипников опирается непосредственно на корпус (рис. 17.1, е).

В этом случае ведущее колесо соединяется с ведомым валом с помощью зубчатой муфты. Во вторых передачах ведущее колесо жестко крепится на ведомом валу (например, рис. 17.1, *a*). Следовательно, последний, кроме крутящего момента, дополнительно загружен изгибающим моментом от ведущего колеса.

17.2. Схемы и конструктивные особенности бортовых передач

Основные схемы, по которым выполнены бортовые передачи гусеничных машин, представлены на рис. 17.1 (0 – ведущий вал; x – ведомый).

На рис. 17.1, *a* показана однорядная простая бортовая передача с внешним зацеплением. Передаточное число равно отношению числа зубьев, т. е. $i_{a0} = z_2/z_1$. В существующих конструкциях i_{a0} изменяется от 3,5 до 6,8. Данная схема получила широкое распространение в силу своей простоты и сравнительно малых габаритов. Кроме того, она показала надежную работу, особенно в машинах легкой весовой категории. Несоосное расположение валов улучшает компоновочные возможности, т. к. расположение ведущего колеса легко изменить за счет обкатки ведомого вала вокруг ведущей шестерни. Как правило, эта схема делается неразгруженной, чтобы излишне не усложнять передачу.

Схема на рис. 17.1, *б* отличается от предыдущей внутренним зацеплением, что позволяет получить большее передаточное число при тех же габаритах, а также обеспечивает более высокую прочность зуба. Однако в этом случае трудно избежать консольного крепления шестерен. Эта схема применяется, когда требуются малые межцентровые расстояния, а также одностороннее вращение ведущего и ведомого валов.

Планетарная соосная бортовая передача (рис. 17.1, *в*) обычно выполняется в виде элементарного планетарного ряда с одинарными сателлитами. При показанном закреплении звеньев схема обеспечивает максимальное передаточное число. По сравнению с простыми эта передача обладает повышенными работоспособностью и надежностью. Последнее объясняется тем, что трансформация крутящего момента осуществляется через несколько параллельно работающих

зацеплений. Схема наиболее компактна и может быть установлена в ведущем колесе.

Двухрядная простая бортовая передача (рис. 17.1, *з*) применяется в случае, когда требуется обеспечить либо значительные межцентровые расстояния между ведущим и ведомым валами, либо большие передаточные числа (по сравнению с однорядной). Передаточное число находится по формуле

$$i_{a\delta} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}.$$

По сравнению с другими двухрядными передачами эта схема имеет большие габариты и малую надежность. Последнее связано с тем, что через зацепление второй пары шестерен передается большой крутящий момент.

На рис. 17.1, *д* изображена схема двухрядной планетарной передачи. Она может реализовывать большие передаточные числа. Бортовая передача такого типа сравнительно компактна и обладает высокой надежностью. Однако она наиболее сложная среди представленных схем.

Двухрядная комбинированная бортовая передача (рис. 17.1, *е*) обладает наиболее оптимальными характеристиками при реализации больших передаточных чисел. Практически эта схема может покрывать весь ряд передаточных чисел от величин, трудно реализуемых в однорядных передачах ($i_{\text{бр}} = 7$), до величин, необходимых для машин тяжелой весовой категории ($i_{\text{бр}} = 12-15$). Среди двухрядных передач схема обладает наилучшими компактностью и надежностью. По сравнению со схемой на рис. 17.1, *д* ей присуща упрощенная конструкция и несоосное расположение валов, что иногда важно для осуществления требуемой компоновки. Для машин тяжелой весовой категории бортовая передача делается разгруженной, как это показано на схеме.

Наибольшее распространение из всех представленных на гусеничных машинах получили бортовые передачи, выполненные по схемам на рис. 17.1, *а*, *в*, *е*. На рисунках 17.2–17.4 представлены их конструктивные особенности.

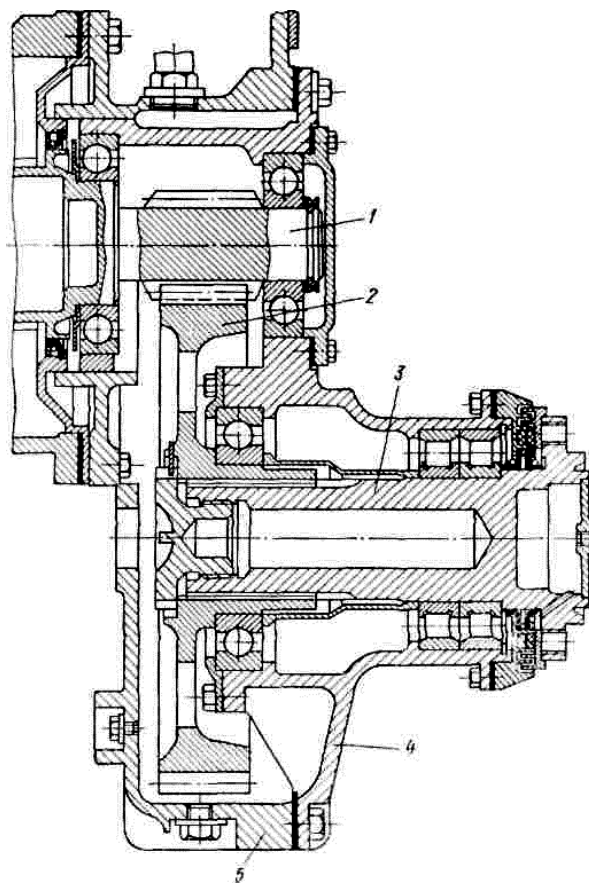


Рис. 17.2. Конструкция однорядной простой бортовой передачи

На рис. 17.2 показана конструкция бортовой передачи, выполненной по схеме на рис. 17.1, а. Передаточное число $i_{бр} = 5,55$. Шестерни прямозубые. Ведущий вал 1 выполнен заодно с шестерней и крепится на двух шариковых подшипниках, причем правый воспринимает не только радиальную, но и осевую нагрузки. Ведомая шестерня 2 изготавливается отдельно и крепится на ведомом валу 3 с помощью шлицев. С другого конца на вал устанавливается ведущее колесо, превращая бортовой редуктор в незгруженную передачу. Ведомый вал опирается на две опоры. Первая состоит из шарикового подшипника и воспринимает как радиальные, так и осевые нагрузки (по-

следняя в основном передается от ведущего колеса). Вторая включает два роликовых подшипника и предназначена для восприятия радиальных нагрузок, действующих от шестерни и ведущего колеса. Картер 5 приваривается к корпусу машины, причем в съемной крышке картера 4 расположены гнезда для всех опор. Масло заливается непосредственно в картер. Уплотнение – комбинированное и состоит из лабиринта, фетровых колец и самоподжимных сальников.

На рис. 17.3 представлена конструкция бортовой передачи, выполненной по схеме на рис. 17.1, б. Передаточное число 5,50. Ведущий 1 и ведомый 2 валы крепятся на двух опорах, причем шариковые подшипники воспринимают радиальные и осевые нагрузки, а роликовые – только радиальные. Картер 3 – литой и с помощью болтов крепится к корпусу машины, одновременно он служит ванной для заливки масла. Ведущее колесо 4 крепится на ведомом валу бортовой передачи.

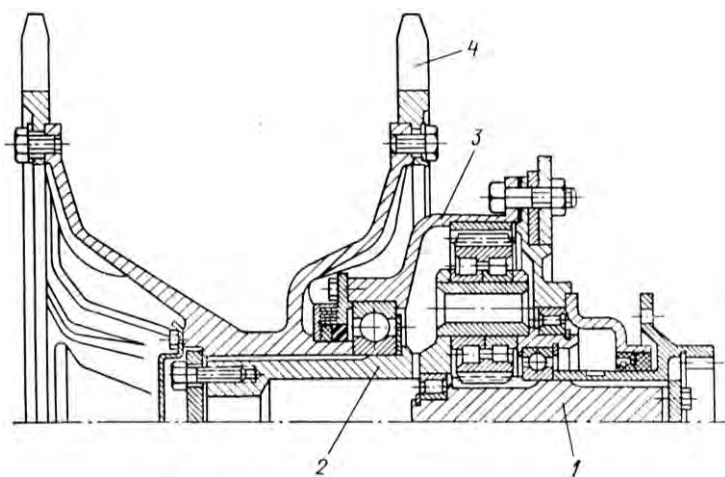


Рис. 17.3. Конструкция однорядной планетарной бортовой передачи

Конструкция бортовой передачи, выполненной по схеме на рис. 17.1, е, показана на рис. 17.3. Передаточное число $i_{\text{бр}} = 13,02$. Все валы опираются на две опоры. В качестве опор первого ряда используются сферические роликовые подшипники. Ведомый вал второго ряда – водило 3 – крепится на роликовых подшипниках, установленных в кронштейне картера 2. Шестерни первого ряда соеди-

няются с валами при помощи шлицев. Солнечная шестерня второго ряда нарезана непосредственно на валу 5. Эпицикл 1 делается отдельно, запрессовывается в картер и затем заваривается. Эта бортовая передача относится к разгруженному типу, т. к. ведущее колесо через шариковые подшипники опирается непосредственно на кронштейн картера. С ведомым валом 3 ведущее колесо связывается с помощью зубчатой муфты 4. Передача имеет сложное уплотнительное устройство, состоящее из лабиринта, фетровых и самоподжимных сальников. Картер служит одновременно и масляной ванной, он крепится к корпусу машины с помощью болтов.

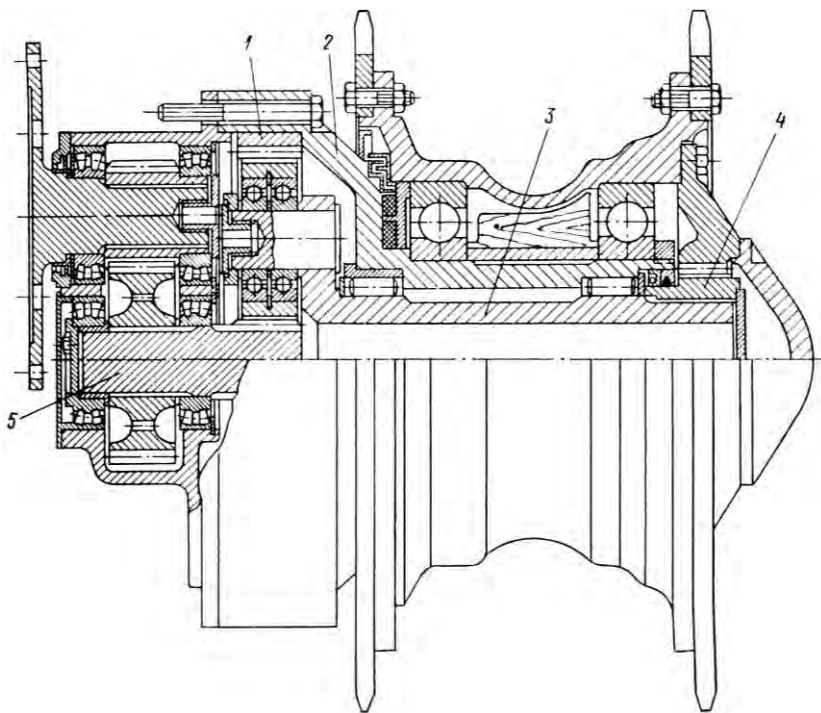


Рис. 17.4. Конструкция двухрядной комбинированной бортовой передачи

17.3. Особенности расчета бортовой передачи

Бортовая передача рассчитывается как обычная зубчатая передача. Особенность состоит лишь в определении расчетного момента. По-

сколько бортовая передача расположена за механизмом поворота, через нее передается не только момент двигателя, но и рекуперативный момент, т. е. передача подвергается большой нагрузке. Последнее привело к тому, что за расчетный момент принимается максимальный момент, возникающий при наибольшей силе тяги по сцеплению на забегающей гусенице при повороте в гору на максимальном крене. Этот момент определяется по формуле

$$M_{\delta} = 0,65 \frac{G \cdot r_{\text{вк}}}{i_{\text{вк}}},$$

где M_{δ} – расчетный момент на ведущем валу бортовой передачи, Н;

G – вес машины, Н;

$r_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса, м.

Допустимые напряжения для шестерен и валов бортовых передач рекомендуется принимать равными нижним пределам допустимых напряжений для шестерен и валов коробок передач.

18. Конструирование колесных ходовых частей

18.1. Ведущие и направляющие колеса

Ходовая часть обеспечивает движение машины и поддержание ее остова. Она состоит из ведущих и направляющих колес, а также элементов, соединяющих колеса с рамой машины.

Ведущие и направляющие колеса обеспечивают движение машины и передают ее массу на опорную поверхность. Помимо общих для всех механизмов требований колеса должны создавать минимальное давление на грунт, оказывать небольшое сопротивление движению, обеспечивать высокие сцепные качества с различными поверхностями независимо от их состояния, самоочищаться от налипшей почвы и снега.

Колеса современных строительных и дорожных машин оснащены шинами низкого давления. Шины тракторов и погрузчиков рассчитаны на работу при скоростях до 35 км/ч.

Шины имеют большую универсальность, благодаря чему можно применять тракторы и специальные шасси как на сельскохозяй-

ственных, так и транспортных работах с большими скоростями движения. Из-за деформации шин площадь их контакта с грунтом увеличивается, что приводит к снижению давления и уменьшению разрушения структуры почвы.

Недостатком шин является плохое сцепление с грунтом при повышенной влажности. Однако правильным подбором размеров шин, давления и некоторыми другими мероприятиями можно уменьшить этот недостаток.

До настоящего времени не существует четких рекомендаций, позволяющих подбирать к конкретной самоходной машине шины оптимальных размеров, поэтому используют опытные данные. Одним из основных показателей при выборе шин является грузоподъемная сила Q . Это наибольшая нагрузка для данного внутреннего давления в шине, при которой ее радиальная деформация на твердом основании обеспечивает достаточно длительный срок службы.

Существует много эмпирических формул для определения грузоподъемной силы шин. Чаще всего в качестве исходной принимают зависимость

$$Q = F \cdot q_{\text{н0}},$$

где F – площадь контакта;

$q_{\text{ср}}$ – среднее давление шины на почву.

Давление $q_{\text{ср}}$ является функцией давления в шине:

$$q_{\text{н0}} = \xi p,$$

где ξ – коэффициент, учитывающий жесткость шины (для шин низкого давления принимают $\xi = 1$).

Предложенные формулы дают удовлетворительные результаты только для частных случаев, поэтому ими пользуются лишь при предварительных расчетах.

В результате экспериментов и анализа взаимодействия ходовой части колесного трактора с почвой, проведенных в МАМИ (Московском автомеханическом институте), получено, что при работе колеса на жесткой опорной поверхности в контакте с ней находятся только грунтозацепы. В этом случае в основном деформируется кар-

кас шины (приблизительно 80 %), деформация грунтозацепов (изгиб и смятие) составляет приблизительно 20 %.

При работе на мягком грунте деформируется шина и опорная поверхность. На рыхлых почвах давление по площади контакта распределяется более равномерно: чем плотнее грунт, тем больше отношение опорной площади грунтозацепов к общей площади отпечатка. При работе шин на мягкой опорной поверхности их деформация на 20–50 % меньше.

Так как грузоподъемную силу устанавливают по максимальной радиальной деформации на твердой поверхности, то при работе на мягких грунтах допустимую нагрузку на шину (ее грузоподъемную силу) можно увеличить (в зависимости от состава грунта) на 20–50 %, при этом радиальная деформация самой шины не увеличится. Эту особенность работы на мягких грунтах необходимо иметь в виду при проектировании и эксплуатации строительных и дорожных машин на базе тракторов.

При выборе шин следует определять нагрузку на колесо с учетом его догрузки (от навесных машин и оборудования, действия силы тяги на крюке и т. п.) для конкретной компоновки машины и условий работы. Кроме того, необходимо учитывать, что шины больших диаметров обеспечивают лучшие тяговые показатели при работе на транспорте, более широкая шина улучшает плавность движения и проходимость.

Шины направляющих колес для обеспечения хорошей управляемости и устойчивости прямолинейного движения оснащают продольно расположенными кольцевыми ребордами. При выборе шин направляющих колес следует иметь в виду, что при работе нагрузка на них уменьшается за счет динамической разгрузки передней оси.

Для улучшения управляемости и уменьшения сопротивления перекатыванию внутреннее давление в шинах направляющих колес больше, чем в шинах ведущих колес, и составляет 150–250 кПа.

Важным показателем шин направляющих колес, влияющим на управляемость колесной машины, является их боковая жесткость, которая оценивается коэффициентом k_y сопротивления боковому уводу. Явление бокового увода состоит в том, что при приложении боковой силы к колесу шина деформируется и в результате катится не в плоскости симметрии обода, а под некоторым углом δ_y к нему, который называется углом увода:

$$\delta_0 = P_a / k_0,$$

где P_b – боковая сила, $P_a \approx 0,43\varphi_n G_e$ (φ_c – коэффициент поперечного сцепления колеса с почвой; G_k – нагрузка на колесо).

Коэффициент возрастает с повышением давления в шине, увеличением нагрузки на колесо, размеров шины. Для тракторов производства МТЗ $k_y = 15\text{--}25$ кН/рад.

Боковой увод шин вызывает при повороте машины отклонение действительной траектории движения от теоретической.

Чтобы повысить тягово-сцепные качества колесных тракторов, догружают ведущие колеса, оснащают их дополнительными грунтозацепами, устанавливают шины на уширенные ободы или двойные скаты, увеличивают число ведущих колес, снабжают трактора полугусеничным ходом.

Если нагрузка на ведущее колесо меньше грузоподъемной силы шины, то для повышения тягово-сцепных качеств широко используют догрузку ведущих колес следующими методами:

- устанавливают дополнительные грузы на диски колес либо на раму машины (грузы выполняют в виде отдельных элементов массой до 20 кг);
- заполняют камеры шин водой (этот способ требует больших затрат времени для заполнения водой и ее удаления);
- используют догрузатели ведущих колес.

Указанные методы применяют также для догрузки направляющих колес тракторов с неодинаковыми размерами колес, когда при работе с полуприцепами и навесными машинами на направляющие колеса приходится менее 20 % общей массы трактора. При работе на слабых почвах устанавливают дополнительные грунтозацепы различных конструкций: в виде дополнительных колес с грунтозацепами, которые привертывают к диску основного колеса; цепей, оснащенных зацепами и укрепляемых на шине и т. д.

Большое внимание уделяют повышению тяговых качеств колесных строительных и дорожных машин путем создания конструкций с четырьмя ведущими колесами.

Тяговый КПД существующих тяговых и строительных машин с четырьмя ведущими колесами значительно превосходит КПД колесных машин с двумя ведущими колесами. Сила тяги распределяется на четыре колеса, поэтому напряженность сцепления с почвой при

прочих равных условиях получается соответственно меньшей. Металлоемкость существующих универсальных тракторов с четырьмя ведущими колесами по сравнению с аналогичным по тяговому усилию тракторами с двумя ведущими колесами меньше на 20–25 %.

Наряду с колесным шасси специальных конструкций имеется много различных универсальных тракторов, из которых путем замены передней оси можно получить модификацию со всеми ведущими колесами (Т-40А, МТЗ-52, Л1ТЗ-82 и др.). При этом передние колеса делают меньшего размера, чем задние, и через них может быть реализована соответственно меньшая сила тяги.

Более эффективны специальные шасси с колесами одинакового размера, которые получили большое распространение как в СССР (тракторы Т-150К, К-700 и др.), так и за рубежом.

Широко используют полуприцепы и прицепы с активными осями и приводом от вала отбора мощности.

18.2. Передние оси колесных машин

Передние оси служат для соединения направляющих колес с рамой машины. Они должны передавать усилия, возникающие в системе, и обеспечивать правильную установку колес. В зависимости от того, являются передние колеса только направляющими или к ним подводится крутящий момент, их разделяют на передние оси и передние мосты. По способу соединения с рамой передние оси могут быть поддрессоренными или неподдрессоренными, с расставленными или сближенными колесами, с разрезной или целой осью.

Для обеспечения устойчивого прямолинейного движения и легкого поворота машины направляющие колеса надо устанавливать в определенном положении по отношению к дороге и балке передней оси.

При установке шкворня под углом β (обычно $\beta = 2-10^\circ$) уменьшается плечо обкатки колеса $m > m'$ (расстояние от точки контакта середины колеса до пересечения оси шкворня с почвой) и, следовательно, момент, необходимый для его поворота (рис. 18.1, а). Для применяемых конструкций колесных машин $m = 10-30$ мм. Кроме того, при повороте колеса вокруг наклонного шкворня передняя часть машины несколько приподнимается и ее вес будут стремиться возвратить колеса в исходное положение.

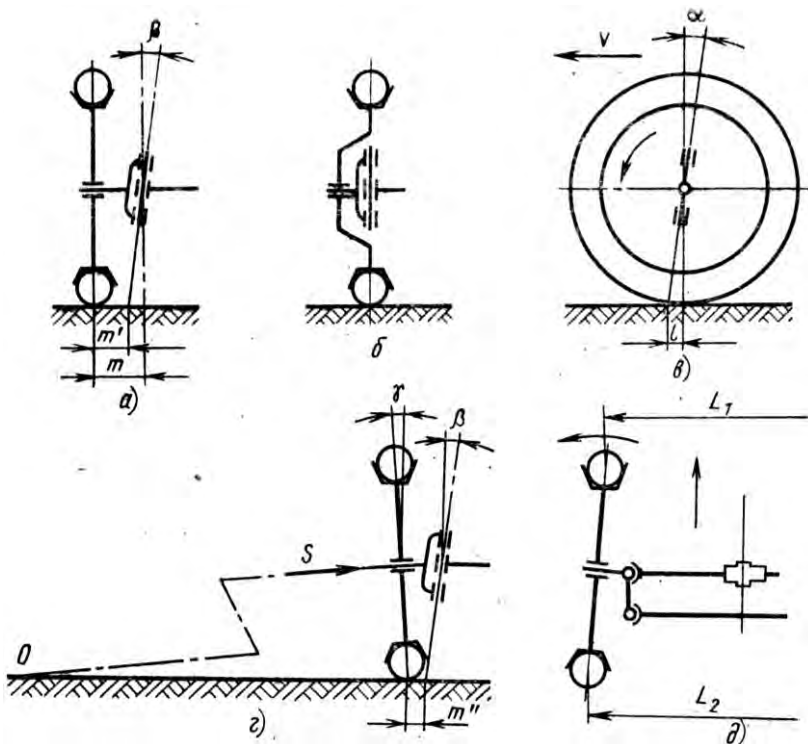


Рис. 18.1. Схема установки направляющих колес машин:
a – с боковым наклоном шкворня; *б* – шкворень в плоскости колеса; *в* – с наклоном шкворня назад; *г* – установка колес с развалом; *д* – то же, со сходимостью

В некоторых случаях шкворень компонуют в плоскости колеса (рис. 18.1, *б*), но это ухудшает устойчивость движения машины, т. к. стабилизирующий момент отсутствует.

Наклон шкворня вперед или назад в продольной плоскости позволяет получить дополнительный стабилизирующий момент от боковых реакций почвы.

При увеличении скоростей движения вследствие деформации баллонов шин смещается точка приложения равнодействующей реакции опорной поверхности, т. е. изменяется плечо l (рис. 18.1, *в*).

При повороте колеса возникает момент от боковых реакций сопротивления повороту, стремящийся повернуть колесо в исходное

положение. Этот динамический стабилизирующий момент можно определить по формуле

$$M_{\text{гд}} = \mu / \cos \alpha ,$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту.

Угол наклона оси шкворня назад $\alpha = 0-4^\circ$, а вперед – $0-10^\circ$.

Наклон шкворня в продольной плоскости вызывает увеличение сопротивления на рулевом колесе при повороте машины.

При установке колес с наклоном к поверхности грунта (рис. 18.1, з) (с развалом) расстояние между ободьями колес снизу получается несколько меньше расстояния сверху. Этот способ также уменьшает плечо обкатки ($m'' < m$), а под действием составляющей силы тяжести S , направленной по оси цапфы, колесо прижимается к ступице, компенсируя износы. Такое расположение колес вызывает также отрицательные явления: колеса стремятся катиться по дугам к центрам в точке O , левое колесо – влево, правое – вправо, что приводит к скольжению и дополнительному износу шин. В существующих конструкциях угол $\gamma = 1,5-5^\circ$.

Для устранения проскальзывания колеса устанавливают со сходимостью, т. е. не параллельно продольной оси трактора, а так, что расстояние между их серединами спереди меньше, чем сзади (рис. 18.1, д), при этом $L_2 - L_1 = 1-12$ мм (измерение производят в точках пересечения обода колеса с горизонтальной плоскостью, проходящей через оси колес).

Сходимость достигается регулированием длины поперечной рулевой тяги. При такой установке колеса стремятся катиться по окружности, центр которой находится в точке пересечения продолжения оси цапфы поворотного кулака с опорной поверхностью. Силы сопротивления движению стремятся повернуть колеса относительно шкворней, что нарушает устойчивость прямолинейного движения. При отсутствии сходимости, колеса могли бы установиться под отрицательным углом. Подбор правильного положения колес устраняет эти недостатки.

При установке на строительных и дорожных машинах передних мостов с ведущими направляющими колесами для уменьшения углов перекоса валов соединительных муфт поперечный наклон шкворня β и развал колес γ часто делают близкими к нулю. Практически это ма-

ло сказывается на устойчивости движения машины, т. к. использование шин низкого давления и большого диаметра, обладающих значительной эластичностью, приводит при повороте к появлению стабилизирующих моментов из-за боковой деформации шин.

У шасси машин с шарнирной рамой (рис. 18.2), состоящей из двух шарнирно соединенных секций, колеса жестко связаны с ней и установлены без развала и сходимости.

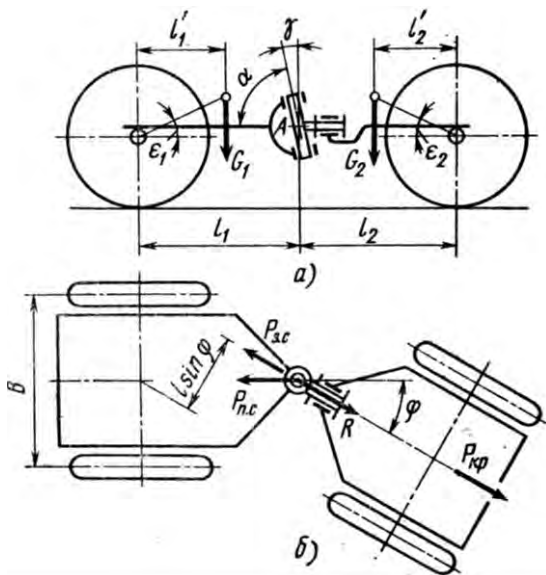


Рис. 18.2. Схема поворота трактора с шарнирной рамой:
 а – вид сбоку; б – вид сверху

Для повышения тяговых качеств машин подобного типа и обеспечения устойчивого прямолинейного движения необходимо, чтобы основным ведущим мостом был передний, задний же мост должен подключаться только в тяжелых условиях движения. Автоматизация включения и выключения заднего моста достигается применением обгонных муфт, установленных в приводе. Когда передний мост является ведущим (задний в это время выключен), появляется стабилизирующий момент $M_{в.с}$ (момент ведущей секции), который при повороте секций на угол φ стремится вернуть систему в исходное положение:

$$M_{a.n} = R \cdot l_1 \cdot \sin \varphi,$$

где R – реакция со стороны заднего моста ($R = fG_2 + P_{\text{вб}}$, где f – коэффициент сопротивления перекачиванию, G_2 – доля веса трактора, приходящаяся на заднюю секцию).

Если ведущим мостом будет задний, то толкающее усилие $P_{3.c}$ создаст поворачивающий момент, вызывающий неустойчивое прямолинейное движение. Для устойчивого прямолинейного движения помимо выполнения данных выше рекомендаций, необходимо, чтобы ось соединительного шарнира устанавливалась под углом γ в продольной плоскости машины. В этом случае во время поворота секций из-за изменения высоты расположения центра машины появляется стабилизирующий момент

$$M_{\bar{n}} = \frac{\left(1 + \frac{l_2}{l_1}\right) \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \varphi}{\left(1 + \frac{l_2}{l_1} \cos \varphi\right)^2} \cdot \left(G_1 l_1' \frac{l_2}{l_1} + G_2 l_2'\right),$$

где G_1 и G_2 – вес передней и задней секций.

Обычно $l_1' : l_1$ и $l_2' : l_2$ делают меньше 0,25. Угол γ до 15° .

Если центры масс каждой секции вынесены за базу машины, то для получения указанного стабилизирующего момента надо, чтобы угол α был больше 90° .

Конструкция балки передней оси и способ ее изготовления определяются эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к машине.

Для тракторов общего назначения, а также пропашных наибольшее распространение получили оси с расставленными колесами (рис. 18.3, а). Эти оси обеспечивают наилучшую устойчивость и проходимость трактора по междурядьям. Дорожный просвет 400–550 мм легко обеспечивается удлинением стойки шкворня поворотной цапфы. Однако для обработки высокостебельных сельскохозяйственных культур необходимо увеличить дорожный просвет до 600–760 мм, а для особо высокостебельных – 800–1000 мм и более.

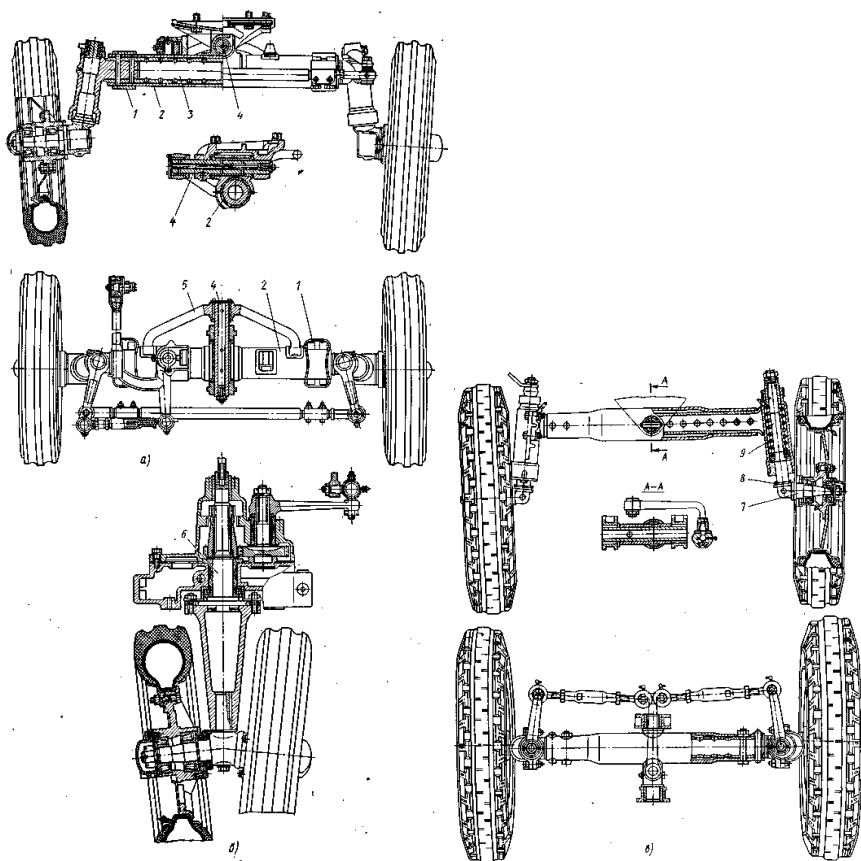


Рис. 18.3. Передняя ось с направляющими колесами:
а – расставленными; *б* – сближенными; *в* – подрессоренными

На многих сельскохозяйственных тракторах для увеличения дорожного просвета, а также для удобства компоновки сельскохозяйственных машин применяют оси со сближенными передними колесами (рис. 18.3, *б*) или устанавливают одно направляющее колесо. Такие тракторы имеют малую поперечную устойчивость. У тракторов со сближенными направляющими колесами или с одним направляющим колесом вертикальный вал устанавливают в кронштейне, воспринимающем нагрузки от колес.

Распространение получили составные телескопические балки передней оси с цанговым креплением выдвижных труб 2 и 3 (см.

рис. 18.3, *a*). Наружная разрезная труба затягивается хомутом 7. В зависимости от конструкции балки передней оси бывают литыми или штампованными (круглыми, двутавровыми, трубчатыми и др.). Это позволяет регулировать колею трактора, что весьма важно для пропашных тракторов.

Подвеска передней оси выполняет несколько функций: через нее передается вес передней части машины на балку, она обеспечивает передачу толкающих усилий от рамы к передним колесам, воспринимает толчки и удары от передних колес, улучшает приспособляемость колес к неровностям пути.

У большинства универсальных тракторов переднюю ось соединяют с остоном в одной точке при помощи шарнира 4 (см. рис. 18.3, *a*). Для разгрузки последнего от толкающих усилий устанавливают специальные вилки 5. Если передняя ось сделана укороченной (см. рис. 81, *b*) или имеется только одно переднее колесо, то все усилия воспринимаются подшипниками вертикального вала 6.

Повышение скоростей движения тяговых машин привело к возрастанию динамических нагрузок на оси, поэтому для увеличения срока службы машин стали использовать упругие элементы в системе подвески передних, а иногда и задних осей.

На рис. 18.3, *b* представлена передняя ось, у которой упругие элементы в виде цилиндрических пружин 9 вмонтированы в стойках шкворней поворотных кулаков 8 и цапфы 7.

В конструкции переднего моста, изображенного на рис. 18.4, *a*, использованы тарельчатые пружины 7, установленные на шкворнях 8 поворотных кулаков 9. Характерной чертой этой конструкции является возможность изменения колеи при помощи выдвигаемых труб 1, которые фиксируются в заданном положении стопорами 2. Шкворень 8 и конечная передача 5 вписаны в габариты диска 6 направляющего колеса.

Крутящий момент к колесу подводится через два последовательно установленных карданных шарнира 3 и 4 неравных угловых скоростей.

На рис. 18.4, *b* изображен передний мост самоходной машины, у которой для поддрессоривания колес установлены цилиндрические пружины 11. В конструкции оригинально решен вопрос подвода крутящего момента к направляющим колесам без соединительных муфт при помощи двух пар конических шестерен – 10 и 12.

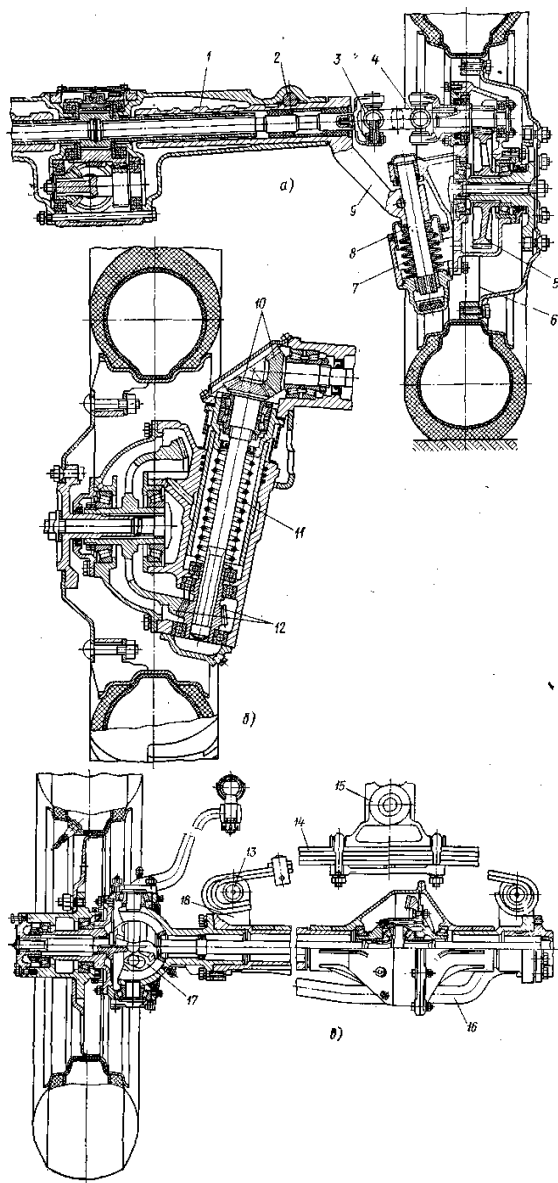


Рис. 18.4. Передний мост с направляющими колесами, подрессоренными:
 а – тарельчатыми пружинами; б – цилиндрическими пружинами;
 в – листовой рессорой

Для поддрессоривания переднего моста, конструкция которого изображена на рис. 18.4, *в*, применена поперечная листовая рессора 14, которая шарниром 15 в средней части соединена с рамой машины. Концы рессоры проушинами 13 прикреплены к кронштейнам 18 переднего моста. Для предотвращения скручивания рессоры толкающими усилиями служит вилка 16. Крутящий момент к колесам подводится через соединительную муфту 17 равных угловых скоростей.

При конструировании самоходных строительных и дорожных машин с четырьмя ведущими колесами необходимо иметь в виду, что трансмиссия, ведущие колеса и грунт составляют замкнутый силовой контур, вследствие чего может возникнуть циркулирующая мощность из-за разных динамических радиусов ведущих колес. Изменение динамических радиусов колес объясняется неодинаковым давлением в баллонах шин, перераспределением нагрузки на колеса в процессе работы и другими причинами.

Для уменьшения отрицательного влияния циркулирующей мощности и повышения динамических качеств машин устанавливают специальные механизмы, например межосевой дифференциал 1 (рис. 18.15, *а*), который дает возможность ведущим колесам передней и задней оси вращаться с разными угловыми скоростями, исключая дополнительную загрузку трансмиссии.

Вариант использования раздаточной коробки с принудительным отключением переднего моста показан на рис. 18.5, *б*. Привод осуществляется от раздаточной коробки, в которой имеются подвижные шестерни 2, служащие для включения и выключения переднего моста. Дополнительная передача усложняет трансмиссию и снижает ее КПД, а отсутствие автоматического включения переднего моста затрудняет управление машиной в сложных дорожных условиях. Кроме того, при включенном переднем мосте и наличии циркулирующей мощности не снимается дополнительная нагрузка на детали трансмиссии. Отмеченные недостатки ограничивают применение раздаточной коробки.

На схеме, изображенной на рис. 18.5, *в*, в приводе к переднему мосту установлена муфта свободного хода 3, которая по сравнению с дифференциалом отличается простой конструкцией и меньшей массой. Эта муфта автоматически включает и выключает передний мост. При обычной работе, когда окружные скорости колес равны, передний мост отключен. В тяжелых условиях работы, когда окружная

скорость передних колес становится меньше окружной скорости задних (задние пробуксовывают), муфта свободного хода заклинивается и автоматически включает привод к передним колесам.

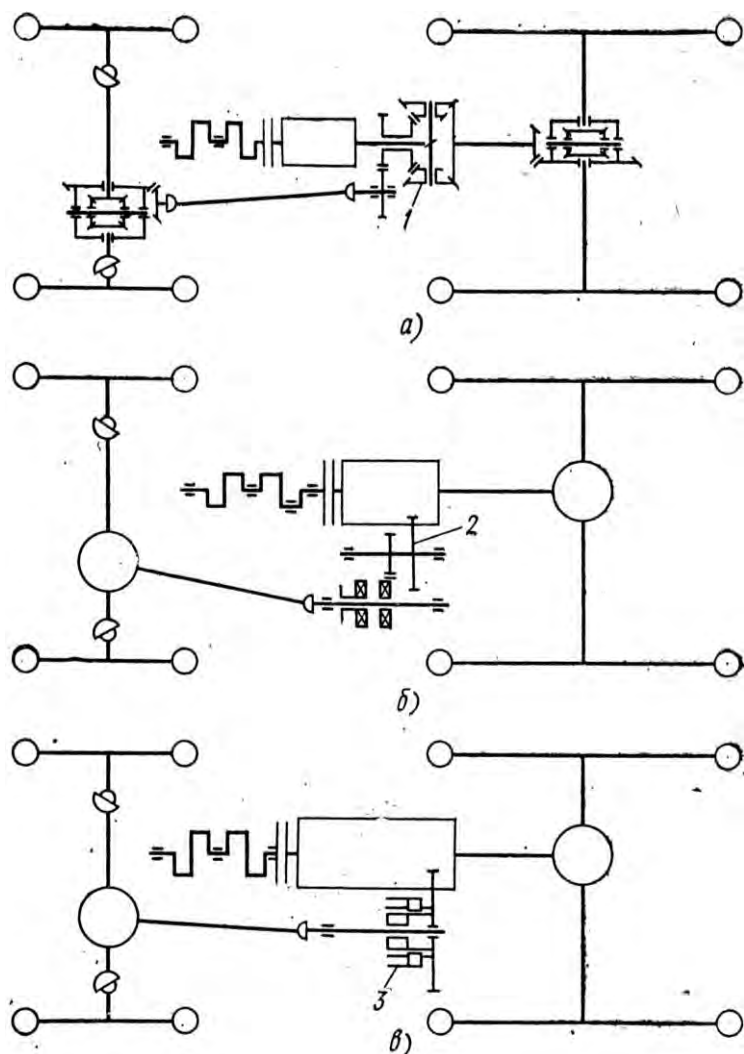


Рис. 18.5. Схема привода к переднему ведущему мосту:
 а – с межосевым дифференциалом; б – с раздаточной коробкой;
 в – с муфтой свободного хода

Преимуществом подобных конструкций является автоматическое включение моста только в тяжелых условиях работы, что повышает экономичность работы машины.

Поворотные цапфы, на которых устанавливают направляющие колеса, обеспечивают их поворот и воспринимают нагрузку от веса, приходящуюся на переднюю ось машины и передаваемую через упорные подшипники и далее через цапфу на колеса.

Силы и моменты, действующие на переднюю ось и направляющие колеса, воспринимаются шкворнями и подшипниками, установленными в стойке поворотного кулака.

Поворотные кулаки штампуют из стали 40, 40Х и 45Х. Цапфы поворотного кулака рассчитывают на изгиб по опасному сечению у основания.

Шкворни поворотных кулаков изготавливают из легированных сталей 18ХГТ, 20Х, 40Х и 20ХН с последующей термической обработкой и рассчитывают на изгиб и срез. Втулки шкворней проверяют на смятие.

В большинстве случаев задние колеса, оснащенные шинами низкого давления и большого размера, соединяют с рамой без дополнительных упругих элементов. В универсальных тракторах с неодинаковыми колесами в подвеску передних колес небольшого размера с повышенным внутренним давлением включают различного вида упругие элементы.

В практике отечественного и зарубежного машиностроения наибольшее распространение получили металлические рессоры. На экспериментальных и специальных машинах применяют также пневматические, гидравлические и комбинированные упругие элементы.

19. Конструирование гусеничных движителей

19.1. Общие сведения

Гусеничный движитель, как и другие типы движителей (колесный, гребной и воздушный винты и др.) служит для преобразования получаемого от двигателя усилия в процессе взаимодействия с внешней средой в тяговое усилие, движущее машину. Только реактивный

принцип движения не требует специального движителя, функции двигателя и движителя объединены в этом случае в одном агрегате. Несамоходные гусеничные машины (прицепы) имеют не гусеничный движитель, а гусеничный ход – пассивный механизм, не создающий тягового усилия.

Основные требования. К гусеничному движителю предъявляются следующие основные требования:

1) обеспечение высокой проходимости по мягким и топким грунтам (болото, снег, песок), преодоление подъемов до $30\text{--}35^\circ$ и различного рода естественных и искусственных препятствий (рвы, пороги, эскарпы и контрэскарпы, неглубокие водоемы и т. д.);

2) высокий КПД;

3) достаточная долговечность;

4) малый вес и габариты при достаточной прочности, долговечности и надежности (в современных гусеничных машинах вес движителя достигает $15\text{--}20\%$ от общего веса машины);

5) простота и технологичность конструкции, удобство обслуживания и ремонта в полевых условиях, минимум регулировок и эксплуатационного обслуживания.

Рассмотрим подробнее эти требования. Выполнение первого из них зависит прежде всего от величины среднего удельного давления на грунт

$$q_{\text{нб}} = G/2Lb,$$

где G – вес машины, Н;

L – длина опорной поверхности движителя, м;

b – ширина гусеницы, м.

Большинство сельскохозяйственных и транспортных машин имеют $q_{\text{ср}} \approx 0,04\text{--}0,06$ МПа. Для гусеничных машин среднего и тяжелого классов ($30\text{--}50$ т) $q_{\text{ср}} \leq 0,08\text{--}0,082$. При больших значениях $q_{\text{ср}}$ наступает резкое снижение несущей способности грунта и проходимости машины. Гусеничные машины особо высокой проходимости (снегоходы и болотоходы) должны иметь $q_{\text{ср}} \leq 0,015\text{--}0,020$ МПа. Для сравнения можно привести некоторые данные по величине средних удельных давлений $q_{\text{ср}}$: пешеход – $0,05\text{--}0,06$ МПа; лыжник – $0,01$ МПа; аэросани $\sim 0,004\text{--}0,006$ МПа. Эпюра оптимального распределения усредненных удельных давлений на грунт должна иметь вид прямоугольника (рис. 19.1, а).

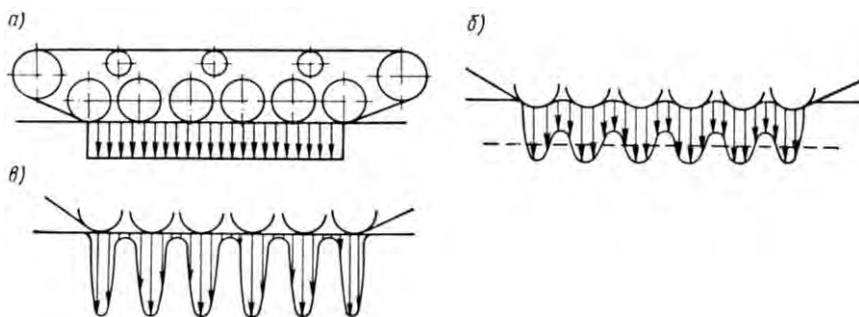


Рис. 19.1. Удельное давление на грунт

Проходимость машины зависит также от распределения истинных давлений на грунт по длине гусеницы, от степени его неравномерности, особенно при перемещении по болотам с плотным дерновым покровом, но слабым основанием. Чем больше диаметр опорных катков и больше их число, тем равномернее распределяются давления по длине опорной поверхности гусеницы. На мягком грунте вследствие его большей деформации под опорными катками часть нагрузки воспринимается гусеницей между катками. Распределение давлений при этом более равномерное (рис. 19.1, б), чем на твердом грунте (рис. 19.1, в).

Наилучшим решением в этом плане является схема ходовой части с шахматным расположением опорных катков большого диаметра (рис. 19.2, з). Однако это решение имеет существенные недостатки: значительное возрастание веса ходовой части (в том числе и подвески, т. к. возрастает число рессор) и неудобство обслуживания и ремонта в полевых условиях.

Проходимость машины на слабых грунтах зависит также от соотношения сил сопротивления движению и сцепления гусениц с грунтом, которое определяется осадкой машины в грунт (глубиной колеи). Последняя, в свою очередь, при равных удельных давлениях зависит от соотношения ширины гусеницы и длины опорной поверхности.

При более широких гусеницах уменьшается осадка в грунт (при одинаковых q_{cp}) из-за уменьшающегося по сравнению с узкой гусеницей вытеснения грунта из нее в стороны, и проходимость по слабым грунтам улучшается. Однако значительное уширение гусеницы трудно реализовать, во-первых, из-за ограничения габаритной ширины

машин по условиям железнодорожных перевозок (не более 3,25 м); во-вторых, при увеличении ширины трака вес его при условии обеспечения равнопрочности растет примерно пропорционально квадрату отношения ширин. Увеличение веса повышает динамические усилия в гусеницах (особенно для быстроходных машин), снижает КПД, повышает динамические нагрузки и износ. Поэтому для работы некоторых типов гусеничных машин в особо тяжелых условиях рекомендуется применение временных уширителей гусениц.

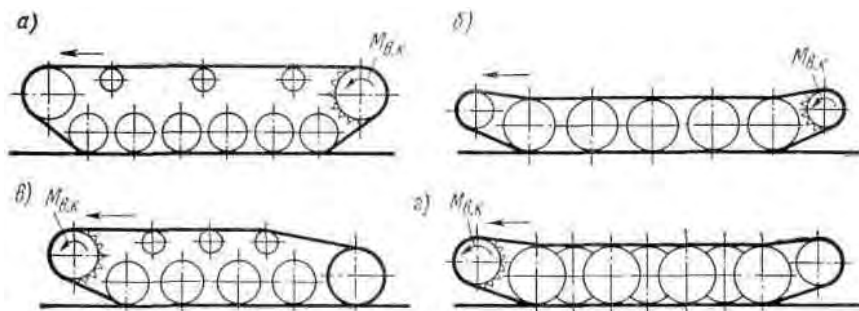


Рис. 19.2. Типовые схемы гусеничных движителей

Узкая, но более длинная гусеница при равных $q_{ср}$ обеспечивает меньшие сопротивления движению в обычных условиях, имеет меньшую склонность к буксованию.

Проходимость по мостам, льду и по болотам с плотным дерновым покровом, но слабым основанием зависит при прочих равных условиях от общего веса машины, от периметра опорной поверхности.

Коэффициент полезного действия движителя зависит от типа и конструкции шарниров гусеничных цепей, от расположения ведущих колес, от конструкции зацепления гусеницы с ведущим колесом, от веса гусеницы, т. е. от величины динамического ее натяжения, определяющего потери на трение в шарнирах.

Более высокий КПД и более высокую проходимость имеют гусеницы с резинометаллическим шарниром, еще выше – с игольчатыми подшипниками в шарнире. Но у первых и тем более у вторых вес получается больше и конструкция сложнее.

Потери на трение в шарнирах меньше при расположении ведущего колеса в кормовой части машины (рис. 19.2, а, б) по сравнению с носовым его расположением, т. к. при этом количество шар-

ниров гусеницы, нагруженных тяговым усилием, и точек их перегиба уменьшается. Не нагружена в этом случае верхняя передняя ветвь гусеницы, как это имеет место в схемах на рис. 19.2, в, г.

Долговечность движителя определяется в основном износостойкостью шарниров гусеничных цепей и зацепления их с ведущим колесом. Гусеницы с открытым металлическим шарниром имеют самую низкую износостойкость. Срок службы ее не превышает в большинстве случаев 2000–3000 км. Гусеницы с резинометаллическим шарниром могут обеспечить срок службы до 5000–8000 км, гусеницы с игольчатыми подшипниками – несколько десятков тысяч км.

Сравнительная оценка гусеничного и колесного движителя. Гусеничный движитель обладает безусловными преимуществами перед колесным при движении по мягким и топким грунтам: меньше осадка (т. к. меньше удельные давления), меньше вследствие этого сопротивление движению, лучше сцепные качества (из-за более развитой опорной поверхности), меньше буксование.

Специальные колесные машины высокой проходимости, получившие развитие в последние годы (с колесами большого диаметра, с шинами низкого давления, с пневмокатками и т. д.) дают уменьшение осадки и сопротивления движению, но буксование их все равно значительно выше, чем у гусеничных машин.

Гусеничный движитель имеет бесспорные преимущества в преодолении препятствий, что также повышает его проходимость по сравнению с колесным. Многоосные многоприводные колесные машины в этом отношении также уступают гусеничным. Кроме того, следует учитывать, что привод колес этих машин значительно сложнее. Только количество межколесных и межосевых дифференциалов у них достигает шести-семи вместо одного у гусеничной машины.

Гусеничный движитель обеспечивает значительно лучшую маневренность машины (наименьший радиус поворота равен $B/2$ или даже нулю у машин с двухпоточными передачами).

Для машин среднего и тяжелого классов из-за ограничения нагрузки на ось колес с пневмошинами приходится применять колеса большого диаметра (до 3 м) и ширины (до 2 м), что резко увеличивает габариты и вес движителя и машины в целом. Габариты движителя пятидесятитонной гусеничной машины и пятитонной колесной примерно одинаковы.

Существенными недостатками гусеничного движителя по сравнению с колесным являются сравнительно низкий КПД и значительно меньшая долговечность. При движении по хорошим дорогам и твердым грунтам колесный движитель имеет преимущество – меньшее сопротивление движению.

Классификация. Гусеничные движители, применяемые в современных машинах, могут быть:

- 1) с приподнятыми или несущими направляющими колесами;
- 2) с передним или задним расположением ведущих колес;
- 3) с поддерживающими катками или без них;
- 4) с различным типом шарнира гусеницы: с резино-металлическими шарнирами, с открытым шарниром, с игольчатыми подшипниками.

Компоновка ходовой системы. При компоновке ходовой системы гусеничной машины сначала составляется компоновочная схема (рис. 19.3), выбираются ее основные элементы и параметры, а затем ведется конструктивная проработка и расчет узлов, входящих в эту схему. К гусеничному движителю относятся следующие основные узлы ходовой системы: гусеничные цепи, ведущие колеса, опорные катки, поддерживающие катки (или ролики), направляющие колеса с механизмом натяжения гусениц.

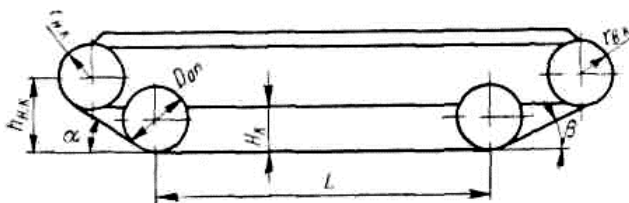


Рис. 19.3. Компоновочная схема гусеничного движителя

Основные компоновочные схемы, нашедшие применение в быстрходных гусеничных машинах, приведены на рис. 19.2.

Схемы на рис. 19.2, *а* и *б* имеют заднее расположение ведущих колес. О преимуществах такого решения говорилось выше. Однако вопрос о расположении ведущих колес решается обычно не при разработке ходовой системы, а при общей компоновке машины и зависит главным образом от места расположения трансмиссии. В схемах на рис. 19.2, *в* и *г* ведущие колеса расположены в носовой части корпуса. В схеме на рис. 19.2, *в* направляющее колесо опущено на

грунт, в этом случае оно должно быть обязательно подрессорено. Очевидно, что эта схема может быть реализована при переднем расположении ведущих колес. Преимущество ее заключается в увеличении площади опорной поверхности гусениц при том же весе ходовой части, что дает, как уже известно, снижение удельных давлений, улучшение проходимости машины, но при этом снижается способность машины к преодолению препятствий на заднем ходу.

Схема на рис. 19.2, *г* имеет большое количество опорных катков большого диаметра, расположенных в шахматном порядке. О преимуществах и недостатках этой схемы говорилось выше.

При наличии опорных катков большого диаметра и отсутствии поддерживающих катков (рис. 19.2, *б* и *г*) движитель имеет меньшую высоту, улучшаются условия работы резиновых шин. Однако при движении с большими скоростями верхняя ветвь гусеницы начинает совершать значительные вертикальные колебания, бьет по опорным каткам, создает в движителе большие динамические нагрузки и увеличивает потери. Для быстроходных машин наиболее приемлемой, как правило, является схема, показанная на рис. 19.2, *а* (как с задним, так и с передним расположением ведущего колеса).

При выборе размеров опорных катков ($D_{оп}$), направляющих и ведущих колес $r_{нк}$ и $r_{вк}$ следует иметь в виду, что чем больше их диаметр, тем меньше углы поворота в шарнирах гусеницы, т. е. тем меньше потери энергии в них и выше долговечность гусеницы.

Клиренс машины H_k (см. рис. 19.3) для обеспечения хорошей проходимости выбирается в пределах 400–500 мм. Углы между наклонными ветвями гусениц и дорогой, а также высота расположения оси направляющего (или переднего ведущего) колеса $h_{нк}$ выбираются из условия лучшего обеспечения преодоления препятствий

в пределах компоновки корпуса. Обычно $h_{нк} = 0,75-1$ м; углы наклона ветвей гусеницы: передней $\alpha \approx 40-45^\circ$, задней $\beta \approx 20-25^\circ$. Длина опорной поверхности L и ширина трака b устанавливаются в соответствии с требованием обеспечения заданной величины $q_{ср}$.

19.2. Гусеничные цепи с шарниром сухого трения

Такие гусеницы получили наибольшее распространение (рис. 19.4). Их достоинства: простота конструкции, сравнительно малый вес, вы-

сокая надежность. При этом имеют место существенные недостатки: низкая износостойкость и малый срок службы, т. е. низкое значение КПД, особенно на высоких (св. 50 км/ч) скоростях движения.

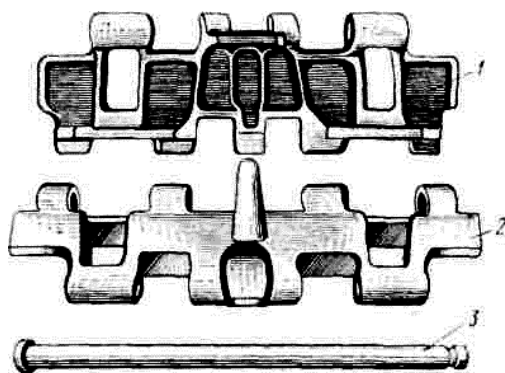


Рис. 19.4. Элементы гусеницы с открытым металлическим шарниром:
1, 2 – траки; 3 – соединительный палец

Могут быть применены и полузакрытые шарниры с лабиринтом для ограничения попадания в него абразива. Однако пока значительного эффекта эти мероприятия не дали, в то время как конструкция усложнилась и вес несколько повысился.

Для литых траков применяется сталь Г-13Л (с калибровкой проушин), для штампованных – 35ХГ2, 27СГТ, 33ХГС и т. д., для пальцев – 38СХ, 40ХСА, 32ХСА, 37ХСА, 27СГ, 60Г. Твердость проушин HRC 18-45, пальцев (при глубине цементации 0,8–1,2 мм) – HRC 35-55.

19.3. Гусеничные цепи с резинометаллическим упругим шарниром

В кольцевых резинометаллических шарнирах (РМШ), получивших распространение в гусеницах транспортных гусеничных машин, трение скольжения пальца в проушинах трака заменяется внутренним трением в резиновой втулке, возникающим вследствие деформации концентрического сдвига в пальце при относительном повороте траков. Втулки привулканизируются к пальцам и затем запрессовываются в проушины с высокой степенью обжатия (до 30–40 %), исключая проворачивание их в проушине. Эти втулки подвергаются

также значительному радиальному сжатию при запрессовке и одностороннему сжатию от усилий, передаваемых гусеницей.

Разрушение шарнира происходит в результате усталости резины под действием знакопеременных напряжений. В связи с тем, что в резине при деформации из-за значительного внутреннего трения имеют место заметно выраженные гистерезисные явления (усилие разгрузки меньше усилия нагрузки), одним из факторов, снижающих срок службы РМШ, является их перегрев в процессе интенсивного движения.

Поскольку на работоспособность РМШ оказывают значительное влияние величины деформаций и напряжений как от сдвига в резиновой втулке, так и от сжатия ее, при конструировании гусеницы с РМШ стремятся к уменьшению и тех, и других напряжений.

Деформация сдвига в шарнире и величина касательных напряжений в нем пропорциональны углу γ поворота одного трака относительно другого. Величина эта зависит от диаметров колес и катков, образующих гусеничный обвод, и от шага гусеницы. Чем меньше шаг гусеницы, тем меньше угол γ . Однако с уменьшением шага увеличивается число траков в гусенице и число шарниров, что приводит к неизбежному увеличению веса. Вторым препятствием к уменьшению шага гусеницы является уменьшение прочности трака из-за уменьшения перемычек между проушинами.

19.4 Ведущие колеса

Ведущие колеса, преобразующие крутящий момент, передаваемый от двигателя через трансмиссию, в силу тяги на гусеницах, являются одним из важных узлов ходовой части, качество конструкции которого не только определяет работоспособность самих элементов зацепления, но и оказывает непосредственное динамическое воздействие на работу всех механизмов – от вала двигателя до опорных поверхностей гусениц. Сложность обеспечения нормальной работы зацепления гусеницы с ведущим колесом вызывается самим характером работы движителя в широком диапазоне постоянно меняющихся по величине и направлению динамических усилий при движении в разнообразных условиях местности (движение вперед, назад, поворот, разгон, торможение, преодоление препятствий, колебания корпуса).

Основные требования. К ведущим колесам предъявляются следующие требования.

1. Надежное зацепление с гусеницей как в ведущем, так и в тормозном режиме независимо от износа гусеницы. Требование это обеспечивается правильным выбором геометрии зацепления. Оно выполняется легче и полнее при гусеницах, шаг которых в процессе эксплуатации не изменяется или изменяется мало.

2. Высокая износостойкость зубьев ведущих колес. Обеспечивается также геометрией зацепления и подбором износостойких материалов для зубчатых венцов и технологическими мероприятиями по повышению их поверхностной твердости.

3. Самоочистка от грязи и снега. Обеспечивается специальными конструктивными мероприятиями (окна в корпусе колеса, специальные кронштейны – снегоочистители).

Ведущие колеса обычно выполняются разъемными: из ступицы и зубчатых венцов. Венцов обычно ставится два, исключение составляют иногда машины легкой весовой категории. Наличие двух венцов, во-первых, изменяет нагрузку в зацеплении, уменьшая его износ; во-вторых, повышает устойчивость гусеницы в продольном направлении. Съемные зубчатые венцы можно заменять по мере износа. Кроме того, можно изготавливать ступицы и венцы из разных материалов, подбирать для венцов специальные износостойкие стали. Для венцов используются стали ЛГ-13Л, У12Г и др. Рабочие поверхности зубьев подвергаются термообработке на твердость, которая должна составлять приблизительно HRC 50–60. Для повышения твердости зубьев применяется также наплавка их поверхности материалами особо высокой твердости.

Ведущие колеса устанавливаются или на кронштейне бортовой передачи, или непосредственно на валу бортовой передачи (применяется на легких машинах). В первом случае радиальные усилия от гусеницы воспринимаются через подшипники кронштейном и не передаются на вал бортовой передачи. Во втором случае, очевидно, вал и подшипники бортовой передачи нагружаются усилиями от гусеницы, однако при этом проще конструкция и монтаж и демонтаж ведущего колеса.

Конструкция элементов зацепления ведущих колес с гусеницей должна обеспечивать:

- а) безударную передачу усилия;
- б) свободный вход и выход элементов гусеницы из зацепления;

- в) минимум их скольжения под нагрузкой (минимум износа);
- г) высокие контактные напряжения в зацеплении.

Типы зацепления ведущих колес. На гусеничных машинах находят применение три различных типа зацепления ведущих колес с гусеницами: гребневое, зубовое и цевочное.

Гребневое зацепление (рис. 19.5, *а*), в котором ведущим элементом в колесе служит ролик, а в зацепление с ним входят гребни траков, в настоящее время почти не встречаются. Его недостатки: гусеница должна иметь большой шаг (крупнозвенчатая); большой износ шарниров цепи и роликов колеса из-за их малого числа (четыре-шесть), наличие выворачивающего момента.

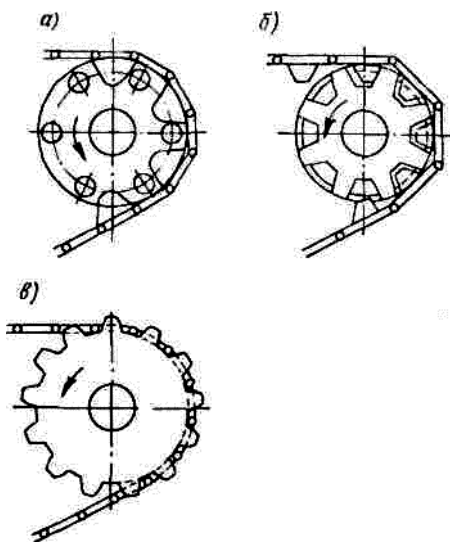


Рис. 19.5. Типы зацеплений ведущего колеса с гусеницей

Зубовое зацепление (рис. 19.5, *б*) недостаточно надежно из-за забивания впадин между зубьями, имеет повышенный износ. Оно получило некоторое распространение в тракторостроении, но почти не встречается на быстроходных гусеничных машинах.

Основным типом зацепления гусениц с ведущими колесами в быстроходных гусеничных машинах является цевочное зацепление (рис. 19.5, *в*). Оно обладает лучшей плавностью и имеет значительные возможности совершенствования при изнашивающейся гусенице.

С целью полного удовлетворения требований, предъявляемых к качеству зацепления, при различных типах гусениц в гусеничных машинах нашли применение несколько видов цевочного зацепления.

Основным видом цевочного зацепления является так называемое нормальное зацепление, при котором шаг гусеницы равен шагу ведущего колеса, что обеспечивает безударную передачу усилия одновременно несколькими зубьями, а угол давления выбирается так, чтобы обеспечить равновесное положение цевки в точке контакта ее с зубом; этим обеспечивается минимум скольжения под нагрузкой и свободный вход и выход цевки из зацепления. При нормальном зацеплении контакт цевки с зубом всегда должен иметь место при постоянном радиусе ведущего колеса. Нормальное зацепление хорошо работает как в ведущем, так и в тормозном режимах (рис. 19.6, *а*). Однако нормальное зацепление успешно работает только при гусенице, шаг которой в процессе эксплуатации практически не изменяется (отсутствует износ в шарнирах). Такой гусеницей, в частности, является гусеница с резинометаллическими шарнирами. Для нее выполняется еще так называемое идеальное зацепление с постоянным радиусом (рис. 19.6, *б*), позволяющее, с одной стороны, гарантировать величину постоянного радиуса, а с другой – уменьшить контактные напряжения в зубе приданием ему вогнутого профиля в месте контакта с цевкой.

При работе гусеницы с открытым металлическим шарниром из-за износа зацепления шаг гусеницы очень быстро становится больше шага ведущего колеса. При этом нормальная работа зацепления нарушается; по мере износа шарнира и увеличения шага гусеницы входящие в зацепление цевки располагаются все выше по зубу, а затем по мере поворота ведущего колеса опускаются к его основанию, вызывая скольжение под нагрузкой и износ. При определенной величине износа цевки выходят на вершину зуба, и зацепление становится неработоспособным. Для исправления положения необходимо заменить или изношенные пальцы в гусенице (частичное восстановление ее шага), или всю гусеницу. Таким образом, срок службы гусеницы по износу здесь ограничивается не прочностью изношенных шарниров, а работоспособностью зацепления. Для увеличения срока службы гусеницы по зацеплению длительное время применялось и еще применяется так называемое специальное зацепление, при котором шаг гусеницы меньше шага колеса. К сроку

службы гусеницы при этом добавляется время, в течение которого из-за износа шарнира шаг гусеницы станет равным шагу ведущего колеса, что происходит примерно через 200–500 км пробега. В дальнейшем зацепление продолжает работать практически так же, как нормальное. Недостатки специального зацепления: выпучивание гусеницы при движении в тормозном режиме; скольжение цевки по зубу при выходе из зацепления; ударное приложение нагрузки при переходе с одного типа зацепления на другое.

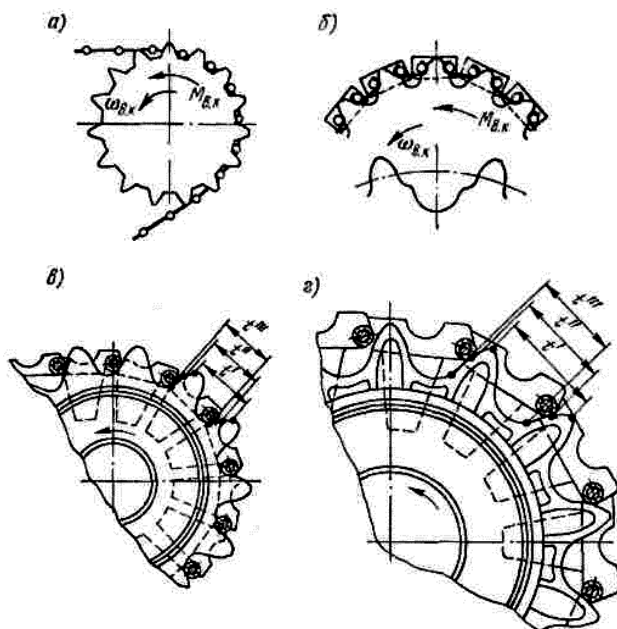


Рис. 19.6. Виды цевочных зацеплений:
a – нормальное; *б* – нормальное с постоянным радиусом;
в и *г* – многозубовое при новой и изношенной гусеницах

Для устранения выпучивания гусеницы на тормозном режиме применяется исправленное специальное зацепление, так называемое двухшаговое с несимметричным профилем зуба. Часть зуба, работающая на тормозном режиме, имеет углубление, и контакт его с цевкой достигается на меньшем радиусе, что приводит к уменьшению шага.

Чтобы избежать скольжения цевок по зубу в нормальном зацеплении и добиться распределения нагрузки между несколькими зубьями, применяется улучшенное нормальное зацепление, так называемое многошаговое с переменным радиусом зацепления (рис. 19.6, в, г). В этом зацеплении по мере увеличения шага гусеницы цевки должны располагаться на большем радиусе, скольжения цевок при этом не происходит. Для нормальной работы многошагового зацепления необходим такой профиль зуба, который обеспечивал бы равновесное положение цевки в любой точке профиля при различных соотношениях усилий на набегающей и сбегающей ветвях гусениц и сил трения в контакте. Трудности решения этой задачи очевидны. Поэтому применяемые в настоящее время улучшенные зацепления гусениц с изнашивающимся шарниром только еще приближаются к многошаговому зацеплению в точном смысле этого определения.

Износ зубьев ведущего колеса и шарнира гусеничных цепей, а также потери на трение как в зацеплении, так и в шарнире зависят от способа передачи усилия от ведущего колеса к гусенице. Возможны три способа передачи тягового усилия: тянущий, толкающий и пальцевый. Последний применяется в гусеницах с РМШ, в которых отсутствует износ. При тянущем способе передачи усилия (зуб тянет трак за цевку, расположенную в передней части трака) имеет место значительное трение в зацеплении и износ зубьев ведущего колеса, однако нагрузка на шарнир и его износ меньше. При толкающем способе, когда зуб толкает расположенный впереди трак в его торец, значительно меньше трение и износ в зацеплении и несколько больше нагрузка и износ в шарнирах траков. В целом толкающий способ передачи тягового усилия выгоднее тянущего и получает все большее распространение.

19.5. Направляющие колеса и натяжные механизмы

Направляющие колеса. Направляющие колеса служат для направления движения верхней ветви гусеницы, а также (совместно с механизмом натяжения) для регулирования ее натяжения. В зависимости от конструкции гусениц ведущих колес и опорных катков направляющие колеса могут быть двойными или одинарными. Одинарные направляющие колеса, применяемые иногда на легких машинах, соответствуют одновенцовым ведущим колесам и одинар-

ным опорным каткам. Гусеничная цепь при этом должна иметь два направляющих гребня на каждом траке.

В движителях, имеющих опорные катки среднего диаметра (500–650 мм) и поддерживающие катки, направляющие колеса чаще всего выполняются взаимозаменяемыми с опорными катками.

Специфически важным требованием, предъявляемым к направляющим колесам, является обеспечение самоочистки от грязи и снега и удаление с беговой дорожки гусеницы грязи, льда (скалывание его) и снега. Лучше всего это требование обеспечивается специальной конструкцией направляющего колеса с металлическим ободом, имеющим соответствующую форму. Направляющие колеса с резиновой шиной снижают динамические нагрузки в движителе и шум при движении машины, однако они в меньшей степени удовлетворяют требованию очистки гусеницы.

Натяжные механизмы. Натяжные механизмы с механическим приводом, предназначенные для регулирования натяжения гусениц, выполняются двух типов: винтовые – с поступательным перемещением оси направляющего колеса (рис. 19.7, *а*); кривошипные – с перемещением оси направляющего колеса по дуге окружности. При этом поворот кривошипа может осуществляться с помощью или червячной пары (рис. 19.7, *б*), или винтовой стяжки (рис. 19.7, *в*).

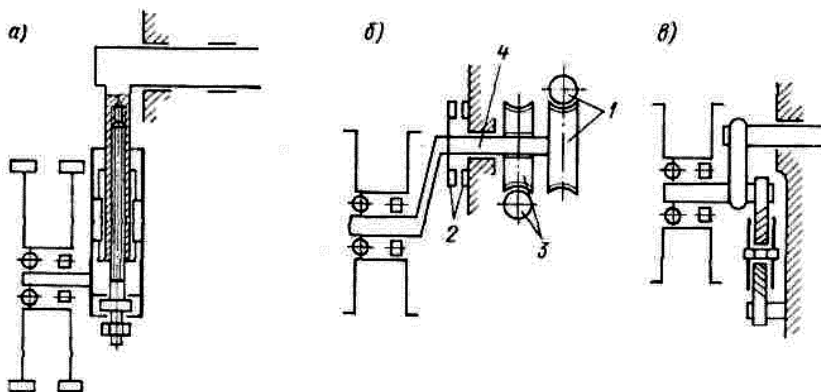


Рис. 19.7. Типы механизмов натяжения гусениц

Механизмы натяжения гусениц с гидравлическим приводом распространения пока не получили.

Наибольшее применение нашли кривошипные механизмы натяжения вследствие простоты и надежности конструкции. Всем требованиям удовлетворяет и наиболее простой из них – с винтовой стяжкой. Однако при опорных катках большого диаметра и расположении их близко к корпусу этот тип механизма применить невозможно. В этом случае используется червячный механизм натяжения (рис. 117, б). Направляющее колесо устанавливается в соответствующее заданному натяжению гусеницы положение с помощью червячной пары 1. Фиксация этого положения производится с помощью гребенок 2 на кривошипе и корпусе машины, т. к. несмотря на самотормозящие свойства червячных передач нельзя допустить передачу на них динамических нагрузок, воспринимаемых направляющим колесом при движении (особенно при преодолении препятствий). Ввод и вывод гребенки кривошипа из зацепления с корпусом производится в одном механизме с помощью второй червячной пары 3 и винтового механизма 4.

Винтовые механизмы натяжения могут найти применение в основном в гусеничном движителе с задним расположением направляющих колес при несущем его положении.

Изменение натяжения гусениц необходимо осуществлять в следующих случаях:

- а) при монтаже и демонтаже гусеницы;
- б) при необходимости увеличить натяжение гусеницы, упавшее вследствие износа шарниров (осуществляется периодически).
- в) при изъятии из гусеницы одного из траков, когда износ шарниров достиг такого предела, что дальнейшее ее натяжение становится невозможным, так как направляющее колесо достигло своего предельного положения;
- г) при замене траков из-за их разрушения;
- д) при изменении условий движения, требующих различного натяжения гусениц.

Из вышеизложенного вытекает и требование к механизму натяжения:

- а) легкое и удобное натяжение гусеницы усилиями одного члена экипажа;
- б) плавное регулирование положения оси направляющего колеса, минимальные интервалы между его фиксированными положениями;

в) обеспечение хода направляющего колеса в пределах, достаточных для удаления из гусеницы не менее одного трака;

г) изменение натяжения гусеницы на ходу машины в зависимости от изменяющихся условий движения.

Последнее требование при использовании описанных типов механизмов натяжения не может быть выполнено, хотя оно является очень важным, т. к. проходимость гусеничной машины находится в определенной зависимости от силы предварительного натяжения гусениц. Так, при движении по хорошим дорогам с большой скоростью величина натяжения должна гарантировать неспадание гусениц и в то же время не быть слишком большой во избежание чрезмерного износа шарниров и увеличения потерь мощности в движителе. При движении по грязи из-за ее налипания на гусеницах и ведущих и направляющих колесах гусеницу «распирает», натяжение ее возрастает. Для того чтобы это натяжение при движении машины не превысило допустимых пределов, предварительное натяжение гусениц должно быть уменьшено. Максимальное натяжение гусениц должно быть обеспечено при движении машины по топким грунтам с целью предельно возможного выравнивания удельных давлений под гусеницами, что будет способствовать повышению проходимости. Увеличение потерь мощности и износ шарниров в этом случае существенного значения не имеют.

Регулирование натяжения гусениц на ходу машины может быть обеспечено с помощью гидравлического механизма натяжения. Гидравлический цилиндр может устанавливаться в кривошипной схеме вместо винтовой стяжки. Гидравлический цилиндр должен иметь гидрозамок, отсекающий определенное количество жидкости в цилиндре как под поршнем, так и над ним и тем фиксирующий положение поршня, кривошипа, оси направляющего колеса и, следовательно, натяжение гусеницы.

19.6. Опорные и поддерживающие катки

Основные требования. К опорным каткам быстроходных гусеничных машин предъявляются следующие основные требования:

а) прочность и длительная работоспособность в тяжелых условиях эксплуатации, способность амортизировать удары, снижать динамические нагрузки на гусеничный движитель;

б) минимальный вес (вес лучших катков с резиновой шиной достигает 7 % от величины статической нагрузки на каток; вес катков с внутренней амортизацией составляет 5 % от статической нагрузки);

в) подшипниковый узел должен обеспечивать заданную долговечность в условиях работы с большими боковыми усилиями (при повороте машины) и иметь надежные уплотнения, предохраняющие как от вытекания смазки из него, так и от проникновения снаружи пыли, грязи и влаги;

г) обеспечение возможности движения машины (с малыми скоростями) при разрушении резиновой шины.

Эти требования обеспечиваются выбором типа опорного катка и степенью совершенства его конструкции.

Типы опорных катков. Опорные катки современных гусеничных машин можно разделить на следующие три типа:

- с наружной резиновой шиной (рис. 19.8, а);
- с внутренней амортизацией (рис. 19.8, б);
- жесткие цельнометаллические (рис. 19.8, в).

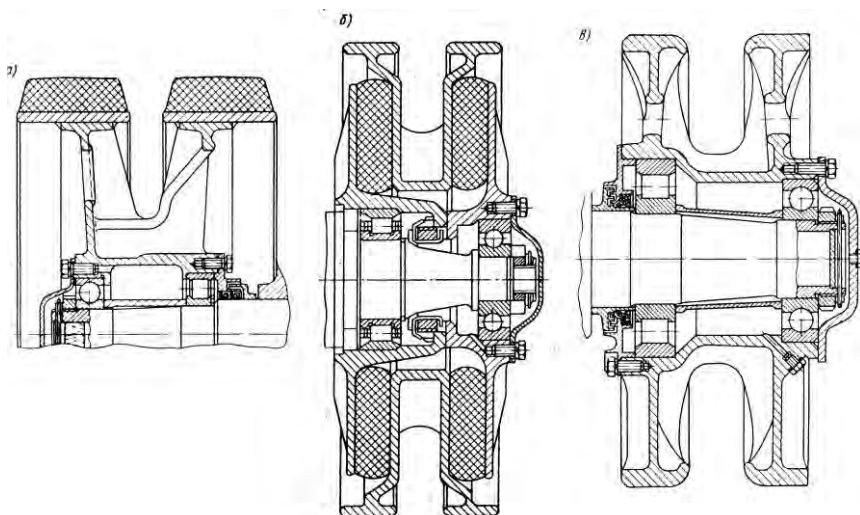


Рис. 19.8. Типы опорных катков

Каток каждого из этих трех типов может быть одинарным, двойным и тройным. Наиболее рациональный тип катка – двойной; по

сравнению с одинарным он обеспечивает хорошую устойчивость гусеницы на опорной поверхности и меньшие удельные нагрузки на обод катка. Тройные катки применяются редко, при очень больших нагрузках на каток (тяжелые машины). Одинарные катки применяются на машинах легкого типа, когда мала нагрузка, приходящаяся на один каток. Вес гусеницы при этом несколько возрастает, так, как на каждом траке требуются два направляющих гребня.

В зависимости от диаметра опорные катки разделяются на две группы: малого диаметра (500–600 мм); они не полностью вписываются в гусеничный обвод и требуют установки поддерживающих катков; большого диаметра (700–800 мм), при которых поддерживающие катки не требуются.

20. Субконтрактация при конструировании строительных и дорожных машин

Причины неконкурентоспособности отдельных отечественных машин кроются и в организации строительного и дорожного машиностроения, которое сегодня находится в основном в подчинении различных немашиностроительных министерств и ведомств. В структуре управления этих ведомств отсутствуют машиностроительные подразделения, т. е. отсутствуют координация и специалисты-машиностроители. Оборудование, на котором производятся машины обновляется слабо. Часто машиностроительное предприятие стремится чуть ли не все узлы машины производить у себя, что привело к большой численности работающих и невысокому качеству, высокой себестоимости производства, а потребность республики в таких машинах невелика и часто требуются мелкие их серии.

В то же время мировой опыт показывает на эффективность метода субконтрактации при производстве дорожно-строительных машин.

Субконтрактация представляет собой форму кооперационного сотрудничества между промышленными предприятиями. Этот метод, позволяет предприятиям достичь высокой эффективности производства благодаря разделению труда, специализации, рациональному использованию имеющихся производственно-технологических мощностей и оптимизации использования всех ресурсов. Сущность субконтрактации состоит в следующем: подрядчик поручает одному или

нескольким предприятиям производство деталей, комплектующих или узлов, необходимых для производства конечного продукта-машины. Субконтрактор производит работы в соответствии с техническими требованиями, предоставленными контрактором.

Таким образом, контрактор – головное, сборочное предприятие с минимально необходимыми собственными производственными мощностями. Как правило, предприятия-контракторы сохраняют за собой такие важнейшие элементы производственного цикла, как НИОКР, промышленный дизайн, маркетинг, сборку, окраску, наладку, упаковку и лишь отдельные производства, наиболее выгодные или несущие в себе элементы новизны. Производственный процесс контрактора предусматривает передачу большей части работ субконтракторам, поставляющим комплектующие, выполняющим работы по заказу. Таким образом, субконтрактор-предприятие, изготавливающее и поставляющее по заказу и в соответствии с указаниями контрактора продукцию – узлы, комплектующие.

Для контрактора важнейшим преимуществом является возможность сконцентрировать усилия и ресурсы на стратегических направлениях своей деятельности. Это резко сокращает сроки постановки на производство новых машин, облегчает процесс их сертификации, повышает производительность труда и конкурентоспособность предприятия. Для того, чтобы повысить эффективность уже действующих белорусских заводов строительного и дорожного машиностроения, необходимо имеющийся и недостаточно задействованный их потенциал направить на выпуск запасных частей к уже эксплуатируемым машинам.

Поскольку более половины парка строительных и дорожных машин в Беларуси эксплуатируется с истекшим сроком службы, необходимо перейти к его активному обновлению новыми эффективными машинами, произведенными по методу субконтрактации.

В Беларуси уже определился ряд предприятий, выпускающих дорожно-строительные машины, которые успешно выполняют функцию контракторов, выпуская качественно новые виды машин, преимущественно многофункциональные (БМЕ-Дизель, Святовит и др.).

Литература

1. Александров, М. П. Грузоподъемные машины : учебник для вузов / М. П. Александров. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. – Высшая школа, 2000. – 551 с.
2. Александров, М. П. Грузоподъемные машины : учебник для вузов / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов ; под ред. М. П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
3. Дорожно-строительные машины : [учебник для специальности «Строительство дорог и транспортных объектов» вузов] / А. В. Вавилов [и др.] ; под общ. ред. А. М. Щемелева. – Минск : Технопринт, 2000. – 515 с.
4. Добронравов, С. С. Строительные машины и оборудование : справочник / С. С. Добронравов, М. С. Добронравов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – 448 с.
5. Орлов, П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие : в 2 кн. – Кн. 1. / П. И. Орлов ; под. ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 1988. – 560 с.
6. Орлов, П. И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие : в 2 кн. – Кн. 2. / П. И. Орлов ; под. ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 1988. – 544 с.
7. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов [и др.] . – М. : Машиностроение, 1972. – 560 с.
8. Барский, И. Б. Конструирование и расчет тракторов / И. Б. Барский. – М. : Машиностроение, 1980. – 337 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ЧАСТЬ I. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ	5
1. Понятие конструирования	5
1.1. Задачи конструирования	5
1.2. Экономические основы конструирования машин	5
1.3. Эксплуатационная надежность	9
1.4. Образование производных машин на базе унификации	15
1.5. Уменьшение номенклатуры объектов производства	21
1.6. Ряды предпочтительных чисел	24
1.7. Общие правила конструирования	28
2. Методика конструирования	33
2.1. Конструктивная преемственность	34
2.2. Изучение сферы применения машин	36
2.3. Выбор конструкции	37
2.4. Метод инверсии	42
2.5. Компонование	46
3. Масса и материалоемкость конструкций машин	49
3.1. Рациональные сечения	50
3.2. Прочность и жесткость профилей	52
3.3. Равнопрочность	54
3.4. Облегчение деталей	55
3.5. Листовые штампованные конструкции	59
3.6. Влияние вида нагружения	59
3.7. Совершенство конструктивной схемы	60
4. Жесткость конструкций машин	63
4.1. Критерии жесткости	65
4.2. Факторы, определяющие жесткость конструкций	67
4.3. Конструктивные способы повышения жесткости	69
4.4. Жесткость машиностроительных конструкций	77
5. Соппротивление усталости	95
5.1. Концентрация напряжений	97
5.2. Повышение циклической прочности	103
5.3. Конструирование циклически нагруженных деталей	105
6. Тепловые взаимодействия	111
6.1. Тепловые напряжения	112
6.2. Тепловые деформации	122
7. Конструирование узлов и деталей	124

7.1. Унификация конструктивных элементов	124
7.2. Унификация деталей	126
7.3. Принцип агрегатности	127
7.4. Устранение подгонки	128
7.5. Устранение и уменьшение изгиба	129
7.6. Устранение деформаций при затяжке	130
7.7. Компактность конструкции	133
7.8. Принцип самоустанавливаемости	137
7.9. Бомбинирование	141
7.10. Сопряжение по нескольким поверхностям	142
7.11. Затяжка по двум поверхностям	143
7.12. Осевая фиксация деталей	144
7.13. Ведение деталей по направляющим	145
7.14. Привалочные поверхности	146
7.15. Стыкование по скрещивающимся плоскостям	146
7.16. Точность взаимного расположения деталей	147
7.17. Буртики	148
7.18. Фаски и галтели	150
8. Конструирование литых деталей	158
8.1. Толщина стенок и прочность отливок	158
8.2. Формовка	159
8.3. Отливки, формуемые без применения стержней	164
8.4. Стержни	165
8.5. Формовочные уклоны	167
8.6. Усадка	168
8.7. Внутренние напряжения	168
8.8. Одновременное затвердевание	169
8.9. Направленное затвердевание	170
8.10. Правила конструирования	171
8.11. Нанесение размеров	173
9. Конструирование механически обрабатываемых деталей	176
9.1. Сокращение объема механической обработки	179
9.2. Перевод на ковку и штамповку	181
9.3. Составные конструкции	182
9.4. Устранение излишне точной обработки	185
9.5. Обработка напроход	185
9.6. Выход обрабатывающего инструмента	189
9.7. Подход обрабатывающего инструмента	189
9.8. Разделение поверхностей, обрабатываемых с разной точностью	191
9.9. Отделение обрабатываемых поверхностей от черных	195

9.10. <i>Обработка с одного станова</i>	196
9.11. <i>Совместная обработка в сборе</i>	198
9.12. <i>Перенос профильных элементов на охватываемые детали</i>	198
9.13. <i>Фрезерование по контуру</i>	198
9.14. <i>Снятие фасок на фигурных поверхностях</i>	200
9.15. <i>Обработка углубленных поверхностей</i>	201
9.16. <i>Обработка бобышек в корпусах</i>	202
9.17. <i>Обработка отверстий</i>	203
9.18. <i>Сокращение номенклатуры обрабатываемого инструмента</i>	205
9.19. <i>Измерительные базы</i>	206
9.20. <i>Повышение производительности обработки</i>	208
10. <i>Сборка узлов и агрегатов машин</i>	209
10.1. <i>Осевая и радиальная сборка</i>	211
10.2. <i>Независимая разборка</i>	219
10.3. <i>Последовательность сборки</i>	220
10.4. <i>Съемные устройства</i>	221
10.5. <i>Сборочные базы</i>	222
10.6. <i>Исключение возможности неправильной сборки</i>	224
10.7. <i>Подвод монтажного инструмента</i>	224
10.8. <i>Такелажирование</i>	226
11. <i>Обеспечение удобства технической эксплуатации</i>	227
11.1. <i>Защита от повреждений</i>	230
11.2. <i>Блокирующие устройства</i>	230
11.3. <i>Внешний вид и отделка машин</i>	231
12. <i>Соединение деталей сваркой</i>	233
12.1. <i>Виды сварных соединений</i>	235
12.2. <i>Правила конструирования</i>	236
12.3. <i>Повышение прочности сварных соединений</i>	247
12.4. <i>Сварные рамы</i>	251
12.5. <i>Сварные узлы ферм</i>	253
13. <i>Конструирование разъемных соединений</i>	256
13.1. <i>Виды крепежных соединений</i>	256
13.2. <i>Болты</i>	258
13.3. <i>Ввертные болты</i>	262
13.4. <i>Шпильки</i>	263
13.5. <i>Винты</i>	267
13.6. <i>Гайки</i>	271
13.7. <i>Штифты</i>	272

13.8. <i>Опорные поверхности под гайки (головки болтов), места под ключи</i>	276
ЧАСТЬ II. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ МАШИН	279
14. Силовой агрегат	279
14.1. <i>Общие сведения</i>	279
14.2. <i>Системы питания двигателя</i>	286
14.3. <i>Системы охлаждения двигателя</i>	292
14.4. <i>Система смазки</i>	303
14.5. <i>Системы подогрева и пуска двигателя</i>	308
15. Конструирование фрикционных узлов трансмиссий	314
15.1. <i>Общие сведения</i>	314
15.2. <i>Фрикционные материалы</i>	318
15.3. <i>Расчет основных типов фрикционных узлов</i>	321
16. Конструирование коробок передач с неподвижными осями	328
16.1. <i>Общие сведения</i>	328
16.2. <i>Конструктивные особенности коробок передач</i>	331
16.3. <i>Смазка и уплотнение коробок передач</i>	339
16.4. <i>Синхронизаторы</i>	342
17. Конструирование бортовых передач	345
17.1. <i>Общие сведения</i>	345
17.2. <i>Схемы и конструктивные особенности бортовых передач</i>	348
17.3. <i>Особенности расчета бортовой передачи</i>	352
18. Конструирование колесных ходовых частей	353
18.1. <i>Ведущие и направляющие колеса</i>	353
18.2. <i>Передние оси колесных машин</i>	357
19. Конструирование гусеничных движителей	367
19.1. <i>Общие сведения</i>	367
19.2. <i>Гусеничные цепи с шарниром сухого трения</i>	373
19.3. <i>Гусеничные цепи с резинометаллическим упругим шарниром</i>	374
19.4. <i>Ведущие колеса</i>	375
19.5. <i>Направляющие колеса и натяжные механизмы</i>	380
19.6. <i>Опорные и поддерживающие катки</i>	383
20. Субконтракция при конструировании строительных и дорожных машин	385
Литература	387

Учебное издание

ВАВИЛОВ Антон Владимирович
КОТЛОБАЙ Анатолий Яковлевич
КОТЛОБАЙ Андрей Анатольевич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Учебно-методическое пособие

Редакторы *Е. О. Коржуева, В. О. Кутас*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 06.08.2012. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 22,79. Уч.-изд. л. 17,82. Тираж 100. Заказ 30.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.