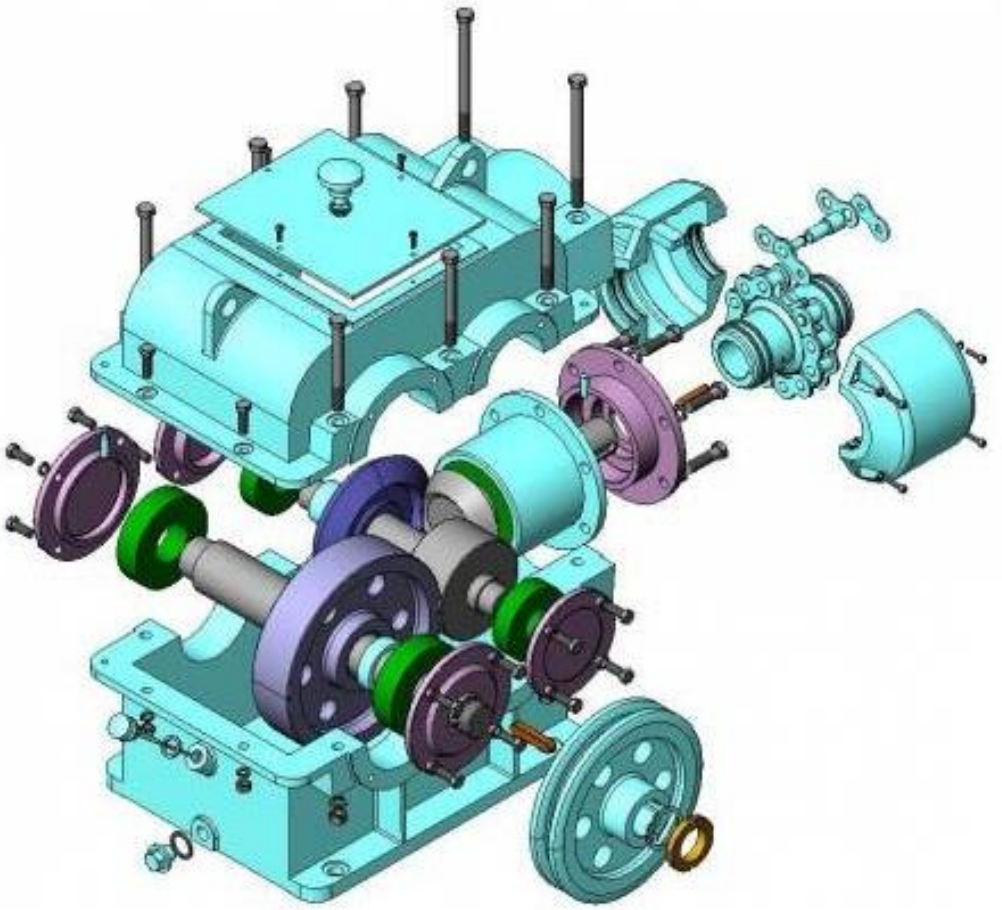
Министерство высшего и среднего специального образования Республики Узбекистан
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Филиал «Российского государственного университета нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина» в г. Ташкенте

Отделение «Общепрофессиональные дисциплины»

С.З.Юнусов, А.Джураев

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



ТАШКЕНТ 2020

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебно-методическая пособия соответствуют рабочей программе курса «Детали машин и основы конструирования» для студентов филиала «Российского государственного университета нефти и газа НИУ имени И.М. Губкина» в г. Ташкенте по направлению подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело» , направленность (профиль) подготовки: Бурение нефтяных и газовых скважин; Эксплуатация и обслуживание объектов добычи газа, газоконденсата и подземных хранилищ; Эксплуатация и обслуживание объектов добычи нефти; Сооружение и ремонт объектов систем трубопроводного транспорта; Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта и хранения нефти, газа и продуктов переработки, квалификация (степень) выпускника-бакалавр.

В соответствие с действующими образовательными стандартами дисциплина «Детали машин и основы конструирования» является неотъемлемой составной частью учебных планов подготовки многих специальностей. Рекомендуемые для использования в учебном процессе учебники, которые приведены в рабочей программе отвечают всем требованиям, но с учетам специфики подготовляемых кадров назрело необходимость создание учебного пособия.

Учебно-методическая пособия посвящены курсу «Детали машин и основы конструирования», в котором отражены, пять основные разделы «Основы и этапы проектирования деталей машин»; «Механические передачи»; «Валы и оси. Муфты механических передач»; «Подшипники» и «Соединения деталей машин». По теме: «Основы и этапы проектирования деталей машин» приведены основные тенденции технического прогресса и их влияние на методы расчета и проектирования; по теме «Механические передачи» рассмотрены общее назначение и роль передач. Принцип действия и классификация механических передач; «Валы и оси. Муфты механических передач» Назначение и конструкция валов и осей, а также проектный расчет вала. Классификация муфт по назначению. Расчетные крутящие моменты; «Подшипники» рассмотрены виды и типы подшипников. Представлена классификация, преимущества и недостатки подшипников качения, их конструктивные особенности. По теме «Соединения деталей машин» рассмотрены резьбовые соединения, заклепочные соединения и сварные соединения, включая виды сварки.

Порядок изложения отдельных разделов несколько изменен по сравнению с учебниками по опыту преподавания предмета авторами данного конспекта и с целью возможности досрочной подготовки студентов на практических занятиях к началу курсового проектирования.

Учебное пособие следует рассматривать как базовую часть единого комплекса обучающих материалов, включающих «Лекционные материалы, контрольные вопросы, презентационные материалы, расчеты, задачи» для различных специальностей.

	ВВЕДЕНИЕ	
1	**СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ ДЕТАЛИ МАШИН, ПРЕДМЕТ И МЕТОДЫ**	
1.1	Сущность деталей машин, цель и задачи	5
1.2	Основные понятия и определения курса	8
1.3	Требования, предъявляемые к деталям машин	11
1.4	Стадии конструирования машин.	15
1.5	Вопросы для самопроверки	17
2	**МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ**	
2.1.1	Основные понятия	19
2.1.2.	Классификация механических передач	22
2.1.3	Основные характеристики механических передач	26
2.1.4.	Вопросы для самопроверки	31
2.2.	**ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**	
2.2.1.	Основные понятия, классификация и основные термины.	32
2.2.2.	Виды повреждений и разрушений зубьев колес.	35
2.2.3.	Выбор материала для изготовления шестерни и колеса	41
2.2.3.1.	Расчет допускаемых контактных напряжений	42
2.2.3.2.	Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость	43
2.2.4.	Вопросы для самопроверки	44
2.3.	**СИЛЫ В ПРЯМОЗУБЫХ, КОСОЗУБЫХ И ШЕВРОННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ.**	
2.3.1.	Достоинства и недостатки зубчатых передач.	45
2.3.2.	Классификация зубчатых передач.	46
2.3.3.	Силы зацеплении в цилиндрических колесах	49
2.3.4.	Проектировочный расчет цилиндрических зубчатых передач	51
2.3.5.	Вопросы для самопроверки	56
2.4.	**КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**	
2.4.1.	Конические передачи.	57
2.4.2.	Геометрические параметры конической передачи	59
2.4.3.	Зависимость между m_e и m_m в конической передаче.	60
2.4.4.	Проектировочный расчет конической прямозубой передачи	61
2.4.5.	Вопросы для самопроверки	64
2.5.	**ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**	
2.5.1.	Основные понятия, виды и область применения	66
2.5.2.	Архимедов червяк, эвольвентный и конволютный червяки.	67
2.5.3.	Силы, действующие в червячном зацеплении	71
2.5.4.	Вопросы для самопроверки	72
2.6	**РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ**	
2.6.1.	Основные понятия, область применения	73
2.6.2.	Классификация ременной передачи	75
2.6.3.	Достоинства и недостатки ременных передач	77
2.6.4.	Основы теории расчета ременных передач.	78
2.6.5.	Расчет ременной передачи	
2.6.5.1.	Расчёт клиноремённой передачи	83
2.6.5.2.	Шкивы клиноремённых передач	87
2.6.6.	Вопросы для самопроверки	88

2.7. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ
2.7.1. Основные понятия и классификация цепной передачи 90
2.7.2. Область применения 92
2.7.4. Конструкции приводных цепей и звездочек 93
2.7.5. Расчет цепной передачи 100
2.7.6. Вопросы для самопроверки 101
3.1. ВАЛЫ И ОСИ
3.1.1. Основные понятия, классификация валов и осей 103
3.1.2. Материалы валов и осей. 109
3.1.3. Изготовление валов 112
3.1.4. Расчет валов
3.1.4.1. Ориентировочный расчет валов 117
3.1.4.2. Проверочный расчет валов 118
3.1.5. Вопросы для самопроверки 123
3.2. МУФТЫ ПРИВОДОВ
3.2.1. Муфты, их классификация и особенности применения 124
3.2.2. Классификация и характеристики муфт
3.2.2.1. Классификация муфт 126
3.2.2.2. Характеристики муфт 136
3.2.3. Пример расчета муфт 137
3.2.4. Вопросы для самопроверки 137
4. ПОДШИПНИКИ
4.1. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ
4.1.1. Общие сведения. 138
4.1.2. Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения. 139
4.1.3. Трение и смазка подшипников скольжения. 140
4.1.4. Конструкция и материалы подшипников скольжения. 143
4.1.5. Расчет подшипников скольжения. 145
4.1.6. Вопросы для самопроверки 146
4.2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ.
4.2.1. Общее сведения 147
4.2.2. Классификация подшипников качения 148
4.2.3. Основные виды подшипников качения 148
4.2.4. Расчет подшипников качения. 152
4.2.5. Вопросы для самопроверки 155
5. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН
5.1. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
5.1.1. Общее сведение соединения деталей машин 156
5.1.2. Резьбовые соединения. Виды и методы изготовления резьбы 157
5.1.3. Геометрические параметры метрической крепежной резьбы 159
5.1.4. Основные типы крепежных деталей и способы стопорения резьбовых соединений 160
5.1.5. Вопросы для самопроверки 163
5.2. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
5.2.1. Классификация шпоночных соединений 164
5.2.2. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений 166
5.2.3. Рекомендуемая последовательность проектировочного расчета 167

5.2.4. Вопросы для самопроверки 169
5.3. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
5.3.1. Классификация шлицевых соединений 170
5.3.2. Расчет на прочность прямобочных шлицевых соединений 174
5.3.3. Вопросы для самопроверки 177
5.4. ЗАКЛЁПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
5.4.1. Общие сведения 178
5.4.2. Классификация заклепочных соединений и заклепок. 181
5.4.3. Расчет заклепочных швов 183
5.4.4. Вопросы для самопроверки 189
5.5. СВАРОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЕ
5.5.1. Основные понятия 190
5.5.2. Сварные соединения 191
5.5.3. Расчет сварных соединений на прочность 203
5.5.4. Вопросы для самопроверки 205
6. ГЛОССАРИЙ 206
7. ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА 207

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроение имеет важнейшее значение в народном хозяйстве страны. На базе машиностроения развиваются все остальные отрасли промышленности и сельского хозяйства. Задачей машиностроения является создание совершенных конструкций высокоэффективных машин. Создаваемые машины должны иметь высокую производительность и к.п.д., небольшой расход энергии и эксплуатационных материалов при небольшом весе и габаритах, иметь высокие технологические и экономические показатели, быть удобными и безопасными в эксплуатации, быть по возможности автоматизированными, иметь в своем составе наибольшее количество стандартизированных и унифицированных деталей и сборочных единиц.

В курсе «Детали машин и основы конструирования» изучаются основы расчета и конструирования деталей машин и сборочных единиц общего назначения с учетом рационального выбора материала, технологии изготовления и эксплуатации машин.

Все машины состоят из деталей, которые объединяются в сборочные единицы-узлы.

Деталь-это изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала, без применения сборочных операций. Простые детали: болт, гайка, шпонка и т.д. Сложные детали: коленчатый вал, литой корпус редуктора, литая станина.

Сборочная единица - это изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на заводе-изготовителе с использованием сборочных операций (свинчиванием, сваркой, пайкой, опресовкой, склеиванием). Сложные сборочные (редуктор, муфта, подшипник).

Настоящее пособие содержит минимальный объем информации, необходимый для подготовки в высшем учебном заведении инженеров-технологов различных специальностей. Для получения углубленных знаний по различным разделом дисциплины следует воспользоваться источниками, перечень которых предлагается в конце пособия. Порядок изложения отдельных разделов несколько изменен по сравнению с учебниками по опыту преподавания предмета авторами данного конспекта и с целью возможности досрочной подготовки студентов на практических занятиях к расчету конструкционных параметров приводов.

1. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ ДЕТАЛИ МАШИН, ПРЕДМЕТ И МЕТОДЫ.

1.1. Сущность деталей машин, цель и задачи
1.2. Основные понятия и определения курса
1.3. Требования, предъявляемые к деталям машин
1.4. Стадии конструирования машин

Машиностроение - катализатор научно - технического прогресса, и основные производственно - технологические процессы выполняются машинами или автоматическими линиями. В этой связи машиностроению принадлежит ведущая роль среди других отраслей промышленности.

История использования машин начинается с глубокой древности. Известно применение пружин в луках для метания стрел, катков для перемещения тяжестей.

Такие простые детали машин, как металлические цапфы, примитивные зубчатые колеса, винты, кривошипы были известны до Архимеда (3-й век до новой эры). В эпоху возрождения Леонардо да Винчи (в 15 веке) создал новые механизмы: зубчатые колеса с перекрещивающимися осями, шарнирные цепи, подшипники качения. Уже тогда применялись канатные и ременные передачи, грузовые винты, шарнирные муфты.

Всерьёз говорить о применении машин можно лишь с эпохи промышленной революции XVIII века, когда изобретение паровой машины дало гигантский технологический рывок и сформировало современный мир в его нынешнем виде. Здесь важен энергетический аспект проблемы.

С тех же пор наметились основные закономерности устройства и функционирования механизмов и машин, сложились наиболее рациональные и удобные формы их составных частей - деталей. В процессе механизации производства и транспорта, по мере увеличения нагрузок и сложности конструкций, возросла потребность не только в интуитивном, но и в научном подходе к созданию и эксплуатации машин.

Развитие промышленности и, особенно, самой передовой техники того времени – железнодорожного транспорта, потребовало большого количества инженеров-механиков. Поэтому в ведущих университетах Запада уже с 30-х годов XIX века, а в Санкт-Петербургском университете с 1892 года читается самостоятельный курс "Детали Машин".

Развитие теории и расчета деталей машин связаны с многими именами русских ученных. П.Л.Чебышев, математик и механик, изобретатель более 40 различных механизмов, в том числе и арифмометра. Н.Е. Жуковский, автор исследований по механике твердого тела, гидро-и аэродинамике. Л.В.Ассур, создатель рациональной классификации плоских шарнирных механизмов. В.Л.Кирпичев, автор первого учебника по деталям машин.

Исторически сложившиеся в мире системы подготовки инженеров при всех национальных и отраслевых различиях имеют единую четырёхступенчатую структуру:

1. На младших курсах изучаются ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ НАУКИ, которые представляют собой системы знаний о наиболее общих законах и принципах нашего мира. Это - Физика, Химия, Математика, Информатика, Теоретическая механика, Философия, Политология, Психология, Экономика, История и т.п.

2. Далее изучаются ПРИКЛАДНЫЕ НАУКИ, которые изучают действие фундаментальных законов природы в частных областях жизни, таковыми являются Техническая термодинамика, Теория прочности, Материаловедение, Сопротивление материалов, Теория механизмов и машин, Прикладная механика, Вычислительная техника и т.п.

3. На старших курсах (3-й и выше) студенты приступают к изучению ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН, таких как НАШ КУРС, а также "Основы стандартизации", "Технология обработки материалов" и т.п.; отраслевые различия здесь ещё сравнительно невелики.

4. Обучение завершается освоением СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН, таких как, например, "Расчет элементов сельскохозяйственных машин" и т.п., которые и составляют квалификацию инженера-механика соответствующей специальности.

При этом подлинно высококвалифицированным специалистом, способным решать конкретные инженерно-технические проблемы становится лишь тот, кто усвоит взаимосвязь и преемственность между фундаментальными, прикладными, общетехническими и специальными знаниями.

Курс "Детали машин" непосредственно опирается на курсы "Сопротивление материалов" и "Теория механизмов и машин", которыми, мы надеемся, студенты овладели в совершенстве. Кроме того, для успешного выполнения расчётно-графических работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приёмов курса "Инженерная графика".

1.1. Сущность деталей машин, цель и задачи.

При разработке технического объекта необходимо учитывать требования, которым должен удовлетворять проектируемый объект. В каждом случае конструктор должен решать, какое требование следует удовлетворять, а каким следует пренебречь.

Ниже приведены некоторые примеры требований:

-подчинять конструирование задаче увеличения экономического эффекта, определяемого в первую очередь полезной отдачей машины, ее долговечностью и стоимостью эксплуатационных расходов за весь период использования машины;

-добиваться максимального повышения полезной отдачи путем увеличения производительности машины и объема выполняемых ею операций;

-добиваться всемерного снижения расходов на эксплуатацию машин уменьшением энергопотребления, стоимости обслуживания и ремонта;

-увеличивать степень автоматизации машин с целью увеличения производительности, повышения качества продукции и сокращения затрат на рабочую силу;

-увеличить долговечность машин;

-обеспечивать длительный моральный срок службы, закладывая в машины высокие исходные параметры и предусматривая резервы развития и совершенствования машин;

-закладывать в машины предпосылки интенсификации их использования повышением универсальности и надежности;

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

-стремиться к сокращению числа типоразмеров машин;

-стремиться к устранению капитальных ремонтов за счет наличия сменных частей;

-последовательно выдерживать принцип агрегатности;

-исключать необходимость подбора и пригонки деталей при сборке, обеспечивая их взаимозаменяемость;

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

-обеспечивать вас окую прочность деталей за счет придания им рациональных форм, применения материалов повышенной прочности, введения упрочняющей обработки;

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

-делать машины неприхотливыми к уходу, устранять необходимость периодической регулировки и т.д.;

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

-исключать возможность неправильной сборки деталей и узлов, нуждающихся в точной взаимной координации, введением блокировки;

-заменять периодическую смазку непрерывной автоматической;

-избегать открытых механизмов и передач;

-обеспечить надежную страховку резьбовых соединений от самоотворачивания;

-предупреждать коррозию деталей;

-стремиться к минимальному весу машин и минимальной металлоемкости.

Далее переходим к следующим:

-всемерно упрощать конструкцию машин;

-заменять, где это возможно, механизмы с прямолинейным возвратно-поступательным движением механизмами с вращательным движением;

-обеспечивать максимальную технологичность деталей и узлов;

-сокращать объем механической обработки, предусматривая изготовление заготовок с формой, приближающейся к окончательной форме изделия;

-осуществлять максимальную унификацию элементов в применение нормализованных деталей;

-экономить дорогостояще и дефицитные материалы;

-придавать машине простые и гладкие внешние формы, облегчающие содержание машины в опрятном состоянии;

-соблюдать требования технической эстетики;

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

-обеспечивать безопасность эксплуатации агрегата;

-непрерывно совершенствовать конструкцию машин, находящихся в серийном производстве;

-при проектировании новых конструкций проверять все элементы новизны экспериментов;

-шире использовать опыт исполненных конструкций, опыт смежных, а в нужных случаях и отдаленных по профилю отраслей машиностроения.

1.2. Основные понятия и определения курса

Определим базовые понятия в самом начале работы для систематизации учебного материала и во избежание двусмысленного толкования.

Расположим понятия по степени сложности.

ПРОДУКЦИЯ – результат деятельности или процессов. Продукция может включать услуги, оборудование, перерабатываемые материалы, программное обеспечение или комбинацию из них.

ИЗДЕЛИЕ является единицей промышленной продукции. ИЗДЕЛИЕ – любой предмет или набор предметов производства, изготовленный предприятием. Под изделием понимают любую продукцию, изготовляемую по конструкторской документации. Видами изделий являются детали, комплекты, узлы, механизмы, агрегаты, машины и комплексы. Изделия, в зависимости от наличия или отсутствия в них составных частей, делятся:

1)на неспецифицированные (детали) - не имеющие составных частей;

2)на специфицированные (сборочные единицы, комплексы, комплекты) - состоящие из двух и более составных частей. Составными частями машины являются: деталь, сборочная единица (узел), комплекс и комплект.

ДЕТАЛИ МАШИН – научная дисциплина, занимающаяся изучением, проектированием и расчетом деталей машин и узлов общего назначения. Механизмы и машины состоят из деталей. Встречающиеся почти во всех машинах болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты называют узлами и деталями общего назначения.

ДЕТАЛЬ–(*франц. detail– кусочек*) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. Например, валик из одного куска металла; литой корпус; пластина из

биметаллического листа и т. д. Детали могут быть простыми (гайка, шпонка и т. п.) или сложными (коленчатый вал, корпус редуктора, станина станка и т. п.).

Среди большого разнообразия деталей и узлов машин выделяют такие, которые применяют почти во всех машинах (болты, валы, муфты, механические передачи и т.п.). Эти детали (узлы) называют ***деталями общего назначения*** и изучают в курсе "Детали машин". Все другие детали (поршни, лопатки турбин, гребные винты и т.п.) относятся к ***деталям специального назначения*** и изучаются в специальных курсах. Детали общегоназначения применяют в машиностроении в очень больших количествах. Поэтому любое усовершенствование методов расчета и конструкции этих деталей, позволяющее уменьшить затраты материала, понизить стоимость производства, повысить долговечность, приносит большой экономический эффект.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА– изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (свинчиванием, сочленением, пайкой, опрессовкой и т. п.).

УЗЕЛ– законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения и выполняющая определенную функцию в изделиях одного назначения только совместно с другими составными частями изделия (муфты, подшипники качения и др.). Сложные узлы могут включать несколько простых узлов (подузлов); например, редуктор включает подшипники, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т.п.

КОМПЛЕКТ (ремкомплект) – это набор отдельных деталей, служащее для совершения таких операции как сборка, сверление, фрезерование или для ремонта определенных узлов машин. Например, набор накладных или торцевых ключей, отверток, сверл, фрез или ремкомплект карбюратора, топливного насоса и так далее.

АППАРАТ- (*лат.apparatus– часть*) прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

АГРЕГАТ- (*лат. aggrego– присоединять*) унифицированный функциональный узел, обладающий полной взаимозаменяемостью.

ПРИВОД- устройство, посредством которого осуществляется движение рабочих органов машин. В ТММ применяется адекватный термин – машинный агрегат.

МАШИНА- (*греч. "махина"-огромная, грозная*) система деталей, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов. Категория «машина» в быту чаще употребляется в качестве термина «техника».

ТЕХНИКА- это созданные человеком материальные средства, используемые им для расширения его функциональных возможностей в различных областях деятельности с целью удовлетворения материальных и духовных потребностей.

По характеру рабочего процесса все многообразие машин можно разделить на классы: *энергетические, технологические, транспортирующие и информационные.*

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ- это устройства, предназначенные для преобразования энергии любого вида (электрической, паровой, тепловой и т.п.) в механическую. К ним относятся электрические машины (электродвигатели), электромагнитные преобразователи тока, паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, турбины и т.п. К разновидности энергетических машин относятся МАШИНЫ- ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ, служащие для преобразования механической энергии в энергию любого вида. К ним относятся генераторы, компрессоры, гидравлические насосы и т.п.

ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ- преобразуют энергию двигателя в энергию перемещения масс (продукции, изделий). К транспортирующим машинам относятся конвейеры, элеваторы, нории, подъемные краны и подъемники.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ (ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ) МАШИНЫ - предназначены для получения и преобразования информации.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ- предназначены для преобразования обрабатываемого предмета (продукта), состоящего в изменении его размеров, формы, свойства или состояния.

Технологические машины состоят из энергетической машины (двигателя), передаточного и исполнительного механизмов. Важнейшим в машине является **ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ,** определяющий технологические возможности, степень универсальности и наименование машины. Те части машины, которые вступают в соприкосновение с продуктом и воздействуют на него, называются **РАБОЧИМ ОРГАНОМ МАШИНЫ.**

В области конструирования машин (машиностроения) широко используется категория **ТЕХНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА,** под которой понимаются искусственно созданные объекты, предназначенные для удовлетворения определенной потребности, которым присущи возможность выполнения не менее одной функции, многоэлементность, иерархичность строения, множественность связей между элементами, многократность изменения и многообразие потребительских качеств. К техническим системам относятся отдельные машины, аппараты, приборы, сооружения, ручные орудия, их элементы в виде узлов, блоков, агрегатов и других сборочных единиц, а также сложные комплексы взаимосвязанных машин, аппаратов, сооружений и т.п.

ПРИВОД- устройство, приводящее в движение машину или механизм.

Привод состоит из:

-источника энергии;

-передаточного механизма;

-аппаратуры управления.

МАШИННЫМ АГРЕГАТОМ- называется техническая система, состоящая из одной или нескольких соединенных последовательно или

параллельно машин и предназначенная для выполнения каких-либо требуемых функций. Обычно в состав машинного агрегата входят: двигатель, передаточный механизм и рабочая или энергетическая машина. В настоящее время в состав машинного агрегата часто включается контрольно-управляющая или кибернетическая машина. Передаточный механизм в машинном агрегате необходим для согласования механических характеристик двигателя с механическими характеристиками рабочей или энергетической машины. В зависимости от условий работы машинного агрегата режим управления может осуществляться вручную или автоматически.

КОМПЛЕКС- это тоже сборочная единица отдельных взаимосвязанных машин, автоматов и роботов, управляемые с единого центра для совершения технологических операции в определенной последовательности. Например, РТК – робототехнические комплексы, автоматические линии без участия человека при выполнении технологических операции; поточные линии, где в некоторых операциях участвуют люди.

АВТОМАТ- (*греч. "аутомотос"- самодвижущийся*) машина, работающая по заданной программе без оператора.

РОБОТ- (*чешск. Robot- работник*) машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

1.3. Требования, предъявляемые к деталям машин

К деталям машин, механизмам предъявляют требования по надежности, технологичности, экономичности и эргономичности. Рассмотрим требования по надежности.

Надежность. *Надежностью называют свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.*

Надежность является сложным свойством, которое состоит из сочетаний следующих частных свойств: *безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости.*

Каждое из частных свойств количественно оценивается показателями надежности. Одним из основных показателей надежности является вероятность безотказной работы в течение заданного периода времени.

Статистическая оценка вероятности безотказной работы представляет собой соотношение

$$P(T) = \frac{N_u(T)}{N_0}, \qquad (1.1)$$

где, $N_u(T)$- количество исправных изделий к моменту времени T;

N_0- исходное количество эксплуатируемых изделий.

Статистическая вероятность отказа находится по зависимости

$$Q(T) = \frac{N_0 - N_u(T)}{N_0} = 1 - P(T) \qquad (1.2)$$

Вероятность безотказной работы механизма равна произведению показателей надежности деталей механизма, работающих последовательно,

$$P(T) = P_1(T) \cdot P_2(T) \cdot \ldots \cdot P_n(T) \qquad (1.3)$$

Поэтому надежность систем с большим количеством входящих в нее элементов получается низкой. Так при числе элементов $n=10$ с одинаковой вероятностью безотказной работы $P_i(T) = 0,9$ вероятность системы составит

$$P(T) = [P_i(T)]^n = [0,9]^{10} = 0,35 .$$

Особенностью проблемы надежности является ее связь со всеми жизненными циклами машины и их деталей, начиная с момента формирования заявки на разработку и заканчивая ее списанием. Каждый из жизненных циклов вносит свою лепту в решение надежности передачи. Обеспечение надежности на стадии проектирования и изготовления непосредственно сказывается на эксплуатационных и технико-экономических показателях машин.

Надежность изделия закладывается на стадии их проектирования. Она зависит от применения современных методов расчета и проектирования, основанных на теории вероятности и математической статистики с применением ЭВМ и САПР, конструкции составных частей передачи, материалов деталей и методов их упрочнения, способов защиты от внешней среды, системы смазки, приспособленности к сохранности и проведению ТО.

Надежность обеспечивают в процессе изготовления деталей и их сборки за счет достижения необходимой точности размеров, применения прогрессивных упрочняющих технологий и технологических мероприятий, направленных на обеспечения технических требований.

Надежность реализуется в процессе эксплуатации и зависит от скоростных и нагрузочных режимов работы, системы технического обслуживания и других эксплуатационных факторов.

Вероятность безотказной работы изделия по критерию износостойкости (рис. 1.1) за период наработки T_u определяют по функции

$$P_u(T_u) = \Phi\left(\frac{T_{ru} - T_u}{s(T_u)}\right) \qquad (1.4)$$

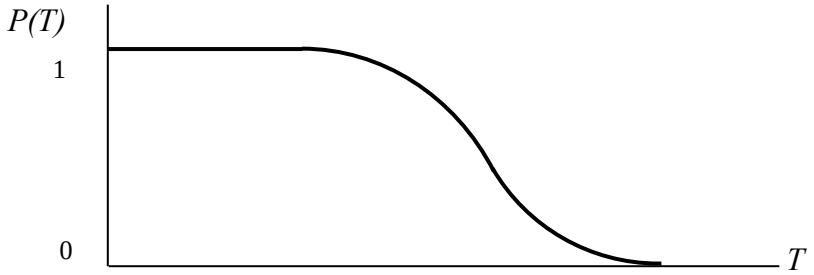


Рис. 1.1. График вероятности безотказной работы при постепенных (износных) отказах изделия

В период нормальной эксплуатации изделия постепенные отказы еще не проявляются и надежность характеризуется внезапными отказами. Эти отказы

вызываются неблагоприятным стечением обстоятельств. Вероятность в этом случае (рис. 1.2) определяет показательное распределение отказов

$$P(T) = e^{-\int_0^T \lambda(T)T} \quad (1.5)$$

где, $\lambda(T)$ – интенсивность отказов (рис. 1.3).

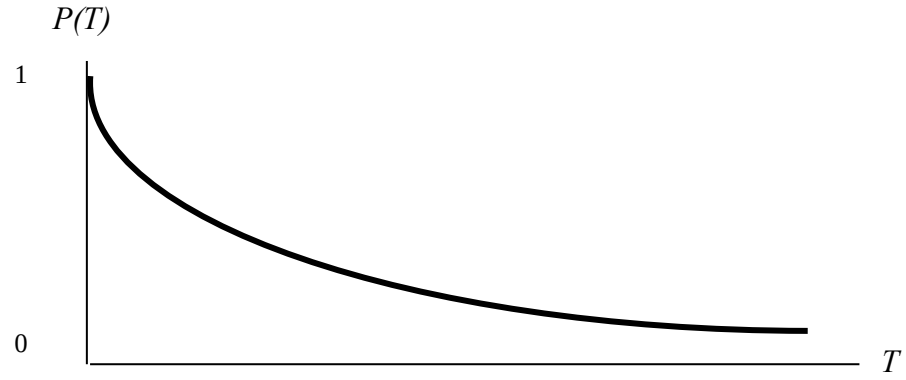


Рис. 1.2. График надежности

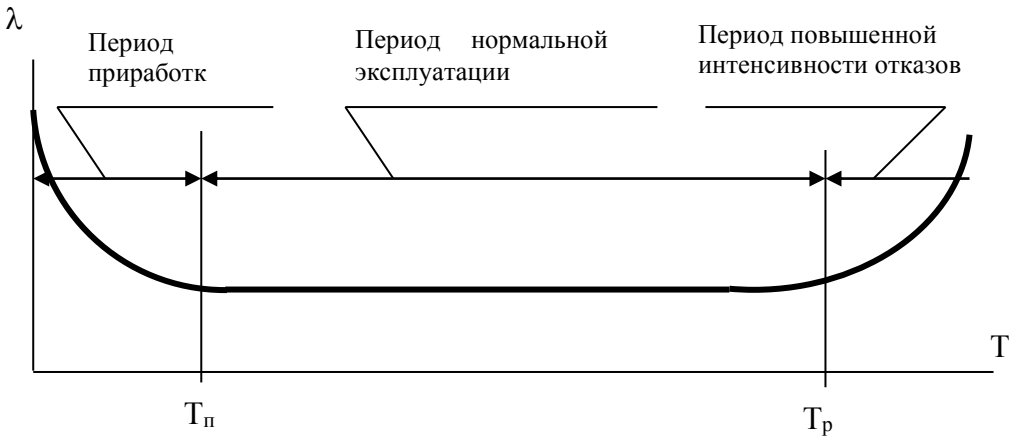


Рис.1.3. Зависимость интенсивности отказов от времени

Интенсивность отказов представляет отношение функции плотности распределения к вероятности безотказной работы

$$\lambda(T) = g(T) / P(T) \quad (1.6)$$

Функция плотности распределения представляется отношением приращения вероятности отказов ΔQ(T) за время ΔT

$$g(T) = \frac{\Delta Q(T)}{\Delta T} \quad (1.7)$$

Надежность характеризуется следующими состояниями: работоспособное, исправное и неисправное.

Работоспособным состоянием (работоспособностью) называют состояние объекта, при котором значение всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской документации.

Работоспособное состояние оценивается критериями: прочностью, жесткостью, износостойкостью, теплостойкостью и вибростойкостью.

Прочность- это свойство детали воспринимать те или иные воздействия, в определенных условий и пределах, не разрушаясь.

Наиболее распространенным методом оценки прочности деталей машин является сравнение расчетных с допускаемыми напряжениями ***[σ], [τ]***.

Объемная прочность по напряжениям растяжения σ_p, изгиба σ_u и кручения $\tau_{кр}$ определяют следующие условия:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \le [\sigma];\ \sigma_u = \frac{M_u}{W_z} \le [\sigma];\ \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \le [\tau]; \qquad (1.8)$$

где, F, M_u, $M_{кр}$– сила, изгибающий и крутящий моменты;

A, W_z, $W_{кр}$ – площадь сечения, осевой и полярный моменты сопротивления.

Контактную σ_H прочность определяет условие

$$\sigma_H = 0{,}418 \cdot \sqrt{q_n \cdot \frac{E_{np}}{R_{np}}} \le [\sigma_H] \qquad (1.9)$$

q_n, E_{np}, R_{np}– нормальная распределенная нагрузка, приведенные модуль упругости и радиусы кривизны поверхностей.

Распространенным методом оценки прочности является сравнение расчетного коэффициента запаса **s** прочности с допускаемым *[s]*

$$s = \frac{\sigma_{np}}{\sigma_p} \ge [s] \qquad (1.10)$$

σ_{np} – предельное напряжение, для пластичных материалов $\sigma_{np} = \sigma_T$, для хрупких материалов $\sigma_{np} = \sigma_B$.

Жесткостью называют способность детали сопротивляться изменению ее формы под действием приложенных нагрузок.

При соблюдении достаточной жесткости деталей, например, валов, обеспечивается удовлетворительная работа механизма. В расчетах на жесткость ограничивают либо перемещения **ΔL**, **y**, либо угол **θ**, обусловленного деформациями, в пределах допускаемых значений:

$$\Delta L \le [\Delta L],\quad y \le [y],\quad \theta \le [\theta] \qquad (1.11)$$

Износостойкостью называют свойство материала детали оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения. Износостойкость оценивают величиной, обратной скорости или интенсивности изнашивания.

Износостойкость является важнейшим критерием работоспособности подвижно сопряженных деталей, поскольку до 90 % таких деталей выходят из строя из-за износа. В результате износа снижается КПД, точность сопряжения, надежность и экономичность машин. Износ деталей значительно повышает стоимость эксплуатации машин в связи с необходимостью периодического их ремонта. Так стоимость ТО и ремонта превышает стоимость изготовления автомобиля за весь период его эксплуатации до 6 раз.

Расчеты деталей на износ заключается либо в определении условий, обеспечивающих их жидкостное трение, либо в определении достаточной долговечности их путем назначения для трущихся поверхностей давлений **p** не более допускаемых ***[p]***

$$p \le [p] \qquad (1.12)$$

Под **вибростойкостью** понимают способность конструкций работать в требуемом диапазоне режимов при допустимых колебаниях.

Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения, обуславливающие усталостные разрушение деталей. Особенно опасными являются резонансные колебания, когда собственная частота f_C

совпадает или близка к частоте f_B вынужденных колебаний. Поэтому расчет на вибростойкость ведут по условию несовпадения частот собственных и вынужденных колебаний:

$$f_C \neq f_B \qquad (1.13)$$

Под **теплостойкостью** понимают способность деталей сохранять работоспособность в допускаемых пределах температурного режима.

Нагрев деталей свыше допускаемых пределов может вызвать следующие недопустимые последствия для нормальной эксплуатации:

-появление остаточной деформации,

-понижение защищающих свойств масляных пленок,

-заклинивание сопрягаемых подвижных деталей.

При расчетах на теплостойкость сопоставляют расчетную T_p температуру с допускаемой ***[T]***:

$$T_p \le [T] \qquad (1.14)$$

1.4. Стадии конструирования машин

Конструирование машин - творческий процесс со свойственными ему закономерностями построения и развития. Особенности этого процесса состоят в многовариантности решения, необходимости согласования применяемых решений с общими и специфическими требованиями, предъявляемыми к конструкциям, а также требованиями соответствующих ГОСТов, регламентирующих термины, определения, условные обозначения, систему измерений, методы расчета и т.п.

Детали, узлы, машины изготавливают по чертежам, выполненным на основе проектов - совокупности расчетов, графических материалов и пояснений к ним, предназначенных для обоснования и определения параметров конструкции, ее производительности, экономической эффективности.

Стадии разработки конструкторской документации и этапы работ установлены стандартом (ГОСТ 2.103-68).

1-я стадия - разработка технического задания - документа, содержащего наименование, основное назначение, технические требования, показатели качества, экономические показатели и специальные требования заказчика к изделию.

2-я стадия - разработка технического предложения - совокупности конструкторских документов, обосновывающих техническую и технико-экономическую целесообразность разработки изделия на основе технического задания, рассмотрения вариантов возможных решений с учетом достижения науки и техники, патентных материалов.

3-я стадия - разработка эскизного проекта - совокупности конструкторских документов, содержащих принципиальные конструкторские решения и разработки общих видов чертежей, дающих общие представления об устройстве разрабатываемого изделия, принципе его действия, габаритных и основных параметров. В эскизный проект входит пояснительная записка с необходимыми расчетами.

4-я стадия - разработка технического проекта - совокупность конструкторских документов, содержащих окончательное решение и дающих полное представление об устройстве изделия. Чертежи проекта состоят из чертежей общего вида и рабочих чертежей. На этой стадии рассматриваются вопросы надежности узлов, соответствие требованиям техники безопасности, условиям хранения и транспортирования и т.д. В технический проект входит пояснительная записка.

5-я стадия - разработка рабочей документации - совокупности документов, содержащих сборочные чертежи и чертежи деталей, оформленных так, чтобы по ним можно было изготовить изделие и контролировать их производство и эксплуатацию.

1.5. Вопросы для самопроверки

-Каковы место и роль машин в современном обществе?

-По характеру рабочего процесса и назначению, к какому классу можно отнести такие машины, как компрессор, электродвигатель, пресс?

-Какие учебные дисциплины непосредственно служат базой для курса "Детали машин и основы конструирования"?

-Какие различие между механизмом и машиной?

-На какие классы делятся машины в зависимости от их функционального назначения?

-Дайте определение основным видам изделий машиностроения.

-Что следует понимать под деталью машины? Какие детали называют общего назначения?

-Что такое деталь, узел, агрегат (блок), комплект, машина, комплекс?

-Какие основные требования предъявляют к машинам и их деталям?

-Каково различие между механизмом и машиной?

-В чем различия между передаточным, исполнительным и рабочим органами машины?

-Что следует понимать под деталью машины? Какие детали относят к деталям общего назначения?

-Какие детали машин общего назначения вы знаете?

-Что предусматривает творческий процесс проектирования?

-Какая разница между прочностью и жесткостью деталей?

-Какие основные требования предъявляют к машинам и их деталям?

-Назовите общие требования к машинам, сборочным единицам и деталям.

-В чем суть понятия «экономическая эффективность»?

-Какие решения обеспечивает технологичность конструкции?

-Как влияет выбор материала и способ получения заготовки на экономичность машины?

-В каких случаях конструктор должен думать о категориях «красота» и «удобство»? Поясните это на примере знакомой вам техники.

-В чем суть категории «композиция»?

-Как вы понимаете принцип «золотое сечение»?

-В чем суть эргономики при конструировании машин?

-Дайте определение основным критериям надежности машин.

-Какие виды изнашивания деталей машин существуют и как их предотвратить?

2.1. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1.1. Основные понятия
2.1.2. Механические передачи
2.1.3. Основные характеристики механических передач
2.1.4. Вопросы для самопроверки

2.1.1. Основные понятия

Одной из задач курса «Детали машин» и является обучение методам проектирования передаточных механизмов общего назначения.

Большинство современных машин и приборов создается по схеме двигатель – передача – рабочий орган (исполнительный механизм). Необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и рабочими органами машины связана с решением ряда задач.

Например, в автомобилях и других транспортных машинах требуется изменять величину скорости и направление движения, а на подъемах и при трогании с места необходимо в несколько раз увеличить вращающий момент на ведущих колесах. Сам автомобильный двигатель не может выполнять эти требования, так как он работает устойчиво только в узком диапазоне изменения величины вращающего момента и угловой скорости. При выходе за пределы этого диапазона двигатель останавливается. Подобно автомобильному двигателю слабо регулируются многие другие двигатели, в том числе большинство электрических.

В некоторых случаях регулирование двигателя возможно, но нецелесообразно по экономическим соображениям, так как за пределами номинального режима работы КПД двигателей существенно понижается.

Масса и стоимость двигателя при одинаковой мощности уменьшаются с увеличением угловой скорости его вала. Применение таких двигателей с передачей, понижающей угловую скорость, вместо двигателей с малой угловой скоростью без передачи экономически более целесообразно.

В связи с широким распространением комплексной механизации и автоматизации производства значение передач в машинах еще более увеличивается. Требуется разветвление потоков энергии и одновременная передача движения с различными параметрами к нескольким исполнительным органам от одного источника – двигателя. Все это делает передачи одним из существенных элементов большинства современных машин и установок.

Механическая энергия, используемая для приведения в движение машины-орудия, представляет собой энергию вращательного движения вала двигателя. *Вращательное движение получило наибольшее распространение в механизмах и машинах,* так как обладает следующими *достоинствами*: обеспечивает непрерывное и равномерное движение при небольших потерях на трение; позволяет иметь простую и компактную конструкцию передаточного механизма.

Все современные двигатели для уменьшения габаритов и стоимости *выполняют быстроходными* с весьма узким диапазоном изменения угловых скоростей. Непосредственно быстроходный вал двигателя соединяют с валом

машины редко (вентиляторы и т. п.). В абсолютном большинстве случаев режим работы машины-орудия не совпадает с режимом работы двигателя, поэтому передача механической энергии от двигателя к рабочему органу машины осуществляется с помощью различных передач.

Передачей будем называть устройство, предназначенное для передачи энергии из одной точки пространства в другую, расположенную на некотором расстоянии от первой.

В современном машиностроении в зависимости от вида передаваемой энергии применяют механические, пневматические, гидравлические и электрические передачи. В курсе «Детали машин» рассматривают только *наиболее распространенные механические передачи.*

Механическими передачами, *или просто передачами, называют механизмы для передачи энергии от машины-двигателя к машине-орудию, как правило, с преобразованием скоростей, моментов, а иногда - с преобразованием видов (например, вращательное в поступательное) и законов движения.*

Передача (в механике) соединяет вал источника энергии - двигателя и валы потребителей энергии - рабочих органов машины, таких, например, как ведущие колёса гусеничного движителя или автомобиля.

Механические передачи известны со времен зарождения техники, прошли вместе с ней длительный путь развития и совершенствования и имеют сейчас очень широкое распространение. Грамотная эксплуатация механических передач требует знания основ и особенностей их проектирования и методов расчетов.

При проектировании к механическим передачам предъявляются следующие требования:

-высокие нагрузочные способности при ограниченных габаритных размерах, весе, стоимости;

-постоянство передаточного отношения или закона его изменения;

-обеспечение определенного взаимного расположения осей ведущего и ведомого валов, в частности, межосевого расстояния a_w;

-малые потери при передаче мощности (высокий КПД) и, как следствие, ограниченный нагрев и износ;

-плавная и бесшумная работа;

-прочность, долговечность, надёжность.

Передачи имеют широкое распространение в машиностроении по следующим причинам:

1)энергию целесообразно передавать при больших частотах вращения;

2)требуемые скорости движения рабочих органов машин, как правило, не совпадают с оптимальными скоростями двигателя; обычно ниже, а создание тихоходных двигателей вызывает увеличение габаритов и стоимости;

3)скорость исполнительного органа в процессе работы машины-орудия необходимо изменять (например, у автомобиля, грузоподъемного крана, токарного станка), а скорость машины-двигателя чаще постоянна (например, у электродвигателей);

4)нередко от одного двигателя необходимо приводить в движение несколько механизмов с различными скоростями;

5)в отдельные периоды работы исполнительному органу машины требуется передать вращающие моменты, превышающие моменты на валу машины-двигателя, а это возможно выполнить за счет уменьшения угловой скорости вала машины-орудия;

6)двигатели обычно выполняют для равномерного вращательного движения, а в машинах часто оказывается необходимым поступательное движение с определенным законом;

7)двигатели не всегда могут быть непосредственно соединены с исполнительными механизмами из-за габаритов машины, условий техники безопасности и удобства обслуживания;

8)распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

Как правило, угловые скорости валов большинства используемых в настоящее время в технике двигателей (поршневых двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных, электрических, гидравлических и пневматических двигателей) значительно превышают угловые скорости валов исполнительных или рабочих органов машин, порой на 2-3 порядка. Поэтому доставка (передача) энергии двигателя с помощью передачи любого типа, в том числе и механической, происходит, как правило, совместно с одновременным преобразованием моментов и угловых скоростей (в сторону повышения первых и понижения последних).

При этом необходимо отметить, что конструктивное обеспечение функции транспортного характера – чисто передачи энергии иной раз вступает в логическое противоречие с направлением задачи конечного преобразования силовых и скоростных параметров этой энергии. Например, в трансмиссиях многих транспортных машин (особенно высокой проходимости) входной редуктор сначала повышает частоту вращения, понижение ее до требуемых пределов производят бортовые или колесные редукторы.

Этот прием позволяет снизить габаритно-весовые показатели промежуточных элементов трансмиссии (коробок перемены передач, карданных валов) – размеры валов и шестерен пропорциональны величине передаваемого крутящего момента в степени 1/3.

Аналогичный принцип используется при передаче электроэнергии - повышение напряжения перед ЛЭП позволяет значительно снизить тепловые потери, определяемые в основном силой тока в проводах, а заодно уменьшить сечение этих проводов.

Иногда передача механической энергии двигателя сопровождается также преобразованием вида движения (например, поступательного движения во вращательное или наоборот) или законов движения (например, равномерного движения в неравномерное).

Широко известными образцами таких передач являются кривошипно-шатунный механизм и кулачковый привод механизма газораспределения.

2.1.2. Механические передачи

Механические передачи, применяемые в машиностроении, классифицируют (рис.2.1.1 и 2.1.2):

по энергетической характеристике механические передачи делятся на:

-кинематические (передаваемая мощность $P<0{,}1$ кВт),

-силовые (передаваемая мощность $P\geq 0{,}1$ кВт).

по принципу передачи движения:

-***передачи трением*** (примеры: фрикционная-рис.2.1.1,*а* и ременная-рис.2.1.2,*а)*-действующие за счет сил трения, создаваемых между элементами передач;

Фрикционные передачи подразделяют на:

-фрикционные передачи с жесткими звеньями (с различного рода катками, дисками);

-фрикционные передачи с гибким звеном (ременные, канатные).

-***зацеплением*** (примеры: зубчатые - рис.2.1.1,*б,* червячные - рис.2.1.1,*в;* цепные-рис.2.1.2,*б;*передачи винт-гайка - рис.2.1.1,*г, д)* -работающие в результате возникновения давления между зубьями, кулачками или другими специальными выступами на деталях.

Передачи зацеплением делятся на:

-передачи зацеплением с непосредственным контактом жестких звеньев (цилиндрические, конические, червячные);

-волновые передачи зацеплением;

-передачи зацеплением с гибким звеном (зубчато-ременные, цепные).

Как фрикционные, так и зубчатые передачи могут быть выполнены с непосредственным контактом ведущего и ведомого звеньев или посредством гибкой связи – ремня, цепи.

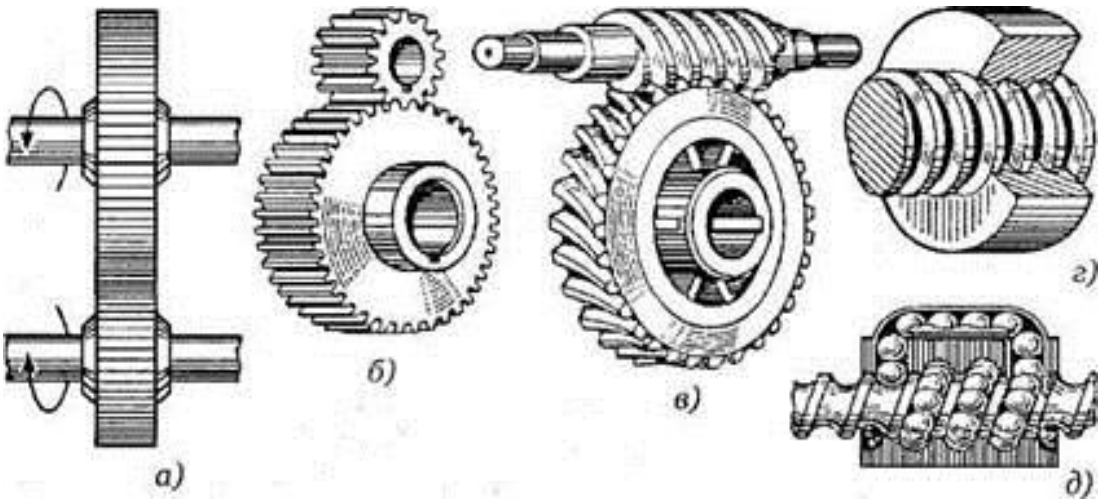


Рис.2.1.1. Механические передачи с непосредственным контактом тел вращения:
а- фрикционная передача; *б* -зубчатая передача; *в*- червячная передача;
г, д -передачи винт-гайка

а) *б)*

Рис.2.2. Передачи с гибкой связью:
а- ременная; *б*-цепная

по способу соединения деталей:

-передачи с непосредственным контактом тел вращения (фрикционные, зубчатые, червячные, передачи винт-гайка - рис.2.1.1);

-передачи с гибкой связью (ременная, цепная - см. рис.2.1.2).

по характеру изменения скорости

-понижающие (редукторы);

-повышающие (мультипликаторы);

-регулируемые (со ступенчатым регулированием и бесступенчатым (плавным) регулированием);

-нерегулируемые;

по взаимному расположению валов в пространстве

-с параллельными валами -зубчатые с цилиндрическими колесами, фрикционные с цилиндрическими роликами, цепные;

-с пересекающими валами -зубчатые и фрикционные конические, фрикционные лобовые;

-с перекрещивающимися валами -зубчатые - винтовые и коноидные, червячные, лобовые фрикционные со смещением ролика;

-с соосными валами.

по характеру изменения передаточного отношения (числа)

-передачи с постоянным (неизменным) передаточным отношением;

-передачи с переменным (изменяемым или по величине, или по направлению или и то и другое вместе) передаточным отношением.

по характеру движения валов

-простые передачи, в которых валы вращаются лишь вокруг своих осей, а оси валов и сопряженные с ними детали остаются в пространстве неподвижными;

-планетарные передачи, в которых оси и сопряженные с ними детали (сателлиты) перемещаются в пространстве. Разновидностью планетарных передач являются *волновые* передачи.

по подвижности осей и валов

-передачи с неподвижными осями валов - рядовые (коробки скоростей, редукторы);

-передачи с подвижными осями валов (планетарные передачи, вариаторы с поворотными роликами).

по числу ступеней (т.е. отдельных передач, взаимно связанных и одновременно участвующих в передаче и преобразовании движения)

-одноступенчатые;

-многоступенчатые.

по конструктивному оформлению

-открытые (не имеют общего закрывающего их корпуса);

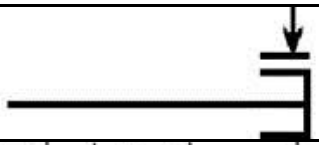
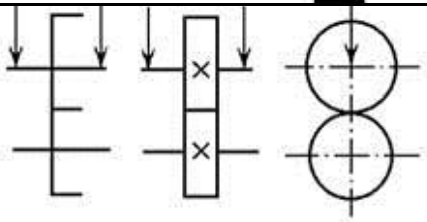
-полузакрытые, смонтированные в легкий защитный кожух, который не выполняет силовых функций;

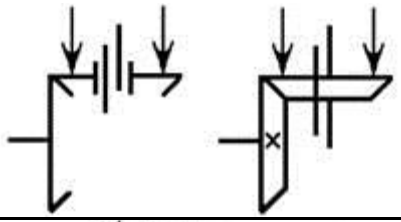
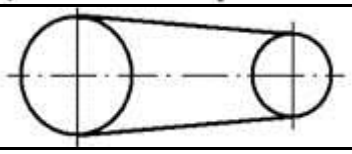
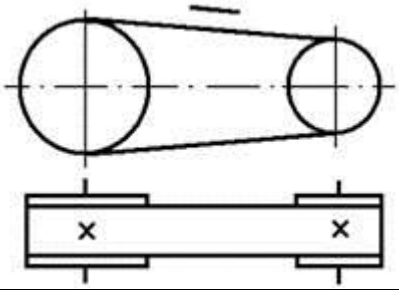
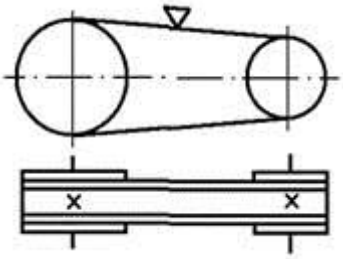
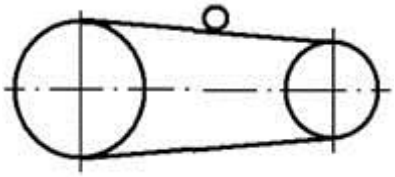
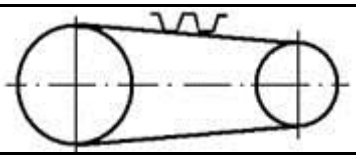
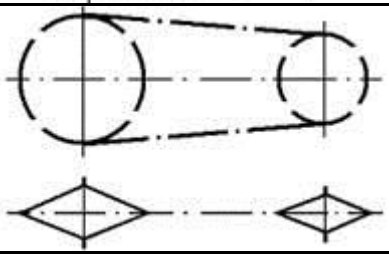
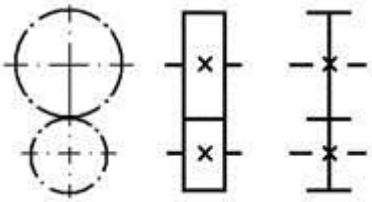
-закрытые, заключенные в общий прочный и жесткий корпус, объединяющий все подшипниковые узлы и выполняющий герметизацию и постоянную смазку передачи.

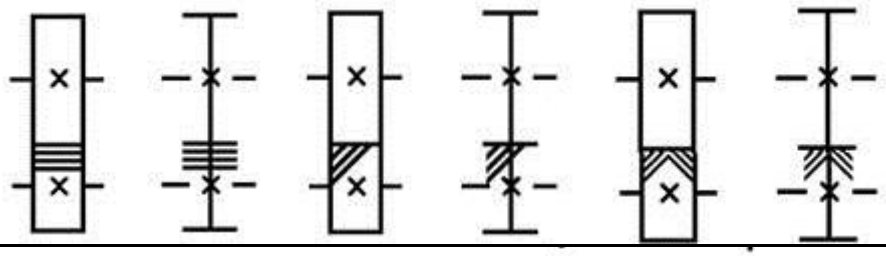
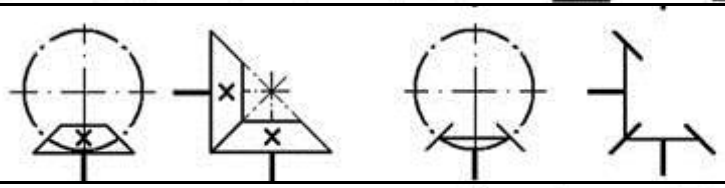
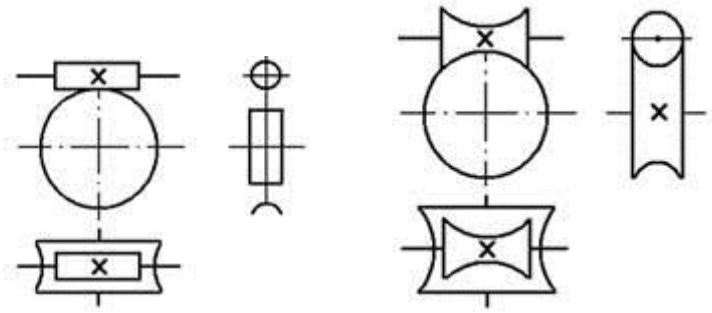
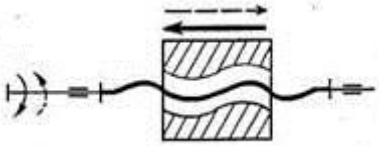
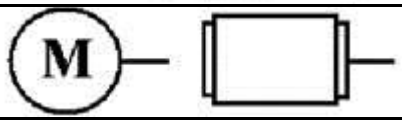
Передача, в которой энергия с входного на выходное звено передается через несколько параллельно расположенных механизмов, называется ***многопоточной*** передачей. К таким передачам относятся также разветвленные передачи – приводы от одного двигателя нескольких исполнительных механизмов. Многопоточными являются волновые зубчатые и планетарные передачи, так называемые передачи с многопарным зацеплением. ***Многопарное зацепление*** – это такое зацепление, в котором одновременно находятся две и большее число пар зубьев. В многопоточной передаче, благодаря распределению нагрузки между параллельно работающими механизмами, кинематическими цепями или кинематическими парами, уменьшены габаритные размеры и масса.

Кинематические схемы механических передач приведены в таблице.

Таблица 2.1.1.

Наименование	Обозначение
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т.п.	
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа)	
Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа	
Передачи фрикционные: а) с цилиндрическими роликами	

б) с коническими роликами	
Передача ремнем без уточнения типа ремня	
Передача плоским ремнем	
Передача клиновым ремнем	
Передача круглым ремнем	
Передача зубчатым ремнем	
Передача цепью, общее обозначение без уточнения типа цепи	
Передачи зубчатые (цилиндрические): а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения тина зубьев)	

б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями	
Передачи зубчатые с пересекающимися валами, конические	
Передачи зубчатые со скрещивающимися валами: червячные	 цилиндрическим червя ком червячные глобоидные
Передача винт-гайка	
Электродвигатель	

2.1.3. Основные характеристики механические передачи.

Во всех механических передачах различают два основных звена: *входное* (ведущее) и *выходное* (ведомое). Между этими звеньями в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные звенья. Звенья, передающие вращающий момент, называют *ведущими*, а звенья, приводимые в движение от ведущих (катки, шкивы, зубчатые колеса и т.п.), – *ведомыми*.

Параметры передачи, относящиеся к ведущим звеньям, будем отмечать индексом 1, а к ведомым - индексом 2, т. е. d_1, v_1, ω_1, P_1, T_1– соответственно диаметр, окружная скорость, угловая скорость, мощность, вращающий момент на ведущем валу; d_2, v_2, ω_2, P_2, T_2– то же, на ведомом.

Любая механическая передача характеризуется следующими основными параметрами (рис. 2.1.3): **мощностью** P_2– на выходе, кВт; **быстроходностью,** которая выражается угловой скоростью ведомого вала ω_2, рад/с, или частотой вращения n, измеряемой в об/мин (мин$^{-1}$), и **передаточным отношением** u.

Это три основные характеристики, необходимые для проектировочного расчета любой передачи.

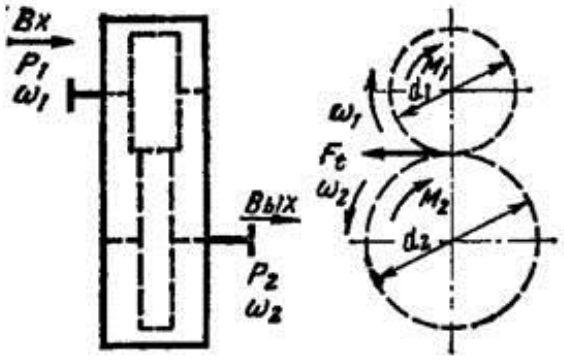


Рис. 2.1.3. Основные параметры передач

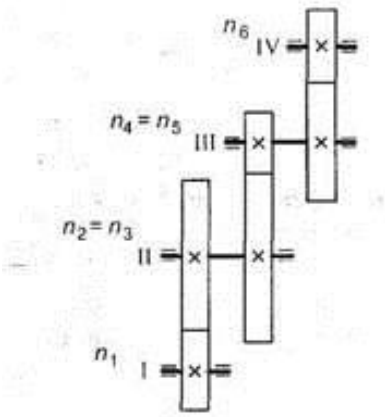


Рис. 2.1.4. Трехступенчатая передача

В машиностроении принято обозначать угловые и окружные скорости, частоту вращения, диаметры вращающихся деталей ведущих валов индексами нечетных цифр, ведомых - четными. Например, для колес трехступенчатой передачи обозначения частот вращения следующие: n_1-ведущего вала I; n_3-ведущей шестерни вала II; n_5-ведущей шестерни вала III; n_2-промежуточного ведомого вала II; n_4-ведомого колеса вала III; n_6-ведомого колеса вала IV.

Все механические передачи характеризуются передаточным числом или отношением. Рассмотрим работу двух элементов передачи (рис.2.1.4), один из которых будет ведущим, а второй - ведомым.

Введем следующие обозначения: ω_1 и n_1-угловая скорость и частота вращения ведущего вала, выраженные соответственно рад/с и об/мин; ω_2 и n_2-угловая скорость и частота вращения ведомого вала; D_1 и D_2 - диаметры вращающихся деталей (шкивов, катков и т. п.); v_1 и v_2 -окружные скорости, м/с.

Передаточное число– отношение угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого вала конкретной передачи. Передаточное число не может быть меньше единицы. Оно представляет собой абсолютную величину передаточного отношения:

Учитывая $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, $\omega = \frac{\pi n}{30}$;

получим: $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\pi n_1 30}{\pi n_2 30} = \frac{n_1}{n_2}$.

Принимая в точке контакта $V_1 = V_2 = V$

Можно записать: $\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2 = V_1 = V_2 = V$,

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Диаметр начальных окружностей зубчатых колес зубчатой передачи определяется по формулам:

$$D_{H_1} = mz_1; \quad D_{H_2} = mz_2.$$

Передаточное число:

$$u = \frac{D_{H_2}}{D_{H_1}} = \frac{mz_2}{mz_1};$$

Таким образом, для любой передачи:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (2)$$

Отношение угловых скоростей ведущего ω_1 и ведомого ω_2 звеньев называют также ***передаточным отношением*** и обозначают *i*.

$$u = |i|.$$

Передаточное число в отличие от передаточного отношения всегда положительное и не может быть меньше единицы. Передаточное число характеризует передачу только количественно. Передаточное число и передаточное отношение могут совпадать только у передачи внутреннего зацепления. У передач внешнего зацепления они не совпадают, так как имеют разные знаки: передаточное отношение – отрицательное, а передаточное число - положительное. Если ведущее и ведомое колеса вращаются в одну сторону (например, у зубчатой передачи с внутренним зацеплением), то передаточное отношение считается положительным. Если ведомое и ведущее колеса вращаются в разные стороны (например, у зубчатой передачи внешнего зацепления), то передаточное отношение считается отрицательным.

В передаче, понижающей частоту вращения *n* (угловую скорость ω), *u*>1; при *u*<1 частота вращения (угловая скорость) повышается. Понижение частоты вращения называют редуцированием, а закрытые передачи, понижающие частоты вращения,– редукторами. Устройства, повышающие частоты вращения, называют ускорителями или мультипликаторами. Передачи выполняют с постоянным, переменным или регулируемым передаточным отношением. Как те, так и другие, широко распространены. Регулирование передаточного отношения может быть ступенчатым или бесступенчатым. Ступенчатое регулирование реализуется в коробках передач с зубчатыми колесами, в ременных передачах со ступенчатыми шкивами и т. п.; бесступенчатое регулирование – с помощью фрикционных, ременных или цепных вариаторов. Заметим, что ступенчатое регулирование дешевле и осуществляется более простыми и надежными механизмами. Механизмы бесступенчатого регулирования позволяют менять угловую скорость на ходу и выбирать оптимальные законы движения. Применение того или иного способа регулирования передаточного отношения зависит от конкретных условий работы машины, которую обслуживает передача. Вообще передаточное отношение следует считать основной кинематической характеристикой передач.

В приводах с большим передаточным числом (до *u*=1000 и выше), составленных из нескольких последовательно соединенных передач (многоступенчатые передачи), передаточное число равно произведению передаточных чисел каждой ступени передачи, т. е.

$$U_{общ} = u_1 \cdot u_2 \cdot \ldots \cdot u_n. \quad (3)$$

$$u_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \qquad u_2 = \frac{\omega_2}{\omega_3}; \qquad u_k = \frac{\omega_k}{\omega_{k+1}}.$$

Передаточное число привода реализуют применением в силовой цепи многоступенчатых однотипных передач, а также передач разных видов (рис.2.1.6). Нагруженность деталей зависит от места установки передачи в силовой цепи и распределения общего передаточного числа между отдельными передачами. По мере удаления по силовому потоку от двигателя в понижающих передачах нагруженность деталей растет. Следовательно, в области малых частот вращения *n* (и соответственно больших вращающих моментов *T*) целесообразно применять передачи с высокой нагрузочной способностью (например, зубчатые, цепные).

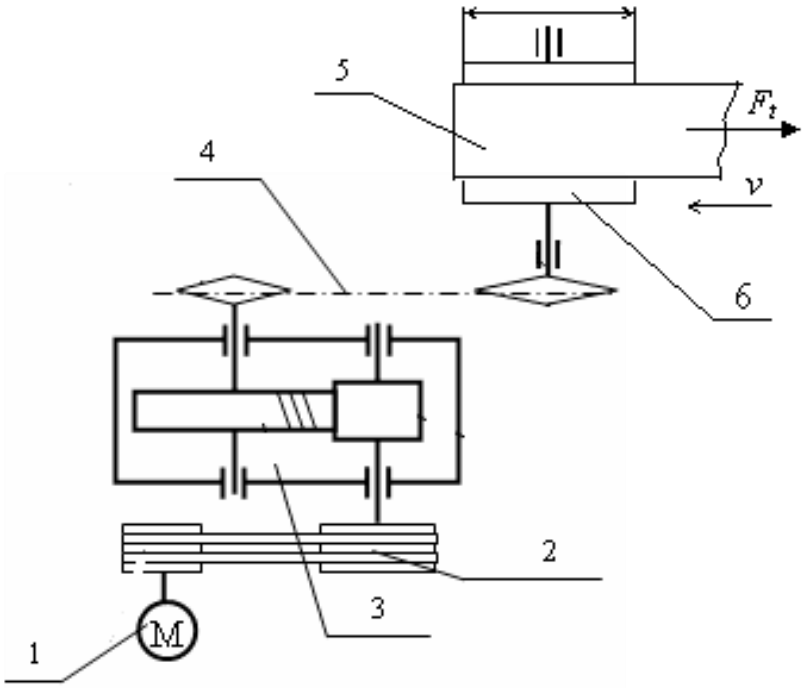


Рис. 2.1.6. Схема привода ленточного конвейера:
1-электродвигатель; 2-ременная передача; 3-редуктор цилиндрический одноступенчатый; 4-цепная передача; 5-лента конвейера; 6- барабан конвейера

Так, в приводе на рис. 2.1.6, состоящем из ременной, зубчатой и цепной передач, вариант размещения «двигатель - ременная - зубчатая - цепная передача - исполнительный орган» предпочтительнее других вариантов.

Окончательное решение вопроса о распределении общего передаточного числа *u* между передачами разных типов требует сопоставления результатов расчетов на основе технико – экономического анализа нескольких вариантов.

Передача мощности от ведущего вала к ведомому всегда сопровождается потерей части передаваемой мощности вследствие наличия вредных сопротивлений (трения в движущихся частях, сопротивления воздуха и др.).

Если P_1 -мощность на ведущем валу, P_2-на ведомом валу, то $P_1 > P_2$.

Отношение значений мощности на ведомом валу P_2 к мощности на ведущем валу P_1 называют механическим **коэффициентом полезного действия** (КПД) и обозначают буквой η:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (4)$$

Общий КПД многоступенчатой последовательно соединенной передачи определяют по формуле

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \ldots \cdot \eta_n, \quad (5)$$

где, $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \ldots \cdot \eta_n$-КПД, учитывающие потери в отдельных кинематических парах передачи (подшипники, муфты).

Следовательно, КПД машины, содержащей ряд последовательных передач, всегда будет меньше КПД любой из этих передач.

КПД характеризует качество передачи. Потеря мощности – показатель непроизводительных затрат энергии – косвенно характеризует износ деталей передачи, так как потерянная в передаче мощность превращается в теплоту и частично идет на разрушение рабочих поверхностей.

С уменьшением полезной нагрузки КПД значительно снижается, так как возрастает относительное влияние постоянных потерь (близких к потерям холостого хода), не зависящих от нагрузки.

Отношение потерянной в механизме (машине) мощности (P_1-P_2) к ее входной мощности называют ***коэффициентом потерь***, который можно выразить следующим образом:

$$\varphi = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_2}{P_1} = 1 - \eta. \quad (6)$$

Следовательно, сумма коэффициентов полезного действия и потерь всегда равна единице:

$$\eta + \varphi = 1.$$

Окружная скорость ведущего или ведомого звена, м/с,

$$v = \frac{\omega d}{2000} = \frac{\pi d n}{60000} \quad (7)$$

где, ω- угловая скорость,$с^{-1}$; *n*- частота вращения, $мин^{-1}$; *d*- диаметр, мм (колеса, шкива и др.)

Окружные скорости обоих звеньев передачи при отсутствии скольжения равны:$v_1 = v_2$;

Окружная сила, Н,

$$F_t = \frac{10^3 P}{v} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d} \quad (8)$$

где, *P*-мощность, кВт; v- м/с; *T*-Нм; *d*- мм;

Вращающий (крутящий) момент, Нм,

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega} = \frac{9550P}{n} = \frac{F_t d}{2000}, \quad (9)$$

где, *P*- кВт; F_t-Н; *d*-мм.

Вращающий момент T_1 ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала – момент сил сопротивления поэтому его направление противоположно направлению вращения вала;

2.1.4. Вопросы для самопроверки

-Какие факторы влияют на выбор степени точности зубчатых передач?

-Какие степени точности передач применяют в общем машиностроении?

-Какие нормы характеризуют степень точности?

-Для чего необходим боковой зазор в зубчатой передаче?

-С какой целью производят смазывание зубчатых передач?

-В чем сущность картерного смазывания зубчатых передач?

-Какие основные факторы влияют на КПД зубчатых передач?

-Каковы области применения прямозубых и косозубых передач?

-Уточните основное условие для обеспечения постоянства передаточного числа зубчатой передачи.

-Каковы сравнительные достоинства прямозубых и косозубых колёс?

-Как определяется передаточное отношение и передаточное число?

-По каким критериям распределяют передаточное отношение по ступеням многоступенчатой передачи?

2.2. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.2.1. Основные понятия и термины
2.2.2. Виды повреждений и разрушений зубьев колес
2.2.3. Выбор материала для изготовления шестерни и колеса
2.2.3.1. Расчет допускаемых контактных напряжений
2.2.3.2. Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость
2.2.4. Вопросы для самопроверки

2.2.1. Основные понятия и термины.

Зубчатая передача предназначена для передачи или преобразования движения с изменением угловых скоростей и моментов посредством зубчатого зацепления.

Зубчатые передачи используют в большинстве машин, в широком диапазоне мощностей (до 150 кВт) и скоростей (до 200 м/с). Передачи имеют высокие технико-экономические показатели: высокую надежность, КПД, простоту технического обслуживания и компактность.

Недостатки передач обусловлены сравнительно высокой трудоемкостью изготовления колес, шумом в процессе работы.

Колесо, радиус которого равен бесконечности, называется зубчатой рейкой.

Зубчатые передачи получили наибольшее распространение в машиностроении благодаря следующим достоинствам:

а) практически неограниченной передаваемой мощности,

б) малым габаритам и весу,

в) стабильному передаточному отношению,

г) высокому КПД, который составляет в среднем 0,97 - 0,98.

Недостатком зубчатых передач является шум в работе на высоких скоростях, который однако может быть снижен при применении зубьев соответствующей геометрической формы и улучшении качества обработки профилей зубьев.

При высоких угловых скоростях вращения рекомендуется применять косозубые шестерни, в которых зубья входят о зацепление плавно, что и обеспечивает относительно бесшумную работу. Недостатком косозубых шестерен является наличие осевых усилий, которые дополнительно нагружают подшипники. Этот недостаток можно устранить, применив сдвоенные шестерни с равнонаправленными спиралями зубьев или шевронные шестерни. Последние, ввиду высокой стоимости и трудности изготовления применяются сравнительно редко-обычно лишь для уникальных передач большой мощности. При малых угловых скоростях вращения применяются конические прямозубые шестерни, а при больших - шестерни с круговым зубом, которые в настоящее время заменили конические косозубые шестерни, применяемые ранее. Конические гипоидные шестерни тоже имеют круговой зуб, однако оси колес в них смещены, что создает особенно плавную и бесшумную работу. Передаточное отнесение в зубчатых парах колеблется в широких пределах, однако обычно оно равно 3-5.

Передачи классифицируют по геометрическим и функциональным особенностям

1.По взаимному расположению осей: цилиндрические - с параллельными осями (рис. 2.2.1), с пересекающимися осями (рис.2.2.2, а) и перекрещивающимися осями (рис. 2.2.2, б).

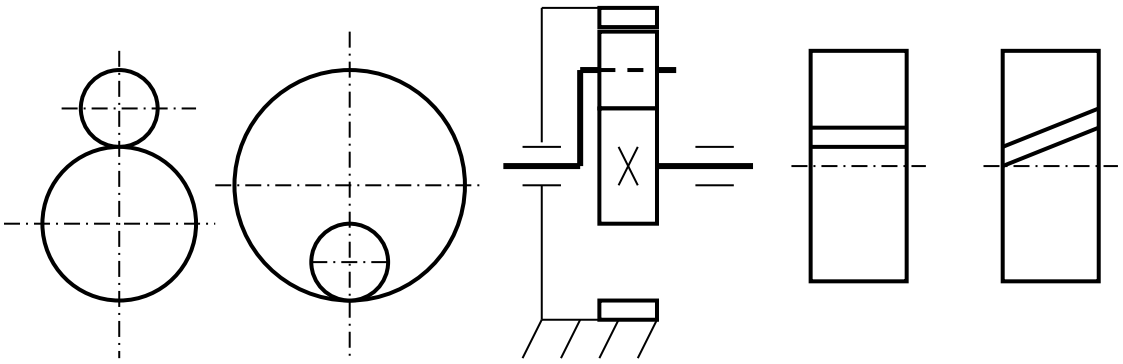


Рис. 2.2.1. Основные виды цилиндрических зубчатых передач

2.По взаимному расположению зубчатых колес: с внешним зацеплением (рис.2.2..1, а) и внутренним зацеплением (рис.2.2..1, б).

3.По характеру движения осей: простые, мелющие неподвижные геометрические оси (рис.2.2.1, а, б) и планетарные, у которых оси одного или нескольких колес подвижны (рис.2.2.1, в)

4.По направлению зубьев: прямые (рис.2.2.1,г) и криволинейные (рис.2.2.1,д).

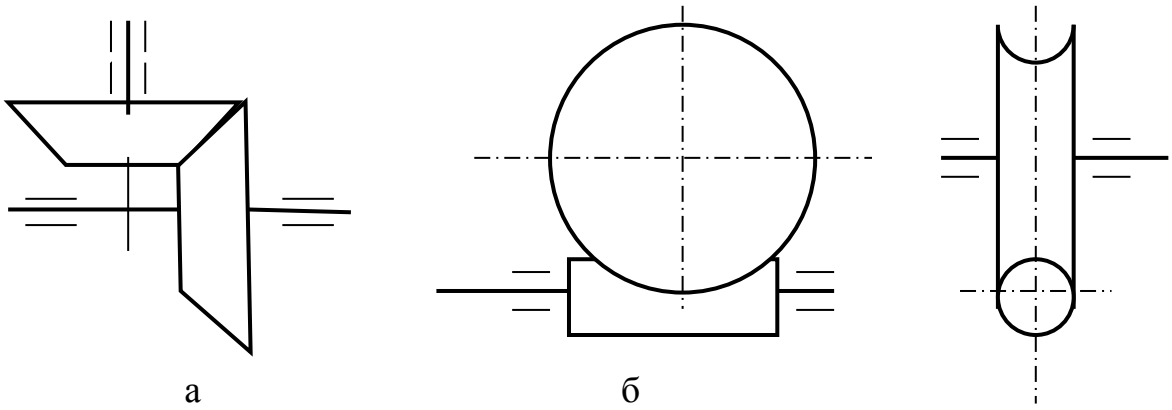


Рис.2.2.2. Схемы передач с передач с пересекающимися и перекрещивающимися осями.

5.По профилю зуба: эвольвентные, циклоидные и профили Новикова, в котором взаимодействуют выпуклый профиль зуба одного колеса и вогнутый профиль зуба другого.

6.По назначению: встроенные в конструкцию машины и выделенные в самостоятельный агрегат.

7.По конструктивному исполнению: открытые - без корпуса и закрытые в пыленепроницаемом корпусе, являющийся одновременно картером для масла.

8.По передаваемой мощности: силовые и кинематические.

9.По частоте вращения ведомого вала: понижающие (редукторы) и повышающие (мультипликаторы).

Рассмотрим передачу вращения двумя звеньями (рис.2.2.3) и допустим, что звенья 1 и 2 являются недеформируемыми телами. Тогда, действуя друг на друга в точке С контакта, они будут вращаться в противоположные стороны с угловыми скоростями ω_1 и ω_2.

Установим соотношения между этими скоростями.

Окружные скорости точки С на каждом из звеньев

$$v_{C1} = \omega_1 \cdot O_1C\,, \qquad v_{C2} = \omega_2 \cdot O_2C\,. \tag{2.2.1}$$

Проведем в точке С контакта нормаль *n-n* и касательную *t-t* к профилям звеньев и разложим скорости v_{C1} и v_{C2} на нормальные

$$v^n_{C1} = v_{C1} \cdot \cos\alpha_{C1} = \omega_1 \cdot O_1N_1\,,\ v^n_{C2} = v_{C2} \cdot \cos\alpha_{C2} = \omega_2 \cdot O_2N_2 \tag{2.2.2}$$

и касательные составляющие

$$v^t_{C1} = v_{C1} \cdot \sin\alpha_{C1}\,, \qquad v^t_{C2} = v_{C2} \cdot \sin\alpha_{C2}\,, \tag{2.2.3}$$

где $\boldsymbol{a_C}$ - угол между абсолютной скоростью точки контакта тела и нормалью к профилю в этой же точке, численно равен углу между радиусом ***OC*** и перпендикуляром ***ON*** опущенном из центра вращения звена ***i*** на нормаль *n-n* (***i = 1, 2*** - номер звена).

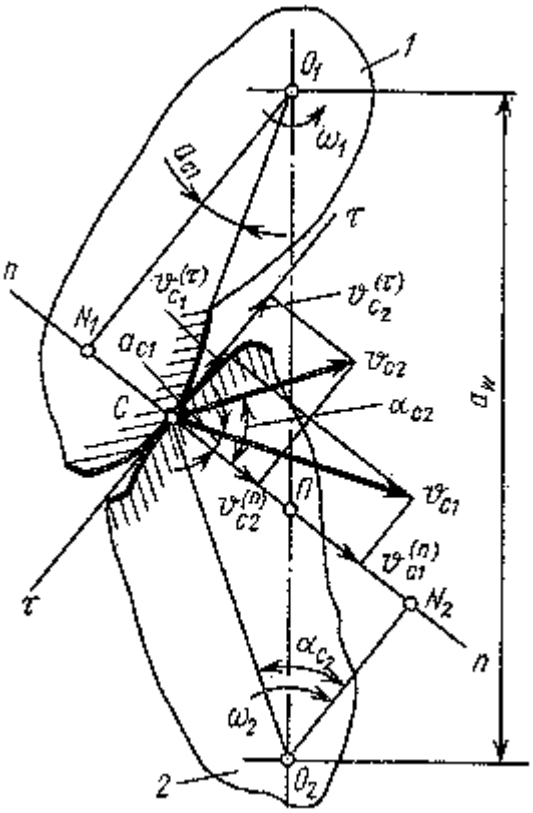


Рис.2.2.3. Схема передачи вращения двумя звеньями

Условие контакта звеньев будет обеспечено лишь при равенстве нормальных составляющих скоростей

$$v^n_{C1} = v^n_{C2} \text{ или } \omega_1 \cdot O_1N_1 = \omega_2 \cdot O_2N_2 \tag{2.2.4}$$

что вытекает из равенства координат сопряженных точек контакта.

Из приведенных соотношений следует, что

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} \qquad (2.2.5)$$

Соединим центры ***O₁*** и ***O₂*** прямой и обозначим через ***П*** точку пересечения этой прямой с нормалью ***n-n***.

Тогда из полученных треугольников ***O₁N₁П*** и ***O₂N₂П*** найдем

$$\frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{O_2П}{O_1П} \text{ или } \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{м_2n}{м_1n} = i_{12} \qquad (2.2.6)$$

2.2.2. Виды повреждений и разрушений зубьев колес

Правильно спроектированная и изготовленная передача при выполнении всех правил эксплуатации не должна перегреваться и производить при работе сильного шума. *Появление значительного перегрева и чрезмерного шума свидетельствует о недостатках в работе передачи,* связанных с ее конструкцией, изготовлением, неправильным выбором смазочного материала или возможными повреждениями зубьев. Наблюдаются следующие виды разрушения зубьев: пластическая деформация рабочих поверхностей, их поломка, изнашивание, заедание, выкрашивание рабочих поверхностей.

Поломка зубьев. Этот вид разрушения зубьев полностью выводит передачу из строя, нередко сопровождающегося повреждениями смежных узлов и деталей машины (валов, подшипников и др.), вследствие заклинивающего действия выломавшихся кусков зубьев. Чаще поломка наблюдается у основания зуба (рис.2.2.4) вследствие периодического действия переменной нагрузки *F*, имеющей отнулевой, пульсирующий характер, а также в результате значительной кратковременной перегрузки (ударной нагрузки). В свою очередь, усталостная поломка бывает малоцикловая, вызываемая действием многократных перегрузок, и многоцикловая- от действия в течение довольно длительного времени переменных напряжений. Прямые короткие зубья выламываются полностью по всей своей длине. Длинные прямые зубья, а особенно косые и шевронные, обычно выламываются по косому сечению. При усталостном разрушении излом имеет вогнутую форму, при разрушении от перегрузок - выпуклую. Если зуб работает одной стороной, то первоначальная трещина, как правило, образуется в зоне растяжения. Трещина распространяется вдоль основания ножки зуба, а иногда к его вершине или по какой-то рабочей части зуба.

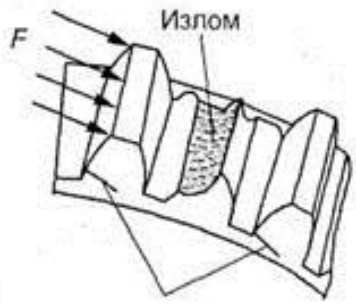


Рис.2.2.4 Виды разрушений зубьев. Излом зуба

Излом зуба может привести к весьма тяжким последствиям вплоть до разрушения валов и подшипников, а иногда и всего механизма. Для предупреждения излома проводится расчёт зуба по напряжениям изгиба. Такой расчёт для закрытых передач выполняется в качестве проверочного после расчёта на контактные напряжения. Для открытых передач, где высока вероятность случайных перегрузок, этот расчёт выполняется как проектировочный.

Долговечность зубьев можно повысить, увеличив прочность основания зуба и уменьшив концентрацию напряжений в опасном сечении, увеличив модуль передачи. Появление поломки от однократных перегрузок предупреждают защитой привода от этого вида нагрузок специальными предохранительными устройствами (например, муфтами предельного момента).

Усталостная поломка зубьев колес является конечным результатом зарождения в них и развития до своих критических размеров усталостной трещины. Усталостные трещины появляются у корня зуба со стороны его растянутых волокон, где действуют наибольшие растягивающие напряжения, связанные с концентрацией напряжений, возникающей в переходной зоне зуба. Усталостные поломки наиболее характерны для колес закрытых передач, работающих при наличии в зоне их зацепления достаточного количества жидкого смазочного материала и имеющих зубья, закаленные до высокой (HRC 50) твердости.

Усталостные разрушения зубьев предупреждают их расчетом на выносливость при изгибе.

Повреждение торцов зубьев (выламывание, смятие) часто получают колеса коробок скоростей при отсутствии у них синхронизаторов – устройств, обеспечивающих предварительное выравнивание окружных скоростей сопрягаемых колес.

По данным эксплуатации выявлены следующие виды поверхностных повреждений зубьев колес.

Повреждение поверхности зуба возникает в результате действия контактных напряжений и трения. Различают три вида поверхностного износа зубьев: усталостное выкрашивание (питтинг), абразивный износ и заедание.

Усталостное выкрашивание возникает на зубьях закрытых, хорошо смазываемых передач при работе вне пределов технического ресурса или при нарушении режима работы передачи (перегрузка, перегрев, превышение допустимой скорости).

На рабочих поверхностях появляются небольшие углубления, которые затем превращаются в раковины. Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано контактными напряжениями. Выкрашивание приводит к повышению контактного давления и нарушению работы передачи. В открытых передачах поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины, поэтому выкрашивание появляется весьма редко.

В этом случае появляются явления усталости в поверхностных слоях зуба: на поверхности возникают небольшие углубления (оспинки), которые растут и превращаются в раковины (рис.2.2.5.а).

Это происходит обычно вблизи полюсной линии зуба, когда вся нагрузка передается одной парой зубьев (однопарное зацепление).

Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано контактными напряжениями, которые изменяются по отнулевому пульсирующему циклу. Выкрашивание заключается в появлении на рабочих поверхностях зубьев вблизи полюсной линии небольших углублений, напоминающих оспинки, которые потом растут, распространяясь на всю поверхность ножки зуба, превращаясь в раковины. Выкрашивание приводит к повышению контактного давления и нарушению работы передачи. В открытых передачах поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины, поэтому выкрашивание появляется весьма редко. Выкрашивание поверхности зубьев возникает на ножках зубьев колес вблизи полюсной линии (рис.2.2.5.а). Смазочный материал, который заходит в микротрещины, находясь под действием внешнего давления (при работе передачи), расклинивает трещины. Повторяясь, такие действия приводят к откалыванию части металла (рис.2.2.5.г). Диаметр ямок выкрашивания (оспинок) доходит до 2-5 мм. Установлено, что чем тверже поверхности зубьев и чем меньше шероховатость их поверхностей, тем большую нагрузку они могут выдерживать без опасности возникновения выкрашивания. Более вязкой масло способно лучше гасить динамические нагрузки на зубья и тем самым уменьшать выкрашивание поверхности зубьев.

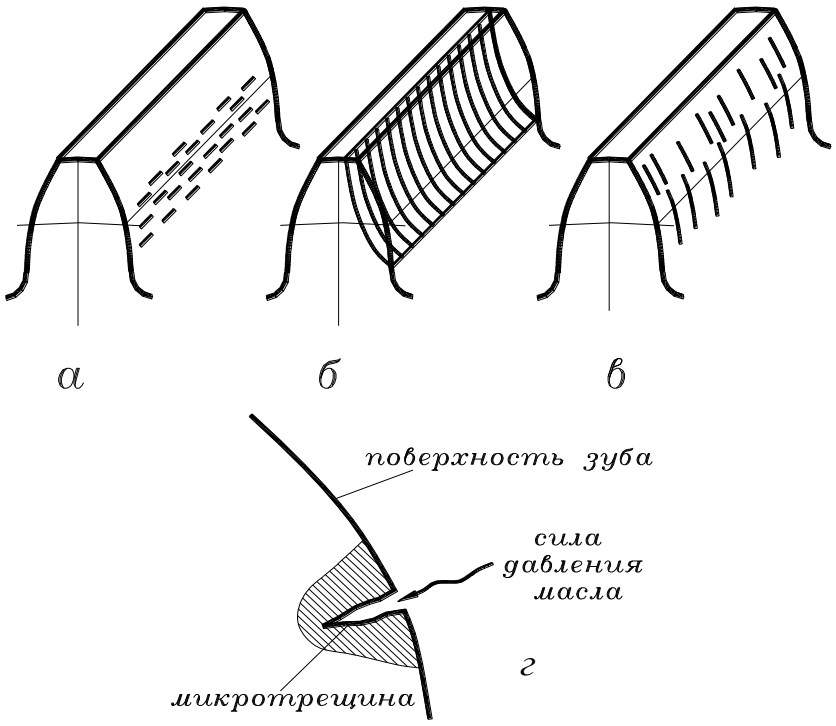


Рис.2.2.5. Виды разрушений зубьев

При дальнейшей работе такой передачи нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, возникает непосредственный контакт поверхностей зубьев с последующим быстрым износом и задиром поверхностей.

Для увеличения стойкости поверхностей зубьев на усталостное выкрашивание следует повышать твердость материала путем термообработки, а также повышать степень точности изготовления зубчатых колес.

Абразивный износ является главной причиной выхода из строя, в основном, открытых передач при плохой смазке. Прочность изношенного зуба снижается из-за уменьшения площади его поперечного сечения (рис.2.2.5.б). Для уменьшения износа надо повышать твердость поверхности зубьев, защищать передачу от загрязнения и использовать специальные масла.

Заедание может происходить в высоконагруженных и высокоскоростных передачах при их перегреве. Свойства масла изменяются, в месте контакта зубьев масляная пленка разрывается и наступает непосредственный контакт поверхностей зубьев. В результате большой контактной нагрузки и трения происходит микросваривание частиц металла с последующим их отрывом от поверхности зуба. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения (рис.2.2.5.в).

Для предупреждения заедания следует повышать твердость материала (поверхности зубьев) термообработкой либо повышать степень точности передачи, охлаждать передачу во избежание перегрева и использовать специальные противозадирные масла, а также правильно назначать размеры из расчёта на усталость по контактным напряжениям (контактную выносливость).

Выкрашивание может быть ***ограниченным*** или ***прогрессирующим.*** Ограниченное выкрашивание связано с концентрацией нагрузки по длине зубьев, а в косозубых передачах еще и с неполным использованием контактных линий, вследствие неизбежных погрешностей шагов зубьев.

Ограниченное выкрашивание возникает в мягких металлах и в открытых передачах, где велик износ. В этом случае поверхность быстрее изнашивается, чем выкрашивается. При большой твёрдости зубьев происходит дальнейшее выкрашивание, профиль зуба нарушается и деталь выходит из строя. В хорошо прирабатывающихся передачах (когда перепад твердостей зубьев колес пары составляет не менее 40 НВ) выкрашивание после приработки может прекратиться, причем оно практически не отражается на работе передачи, так как образовавшиеся ямки постепенно завальцовываются.

Опасность представляет прогрессирующее выкрашивание, распространяющееся на всю или значительную часть длины зубьев. Такое выкрашивание приводит к повышению давления на еще не выкрошенных участках поверхности зубьев, выжиманию смазки в ямки и, наконец, к пластическому обмятию или заеданию зубьев.

В открытых передачах выкрашивание наблюдается очень редко, так как поверхностный слой, в котором возникают начальные трещины, истирается раньше, чем в нем успевает произойти усталостное выкрашивание.

Изнашивание (истирание) зубьев чаще наблюдается в открытых передачах, чем в закрытых, заключается в истирании рабочих поверхностей (рис.2.2.6) вследствие попадания в зону зацепления металлических частиц, пыли, грязи (абразивное изнашивание). Встречается также и в закрытых передачах, но находящихся в засорённой среде: в горных, дорожных, строительных, транспортных машинах. Является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. Усталостное контактное выкрашивание зубьев в таких передачах не наблюдается, так как истирание опережает процесс образования усталостных повреждений в поверхностном слое.

Рис.2.2.6 Процесс изнашивания зубьев в открытых передачах

Изнашивание может начаться также в результате недостаточно гладкой поверхности у новой передачи и продолжаться до сглаживания неровностей рабочих поверхностей зубьев. У изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении и, как следствие, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки; искажается форма зуба; уменьшаются размеры поперечного сечения, а значит и прочность зуба. Основные меры предупреждения износа - повышение твёрдости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение модифицированных профилей зубьев и масел с повышенной вязкостью. В расчёте на контактную выносливость абразивный износ учитывается занижением допускаемых контактных напряжений.

Заедание зубьев. Наблюдается как в открытых, так и в закрытых высокоскоростных, тяжело нагруженных передачах и возникает при высоких контактных напряжениях и разрыве или отсутствии масляной пленки, разъединяющей взаимодействующие зубья колес.

Разрушение масляной пленки происходит из-за выдавливания масла из зоны контакта под действием значительных контактных напряжений или понижения вязкости и защитных свойств масла от его нагрева, связанного с большими скоростями скольжения. При разрушении масляной пленки в результате взаимодействия материалов зубьев в отдельных контактирующих точках развиваются очень высокие местные давления и температуры, происходит точечное схватывание (сваривание) частиц металла сопряженных поверхностей с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся на поверхности более прочного зуба наросты задирают (оставляют глубокие узкие борозды) рабочие поверхности зубьев менее прочного колеса в направлении относительного скольжения зубьев.

Заедание наблюдается преимущественно у тяжело нагруженных высокоскоростных передач, а также у тихоходных, но крупномодульных и с малым числом зубьев (именно в таких передачах развиваются большие скорости скольжения и высокие контактные напряжения). Более склонны к заеданию зубья из однородных, термически неупрочненных материалов. Хотя иногда можно наблюдать борозды заедания и на закаленных зубьях.

Меры предупреждения здесь те же, что и при абразивном износе. Для предохранения зубьев от заедания применяют масла с повышенной вязкостью и противозадирными, а так же химически активными, присадками. Желательно интенсивное охлаждение смазочного материала. Рекомендуется также фланкирование зубьев.

Отслаивание рабочих поверхностей зубьев иногда наблюдают у колес тяжело нагруженных передач при наличии поверхностной химико-термической обработки (азотирования, цианирования, цементации). Вследствие возникновения высоких контактных напряжений усталостные трещины в этом случае появляются не на поверхности зубьев, а под их тонким упрочненным слоем, где металл обладает пониженной выносливостью. Это является причиной отслаивания чешуек металла с рабочей поверхности зубьев колес. Кроме непосредственного интенсивного разрушения поверхности зубьев этот вид их повреждений опасен еще и тем, что отслоившиеся твердые чешуйки оказывают дополнительное абразивное воздействие на зубья, способствующее быстрому выходу передачи из строя. Для предотвращения данного вида повреждений производят расчет зубьев на контактную выносливость их глубинных слоев.

Пластическое деформирование поверхностного слоя зубьев характерно для тяжелонагруженных тихоходных передач при невысокой твердости зубьев. Так как при малых скоростях скольжения затруднено образование на зубьях устойчивой масляной пленки, то в этом случае на их рабочих поверхностях развиваются значительные силы трения, вызывающие пластические деформации поверхностного слоя с последующим их сдвигом в направлении скольжения зубьев. В результате у полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется выступ, а у ведущего - канавка, приводящие к нарушению правильности зацепления зубьев.

Правильно спроектированные передачи должны быть рассчитаны так, чтобы любая из возможных причин повреждения зубьев была исключена. Общепринятой методики расчета зубьев на изнашивание и заедание в настоящее время нет. Все передачи рассчитывают одинаково по контактным напряжениям. Однако иногда открытые передачи рассчитывают только на изгиб по той причине, что у них в меньшей степени наблюдается явление выкрашивания зубьев. Эти передачи масляной ванны не имеют, по этому меньше подвержены выкрашиванию поверхности зубьев.

Усталостное выкрашивание, абразивный износ и заедание обусловлены поверхностной прочностью, а излом – объёмной прочностью зубьев. Поскольку поверхностные повреждения – главный вид поломок для закрытых передач, то расчёт на контактную выносливость выполняют в качестве проектировочного;

расчёт на изгиб – в качестве проверочного. Для открытых передач всё наоборот, т.к. режим работы временный или даже разовый, а перегрузки значительные.

2.2.3. Выбор материала для изготовления шестерни и колеса

При выборе материала зубчатых колес, необходимо учесть следующие факторы: назначение передачи; условия ее работы; требования технологии; оборудование, на котором будут производиться зубчатые колеса; себестоимость; доступность материала; обрабатываемость; требования по термической обработке (ТО) или химико-термической обработке (ХТО); передаваемая мощность и д.р.; способ получения заготовки зубчатых колес. Заготовки зубчатых колес могут быть получены ковкой, штамповкой и литьем.

Для изготовления зубчатых колес в основном применяются, стали – конструкционные или легированные, чугуны, неметаллические материалы и крайне редко сплавы цветных металлов. Они (стали) отличаются содержанием углерода. Стали можно подвергнуть ТО или ХТО. При содержании углерода - С>0,35%, ТО–улучшение, нормализация. Твердость НВ<350. Объемной и поверхностной закалке подвергаются, стали с содержанием углерода, 0,4…0,5%, например, стали марок: 45, 50, 50Г, 40Х, 40ХН, 45ХН и д.р. Твердость при закалке 40…50HRC .

Материал колес, может быть, подвергнут ХТО: цементации, азотированию, цианированию.

Стали с ТО – улучшение, нормализация, закалка (объемная), имеют однородную структуру, при применении поверхностной закалки и ХТО всех видов имеем неоднородную структуру материалов.

Для колес с твердостью активных поверхностей зубьев НВ>350 используется сталь марок 40, 45, 50, 50Г, 35Х, 40Х, 45Х, 40ХН, 45ХН, 35ХМА, 30ХН3А, 35ХМ и д.р.

Цементация зубьев с последующей закалкой дает высокую твердость поверхностей зубьев, их твердость до 55…63 HRC при достаточно мягкой сердцевине. При этом используются стали с содержанием углерода 0,12…0,3%, марок: 15, 20, 15Х, 20ХР, 12ХН3, 12Х2Н4А, 12ХН3А, 20ХН3А, 18НГТ, 18ХНВА, 18ХН3А, 18ХФ и д.р. После цементации необходимо применять доводочные операции, например шлифование.

Цианирование также дает высокую поверхностную твердость (60…63HRC), но получаемый твердый слой имеет небольшую толщину. Применяются, стали марок 20Х, 35Х, 40Х, 30ХГТ, 20ХГТ и д.р. Цианирование является финишной операцией.

Азотирование обеспечивает высокую поверхностную твердость, но полученный твердый слой имеет небольшую толщину, что делает опасным подслойные разрушения. Азотирование является также финишной операцией. Для азотированных зубчатых колес обычно применяются, стали марок: 38ХМЮА, 35ХЮА, 38ХВФЮ, 30ХН2МФА, 45Х2Н2МФЮА и д.р.

Чугуны обладают хорошими литейными качествами и являются наиболее дешевым материалом. Колеса, выполненные из чугуна, хорошо

прирабатываются, поэтому шум, возникающий при работе передачи, меньше, чем у передач со стальными колесами. Для открытых передач, при спокойном режиме работы применяется серый чугун СЧ 18-36 и СЧ 21- 40. При окружных скоростях до 4…5 м/с рекомендуется применять модифицированный чугун марок СЧ 28-48 и СЧ 32-52, а также высокопрочный чугун марок ВЧ 45-5 и ВЧ 40-10.

Для изготовления зубчатых колес применяются неметаллические материалы. Данный вид материала применяется в малонагруженных, скоростных передачах и изделиях бытовой техники.

Сталь в настоящее время - основной материал для изготовления зубчатых колес и червяков. Одним из важнейших условий совершенствования редукторостроения является повышение контактной прочности активных (рабочих) поверхностей зубьев и их прочности на изгиб. При этом снижается масса и габаритные размеры зубчатой (червячной) передачи, а это повышает ее технический уровень. В таблице 2.2.1. приведены предпочтительные марки сталей для изготовления зубчатых колес.

таблица 2.2.1.

Термическая обработка	Твердость НВ (HRC)	d,мм				
		Любой	315	200	125	80
		b,мм				
		Любая	200	125	80	50
Нормализация, улучшение	179-207 235-262 269-302	45	45 35ХМ	45 40Х 35ХМ	45 45 40Х	45 45 45
Поверхностная закалка ТВЧ	(45-50) (50-56)	-	-	35ХМ 50ХМ	35ХМ 50ХМ	35ХМ 50ХМ
Цементация Нитроцементация Азотирование	(56-63) (56-63) (50-56)	-	-	20ХН2М 25ХГТ 40ХН2МА	20ХН2М 25ХГТ 40ХН2МА	20ХН2М 25ХГТ 40ХН2МА

В зависимости от условий работы передачи выбираем материалы колес, назначаем термическую обработку и значения твердости рабочих поверхностей зубьев. Для изготовления колеса и шестерни выбираем сталь **40ХН,** свойства которого сведены в таблице 2.2.2.

Свойства выбранного материала для изготовления колес и шестерни

таблица 2.2.2.

	марка стали	**термическая обработка**	**твердость**	
			сердцевина	**поверхность**
колесо	40ХН	улучшение	НВ 269-302	
шестерня	40ХН	улучшение+ закалка ТВЧ	HRC 48-54	НВ 269-302

2.2.3.1. Расчет допускаемых контактных напряжений

Находим допускаемые напряжения для колеса и шестерни с помощью следующей формулы:

$$[\sigma_н] = \sigma_{Hlim}\frac{K_{HL}}{S_H}$$

где,

σ_{Hlim1}-базовый предел контактной выносливости поверхности зуба;

K_{HL}-коэффициент долговечности;

S_H-коэффициент безопасности.

Найдем базовые приделы контактной выносливости для колеса и шестерни.

Для колеса-улучшенная сталь $\sigma_{Hlim2} = 1{,}8\text{HB}_{ср} + 70$

где, $\text{HB}_{ср}$-среднеарифметическое значение твердости.

$\text{HB}_{ср} = \frac{269+302}{2} = 285{,}5$ МПа, тогда $\sigma_{Hlim2} = 1{,}8 \cdot 285{,}5 + 70 = 580{,}9$МПа

Для шестерни- улучшенная+закаленная сталь $\sigma_{Hlim1} = 14HRC_{ср} + 170$

где, $HRC_{ср}$- среднеарифметическое значение твердости.

$HRC_{ср} = \frac{48+54}{2} = 51$ МПа, тогда $\sigma_{Hlim1} = 14 \cdot 51 + 170 = 884$МПа

Вычисляем значения допускаемых контактных напряжений.

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlim1}\frac{K_{HL}}{S_H} = \frac{884 \cdot 1}{1{,}2} = 736{,}7\text{МПа}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlim2}\frac{K_{HL}}{S_H} = \frac{580{,}9 \cdot 1}{1{,}2} = 528{,}1\text{МПа}$$

Так как разница твердости поверхности зуба колеса и шестерни большая, то для определения допускаемых контактных напряжений определяем вспомогательные значения допускаемых контактных напряжений.

$$[\sigma_н]' = 0{,}45([\sigma_н]_1 + [\sigma_н]_2) = 0{,}45(736{,}7 + 528{,}1) = 569{,}2 \text{ МПа}$$
$$[\sigma_н]'' = 1{,}25 \cdot [\sigma_н]_2 = 1{,}25 \cdot 528{,}1 = 660{,}1 \text{ МПа}$$

Из $[\sigma_н]'$ и $[\sigma_н]''$ выбираем меньшее и получаем допускаемое контактное напряжения $[\sigma_н] = 569{,}2$ МПа

2.2.3.2. Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость

Допускаемое напряжение изгиба определяем с помощью следующей формулы

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim}\frac{K_{FL} + K_{FC}}{S_F}$$

σ_{Flim}-базовый предел изгибной выносливости зубьев;

K_{FL}-коэффициент долговечности;

K_{FC}-коэффициент, учитывающий реверсивность;

S_H-коэффициент безопасности.

При не реверсивной нагрузке: $K_{FC1} = K_{FC2} = K_{FC3} = 1$; $K_{FL1} = K_{FL2} = K_{FL3} = 1$.

При объемной обработке колеса и шестерни $S_{F1} = S_{F2} = S_F = 1$.

$$\sigma_{Flim2} = 1{,}03\ \text{HB}_{ср} = 1{,}03 \cdot 285{,}5 = 294\ \text{МПа}$$

2.2.4. Вопросы для самопроверки

-Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?

-По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?

-Чем отличается закрытая передача от открытой?

-Перечислите достоинства зубчатой передачи по сравнению с фрикционной передачей.

-Почему в зубчатых передачах сохраняется постоянным передаточное отношение?

-Что такое эвольвента окружности и какими свойствами, полезными для зубчатых зацеплений, она обладает?

-Какие окружности называют начальными, какие делительными?

-Что называется шагом, модулем и углом зацепления?

-В чем сущность нарезания зубьев методом копирования и методом обкатки? Их сравнительная характеристика?

-Какие окружности зубчатых передач называют начальными и какие окружности зубчатых колес называют делительными? В каких зубчатых передачах они совпадают?

-Что понимают под коэффициентом торцового перекрытия? Как влияет его величина на работу зубчатой передачи?

-Каково влияние числа зубьев на их форму и прочность?

-Как возникает подрезание зубьев при нарезании их инструментом реечного типа?

-Что понимают под зубчатым зацеплением со смещением (модифицированным) и для чего его применяют?

-Какие два вида модификации передач применяют и как их осуществляют?

2.3. СИЛЫ В ПРЯМОЗУБЫХ, КОСОЗУБЫХ И ШЕВРОННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ.

2.3.1. Достоинства и недостатки зубчатых передач
2.3.2. Классификация зубчатых передач
2.3.4. Расчет цилиндрических зубчатых передач
2.3.5. Вопросы для самопроверки

2.3.1. Достоинства и недостатки зубчатых передач

Механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару, называют ***зубчатой передачей*** (рис.2.3.1). Меньшее из колес передачи принято называть шестерней, а большее – колесом, звено зубчатой передачи, совершающее прямолинейное движение, называют зубчатой рейкой (рис.2.3.1,г). Термин «зубчатое колесо» является общим. При одинаковых размерах колес шестерней называют ведущее зубчатое колесо. Параметры шестерни сопровождаются индексом “1”, а колеса – “2”.

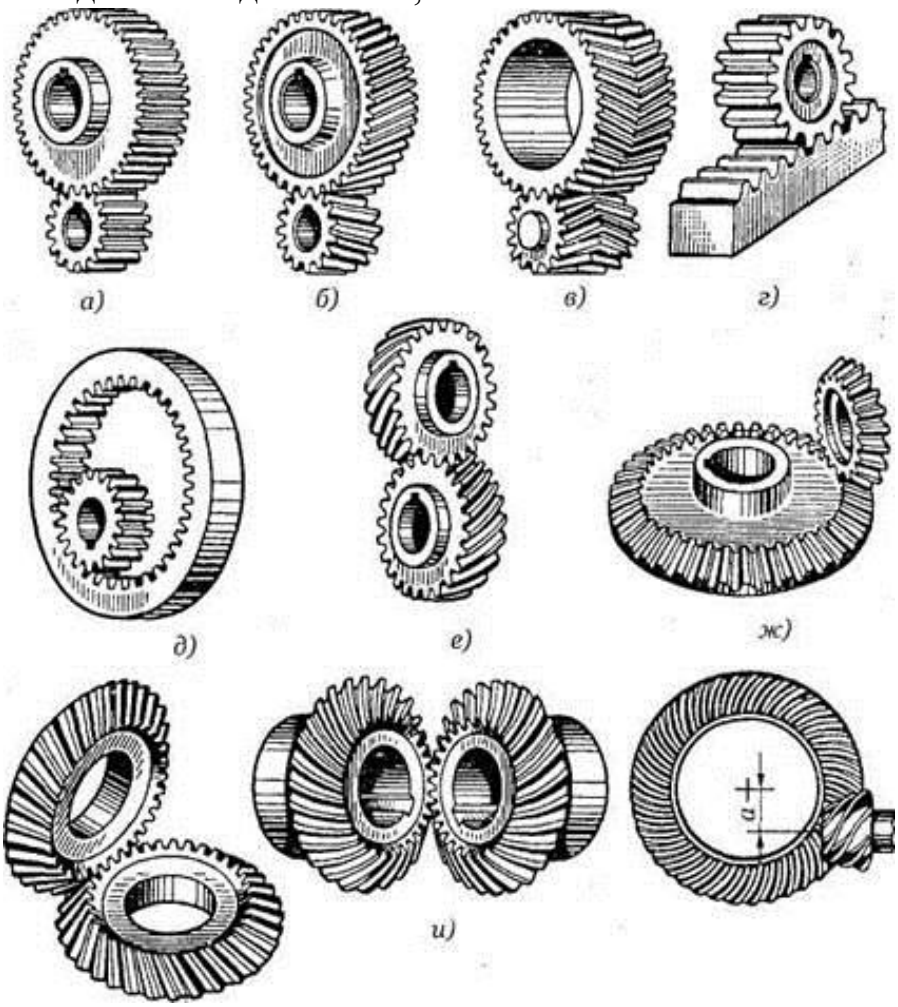


Рис.2.3.1. Виды зубчатых передач:
а, б, в -цилиндрические зубчатые передачи с внешним зацеплением;
г- реечная передача; *д*- цилиндрическая передача с внутренним зацеплением; *е*- зубчатая винтовая передача; *ж, з, и*- конические зубчатые передачи; к- гипоидная передача

В большинстве случаев зубчатая передача служит для передачи вращательного движения. В некоторых механизмах эту передачу применяют для преобразования вращательного движения в поступательное (или наоборот, см. рис.2.3.1,*г)*.

Зубчатые передачи - наиболее распространенный тип передач в современном машиностроении и приборостроении. Их применяют для передачи мощностей от долей (механизм кварцевых наручных часов) до десятков тысяч киловатт (крупные шаровые мельницы, дробилки, обжиговые печи) при окружных скоростях до 150 м/с и передаточных числах до нескольких сотен и даже тысяч, с диаметром колес от долей миллиметра до 6 м и более. Диаметры колес судовых установок, например, в передачах на гребной винт достигают 6 м.

Основные достоинства зубчатых передач по сравнению с другими передачами:

-технологичность, постоянство передаточного числа;

-высокая нагрузочная способность (до N=50000 кВт);

-высокий КПД (до 0,97-0,99 для одной пары колес);

-малые габаритные размеры по сравнению с другими видами передач при равных условиях;

-большая надежность в работе, простота обслуживания;

-сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

К недостаткам зубчатых передач следует отнести:

-невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа;

-высокие требования к точности изготовления и монтажа;

-шум при больших скоростях; плохие амортизирующие свойства;

-громоздкость при больших расстояниях между осями ведущего и ведомого валов;

-потребность в специальном оборудовании и инструменте для нарезания зубьев;

-высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки;

-нерациональное использование зубьев – в работе передачи одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колёс;

-зубчатая передача не предохраняет машину от возможных опасных перегрузок.

2.3.2. Классификация зубчатых передач

Зубчатые передачи и колеса классифицируют по следующим признакам (см. рис.2.3.1):

-по взаимному расположению осей колес: с параллельными осями (цилиндрические, рис.2.3.1,*а-д),* с пересекающимися осями (конические, рис.2.3.1,*ж-и),* со скрещивающимися осями (винтовые, рис.2.3.1,е, гипоидные, рис.2.3.1,к), с преобразованием движения (реечные, рис.2.3.1,г).

-по расположению зубьев относительно образующих колес: прямозубые (продольная ось зуба параллельна образующей поверхности колеса (рис.2.3.1,а)); косозубые (продольная ось зуба направлена под углом к образующей поверхности колеса (рис.2.3.1,б)); шевронные (зуб выполнен в форме двух косозубых колес со встречным наклоном осей зубьев (рис.2.3.1,в)); с круговым зубом (ось зуба выполнена по окружности относительно образующей поверхности колеса).

-по направлению косые зубья бывают правые и левые.

-шевронные колеса по виду шеврона бывают с непрерывным шевроном (рис.2.3.1,в) и имеющие между полушевронами канавку для выхода режущего инструмента.

-по конструктивному оформлению: открытые (безкорпусные) и закрытые (корпусные); Конструктивно зубчатые передачи большей частью выполняют закрытыми в общем жестком и герметичном корпусе, что обеспечивает им высокую точность сборки и защиту от загрязнения. Лишь тихоходные передачи (V<3м/с) с колесами значительных размеров, нередко встроенные в конструкцию машины (например, в механизмах поворота подъемных кранов, столов станков), изготавливают открытыми.

-по окружной скорости: тихоходные (до 3 м/с), для средних скоростей (3-15 м/с), быстроходные (свыше 15 м/с).

-по числу ступеней: одно и многоступенчатые.

-по расположению зубьев в передаче и колесах: внешнее (зубья направлены своими вершинами от оси вращения колеса (рис.2.3.1,*а,б,в*)), внутреннее (зубья одного из зацепляющихся колес направлены своими вершинами к оси вращения колеса (см. рис.2.3.1,*д*)) и реечное зацепление (одно из колес заменено прямолинейной зубчатой рейкой (см. рис.2.3.1,г)).

-по форме профиля зуба: *эвольвентные*- рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте круга (линия описываемая точкой прямой, катящейся без скольжения по окружности); *циклоидальные*- рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде (линия описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности); *цевочное* (разновидность циклоидального)- зубья одного из колес, входящих в зацепление, заменены цилиндрическими пальцами-цевками; *с круговым профилем зуба (зацепление Новикова)*– рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов.

-по относительной подвижности геометрических осей зубчатых колес: с неподвижными осями колес - рядовые передачи; с подвижными осями некоторых колес - планетарные передачи.

-по жесткости зубчатого венца колес, входящих в зацепление: с колесами неизменяемой формы (с жестким венцом); включающая колеса с венцом изменяющейся формы (гибким).

-по величине передаточного числа: с передаточным числом u≥1 редуцирующие (редукторы - большинство зубчатых передач); с передаточным числом u<1-мультиплицирующие (мультипликаторы). Реализуемое

передаточное число может быть постоянным и ступенчато-регулируемым осевым перемещением колес по валу (в коробках скоростей).

-по точности зацепления. Стандартом предусмотрено 12 степеней точности. Практически передачи общего машиностроения изготовляют от шестой до десятой степени точности. Передачи, изготовленные по шестой степени точности, используют для наиболее ответственных случаев.

-по назначению различают: силовые передачи, предназначенные для передачи мощности; кинематические передачи, то есть передачи, не передающие значительной мощности, а выполняющие чисто кинематические функции.

Из перечисленных выше зубчатых передач наибольшее распространение получили *цилиндрические прямозубые* и *косозубые* передачи, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации.

Наиболее широкое применение находят редуцирующие зубчатые передачи вращательного движения, в том числе и в многоцелевых гусеничных и колесных машинах (коробки передач, бортовые редукторы, приводы различных устройств).

Преимущественное распространение получили передачи с зубьями эвольвентного профиля, которые изготавливаются массовым методом обкатки на зубофрезерных или зубодолбежных станках. Достоинство эвольвентного зацепления состоит в том, что оно мало чувствительно к колебанию межцентрового расстояния.

Другие виды зацепления применяются пока ограниченно. Так, циклоидальное зацепление, при котором возможна работа шестерен с очень малым числом зубьев (2-3), не может быть, к сожалению, изготовлено современным высокопроизводительным методом обкатки, поэтому шестерни этого зацепления трудоемки в изготовлении и дороги; новое пространственное зацепление Новикова пока еще не получило массового распространения, вследствие большой чувствительности к колебаниям межцентрового расстояния.

Прямозубые колёса (около 70%) применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных, открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

Косозубые колёса (более 30%) имеют большую плавность хода и применяются для ответственных механизмов при средних и высоких скоростях.

Шевронные колёса имеют достоинства косозубых колёс плюс уравновешенные осевые силы и используются в высоконагруженных передачах.

Конические передачи применяют только в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины; винтовые - лишь в специальных случаях.

Колёса внутреннего зацепления вращаются в одинаковых направлениях и применяются обычно в планетарных передачах.

2.3.3. Силы зацеплении в цилиндрических колесах

Знание сил, действующих в зацеплении, необходимо для расчета зубьев колес, валов и их опор. Выбираем систему координат с началом в полюсе зацепления по середине ширины венца: ось ***OX*** направлена вдоль окружной скорости по касательной к делительной окружности и ось ***OY***-перпендикулярно касательной и направлена от полюса к оси вращения зубчатого колеса ох (рис.2.3.1).

Нормальная сила в зацеплении F_n направлена по линии зацепления так, чтобы момент ее относительно оси колеса уравновешивал действующий момент T. Разложим нормальную силу по осям координат на окружную F_t по оси ***OX*** и радиальную F_r по оси ***OY***:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}, \qquad F_r = F_t \cdot tq\alpha, \qquad F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha} \tag{2.3.1}$$

где, α - угол профиля зуба, $\alpha = 20^0$ при нарезании зубьев без смещения инструмента.

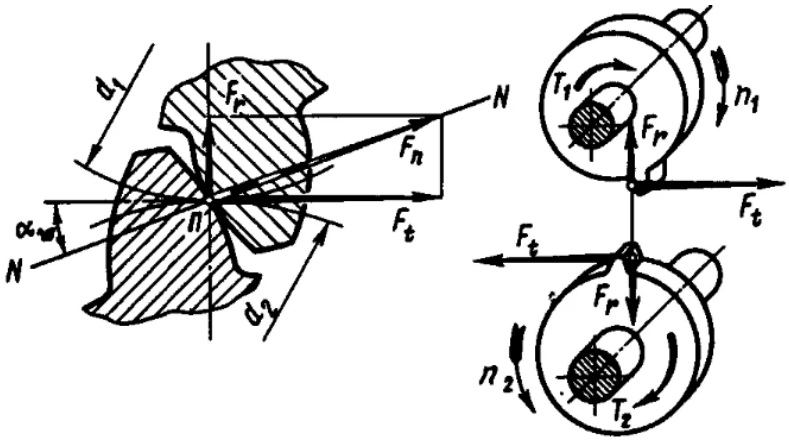


Рис.2.3.2. Схема сил в зацеплении прямозубых цилиндрических колес

Выбираем систему координат с началом в полюсе зацепления по середине ширины венца: ось ***OX*** направлена вдоль окружной скорости по касательной к делительной окружности, ось ***OY*** - перпендикулярно касательной и направлена от полюса к оси вращения зубчатого колеса, ось ***OZ*** - вдоль оси вращения колеса (рис.2.3.2).

Окружное усилие, направленное вдоль оси ***OX***, как и для прямозубых цилиндрических передач, будет определяться соотношением

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} \tag{2.3.2}$$

Осевая сила, направленная по оси, составляет ***OZ***

$$F_a = F_t \cdot tg\beta \tag{2.3.3}$$

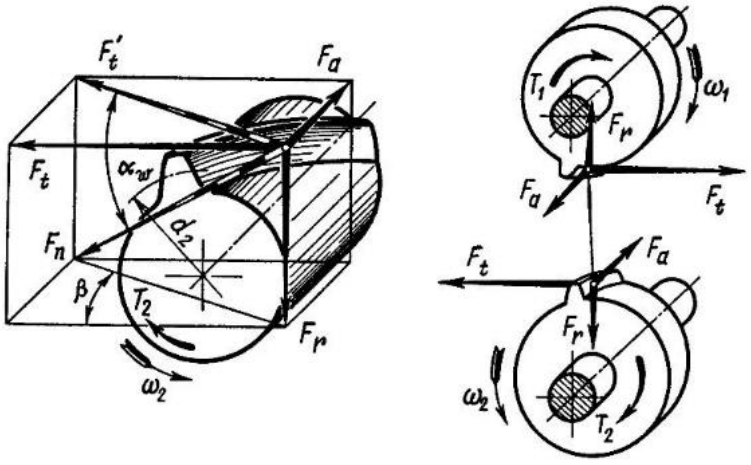


Рис.2.3.3 Схема усилий в зацеплении косозубых колес

Геометрическая сумма окружной F_t и осевой F_a сил представляет собой силу F_{ta}, направленную вдоль нормали к зубу под углом к образующей цилиндра β, может быть вычислена по зависимости

$$F_{ta} = \frac{F_t}{\cos\beta} \qquad (2.3.4)$$

Тогда радиальная сила, направленная по оси OY, имеет вид

$$F_r = F_{ta} \cdot tg\alpha = \frac{F_t \cdot tg\alpha}{\cos\beta} \qquad (2.3.5)$$

Нормальная к поверхности зуба сила составляет

$$F_n = \frac{F_{ta}}{\cos\alpha} = \frac{F_t}{\cos\alpha \cdot \cos\beta} \qquad (2.3.6)$$

Расчет зубчатых передач на прочность начинается с определения расчетной нагрузки

$$F_p = K \cdot F_t \qquad T_p = K \cdot T \qquad (2.3.7)$$

На прочность зубьев влияют факторы, которые учитываются коэффициентами. Коэффициент нагрузки K удобно представить в виде произведения частных коэффициентов, учитывающие отдельные факторы

$$K = K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v \qquad (2.3.8)$$

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями K_α учитывает погрешности изготовления зубчатых колес двухпарного зацепления. Физический смысл заключается в следующем: в процессе зацепления без нагрузки только одна пара зубьев контактирует, вторая пара зубьев вследствие погрешностей изготовления не соприкасаются. При нагружении происходит упругая деформация первой пары зубьев и вторая пара также входит в контакт, но она воспринимает меньшую нагрузку. Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для косозубых передач, имеющих двухпарноезацепление, определяют в зависимости от степени точности изготовления, а для прямозубых передач, имеющих однопарное зацепление, $K_\alpha=1$.

Коэффициент концентрации K_β учитывает распределение нагрузки вдоль зуба. Вследствие деформации валов зубья колес без нагрузки контактируют не

по линии, а в точке. Под нагрузкой контакт, вследствие упругой деформации зубьев, происходит по линии вдоль зуба, но в точке первоначального контакта напряжение будет выше. Коэффициент концентрации нагрузки зависит от расположения зубчатых колес относительно опор, ширины венца относительно диаметра колеса и твердости рабочих поверхностей зубьев.

Погрешности нарезания зубьев приводит к непостоянству мгновенного передаточного отношения, что обуславливает появление угловых ускорений звездочки, следовательно-динамических нагрузок. Такая дополнительная нагрузка и учитывается

коэффициентом динамичности K_V, который определяют в зависимости от степени точности изготовления колес, твердости поверхности и окружной скорости колес.

2.3.4. Расчет цилиндрических зубчатых передач

1.Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле, *мм*:

$$a_\omega = K_a(u+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{T_2\cdot K_{H\beta}}{u^2\cdot\psi_{ba}\cdot\sigma^2{}_H}},$$

где,

«+» для внешнего зацепления, «–» для внутреннего зацепления;

K_a-вспомогательный коэффициент, учитывающий тип передачи косозубые передачи-43; прямозубые передачи-49,5;

T_2-вращающий момент на валу колеса, Нм;

u-передаточное отношение;

$K_{H\beta}$ -коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Данный коэффициент принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев.

ψ_{ba}-коэффициент ширины зуба, выбирается с учетом расположение колес относительно опор таблица 2.3;

σ_H -допускаемое контактное напряжение, МПа.

Коэффициент ширины зуба по диаметру определяем по формуле:

$\psi_{bd} = 0{,}5\cdot\psi_{ba}\cdot(u+1)$

Полученное значение можно уточнить из таблица 2.3.1.

Коэффициент ширины зуба

таблица 2.3.1.

Расположение колес относительно опор	ψ_{ba}	**Твердость материалов зубчатых колес**	ψ_{bd}
Симметричное	0,4-0,5	$H_1 \le$ НВ 350 и $H_2 \le$ НВ 350 или $H_2 \ge$ НВ 350	0,8…1,4
Несимметричное	0,315-0,4		0,6…1,2
Консольное	0,2-0,25		0,3…0,4

$$a_\omega = 43\cdot(5+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{285\cdot10^3\cdot1}{5^2\cdot0{,}4\cdot528^2}} = 123{,}3мм$$

Полученное значение межосевого расстояния a_w до ближайшего числа из таблице 2.3.2. Примем a_w=125мм.

Главный параметр одноступенчатых редукторов

Таблица 2.3.2.

Цилиндрические редукторы						
Масса редуктора т, кг	45	60	70	85	110	140
Межосевое расстояние a_w, мм	100	125	140	160	180	200
Конические редукторы						
Масса редуктора т. кг	20	30	40	60	80	120
Внешний делительный диаметр колеса, мм	125	140	160	180	200	224
и 3,15...5	160	180	200	224	250	280
Червячные редукторы						
Масса редуктора т, кг	30	60	70	90	120	170
Межосевое расстояние, мм	80	100	125	140	160	180

2.Ориентировочно значение модуля при проектировочном расчете можно принять, *мм*:

$$m = (0{,}01...0{,}02)\cdot a_\omega = (0{,}01\ldots0{,}02)\cdot125 = 2$$

По ГОСТ 9563-80 принимают стандартный нормальный модуль:

ряд 1 – 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16

ряд 2 – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14

Значения первого ряда следует предпочитать значениям второго.

3.Определяем суммарное число зубьев и число зубьев шестерни и колеса по формулам:

3.1.Предварительно принимают угол наклона зубьев $\beta = 8...18°$ и определяют суммарное z_c, число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2:

$$z_C = 2\cdot a_\omega\cdot\cos\beta/m = 2\cdot125\cdot\cos\beta/2 = 122{,}3$$

Полученные значения чисел зубьев округляем до целого числа и принимаем $z_C = 122$

3.2.Определяем число зубьев для шестерни $z_1 = z_C/(1+u) = 122/1+5 = 20{,}3$

принимаем $z_1 = 20$

3.3.Определяем число зубьев для колеса $z_2 = z_C - z_1$=122-20=102

4.Теперь определяется действительное передаточное число и его погрешность:

$$u_Д = \frac{z_2}{z_1} = \frac{102}{20} = 5{,}1 \quad \Delta u = \frac{u-u_Д}{u_Д}100\% = \frac{5-5{,}1}{5{,}1}100 = 1{,}96\%$$

.

погрешность передаточного числа не должна превышать 3% .

5.Уточняем значение угла β:

$$\cos\beta = \frac{(z_1 + z_2)\cdot m}{2\cdot a_\omega} = \frac{(20+102)\cdot 2}{2\cdot 125} = 0{,}976$$

$$\beta = \arccos(\cos(\beta)) = 12{,}57^o$$

6. Основные размеры шестерни и колеса (рис.2.1):

6.1. Делительные диаметры шестерни и колеса определяются по формуле:

$$d_1 = \frac{m}{\cos\beta}\cdot z_1 = \frac{2\cdot 20}{0{,}976} = 40{,}98 \approx 41мм$$

$$d_2 = \frac{m}{\cos\beta}\cdot z_2 = \frac{2\cdot 102}{0{,}976} = 209{,}02 \approx 209мм$$

6.2. Проверку полученных диаметров можно провести с помощью формулы:

$$a_\omega = (d_1 + d_2)/2 = (41+209)/2 = 125мм$$

Проверкой должно быть установлено, что межосевое расстояние сходится со значением принятым ранее.

6.3.Диаметры вершин зубьев определяются по формуле:

$$d_{a1} = d_1 + 2\cdot m = 41 + 2\cdot 2 = 45мм$$

$$d_{a2} = d_2 + 2\cdot m = 209 + 2\cdot 2 = 213мм$$

6.4. Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5\cdot m = 41 - 2{,}5\cdot 2 = 36мм$$

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5\cdot m = 209 - 2{,}5\cdot 2 = 204мм$$

6.4. Ширина колеса определяется по формуле, мм:

$$b_2 = \psi_{ba}\cdot a_\omega = 0{,}4\cdot 125 = 50мм$$

Полученное значение ширины колеса округляем до нормального линейного размера.

6.5. Ширина шестерни определяется по формуле, мм:

$$b_1 = b_2 + (5...10) = 50 + 6 = 56мм$$

Полученное значение ширины округляем до нормального линейного размера.

7. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

$$\sigma_н = 436\sqrt{\frac{F_t\cdot(u+1)}{d_2\cdot b_2}}\cdot K_{H\beta}\cdot K_{H\alpha}\cdot K_{Hv}$$

где,

$K_{H\alpha}$ -коэффициент учитывающий распределения нагрузки между зубьями (зависеть от степени точности);

K_{Hv} -коэффициент динамической нагрузки, зависит от окружной скорости, степени точности и твердости поверхности зуба.

7.1.Определения окружной скорости зубчатых колес, м/с:

$$\upsilon = \frac{\pi\cdot d_2\cdot n_2}{60\cdot 10^3} = \frac{\omega_2 d_2}{2\cdot 10^3} = \frac{15{,}3\cdot 209}{2000} = 1{,}6м/с$$

По окружной скорости колес с учетом рекомендации таблицы 2.2.3. назначают степень точности зубчатых колес.

Нормы точности зубчатых колес

Таблица 2.3.3.

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Окружная скорость, м/с	
	Прямые зубья	Непрямые зубья
5 и выше	> 15	> 30
6	≤ 15	≤ 30
7	≤ 10	≤ 15
8	≤ 6	≤ 10
9	≤ 2	≤ 4

Следовательно, передача изготовлена по 9 степени точности.

Тогда $K_{H\alpha}=1,\ K_{Hv}=1{,}05$

7.2. Окружная сила в зацеплении

$$F_t=\frac{2T}{d_1}=\frac{2\cdot 59{,}4\cdot 10^3}{41}=2897{,}5H$$

Теперь подставляя значения рассчитываем на выносливость по контактным напряжениям

$$\sigma_н=436\sqrt{\frac{F_t\cdot(u+1)}{d_2\cdot b_2}}\cdot K_{H\beta}\cdot K_{H\alpha}\cdot K_{Hv}=436\sqrt{\frac{2897{,}5\cdot(5+1)}{209\cdot 56}}1\cdot 1{,}05\cdot 1=556{,}9МПа$$

Передача недогружена, оцениваем недогрузку

$$\Delta\sigma_н=\frac{[\sigma_н]-\sigma_н}{[\sigma_н]}100\%=\frac{569{,}2-556{,}9}{569{,}2}100=2{,}16\%$$

$\Delta\sigma_н=2{,}16\%$

недогрузка не превышает 10%. Результат удовлетворительный.

8. Проверочный расчёт на выносливость по напряжениям изгиба

Напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2}, МПа.

$$\sigma_{F2}=Y_{F2}Y_\beta\frac{F_t\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha}\cdot K_{Fv}}{b_2\cdot m}\le[\sigma_F]$$

$$\sigma_{F1}=\sigma_{F2}\frac{Y_{F1}}{Y_{F2}}\le[\sigma_F]$$

где, Y_β-коэффициент учитывающий наклон зубьев.

$K_{F\alpha}$-коэффициент учитывающий распределения нагрузки между зубьями;

K_{Fv}-коэффициент динамической нагрузки, таблица 2.3.4..

Y_F-коэффициент формы зуба таблица 2.3.5.

Значения коэффициентов K_H и K_F при H<350HB$_{2ср}$

Таблица 2.3.4.

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость *v*, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	K_{Hv}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	K_{Fv}	1,06	1,13	1,26	1,4	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25
7	K_{Hv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36

		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,08	1,16	1,33	1,5	1,67	1,8
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	K_{Hv}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,1	1,2	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	K_{Hv}	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	K_{Fv}	1,13	1,28	1,5	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
Примечание. *В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе для косозубых и колес с круговыми зубьями.*							

Коэффициент формы зуба Y_F для эвольвентного наружного зацепления при $\alpha = 20^0$

Таблица 2.3.5.

Число зубьев	**Y_F**	**Число зубьев**	**Y_F**	**Число зубьев**	**Y_F**
17	4,27	28	3,84	65	3,62
20	4,07	30	3,8	80	3,61
22	3,98	35	3,75	100	3,59
24	3,92	40	3,7	200	3,59
25	3,9	45	3,66		
26	3,88	50	3,65		

Примечания:

1. Для прямозубых колес $K_{F\alpha}$= 1.
2. Для колес с углом β > 0 принимают: степень точности … 6 7 8 9.
$K_{F\alpha}$… 0,72 0,81 0,91 1,0
3. Значение коэффициента K_{FV} принимают:
для прямозубых колес при < 350 НВ - 1,4; >350 НВ - 1,2;
для косозубых колес соответственно - 1,2 и 1,1.
4. Для прямозубых колес $K_{H\alpha}$=1,0; для косозубых $K_{H\alpha}$ = 1,1.
5. Для прямозубых колес K_{HV}=1,2; для косозубых K_{HV}= 1,1.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2}Y_\beta \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}}{b_2 \cdot m} \le [\sigma_F]_2 = 3{,}6 \cdot 1 \frac{2897{,}5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}2}{56 \cdot 2} = 111{,}76\ МПа \le [\sigma_F]_2$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \le [\sigma_F]_1 = 111{,}76 \frac{3{,}78}{3{,}6} = 117{,}34\ МПа \le [\sigma_F]_1$$

Напряжение изгиба меньше допустимого, проверка сходиться.

2.3.5. Вопросы для самопроверки

-Каковы главные виды разрушений зубчатых колёс?

-Какие силы действуют в зубчатом зацеплении?

-Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи?

-Где применяются прямозубые цилиндрические передачи?

-Почему для изготовления шестерни берут более твердый материал, чем для изготовления колес? В каких случаях это обосновано?

-Почему в шевронных передачах угол наклона зубьев выше, чем в косозубых?

-По какой причине ограничивают угол наклона зубьев в косозубых передачах?

-Почему косозубые передачи прочнее, чем прямозубые?

-Чем вызвана плавность работы косозубых передач?

2.4. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.4.1. Конические передачи
2.4.2. Геометрические параметры конической передачи
2.4.3. Зависимость между $т_е$ и $т_т$ в конической передаче
2.4.4. Проектировочный расчет конической прямозубой передачи
2.4.5. Вопросы для самопроверки

2.4.1. Конические передачи.

Конические передачи предназначены для передачи вращательного движения между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом, причем наибольшее распространение получили ортогональные передачи с углом пересечения 90 град.

Зубчатую передачу с пересекающимися осями, у которой начальные и делительные поверхности колес конические, называют ***конической.***

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колес (рис.2.4.1) и служит для передачи вращающего момента между валами с пересекающимися осями под углом $\delta_1+\delta_1=\Sigma$ (рис.2.4.3). Наиболее распространена в машиностроении коническая передача с углом между осями $\boldsymbol{Z=90°}$ (рис.8.3), но могут быть передачи и с $\boldsymbol{Z\leq 90°\div 170°}$. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из колес обычно располагается консольно, что способствует увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0,85 цилиндрической.

Колеса конических передач выполняют с прямыми (рис.2.4.2,*а),* косыми (рис.2.4.2,*б),* круговыми зубьями (рис.2.4.2,*в).* При окружных скоростях до 2…3м/с применяют конические колеса с прямыми зубьями, при больших скоростях используют колеса с круговыми зубьями, которые обеспечивают более плавное зацепление и имеют большую нагрузочную способность и проще в изготовлении.

Рис.2.4.1. Коническая прямозубая передача

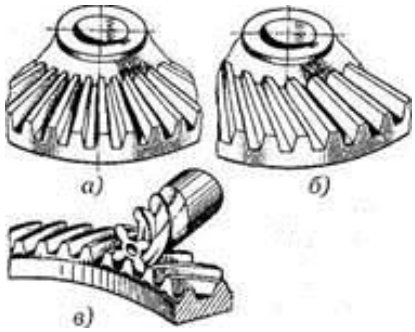


Рис.2.4.2 Конические зубчатые колеса: *а*- колесо с прямыми зубьями; *б*- колесо с косыми зубьями; *в*- колесо с круговыми зубьями

Конические колеса используют в качестве быстроходной ступени, передающие меньшие вращающие моменты, следовательно, и осевые усилия.

Их размещают в жестких корпусах, в которых возможна регулировка зацепления.

Наружную торцовую поверхность конического колеса ограничена внешними дополнительными конусами с вершинами в точках ***O₁*** и ***O₂***. Диаметры, модуль и другие параметры колес по этому конусу имеют индекс ***e***.

Для определения размеров конических колес вводят средние дополнительные конусы. Диаметры, модуль и другие параметры колес по этому конусу имеют индекс ***m***.

Длина образующей делительного конуса от вершины до наружного и среднего дополнительных конусов, т.е. конусное расстояние, составляет

$$R_e = 0{,}5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \qquad R_m = R_e - 0{,}5 \cdot b \qquad (2.4.1)$$

Ширина венца - $b \le 0{,}3 \cdot R_e$.

Диаметры делительной окружности по наружному и среднему дополнительным конусам конических прямозубых колес равно произведению

$$d_e = m_{te} \cdot z\,,\ m_m = m_{te}\frac{R_e - 0{,}5 \cdot b}{R_e}\,,\ d_m = m_m \cdot z \qquad (2.4.2)$$

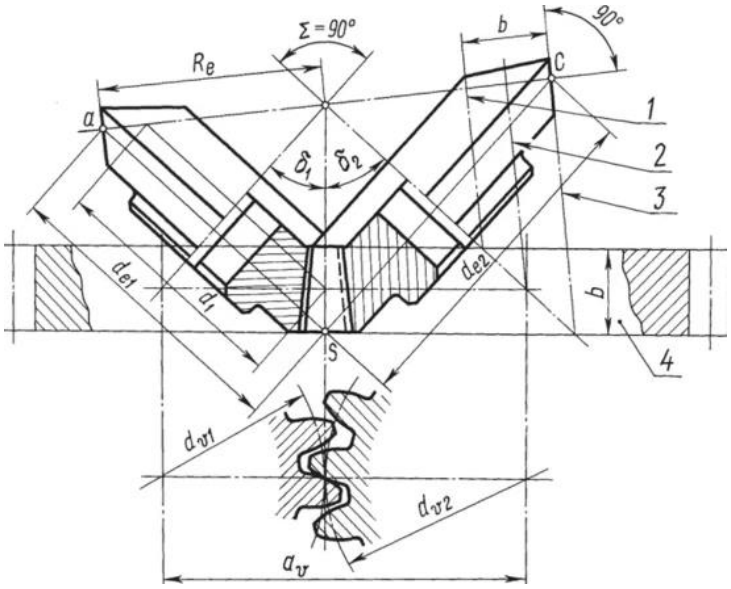


Рис.2.4.3. Коническая передача

Высота головки зуба $h_{ae}=m_{te}$, высота ножки $h_{fe}=1{,}2m_{te}$. Тогда диаметр выступов и впадин по наружному дополнительному конусу конических зубчатых колес, нарезанных без смещения, составят:

$$d_{ae} = d_e + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos\delta\,, \qquad d_{fe} = d_e - 2{,}4 \cdot m_{te} \cdot \cos\delta \qquad (2.4.3)$$

Передаточное число конической передачи имеет вид

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = tg\delta_2 \qquad (2.4.4)$$

При расчетах на прочность коническое колесо с круговыми зубьями заменяется на эквивалентное цилиндрическое с эквивалентными делительным диаметром и числом зубьев

$$d_v = \frac{d_m}{\cos\delta} \qquad z_v = \frac{z}{\cos\delta} \tag{2.4.5}$$

В рассматриваемой передаче действует одна сила, обусловленная давлением зуба шестерни на зуб колеса. Эта сила для удобства расчетов раскладывается на 3 составляющие: окружная F_t радиальная F_r и осевая F_a.

С учетом геометрических соотношений в конической передаче по нормали к зубу действует сила F_{n1} (рис.2.4.4). Эту силу разложим на две составляющие: F_t и F_r^1. В свою очередь F_r^1 разложим на F_{r1} и F_{a1}. Запишем:

$$F_{t_1} = F_{n_1} sin\alpha;$$
$$F_{a_1} = F'_{r_1} cos\delta_1 = F_n sin\alpha cos\delta_1;$$
$$F_{r_1} = F'_{r_1} sin\delta_1 = F_n sin\alpha sin\delta_1.$$

Осевая сила на шестерне численно равна радиальной силе на колесе.

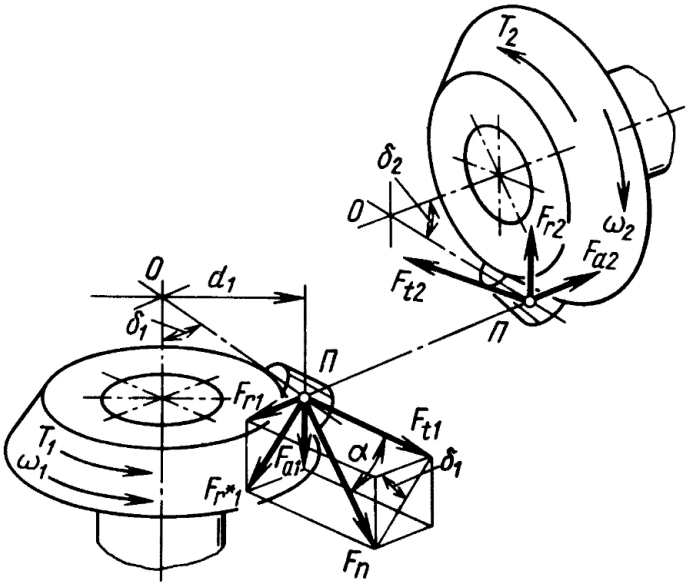


Рис.2.4.4. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

2.4.2. Геометрические параметры конической передачи

Вершины начальных и делительных конусов конической передачи находятся в точке пересечения осей валов ***O***. Высота, и толщина зубьев уменьшаются по направлению к вершинам конусов. Геометрические параметры конической передачи (рис.2.4.3):

AOB- делительный конус шестерни;

BOC- делительный конус колеса;

δ_1- угол делительного конуса шестерни;

δ_2- угол делительного конуса колеса;

d_{e1}-внешний делительный диаметр шестерни;

d_{e2}-то же, колеса;

d_1-средний делительный диаметр шестерни;

d_2-то же, колеса;

b-ширина зубчатого венца (длина зуба);

R_e-внешнее делительное конусное расстояние (или длина дистанции).

Передаточное число конической передачи определяется так:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{в2}}{d_{в1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{tg\delta_1} = tg\,\delta_2.$$

В конической передаче может быть бесчисленное множество делительных окружностей. Для расчета в машиностроении принимают внешнюю и среднюю делительные окружности (рис.2.4.3).

Из условия, что в конической передаче модуль и делительный связаны теми же соотношениями, что и в цилиндрических передачах, т.е. $d=mz$ (рис.2.4.3), определяют внешний d_e и средний d_m делительные диаметры:

$$d_в = m_e z; \qquad d_m = m_m z,$$

где, m_e-внешний окружной модуль; m_m-средний окружной модуль.

Внешний окружной модуль $\boldsymbol{m_e}$ обычно выбирают из стандартного ряда. *Округление внешнего модуля до стандартного значения не является обязательным требованием.* Этот модуль называют производственным и по его значению определяют все геометрические параметры зубчатых колес (задают размеры зубьев на внешнем торце, на котором удобно производить измерения).

Средний окружной модуль $\boldsymbol{m_m}$ рассчитывают в зависимости от внешнего окружного модуля $\boldsymbol{m_e}$. По среднему окружному модулю производят расчет передачи на прочность при изгибе.

2.4.3. Зависимость между m_e и $m_т$ в конической передаче.

Геометрические соотношения размеров прямозубой конической передачи с эвольвентным профилем зуба.

Согласно рис.2.4.5 внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2AB = m_e z + 2m_e cos\delta = m_e(z + 2cos\delta)$$

внешний диаметр впадин зубьев

$$d_{fe} = d_e - 2AC = m_e z - 2{,}4m_e cos\delta = m_e(z - 2{,}4cos\delta)$$

Длина зуба (ширина венца) $b = \Psi_{bd} d_1$ [$\Psi_{bd} = 0{,}3 \div 0{,}6$ при условии $\Psi_{bR_e} = b/R_e \le 0{,}3$ и $b < 10m_e$, где, d_1-средний делительный диаметр шестерни.

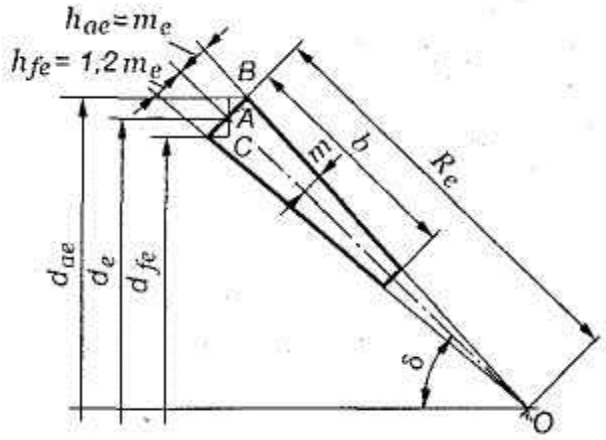


Рис.2.4.5 Геометрия прямозубой конической передачи

Ориентировочно длина зуба может быть выбрана также в зависимости от внешнего делительного конусного расстояния R_e:

$$R_e/4 \le b \le R_e/3.$$

Геометрические параметры прямозубой конической передачи приведены на таблице 2.4.1.

Таблица 2.4.1.

Параметр, обозначение	Расчетные формулы
Внешний окружной модуль m_e	$m_e = \frac{d_e}{z};\ m_e = \frac{2R_e sin\delta}{z}$
Средний окружной модуль m	$m = m_e - \frac{b}{z} sin\delta$
Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae}	$d_{ae} = m_e(z + 2cos\delta)$
Внешний делительный диаметр d_e	$d_e = m_e z$
Внешний диаметр впадин зубьев d_{fe}	$d_{fe} = m_e(z - 2{,}4cos\delta)$
Высота зуба h_e	$h_e = 2{,}2m_e$
Высота головки зуба h_{ae}	$h_{ae} = m_e$
Высота ножки зуба h_{fe}	$h_{fe} = 1{,}2m_e$
Окружной шаг p_{ie}	$p_{ie} = \pi m_e$
Окружная толщина зуба s_{te}	$s_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Окружная ширина впадины e_{te}	$e_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Радиальный зазор c_e	$c_e = 0{,}25m_c$
Ширина зубчатого венца b	$b = \Psi_{bd} d_1$
Внешнее делительное конусное расстояние R_e	$R_e = \frac{m_e z}{2sin\delta}$
Угол делительного конуса: Шестерни δ_1, Колеса δ_2	$\delta_1 = 90^0 - \delta_2$

2.4.4. Проектировочный расчет конической прямозубой передачи

1 Диаметр внешней делительной окружности колеса

Предварительный диаметр внешней делительной окружности колеса определяется из условия контактной прочности зубьев, мм

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{0{,}85 \cdot [\sigma_H]^2}} = 165\sqrt[3]{\frac{4 \cdot 380 \cdot 10^3 \cdot 1}{0{,}85 \cdot 569{,}2^2}} = 275{,}5 мм$$

где, $K_{H\beta}$=1,0 - коэффициент концентрации нагрузки;
u - передаточное число;
$[\sigma]_H$- допускаемое контактное напряжение, (МПа);
T_2 - вращающий момент, Н·мм.
Полученное значение округляем, таблица 2.3.2.

2 Углы делительных конусов шестерни и колеса, конусное расстояние и ширина колес

Углы при вершинах делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 определяются по формулам:

$$\delta_2 = arctg\ u = arctg\ 4 = 75{,}9°;$$
$$\delta_1 = 90° - \delta_2 = 90° - 75{,}9° = 14{,}1°.$$

Конусное расстояние колес:

$$R_e = \frac{d_{e2} \cdot}{2Sin(\delta_2)} = \frac{280}{2Sin75{,}9^o} = 145{,}07 мм$$

Ширина зубчатого венца колес b:

$$b = 0{,}285 \cdot Re = 0{,}285 \cdot 145 = 41{,}3 \text{ мм}.$$

Округляя полученное значение до целого, принимаем b = 42 мм.

3. Модуль передачи

Внешний окружной модуль передачи рассчитывается по формуле:

$$m_e \geq \frac{14 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{0{,}85 \cdot [\sigma_F] \cdot b \cdot d_{e2}} = \frac{14 \cdot 380 \cdot 10^3 \cdot 1}{0{,}85 \cdot 280 \cdot 42 \cdot 163{,}3} = 3{,}25 \text{мм}$$

где, $[\sigma]_{F2}$- допустимое изгибное напряжение колеса;

$K_{F\beta}$= 1 - коэффициент концентрации нагрузки для прирабатывающихся прямозубых колёс;

T_2- вращающий момент на выходном валу, Н·мм;

d_{e2}- диаметр внешней делительной окружности колеса, мм.

Значение модуля, полученное с точностью до двух знаков после запятой, до стандартной величины не округлять. В силовых конических передачах принять $m_e(m_{te})$> 1,5 мм, при этом в открытых передачах значение модуля те увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

4 Число зубьев конических колес

Число зубьев колеса определяется по формуле:

$$Z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{280}{3{,}25} = 86{,}2 \text{мм}$$

Полученное число зубьев округляется в ближайшую сторону до целого числа, тогда Z_2=86

Число зубьев шестерни определяется по формуле: $Z_1 = \frac{Z_2}{u} = \frac{86}{4} = 21{,}5$

полученное значение числа зубьев шестерни округляется в ближайшую сторону до целого числа Z_1=22.

5 Фактически передаточное число

Фактически передаточное число: $u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{86}{22} = 3{,}91$

Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть больше 4%, т.е.

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% = \frac{|3{,}91 - 4|}{4} 100\% = 2{,}25 \leq 4\%$$

6 Размеры колес конической передачи

Делительные диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2}:

$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 3{,}25 \cdot 22 = 71{,}5$мм;

$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 3{,}25 \cdot 86 = 279{,}5$мм.

Внешние диаметры вершин зубьев шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} равны:

$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos\delta_1 = 71{,}5 + 2 \cdot 3{,}25\ 0{,}96 = 77{,}24$ мм;

$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos\delta_2 = 279{,}5 + 2 \cdot 3{,}25 \cdot 0{,}26 = 281{,}19$ мм.

Внешние диаметры впадин зубьев шестерни d_{fe1} и колеса d_{fe2} равны:

$d_{ae1} = d_{e1} - 2{,}5m_e \cdot \cos\delta_1 = 71{,}5 - 2{,}5 \cdot 3{,}25 \cdot 0{,}96 = 63{,}7$ мм;

$d_{ae2} = d_{e2} - 2{,}5m_e \cdot \cos\delta_2 = 279{,}5 - 2{,}5 \cdot 3{,}25 \cdot 0{,}26 = 277{,}38$ мм.

Средние делительные диаметры шестерни и колеса.

$d_1 = 0{,}857 \cdot d_{e1} = 0{,}857 \cdot 71{,}5 = 61{,}27$ *мм;*
$d_2 = 0{,}857 \cdot d_{e2} = 0{,}857 \cdot 279{,}5 = 239{,}53$ *мм.*

7. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

$$\sigma_н = 470\sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{u^2+1}}{0{,}85 \cdot d_{e2} \cdot b_2}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$$

где,

$K_{H\alpha}$-коэффициент учитывающий распределения нагрузки между зубьями (зависеть от степени точности);

K_{Hv}-коэффициент динамической нагрузки, зависит от окружной скорости, степени точности и твердости поверхности зуба.

-определения окружной скорости зубчатых колес, м/с:

$$\upsilon = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{15{,}3 \cdot 239{,}53}{2000} = 1{,}83 м/с$$

По окружной скорости колес с учетом рекомендации таблицы 2.3.3. назначают степень точности зубчатых колес.

Следовательно, передача изготовлена по 9 степени точности. Тогда $K_{H\alpha} = 1,\ K_{Hv} = 1{,}05$

-окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 380 \cdot 10^3}{239{,}53} = 3172{,}9H$$

Теперь подставляя значения рассчитываем на выносливость по контактным напряжениям

$$\sigma_н = 436\sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{d_2 \cdot b}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 436\sqrt{\frac{3172{,}9 \cdot \sqrt{4^2+1}}{239{,}53 \cdot 42}} 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1 = 548{,}1 МПа$$

Передача недогружена, оцениваем недогрузку

$$\Delta\sigma_н = \frac{[\sigma_н] - \sigma_н}{[\sigma_н]} 100\% = \frac{569{,}2 - 548{,}1}{569{,}2} 100 = 3{,}7\%$$

$\Delta\sigma_н = 3{,}7\%$

недогрузка не превышает 10%. Результат удовлетворительный.

8. Проверочный расчёт на выносливость по напряжениям изгиба

Напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2}, МПа.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}}{b_2 \cdot m} \le [\sigma_F]$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \le [\sigma_F]$$

где, Y_β-коэффициент учитывающий наклон зубьев.

$K_{F\alpha}$-коэффициент учитывающий распределения нагрузки между зубьями;

K_{Fv}-коэффициент динамической нагрузки, таблица 2.3.4.

Y_F-коэффициент формы зуба, таблица 2.3.5.

Для определения коэффициента формы зуба определяем эквивалентное число зубьев колеса и шестерни.

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2} = \frac{86}{\cos 75^o} = 330{,}8\,мм$$

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1} = \frac{22}{\cos 15^o} = 22{,}9\,мм$$

Коэффициент формы зуба принимаем из таблицы 2.3.6.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2}Y_\beta \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}}{b \cdot m} \le [\sigma_F]_2 = 3{,}6 \cdot 1 \frac{3172{,}9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}2}{42 \cdot 3{,}25} = 110{,}45\ МПа \le [\sigma_F]_2$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \le [\sigma_F]_1 = 110{,}45 \frac{4{,}09}{3{,}6} = 125{,}48\ МПа \le [\sigma_F]_1$$

Напряжение изгиба меньше допустимого, проверка сходиться.

2.4.5. Вопросы для самопроверки

-Какими преимуществами обладают конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми?

-Какими методами производится расчет конических передач?

-В чем разница между направлением сил в конических передачах прямозубых и с круговым зубом?

-Что такое эквивалентные и биэквивалентные цилиндрические прямозубые колеса?

-Почему конические передачи с круговым зубом считаются технологичнее прямозубых?

-В каких случаях применяют конические зубчатые передачи?

-Каковы преимущества косозубых цилиндрических передач по сравнению с прямозубыми?

-Как влияет на работу косозубой передачи изменение угла наклона зубьев? Рекомендуемые значения этих углов. Почему ограничивают максимальное значение угла наклона зуба?

-Какие модули зацепления различают для косозубых колес и какова зависимость между ними? Какой модуль стандартизован?

-От каких факторов зависят направления окружной и осевой силы в косозубой передаче?

-Изменение каких параметров зубчатых колес влияет на их контактную прочность?

-В каких случаях применяют шевронные зубчатые колеса, и какими достоинствами они обладают по сравнению с косозубыми? Каковы недостатки шевронных передач?

-Какие рекомендуются углы наклона зубьев шевронных колес и почему допускается их большая величина, чем у косозубых?

-Какими достоинствами обладают конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми?

-Является ли модуль зацепления постоянной величиной для конических зубчатых колес?

-По какому сечению зуба производят расчет на изгиб конических колес? Какой модуль характеризует размеры этого сечения?

-Как направлены осевые силы, действующие в зацеплении конических передач?

-Что понимают под эквивалентным цилиндрическим колесом? Как вычисляют эквивалентные числа зубьев для конических колес и для косозубых цилиндрических колес?

-Какое минимальное число зубьев допускается для шестерни цилиндрической и конической передач?

-Какое максимальное передаточное число рекомендуется для одной пары различных видов зубчатых передач?

2.5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.5.1. Основные понятия, виды и область применения
2.5.2. Архимедов червяк, эвольвентный и конволютный червяки
2.5.3. Силы, действующие в червячном зацеплении

2.5.1. Основные понятия, виды и область применения

Червячная передача (или зубчато-винтовая передача) (рис.2.5.1)-механизм для передачи вращения между валами посредством винта (червяка 1) и сопряженного с ним червячного колеса 2. Червяк и червячное колесо, образуют совместно высшую зубчато-винтовую кинематическую пару, а с третьим, неподвижным звеном, низшие вращательные кинематические пары. Отсюда следует, что червячная передача обладает свойствами как зубчатой (червячное колесо на своем ободе несет зубчатый венец), так и винтовой (червяк имеет форму винта) передач. На рис.2.5.2 показан привод от электродвигателя 3, соединенного муфтой 2 с ведущим валом червячного редуктора.

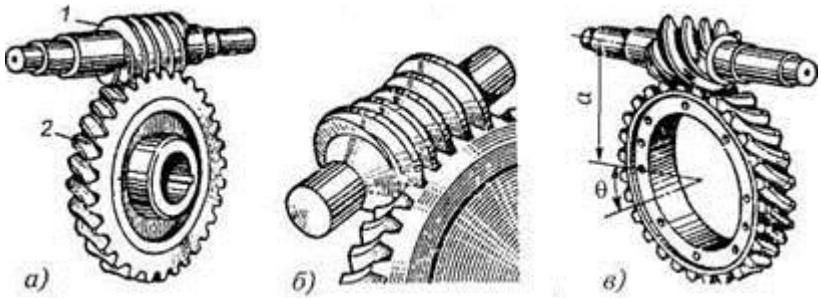


Рис.2.5.1 Червячные передачи: *1*- червяк; *2*-червячное колесо

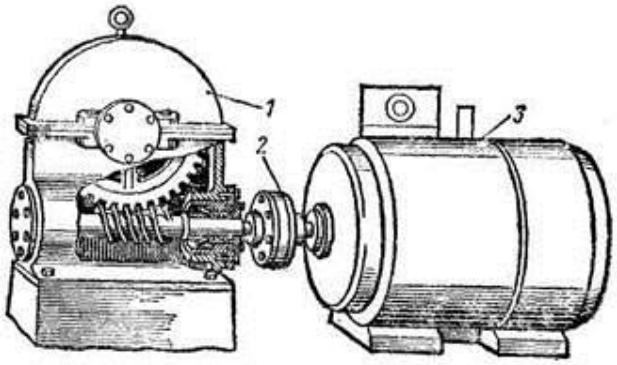


Рис.2.5.2 Привод червячного редуктора

Геометрические оси валов при этом скрещиваются под углом 90°. Возможны и другие углы, отличные от 90°, но такие передачи встречаются редко. Ведущим элементом здесь обычно является червяк (как правило, это винт с трапецеидальной резьбой), ведомым - червячное колесо с зубьями особой формы, получаемыми в результате взаимного огибания с витками червяка. При вращении червяка вокруг своей оси его витки перемещаются вдоль образующей своей цилиндрической поверхности и приводит во вращательное движение червячное колесо. Для увеличения длины контактных

линий в зацеплении с червяком зубья червячного колеса имеют дугообразную форму.

Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Червячная передача - это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляют по принципу винтовой пары, которой, как известно, присуще повышенное скольжение. Направление витков червяка и зубьев колеса **одинаковое.** Ведущим является червяк. Вращение определяется по типу завинчивания винта и гайки. При этом направление вращения колеса зависит от расположения червяка (верхний, нижний).

2.5.2. Архимедов червяк, эвольвентный и конволютный червяки

Различают два вида червячных передач: цилиндрические (рис.2.5.1,*а,в);* глобоидные (рис.2.5.1,*б*).

Червячную передачу, у червяка и колеса которой делительные и начальные поверхности цилиндрические, называют **цилиндрической червячной передачей.**

Витки ее червяка расположены на глобоидной (торовой) поверхности. Эта передача появилась сравнительно недавно, имеет повышенную нагрузочную способность (в 1,5÷2 раза больше, чем у обычных червячных передач), так как линия контакта в глобоидных передачах располагается благоприятно, что улучшает условия для образования масляных клиньев, и в зацеплении находится большее число зубьев колеса и витков червяка.

Глобоидные передачи требуют повышенной точности изготовления и монтажа, искусственного охлаждения. Эти передачи применяют реже, чем цилиндрические.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым (предпочтительнее для применения) и левым направлением линии витка.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса передачи бывают с ***нижним, верхним и боковым червяками*** (рис.2.5.3). Расположение червяка определяет общая компоновка изделия и принятый способ смазывания зацепления. При картерном способе смазывания и окружной скорости червяка v_1<5 м/с обычно применяют нижнее расположение червяка. При больших скоростях во избежание повышенных потерь на перемешивание и разбрызгивание масла применяют верхнее расположение червяка.

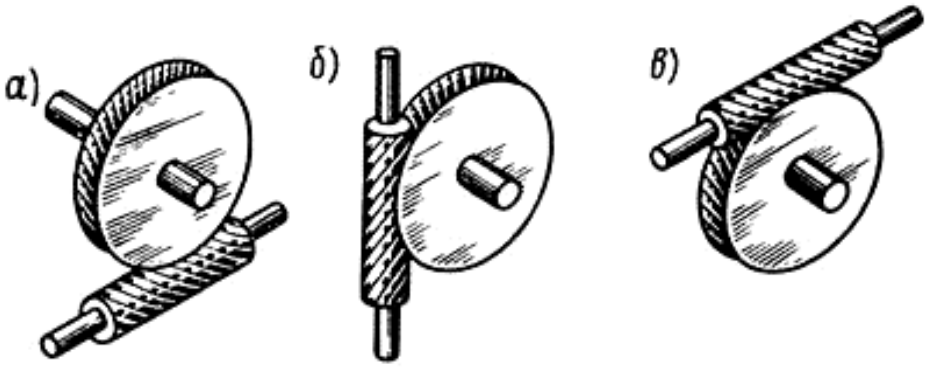


Рис.2.5.3 Расположение червяка относительно колеса:
А-верхнее, *б*-боковое, *в*-нижнее

По пространственному положению вала колеса: ***с горизонтальным валом*** червячного колеса; ***с вертикальным валом*** червячного колеса.

В зависимости от способов нарезания винтовой поверхности червяка различают ***линейчатые*** (*винтовые поверхности могут быть образованы прямой линией*) и ***нелинейчатые червяки.***

Нарезание линейчатых червяков осуществляют прямолинейной кромкой резца на токарно-винторезных станках. Это **архимедов** (его обозначают ***ZA***), **конволютный** (***ZN***) и **эвольвентный червяки** (***ZI***).

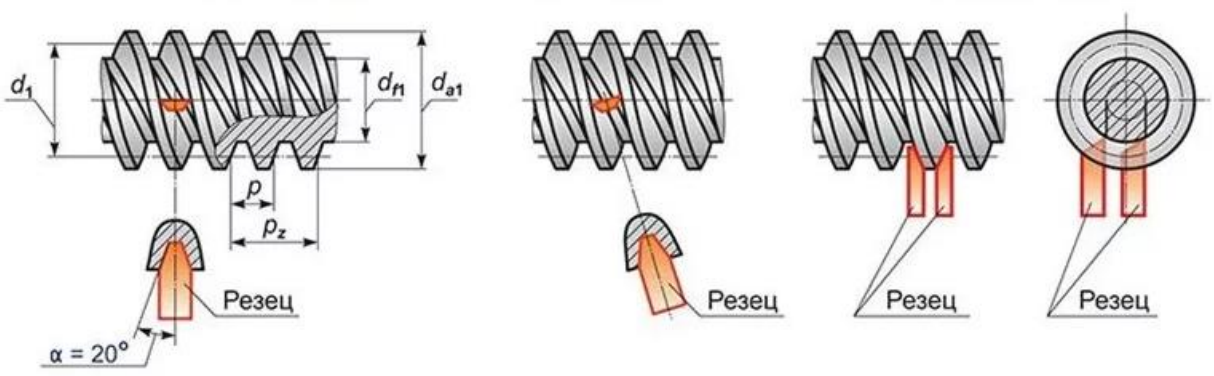
Нелинейчатые червяки нарезают дисковыми фрезами **конусной** (червяки ***ZK***) или **тороидальной** (червяки ***ZT***) формы. Витки нелинейчатых червяков во всех сечениях имеют криволинейный профиль: в нормальном к витку сечении выпуклый, в осевом сечении - вогнутый.

-**Архимедов червяк** (***ZA***) (рис.2.5.4,*а)*-образуется при нарезании его витков резцом, вершина которого установлена по оси заготовки. В поперечном сечении такого червяка получим Архимедову спираль. В сечении осевой плоскостью - прямые образующие боковых сторон профиля витка (трапецеидальный профиль в осевом сечении). Боковая поверхность витков такого червяка представляет собой Архимедову винтовую поверхность. Архимедовы червяки широко распространены, т.к. наиболее просты в изготовлении и обеспечивают достаточно высокую точность червячной передачи.

-**Эвольвентный червяк** (***ZI)*** (рис.2.5.4,в*);* можно рассматривать как косозубое цилиндрическое колесо с очень большим углом наклона зуба к образующей цилиндра и с малым числом зубьев. Профиль витков - зубьев очерчен эвольвентой.

-Конволютный червяк (*ZN1* или *ZN2*) образуется при нарезании его витков резцом, главная режущая кромка которого устанавливается перпендикулярно направлению впадины или витков червяка (рис.2.5.4,б). Это удобно при массовом производстве червяков, так как позволяет производить одновременную шлифовку двух сторон профиля зубьев. В поперечном сечении червяка получим конволюту (удлиненная, или укороченная эвольвента), а в сечении плоскостью, номинальной к направлению впадины или витков - прямые линии, которые являются образующими боковых сторон профиля витков в этом сечении. Боковая поверхность витков такого червяка - представляет собой конволютную винтовую поверхность.

В машиностроении из цилиндрических червяков наиболее распространены *архимедовы* червяки, как наиболее близкий к обычному винту с трапецеидальной резьбой. Их можно нарезать на обычных токарных или резьбо-фрезерных станках. Однако шлифование его витков затруднено, что снижает точность изготовления и нагрузочную способность червячной передачи. Поэтому их используют при твердости материала червяка не превышающей 350 НВ. Эвольвентные червяки можно шлифовать, что повышает точность изготовления, обеспечивает более полный контакт витков червяка с зубьями колеса, более высокую нагрузочную способность передачи.



а *б* *в*

Рис.2.5.4 Основные разновидности червяков и принцип образования профиля:
а-архимедов; *б*-конволютный; *в*-эвольвентный

Но для изготовления эвольвентных червяков требуются специальные шлифовальные станки. Эвольвентные червяки применяются сравнительно редко при необходимости высокой твёрдости (HR_C>45) и малой шероховатости поверхности. Конволютные червяки шлифуют плоским торцом шлифовального круга на обычных резьбо шлифовальных станках. Конволютные червяки обладают некоторыми технологическими преимуществами перед архимедовыми. При точении резьбы двусторонним резцом и при нарезании зубьев колеса летучим резцом по обеим боковым граням получаются одинаковые углы резания.

Глобоидные червяки появились сравнительно недавно и вследствие повышенной нагрузочной способности получают все большее распространение, но в изготовлении и монтаже значительно сложнее и сильно нагреваются. Поэтому по-прежнему преимущественное распространение имеют цилиндрические червяки с прямолинейным профилем в осевом сечении.

Зубья на червячном колесе чаще всего нарезают червячной фрезой, которая представляет собой копию червяка, с которым будет зацепляться червячное колесо. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое имеют червяк и червячное колесо при работе.

Форма боковой поверхности червяка мало влияет на работоспособность червячной передачи и, в основном, связана с выбранной технологией изготовления червяка.

Практика показала, что при одинаковом качестве изготовления форма профиля нарезки червяка мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля нарезки червяка зависит от способа изготовления и связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

По направлению линии витка червяка:

-***правые*** (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк вкручивается в пространство - уходит от наблюдателя);

-***левые*** (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк выкручивается из пространства - идёт на наблюдателя);

По числу заходов червяка делят:

-с однозаходным червяком, имеющим один гребень, расположенный по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;

-с двух-, трёх-, четырёх-, многозаходным червяком, имеющим соответственно 2, 3, 4 или более одинаковых гребней расположенных по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;

Наиболее распространено правое направление с числом витков червяка z_1, зависящим от передаточного числа u; z_1 выбирают так, чтобы обеспечить число зубьев колеса z_2: $z_{1u}>z_{2min}$.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение. Однако, с увеличением числа заходов (витков) червяка угол подъема винтовой линии возрастает, что повышает КПД передачи, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения. Поэтому однозаходные (одновитковые) червяки не всегда рекомендуется применять.

По степени точности изготовления червячные передачи имеют **12 степеней точности.**

По назначению:

-силовые с нерегулируемым взаимным расположением червяка и колеса.

-кинематические с регулируемым взаимным расположением червяка и колеса.

В большинстве случаев червяки изготовляют за одно целое с валом, реже - отдельно от вала, а затем закрепляют на нем.

Червячное колесо 2 (рис.2.5.1, а) *в отличие от косозубых зубчатых колес имеет вогнутую форму зуба, способствующую облеганию витков червяка.*

Направление и угол подъема зубьев червячного колеса соответствуют направлению и углу подъема витков червяка.

Червячные колеса нарезают червячными фрезами и в редких случаях резцами, укрепленными на вращающейся оправке (летучими резцами).

Червячные колеса изготовляют цельными (рис.2.5.1,*а,б)* или сборными (на рис.2.5.1,*в* показан венец червячного колеса). Минимальное число зубьев колеса z_{2min} определяют из условия отсутствия подрезания и обеспечения достаточной поверхности зацепления. Для силовых передач рекомендуется принимать $z_{2min}=28$, во вспомогательных кинематических передачах $z_{2min}=17\div18$. Максимальное число зубьев не ограничено, но в силовых передачах чаще принимают 50÷60 (до 80). В кинематических передачах z_2 может доходить до 600÷1000.

Червячные передачи, как и зубчатые, могут быть корригированными.

Корригирование червячных передач осуществляется так же, как и зубчатых, т. е. радиальным смещением инструмента относительно оси заготовки при нарезании.

Корригирование передачи осуществляют только за счет колеса. Корригированные колеса нарезают на тех же станках и тем же инструментом, что и некорригированные. Корригирование в основном применяют для вписывания передачи в заданное межосевое расстояние.

В машиностроении преимущественно применяют некорригированные червячные передачи.

2.5.3.Силы, действующие в червячном зацеплении

В червячной передаче сила ***Fn***, действующая со стороны червяка, воспринимается, как правило, не одним, а несколькими зубьями. Однако, также как и в зубчатых передачах, при выполнении расчетов эту силу принято располагать в полюсе зацепления (рис.2.5.5,а). Эту силу не трудно разложить по правилу параллелограмма на три взаимно перпендикулярных составляющих F_{t1}, F_{r1} и F_{a1}. Далее, согласно третьему закону Ньютона устанавливаем, что (рис.2.5.5,б) $F_{t2}=F_{a1}$, $F_{a2}=F_{t1}$ и $F_{r2}=F_{r1}$.

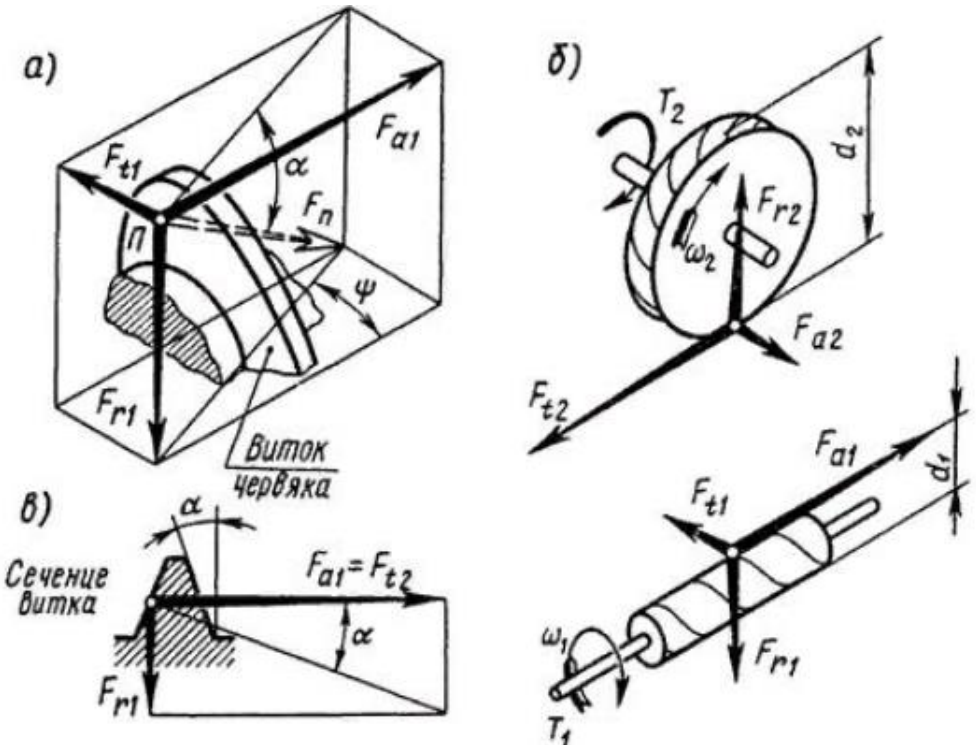


Рис.2.5.5.

Окружная сила на колесе

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Радиальные силы

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot tg\alpha$$

Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления линии витка. Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением вращения колеса, а сила F_{t1} направлена в сторону, противоположную вращению червяка (рис.2.5.5,б).

2.5.4.Вопросы для самопроверки

-Назовите область применения червячных передач.

-Какие различают виды червяков?

-В чём заключается принцип конструкции червячной передачи?

-Каковы достоинства и недостатки червячных передач?

-Какое свойство червячной передачи отличает её от других передач?

-Почему червячные передачи не рекомендуют применять при больших мощностях?

-Как осуществляют модификацию зацепления в червячных передачах?

-С какой целью и как выполняют червячные передачи со смещением?

-Из каких соображений выбирают число витков червяка?

-Чем в основном достигается повышенная нагрузочная способность глобоидных передач по сравнению с цилиндрическими червячными передачами?

2.6 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.6.1. Основные понятия, область применения
2.6.2. Классификация ременной передачи
2.6.3. Достоинства и недостатки ременных передач
2.6.4. Основы теории расчета ременных передач.
2.6.5. Расчет ременной передачи
2.6.5.1. Расчёт клиноремённой передачи
2.6.5.2. Шкивы клиноремённых передач
2.6.6. Вопросы для самопроверки

2.6.1. Основные понятия, область применения

Ременная передача относится к передачам *трением с гибкой связью* и может применяться для передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии один от другого. Она состоит из двух шкивов (ведущего, ведомого) и охватывающего их бесконечного ремня, надетого с натяжением. Возможны передачи и с несколькими ведомыми шкивами. Ведущий шкив силами трения, возникающими на поверхности контакта шкива с ремнем вследствие его натяжения, приводит ремень в движение. Ремень в свою очередь заставляет вращаться ведомый шкив. Таким образом, мощность передается с ведущего шкива на ведомый. С увеличением угла обхвата шкива ремнем, натяжения ремня и коэффициента трения возрастает возможность передачи большей нагрузки. Ременная передача предназначена для передачи энергии от ведущего вала O_1 к ведомому O_2 (рис.2.6.1) с изменением или без изменения значения угловой скорости. На рис.2.6.2. показана схема ременной передачи (ременная передача двигателя автомобиля), состоящей из ведущего шкива O_1 и четырех ведомых шкивов (O_2,O_3,O_4,O_5).

Ременные передачи могут надежно работать в относительно широком диапазоне передаваемых мощностей P (от 0,1 кВт до 50 кВт), скоростей v (до 100 м/с), передаточных отношений i (до 8), межосевых расстояний (до 15 м), имеют КПД-0,92...0,97.

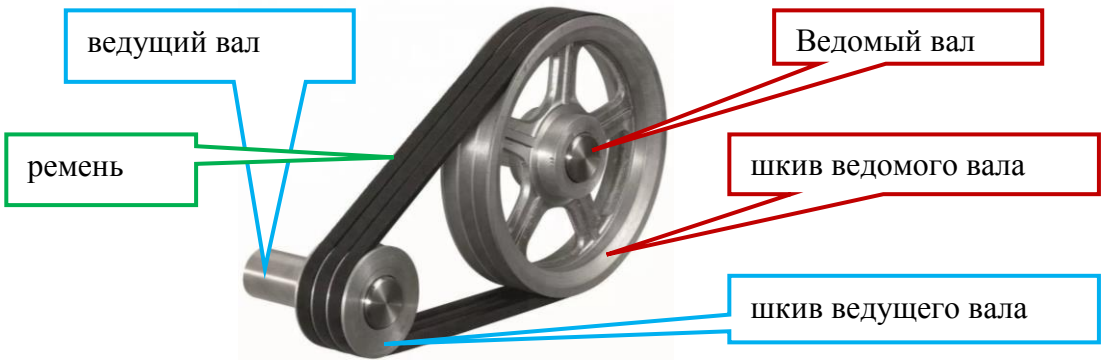


Рис.2.6.1. Клиноременная передача

Ременные передачи относится к механическим передачам трения с гибкой связью и применяют в случае если необходимо передать нагрузку между валами, которые расположены на значительных расстояниях и при отсутствии

строгих требований к передаточному отношению. Несмотря на перечисленные недостатки, ременные передачи в промышленности и народном хозяйстве занимают второе место после зубчатых.

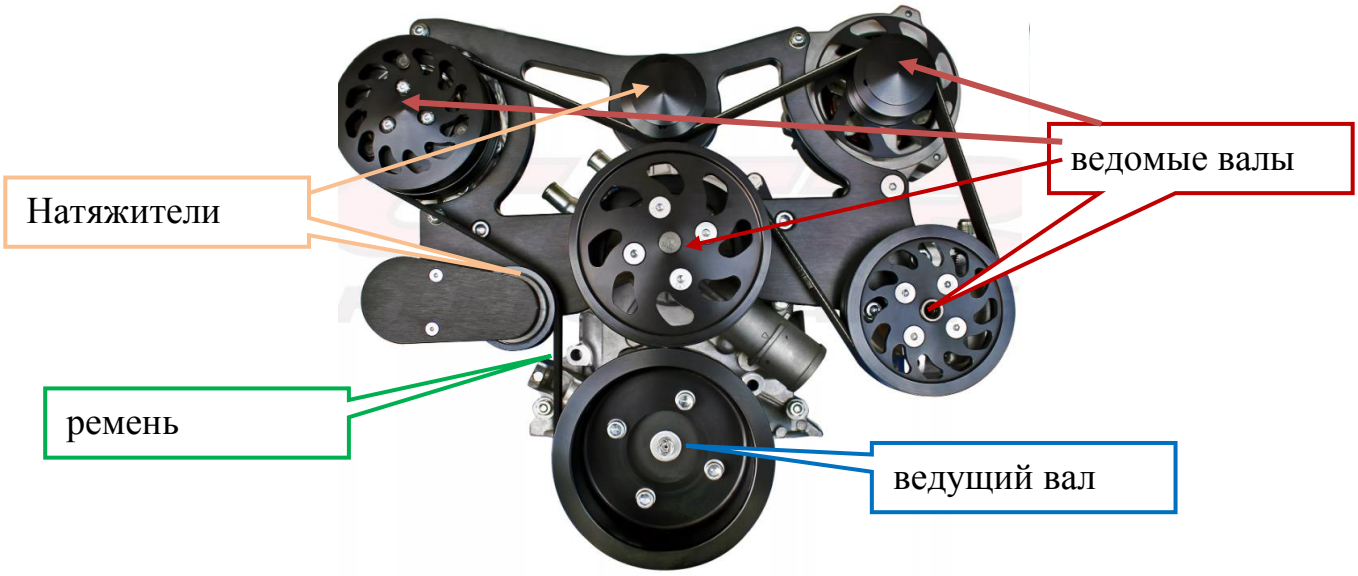


Рис.2.6.2 Ременная передача с четырьмя ведомыми шкивами

Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость. Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания. Применение плоскоременных передач ограничено, так как их эксплуатационные свойства хуже, чем ременных передач других видов. Исключение составляют перспективные передачи с пленочными синтетическими ремнями.

Наибольшее распространение в машиностроении находят клиноременные передачи (в станках, автотранспортных двигателях и т. п.). Эти передачи широко используют при малых межосевых расстояниях и вертикальных осях шкивов, а также при передаче вращения несколькими шкивами. Однако при большом числе параллельно работающих клиновых ремней практически невозможно добиться их равномерного нагружения, что обусловлено неизбежной (из-за неточностей изготовления) разностью их длин. В связи с этим рекомендуется применять в одном комплекте не более 4-х ремней.

Удачной попыткой устранения этого недостатка клиновых ремней является изобретение поликлиновых ремней, сочетающих в себе достоинства плоских (монолитность и гибкость) и клиновых ремней (повышенные значения сил трения между рабочими поверхностями ремня и шкива).

При необходимости обеспечения ременной передачи постоянного передаточного числа, точности вращения и хорошей тяговой способности рекомендуется устанавливать зубчатые ремни. При этом не требуется большего начального натяжения ремней; опоры могут быть неподвижными.

Плоскоременные передачи применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба. Плоские ремни имеют прямоугольное сечение, применяются в машинах, которые должны быть устойчивы к вибрациям (например, высокоточные станки). Плоскоременные передачи в настоящее время применяют сравнительно редко (они вытесняются клиноременными). Теоретически тяговая способность клинового ремня при том же усилии натяжения в 3 раза больше, чем у плоского. Однако относительная прочность клинового ремня по сравнению с плоским несколько меньше (в нем меньше слоев армирующей ткани), поэтому практически тяговая способность клинового ремня приблизительно в два раза выше, чем у плоского. Это свидетельство в пользу клиновых ремней послужило основанием для их широкого распространения, в особенности в последнее время. Клиновые ремни могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают u_{max}=8÷10 без натяжного ролика.

Круглоременные передачи (как силовые) в машиностроении не применяются. Их используют в основном для маломощных устройств в приборостроении и бытовых механизмах (магнитофоны, радиолы, швейные машины и т. д.).

Передаваемая мощность силовых ременных передач практически достигает 50 кВт, хотя известны плоскоременные передачи мощностью и 1500 кВт. Скорость ремня v=5÷30 м/с (в сверхскоростных передачах v=100м/с). В механических приводах ременная передача используется чаще всего как понижающая передача. Максимальное передаточное отношение U_{max}=5÷6 для передач без натяжного ролика и U_{max}=6÷10 для передач с натяжным роликом, допускают кратковременную перегрузку до 200%.

2.6.2. Ременные передачи классифицируют по следующим признакам

1. По форме сечения ремня:

-плоскоременные (поперечное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника, рис.2.6.3, *а);*

-клиноременные (поперечное сечение ремня в форме трапеции, рис.2.6.3,*б*);

-круглоременные (поперечное сечение ремня имеет форму круга, рис.2.6.3, *в);*

-с зубчатыми ремнями (внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов, рис.2.6.3,*д);*

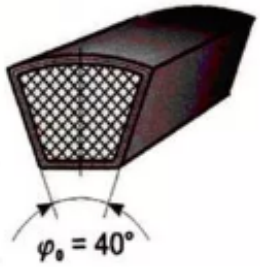
-с поликлиновыми ремнями (ремень снаружи имеет плоскую поверхность, а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, выполненными в поперечном сечении в форме трапеции, рис.2.6.3, *г*).

2. По взаимному расположению осей валов: с параллельными осями; с пересекающимися осями-угловые; со скрещивающимися осями.

3. По направлению вращения шкива: с одинаковым направлением (открытые и полуоткрытые); с противоположными направлениями (перекрестные).

4. По способу создания натяжения ремня: простые; с нажимным роликом; с натяжным устройством.

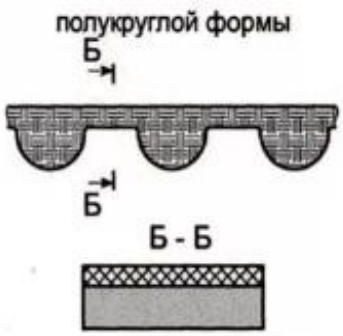
а- плоский ремень;



б- клиновый ремень;

г-поликлиновый ремень;

в- круглый ремень;



*д-*зубчатый ремень

Рис.2.6.3 Типы ремней ременных передач:

5. По конструкции шкивов: с однорядными шкивами; с двухшкивным валом, один из шкивов которого холостой; со ступенчатыми шкивами для изменения передаточного числа.

6. По количеству валов, охватываемых одним ремнем: двухвальная передача; трехвальная передача; четырехвальная передача; многовальная передача.

7. По виду тягового (основного несущего) слоя (корда), располагающегося примерно по центру тяжести поперечного сечения ремня, различают: кордотканевые ремни (рис.2.6.4,а); кордошнуровые ремни (рис.2.6.4,б).

Корд выполняют из химических волокон: вискозы, лавсана, стекловолокна и т.д.

В **кордотканевых** ремнях корд выполнен в виде нескольких (2…5) слоев кордткани с основой из скрученных шнуров и тонких редких нитей утка, который лишь предохраняет корд от рассыпания в процессе прорезинивания.

В **кордошнуровых** ремнях корд состоит из одного слоя высокопрочного кордшнура диаметром (1,6…1,7) мм, намотанного по винтовой линии. Кордошнуровые ремни, наиболее гибкие и долговечные, в настоящее время все больше вытесняют кордотканевые ремни.

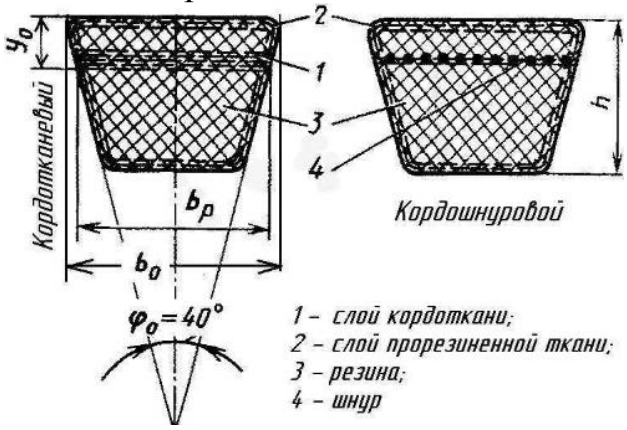


Рис.2.6.4

2.6.3. Достоинства и недостатки ременных передач

Достоинства:

-возможность расположения ведущего и ведомого шкивов на больших расстояниях (a_{max}=12...15м -плоскими ремнями, a_{max}≈6 м-клиновыми ремнями) (что важно, например, для сельскохозяйственного машиностроения);

-передаточное отношение i<7 (обычно i<4...5);

-плавность хода;

-бесшумность работы передачи, обусловленные эластичностью ремня;

-малая чувствительность к толчкам и ударам, а также к перегрузкам, способность пробуксовывать;

-возможность работы с большими угловыми скоростями до 30 м/с (быстроходные плоскоременные передачи специальными цельнотканными бесшовными тонкими и легкими ремнями достигают скорости 50... 60 м/с, а сверхбыстроходные - до 100 м/с);

-предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня;

-пониженные требования к точности взаимного расположения валов передачи;

-возможность работы при высоких оборотах;

-способность самопредохранения (исключая зубчатоременные передачи) от неучтенных перегрузок, благодаря возможности пробуксовки ремня на шкивах;

- простота конструкции

- дешевизна.

Недостатки:

Общие **недостатки**, присущие всем фрикционным передачам: необходимость обеспечения **значительных** усилий взаимодействия элементов передачи, нужных для создания требуемых значений сил трения, и

неизбежность проскальзывания взаимодействующих элементов свойственны и фрикционным ременным передачам.

Следствием этих недостатков являются:

-значительные габариты шкивов;

-высокие нагрузки на валы и опоры (подшипники) из-за натяжения ремня;

-невозможность (из-за неизбежного проскальзывания ремня по шкивам) получения точных, неизменных значений передаточных чисел (исключая зубчатоременные передачи);

-невысокие износостойкость и выносливость ремней (невысокая долговечность 1000…5000 часов);

-постепенное вытягивание ремней, их недолговечность;

-необходимость применения в передачах специальных устройств, предназначенных для натяжения ремня, или его перешивок по мере вытягивания в процессе эксплуатации передачи;

-необходимость защиты ремней от попадания на них минеральных масел, бензина, щелочей и т.п.;

-возможность электризации ремней, исключающая использование ременных передач во взрывоопасных средах;

-значительные эксплуатационные расходы, связанные со сравнительно большими потерями на трение (затраты на электроэнергию) и низкой (1000…5000 ч) долговечностью ремней, вызывающей дополнительные затраты на их замену в процессе эксплуатации передачи.

В связи с отмеченными особенностями ременные передачи в основном применяют для передачи вращательного движения между параллельными валами, расположенными на сравнительно большом расстоянии друг от друга, при невысоких (обычно не более 40…50 кВт) значениях передаваемой мощности, передаточных числах U=2…3 и, как правило, для **быстроходной** ступени привода, так как в этом случае их важнейший недостаток большие габариты шкивов оказывает наименьшее влияние на габариты и массу привода в целом. Поэтому для ременных передач наиболее характерна установка ведущего шкива на валу электродвигателя.

2.6.4. Основы теории расчета ременных передач.

Силы и напряжения в ремнях, кривые скольжения и допускаемые полезные напряжения.

Силы натяжения в ветвях ремня ***(F_0, F_1, F_2).***

Окружная сила на ведущем шкиве

$$F_t = N_1/v_1 = 2\cdot 10^3 T_1/d_1 \qquad (15.1)$$

Расчет ременных передач выполняют по расчетной окружной силе с учетом коэффициента динамической нагрузки $k_д$ и режима работы передачи:

$$F_t = k_д \cdot \frac{N_1}{v_1}, \qquad (15.2)$$

где, $k_д$- коэффициент динамической нагрузки, который принимается $k_д$=1 при спокойной нагрузке, $k_д$=1,1-умеренные колебания нагрузки, $k_д$=1,25-значительные колебания нагрузки, $k_д$=1,5-ударные нагрузки.

Для создания необходимого трения между ремнем и ободом шкива ремень должен иметь достаточную силу начального натяжения F_o. Это достигается предварительным натяжением ремня при монтаже или с помощью подвижной опоры. Чем больше F_o, тем выше тяговая способность передачи. Но при большом начальном натяжении ремень получает и большую вытяжку, снижается его долговечность. Поэтому F_o выбирают таким, чтобы ремень мог сохранить это натяжение достаточно длительное время, не получая большой вытяжки. Начальную силу натяжения ремня определяют по формуле

$$F_0 = A\sigma_0, \qquad (16)$$

где, A- площадь поперечного сечения ремня плоскоременной передачи либо площадь поперечного сечения всех ремней клиноременной передачи; σ_0 - начальное напряжение в ремне.

Начальное напряжение в ремне для плоских стандартных ремней без автоматических натяжных устройств σ_0=1,8$МПа$; с автоматическими натяжными устройствами σ_0=2$МПа$; для клиновых стандартных ремней σ_0=1,2...1,5$МПа$; для полиамидных ремней σ_0= 3...4$МПа$.

Приближенно можно считать, что в состоянии покоя и при холостом ходе каждая ветвь натянута одним и тем же усилием F_o (рис.2.6.5,*а)*

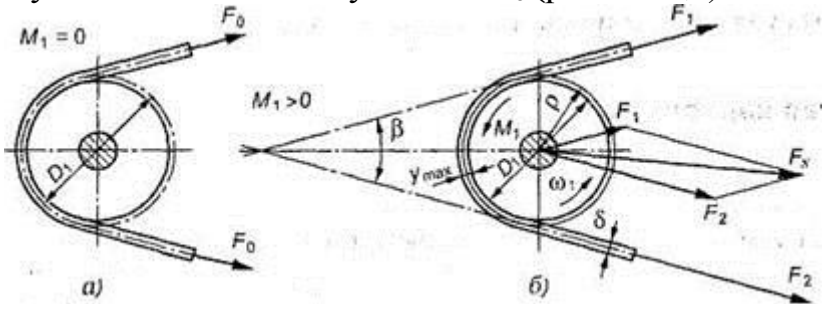


Рис.2.6.5. Усилия в ветвях ремня:

а- на холостом ходу; *б*- при передаче нагрузки

С приложением момента T_1 ведущая ветвь натягивается до значения F_1, натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис.2.6.5,*б)*. Силы натяжения F_1 и F_2, можно определить из условия равновесия шкива

$$T_1 = \frac{1}{2}D_1(F_1 - F_2). \qquad (17)$$

Отсюда

$$F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{D_1}. \qquad (18)$$

С учетом того, что окружная сила на шкиве

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1}, \qquad (19)$$

получим

$$F_1 - F_2 = F_t. \qquad (20)$$

Так как сумма сил натяжения ветвей ремня постоянна (независимо от того, нагружена передача или нет), то

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \qquad (21)$$

Из равенств (20) и (21) следует, что

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2};\ F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \qquad (22)$$

Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или тяговой способности передачи, которая связана со значением силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь установлена Эйлером в виде

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}. \quad (23)$$

где, f-коэффициент трения покоя между ремнем и шкивом (коэффициент сцепления) (табл.7.1), α - угол обхвата шкива, e - основание натурального логарифма (e≈2,7183).

Среднее значение коэффициента трения для чугунных и стальных шкивов можно принимать: для резинотканевых ремней f=0,35, для кожаных ремней f=0,22 и для хлопчатобумажных и шерстяных ремней f=0,3.

При определении сил трения в клиноременной передаче в формулы вместо - коэффициента, трения f надо подставлять приведенный коэффициент трения для клиновых ремней

$$f' = \frac{f}{\sin(\varphi_0/2)} \approx 3f, \quad (23.1)$$

где, φ_0- угол клина ремня φ_0≈40°.

Решая совместно уравнения (17) и (23) с учетом (21), находим:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1};\ F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha}-1};\ F_0 = \frac{F_t}{2}\left(\frac{e^{f\alpha}+1}{e^{f\alpha}-1}\right). \quad (24)$$

Величину $\frac{e^{f\alpha}-1}{e^{f\alpha}+1} = \frac{F_t}{2F_0} = \varphi_k$ называют коэффициентом тяги.

Как видно из выражения $\frac{e^{f\alpha}-1}{e^{f\alpha}+1} = \varphi_k$ оптимальная величина коэффициента тяги не зависит ни от передаваемой мощности, ни от предварительного натяжения ремня, а только лишь от свойств фрикционной пары материалов, из которых изготовлены ремень и шкив, и от конструктивных параметров передачи. Численные значения φ_kдля ремней из различных материалов и угла охвата ремнем стального ведущего шкива, равного 180°, представлены в табл. 2.6.1.

Таблица 2.6.1. Коэффициенты сцепления и коэффициент тяги для некоторых материалов ремней по стальному шкиву

Материал ремня	Коэффициент сцепления f	Оптимальный коэффициент тяги φ_k
Кожаные:		
растительного дубления	0,25	0,374
минерального дубления	0,4	0,557
Смазанный кожаный ремень	0,23	0,346
Мокрый кожаный ремень	0,36	0,512
Хлопчатобумажные:		
цельнотканые	0,22	0,332
шитые	0,20	0,304
Шерстяные	0,35	0,500
Прорезиненные	0,30	0,439

Формулы (24) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и факторами трения f и $^{\alpha}$. Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение ремня F_o,

при котором еще возможна передача заданной нагрузки F_t. Если $F_0 < \frac{F_t}{2}\left(\frac{e^{f\alpha}+1}{e^{f\alpha}-1}\right)$, то начнется буксование ремня.

Увеличение окружного усилия на ведущем шкиве можно достичь увеличением предварительного натяжения ремня либо повышением коэффициента тяги, который повышается с увеличением угла обхвата и коэффициента трения.

В таблицах со справочными данными по характеристикам ремней указаны их размеры с учетом необходимых коэффициентов тяги.

Можно установить по формуле (24), что увеличение значений f и α благоприятно сказывается на работе передачи. Эти выводы принимаются за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива. Во второй - увеличивают угол обхвата α установкой натяжного ролика.

При обегании ремнем шкивов возникают *центробежные силы* F_v, которые отбрасывают ремень от шкива:

$$F_v=\rho A v^2 \qquad (25)$$

где,ρ- плотность материала ремня, кг/м^3;$A = b\delta$-площадь сечения ремня, м^2; u-окружная скорость, м/с.

С учетом центробежной силы натяжения определяют по следующим формулам для холостого хода:

$$F_0+F_v; \qquad (26)$$

для ведущей ветви

$$F_1=F_0+F_t/2+F_v; \qquad (27)$$

для ведомой ветви

$$F_2=F_0-F_t/2+F_v. \qquad (28)$$

Натяжение F_v ослабляет полезное действие предварительного натяжения F_o. Оно уменьшает силу трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

Как показывает практика, влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно только при больших скоростях: v>20 м/с.

Нагрузка на валы и опоры F_s.

Силы натяжения ветвей ремня F_1 и F_2, (за исключением силы F_v) передаются на валы и опоры. Рассматривая параллелограмм сил (см. рис.12,*б),* находят равнодействующую сил

$$F_s = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos\beta} \approx \frac{(F_1 + F_2)\cos\beta}{2}, \qquad (29)$$

где, β-угол между ветвями ремня.

Поставим в выражение (29) вместо (F_1+F_2) величину 2F$_0$ (формулу (21)); получим

$$F_s = \frac{2F_0\cos\beta}{2}. \qquad (30)$$

Выражение (30) можно преобразовать через окружную силу F_r. В этом случае можно считать, что для прорезиненных и кожаных ремней F_s>>2,5F_t;

для хлопчатобумажных $F_s>>3F_t$; для шерстяных $F_s>>4F_t$. Таким образом, нагрузка на валы в 2,5-4 раза превышает окружную силу F_t, что является недостатком ременных передач.

Напряжения в ремне.

При работе ременной передачи напряжения в различных сечениях по длине ремня неодинаковы. Изобразим эти напряжения отрезками соответствующей длины, проведя их перпендикулярно поверхности ремня. Получим эпюру суммарных напряжений (рис.2.6.6.).

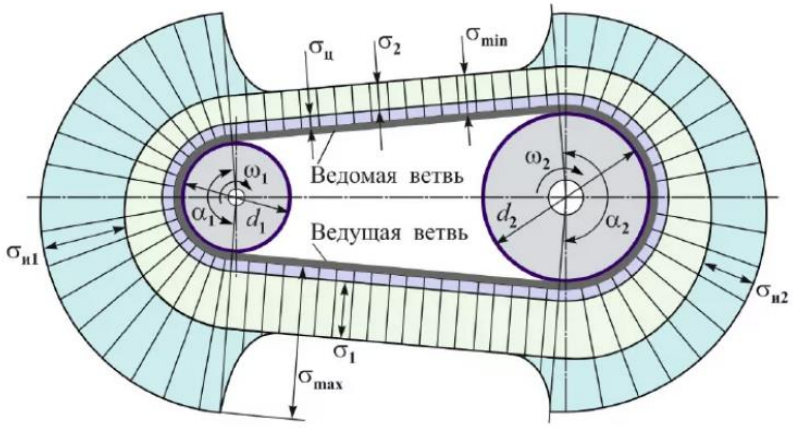


Рис.2.6.6. Напряжения в поперечных сечениях ремня

Различают следующие виды напряжений в ремне.

1. Предварительное напряжение σ_0, определяемое в зависимости от силы начального натяжения:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \qquad (31)$$

где, A- площадь поперечного сечения ремня.

Для стандартных ремней рекомендуется принимать: $\sigma_0 = 1{,}76$ МПа - для плоских ремней; σ_0=1,18 - 1,47 МПа - для клиновых.

2. Удельная окружная сила (полезное напряжение) K_n. Это напряжение зависит от передаваемой ремнем окружной силы F_t.

$$K_П = \frac{F_t}{A}. \qquad (32)$$

Полезное напряжение можно определить и как разность напряжений σ_1 и σ_2:

$$K_П = \sigma_1 - \sigma_2 \qquad (33)$$

где, σ_1 и σ_2 - напряжения в ведущей и ведомой ветвях.

По значению $K_П$ оценивается тяговая способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба $\sigma_и$, возникающее в сечениях ремня при огибании шкивов (рис.2.6.6.) и изменяющееся по пульсирующему циклу. В плоском ремне нейтральный слой проходит посередине толщины ремня. Наружные слои ремня при огибании шкива растягиваются, а внутренние - сжимаются. Приближенно примем, что закон Гука справедлив и для материалов ремней, тогда для растянутой стороны ремня $\sigma_и = sE$, где, $s=y_{max}/p$ - относительное удлинение волокон.

С учетом того, что $y_{max} = 0{,}5\delta$, а p=0,5(D_1+8) (рис.2.6.5,*б*), пренебрегая величиной δ по сравнению с D_1,получим:

$$\sigma_u = E\frac{\delta}{D_1}, \qquad (34)$$

где, E-модуль продольной упругости материала ремня; δ-толщина ремня; D_1-диаметр огибаемого шкива.

На тяговую способность передачи напряжение изгиба не влияет, но является основной причиной усталостного разрушения ремня.

4. Напряжение от центробежных сил. Это напряжение зависит от силы F_v

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A}. \qquad (35)$$

На рис.2.6.6. показано, что по всей длине ремня напряжение σ_0 распределяется равномерно.

5. Наибольшее суммарное напряжение σ_{max} определяется как сумма полезного напряжения, напряжения изгиба в ведущей ветви (σ_1 и σ_{u1}) и напряжения от центробежных сил (σ_v):

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{u1} + \sigma_v, \qquad (36)$$

σ_{max} возникает в ремне, в месте его набегания на малый шкив (рис.2.6.6.).

Рассмотренные напряжения в ветвях ремня используются в дальнейшем при расчете ременных передач на тяговую способность, для определения максимального напряжения в ремне и т. п.

Анализ реальных передач показывает, что напряжения от изгиба и от действия центробежных сил обычно сравнимы и часто даже превосходят по величине полезное напряжение. При этом следует учитывать, что *увеличение напряжения изгиба не способствует повышению тяговой способности передачи, с другой стороны, эти напряжения, периодически меняясь, являются главной причиной усталостного износа ремней*.

Следует отметить, что прочность ремня не является достаточным условием, определяющим работоспособность ременной передачи. Желательно, чтобы передача обеспечивала как можно большее значение силы F_1, при неизменном для данного ремня значения начальной силы натяжения $2F_0$.

2.6.5. Расчет ременной передачи

Промышленность выпускает клиновые ремни трёх видов: нормального сечения, предназначенные для общего применения; допускаемая скорость до 30 м/с; узкие – для скорости – до 40 м/с; широкие – для бесступенчатых передач (вариаторов). Стандартные длины L клиновых ремней, мм:

400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

Стандартные диаметры шкивов D, мм:

63; 71; 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000.

2.6.5.1. Расчёт клиноремённой передачи.

Расчёт производят по следующим исходным данным:

- мощность на ведущем валу;
- частота вращения ведущего вала;

- частота вращения ведомого вала;
- передаточное число ремённой передачи;
- вращающий момент ведущего вала.

1. По номинальному моменту ведущего вала в таблице 2.1. выбирают сечение ремня с площадью поперечного сечения ремня ***F*** и диаметром ведущего шкива D_{min}. В табл. 2.6.2. указано минимальное значение D_1. Однако для обеспечения большей долговечности ремня рекомендуется не ориентироваться на D_{min}, а брать шкив на 1 – 2 номера больше.

2. Определяем (если не задано) передаточное число ***U*** без учёта скольжения:

$$U = \frac{n_1}{n_2}$$

3. Находим диаметр D_2 ведомого шкива, с учётом относительного скольжения ε (табл. 2.6.3.):

$$D_2 = UD_1(1-\varepsilon)$$

Выбираем ближайшее стандартное значение D_2.

4. Уточняем передаточное число ***U*** с учётом ε:

$$U = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

5. Пересчитываем:

$$n_2 = \frac{n_1}{u}$$

6. Определяем межосевое расстояние a: его выбираем в интервале:

$$a_{\min} = 0.55(D_1 + D_2) + h$$

$$a_{\max} = 2(D_1 + D_2)$$

Принимаем близкое к среднему значению.

7. Расчётная длинна ремня определяется по формуле:

$$L_P = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$

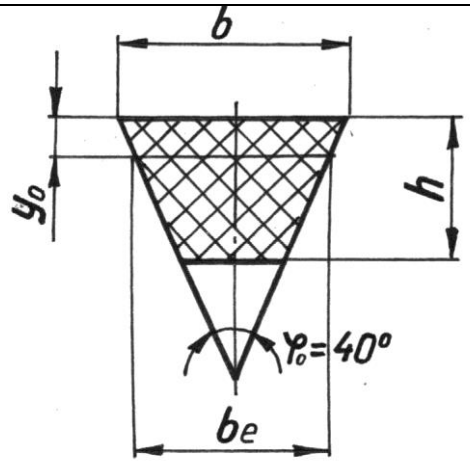
Выбираем ближайшую по стандартному ряду длину ремня.

8. Вычисляем среднее значение диаметра шкива:

$$D_{cp} = 0.5(D_1 + D_2)$$

Клиновые ремни (по ГОСТ 1284 – 68)

Таблица 2.6.2.



Тип	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				F, мм^2	L, м	D_1, мм	T_1, Нм
		b	b_e	h	y_0				
Нормального сечения	О	10	8.5	6	2.1	47	0.4-2.5	63	30
	А	13	11	8	2.8	81	0.56-4.0	90	15-60
	Б	17	14	10.5	4	138	0.8-6.3	125	50-150
	В	22	19	13.5	4.8	230	1.8-10	200	120-600
	Г	32	27	19	6.9	476	3.15-15	315	450-2400
	Д	38	32	23.5	8.3	692	4.5-18	500	1600-6000
	Е	50	42	30	11	1170	6.3-18	800	4000
Узкие	УО	10	8.5	8	2	56	0.63-3.55	63	150
	УА	13	11	10	2.8	95	0.8-4.5	90	90-400
	УБ	17	14	13	3.5	158	1.25-8	140	300-2000
	УВ	22	19	18	4.8	278	2-8	224	1500

Относительное скольжение ремня.

Таблица 2.6.3

Тип ремня	ε
Корд тканевый	0.02
Корд шнуровой	0.01

9. Определяем новое значение ***a*** с учётом стандартной длинны ***L*** по формуле:

$$a = 0.25\left[L - D_{cp}\pi + \sqrt{(L - D_{cp}\pi)^2 - 2(D_2 - D_1)^2}\right]$$

Примечание: при монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения ***a*** на ***0.001L*** для того, чтобы облегчить надевание ремней на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения а на ***0.025L***.

10. Угол обхвата меньшего шкива, в градусах:

$$\alpha_1 = 180 - 57.3\frac{D_2 - D_1}{a} \qquad \alpha_1 \min = 110^0$$

11. Окружная скорость, м/с: $V = \pi D1n1/60000$

12. По табл.2.6.4 находим методом интерполяции величину окружного усилия P_0, передаваемого одним клиновым ремнём при $u=1$, и длине L_0.

13. Допускаемое окружное усилие на один ремень

$$[p] = p_0 C_\alpha C_L / C_P,$$

где, коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата:

$$C_\alpha = 1 - 0.003(180 - \alpha_1)$$

коэффициент, учитывающий влияние длины ремня:

$$C_L = 0.3\frac{L}{L_0} + 0.7$$

- коэффициент режима работы ***Ср***, табл.2.4.

14. Определяем окружное усилие, передаваемое ременной передачей Н:

$$P = \frac{N}{V}, \text{ где, N- Вт, V-м/сек}$$

15. Расчётное число ремней

$$z = \frac{P}{[p]}$$

16. Определяем усилия в ремённой передачи, приняв напряжения от предварительного натяжения $\sigma = 1.6$ Н/мм^2

Предварительное натяжение каждой ветви ремня Н:

$S_0 = \sigma_0 F$ F – площадь сечения ремня

рабочее натяжение ведущей ветви

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2z}$$

то же ведомой ветви

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2z}$$

усилие на валы в Н:

$$Q = 2S_0 z \sin\frac{\alpha_1}{2}$$

Окружное усилие P_0, передаваемое одним клиновым ремнём при $u=1$, длине L_0 и спокойной работе.

Таблица 2.6.4.

Тип	Сечение ремня (Длина L_0), мм	D_1, мм	V, м/с							
			5	10	15	20	25	30	35	40
			P_0, Н							
Ремни нормального сечения	О(1320)	71	112	95	81	68	56	-	-	-
		80	124	107	94	80	66	-	-	-
		90	134	116	104	86	76	62	-	-
		100	140	124	111	98	84	66	-	-
	А(1700)	100	190	160	138	115	91	-	-	-
		112	210	182	160	137	112	83	-	-
		125	230	200	177	155	132	105	-	-
		140	246	218	194	172	148	121	-	-
		160	264	135	214	190	165	138	-	-
	Б(2240)	140	322	270	230	191	-	-	-	-
		160	366	315	275	236	196	149	-	-

		180	402	351	310	272	230	184	-	-
		200	430	379	238	300	257	212	-	-
		224	452	405	363	325	282	271	-	-
	В(3750)	224	630	535	463	393	318	235	-	-
		250	696	602	530	460	384	302	-	-
		280	756	663	590	520	44	383	-	-
		315	814	719	647	558	500	416	-	-
		355	864	770	700	630	550	470	-	-
	Г(6000)	355	1350	1140	990	840	680	513	-	-
		400	1510	1300	1150	100	840	670	-	-
		450	1650	1440	1290	1140	980	816	-	-
		500	1760	1550	1400	1250	1100	926	-	-
		560	1850	1660	1500	1350	1180	1300	-	-
	Д(7100)	560	2280	1990	1760	1550	1930	1090	-	-
		630	2480	2180	1960	1740	1840	1280	-	-
		710	2640	2350	2120	1910	1690	1440	-	-
		800	2800	2500	2280	2060	1520	1590	-	-
		900	2920	2600	2400	2190	1330	1720	-	-
Ремни узкие	**УО(1600)**	71	236	195	164	136	106	-	-	-
		80	276	234	204	175	146	-	-	-
		90	310	265	238	210	180	152	-	-
		100	332	292	263	236	208	178	-	-
	УА(2500)	100	378	315	269	-	-	-	-	-
		112	434	372	325	280	233	-	-	-
		125	492	423	378	330	280	236	-	-
		140	528	470	420	378	330	281	226	-
		160	576	517	468	427	380	331	276	220
	УБ(3535)	140	590	500	425	-	-	-	-	-
		160	690	600	526	455	376	-	-	-
		180	760	670	603	530	456	383	-	-
		200	824	730	667	595	524	443	360	-
		224	852	790	710	650	594	503	423	-
	УВ(5600)	224	1090	940	820	705	-	-	-	-
		250	1210	1060	946	830	704	570	-	-
		280	1320	1150	1090	935	820	690	-	-
		315	1410	1280	1160	1045	928	796	649	500
		355	1520	1380	1250	1145	1020	890	846	585

Коэффициент динамичности режима работы Ср

Таблица 2.6.5.

Режим работы	**Ср**
Нагрузка спокойная	1
Умеренные колебания	1.1
Значительные колебания	1.25
Ударные и резко неравномерные нагрузки	1.5 ; 1.6
При частых и резких пусках	повысить на 0.1

2.6.5.2. Шкивы клиноремённых передач.

1. Материал шкивов – чугун СЧ 15 – 32, сталь 25Л.
2. Шероховатость рабочих поверхностей Rz ≤ 2.5 мкм.

3. Стандартные диаметры шкивов, профили канавок для ремней нормального сечения и их размеры приведены в разделе 2.

4. Шкивы выполняют дисковыми, если их расчётный диаметр не превышает следующих значений, мм:

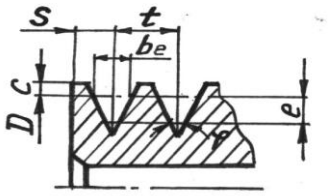
для ремней О	до 160
для ремней А	до 200
для ремней Б	до 250
для ремней В	до 355
для ремней Г	до 400

5. Шкивы большего диаметра, а также шкивы для ремней Д и Е выполняют со спицами.

6. Канавки шкивов для клиновых ремней нормального сечения представлены в табл. 2.6.6.

Канавки шкивов для клиновых ремней нормального сечения. Размеры, мм.

Таблица 2.6.6.



Сечение ремня	C	e	t	s	Расчётные диаметры при угле φ 0			
					34	36	38	40
О	2.5	7.5	12	8	63-71	80-100	112-160	180
А	3.3	9	15	10	90-112	125-160	180-400	450
Б	4.2	11	19	12.5	125-160	180-224	250-500	560
В	5.7	14.5	22.5	17	-	200-315	355-630	710
Г	8.1	20	37	24	-	315-450	500-900	1000
Д	9.6	23.5	44.5	29	-	500-560	630-1120	1250
Е	12.5	31	58	38	-	-	800-1400	1600

2.6.6. Вопросы для самопроверки

-Ременные передачи - принцип действия, типы ремней? Какие ремни наиболее распространены?

-Преимущества и недостатки ременных передач, области их применения?

-Какие виды ремней различают по форме их поперечного сечения?

-Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?

-Почему в приводах ременная передача является обычно быстроходной ступенью?

-Какие виды ременных передач различают по форме поперечного сечения ремня?

-Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?

-Почему в многоступенчатых приводах ременная передача является обычно быстроходной ступенью?

-В чем сущность упругого скольжения ремня по шкивам? Почему оно возникает и можно ли его устранить?

2.7. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

2.7.1. Основные понятия и классификация цепной передачи
2.7.2. Область применения
2.7.3. Достоинства и недостатки
2.7.4. Конструкции приводных цепей и звездочек
2.7.5. Расчет цепной передачи
2.7.6. Вопросы для самопроверки

2.7.1. Основные понятия и классификация цепной передачи

Передачу вращательного движения между параллельными валами, осуществляемую с помощью двух колес-звездочек и охватывающей их бесконечной цепи, называют ***цепной передачей*** (рис.2.7.1). Служат для передачи вращения между удаленными друг от друга параллельными валами. Цепь в отличие от ремней изгибается только в одной плоскости, поэтому звездочки устанавливаются на строго параллельных валах.

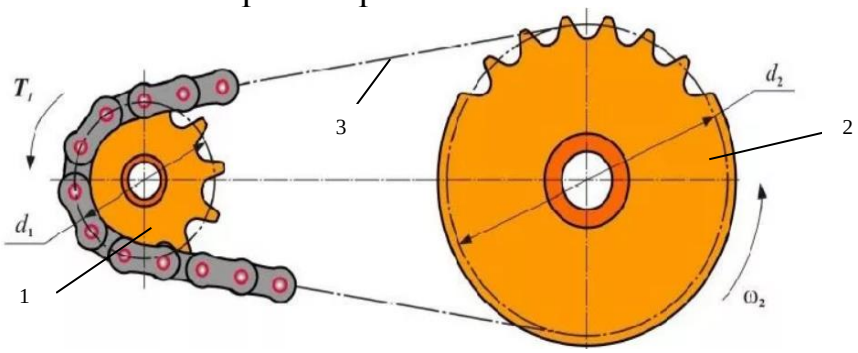


Рис.2.7.1 Цепная передача
1-ведущая звездочка; *2*-ведомая звездочка; *3*-цепь.

Цепная передача, как и ременная, принадлежит к числу передач с гибкой связью. Гибким звеном в этом случае является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или «гибкость» цепи. Зацепление обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с ременной передачей.

Цепную передачу можно классифицировать как передачу зацеплением с гибкой связью (ременная - трением с гибкой связью). Зацепление позволяет обойтись без предварительного натяжения цепи. В конструкции цепных передач для компенсирования удлинения цепи при вытяжке и обеспечения эксплуатационной стрелы провисания *f* ведомой ветви иногда предусматривают специальные натяжные устройства (см. рис.1). Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают смазочные устройства и ограждения.

Угол обхвата звездочки цепью не имеет такого решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем в ременной передаче.

Цепные передачи можно использовать как при больших, так и при малых межосевых расстояниях. Они могут передавать мощность от одного ведущего звена *1* нескольким звездочкам *2* (рис.2.7.2).

Их выполняют как понижающими, так и повышающими (например, повышающая передача к заднему колесу велосипеда). В приводах их устанавливают, как понижающие, обычно после редуктора.

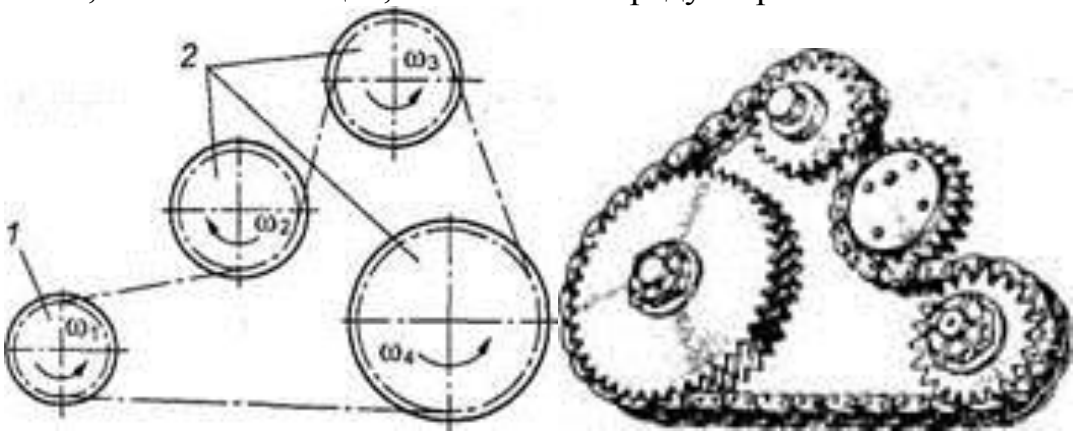


Рис.2.7.2 Схема многозвенной передачи:
1-ведущая звездочка; 2 - три ведомых звездочки

Классификация

В машиностроении и народном хозяйстве находят применение следующие группы цепей:

Грузовые-применяемые для подвески, подъема и опускания груза в различных подъемно-транспортных механизмах при скоростях, не превышающих 0,25...0,5 м/с и больших нагрузках, их выполняют круглозвенными или простыми пластинчатыми.

Тяговые-применяемые для транспортировки грузов (транспортеры, элеваторы, бревнотаски, приводные рольганги, эскалаторы) при небольших скоростях – до 2…4 м/с. Состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без них. Эти цепи имеют большие шаги, т. к. общая длина цепи значительна и их зубья взаимодействуют со звездочками, габариты которых нежестко ограничены.

Приводные-используемые для передачи энергии в широком диапазоне скоростей с постоянным передаточным отношением. Они выполняются с малым шагом для уменьшения динамических нагрузок и с износоустойчивыми шарнирами для обеспечения необходимой долговечности цепи.

В дальнейшем будем рассматривать только приводные цепи, которые используются в цепных передачах.

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

1.по типу цепей: с роликовыми (рис.2.7.3,*а);* с втулочными (рис.2.7.3,*б*); с зубчатыми (рис.2.7.3,*в*).

2.по числу рядов роликовые цепи делят на однорядные (рис.2.7.3, *а)* и многорядные (например, двухрядные, рис.2.7.3,*б)*.

3.по числу ведомых звездочек: нормальные двухзвенные; специальные - многозвенные.

4.по расположению звездочек: горизонтальные*;* наклонные; вертикальные (требуется систематическое регулирование межосевого расстояния).

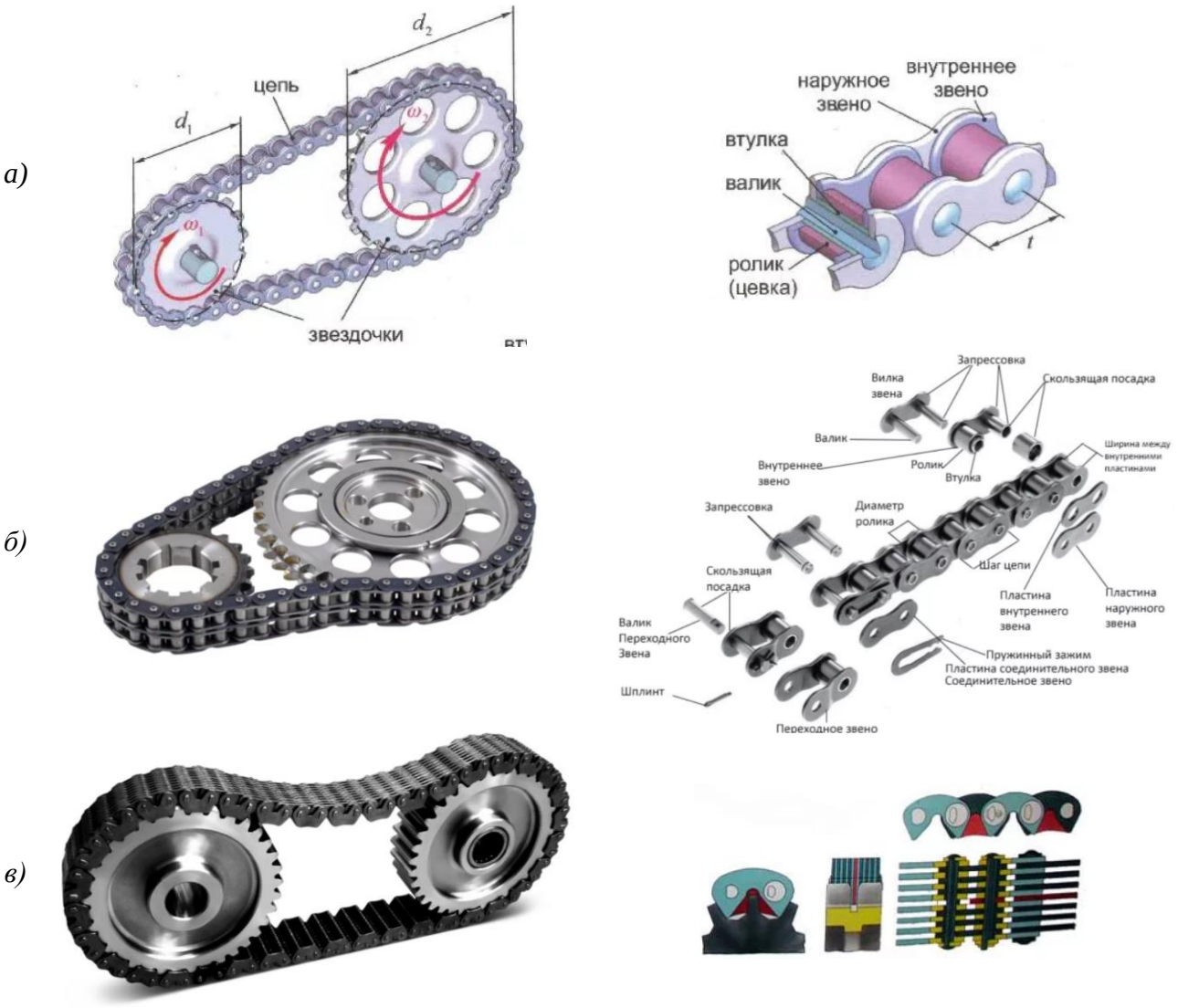


Рис.2.7.3. Типы цепных передач:
а -с роликовой цепью; *б*- с втулочной цепью; *в*-с зубчатой цепью

5.по способу регулирования провисания цепи: с натяжным устройством; с натяжной звездочкой.

6.по конструктивному исполнению: открытые, закрытые.

7.по характеру изменения частоты вращения ведомого вала-понижающие и повышающие.

8.по количеству ведомых звездочек – нормальные (одна ведомая звездочка) и специальные (несколько ведомых звездочек).

2.7.2. Область применения

Современные цепные передачи могут передавать большие мощности (до 5 тыс. кВт) при сравнительно высоких скоростях (до 25-30 м/с). Цепные передачи применяют:

-при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения;

-при жестких требованиях к габаритам;

-при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).

Цепные передачи широко распространены в транспортирующих устройствах (конвейерах, элеваторах, мотоциклах, велосипедах), в приводах станков и сельскохозяйственных машин, в химическом, горнорудном и нефтепромысловом машиностроении.

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т.е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

Ответственные цепные передачи выполняют закрытыми, заключенными в жесткий корпус, который служит масляной ванной.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

2.7.3. Достоинства и недостатки

Достоинства:

-большая прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяет передать цепью большие нагрузки с постоянным передаточным числом и при значительно меньшем межосевом расстоянии (передача более компактна);

-возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам;

-по сравнению с зубчатыми передачами - возможность передачи вращательного движения на большие расстояния (до 8 м);

-меньшая в 2 раза, чем в ременных передачах, радиальная нагрузка на валы;

-сравнительно высокий КПД (η_{max}>> 0,9÷0,98);

-могут осуществлять передачу значительных мощностей (до нескольких тысяч киловатт);

-допускают скорости движения цепи до 35 м/с и передаточные числа до u=10.

-отсутствие скольжения;

-меньшие габариты, чем у ременных передач, особенно по ширине;

-малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;

-возможность легкой замены цепи.

Недостатки:

-сравнительно высокая стоимость цепей;

-невозможность использования передачи при реверсировании без остановки;

-передачи требуют установки на картерах;

-сложность подвода смазочного материала к шарнирам цепи;

-скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения.

Основной причиной этого недостатка является то, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику. В связи с этим скорость цепи при равномерном вращении

звездочки не постоянна. На рис.2.7.4. показаны скорости шарниров цепи и зубьев звездочки,

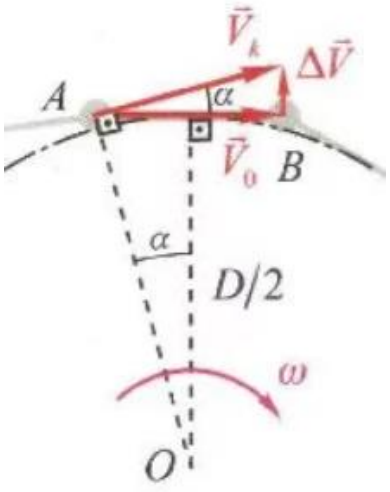


Рис.2.7.4. Схема скоростей шарниров цепи

где,

$$V_o = \frac{1}{2}\omega D$$

$$V_к = \frac{1}{2}\omega \frac{D}{\cos \propto}$$

тогда, $\Delta V = \frac{1}{2}\omega D tg\alpha$

изменение скорости точки *A* при укладке звена на звездочку. Оюъесняется мгновенным переходом движения звена цепи от поступательного (V_o) к вращательному со скоростью точки *A* $V_к$. Вызывает колебания цепи и цикличность числа i, служит ограничением величин угловых скоростей валов передачи.

-повышенный шум, особенно на высоких скоростях, вследствие удара звена цепи при входе в зацепление и дополнительные динамические нагрузки из-за многогранности звездочек; Со скоростью $v_ц'' = v_з sin\alpha$ связаны поперечные колебания ветвей цепи. В момент входа в зацепление шарнира *B* с зубом *C* вертикальные составляющие их скоростей $v_ц''$ и $v_з''$, направлены навстречу друг другу, соприкосновение шарнира с зубом сопровождается ударом. Последовательные удары являются причиной шума передачи и разрушения шарниров цепи и зубьев звездочек. Для ограничения вредного влияния ударов выработаны рекомендации по выбору шага цепи в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки.

-они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи. За один пробег в каждом шарнире совершаются четыре поворота: два на ведущей и два на ведомой звездочках. Эти повороты вызывают износ втулок и валиков шарниров. Износ цепи и зубьев звездочек связан и с перемещением шарниров по профилю зуба в процессе зацепления. Это приводит к вытягиванию цепи, для устранения последствий которого требуется применение натяжных устройств. Для уменьшения износа необходимо следить за удовлетворительной смазкой шарниров.

-они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, во избежание соскакивания цепи со звездочки и более сложного ухода - смазывания, регулировки.

2.7.4. Конструкции приводных цепей и звездочек

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: приводные и тяговые. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах. Выпуск

только приводных цепей в России превышает 80 млн. м в год. Ими оснащается ежегодно более 8 млн. машин.

Приводные цепи осуществляют передачу движения непосредственно от источника энергии к рабочему органу или через промежуточные устройства. Конструктивно они делятся на *роликовые*, *втулочные* и *зубчатые (табл.8.1)*. В СНГ приводные цепи стандартизованы и изготовляются на специализированных заводах. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой - разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т. е.~1 дюйму)

Роликовая цепь (рис.2.7.5) состоит из наружных ***Н*** и внутренних ***Вн*** звеньев (каждое из которых состоит из двух пластин), шарнирно соединенных с помощью валиков и втулок. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются. Сцепление со звездочкой осуществляется роликом *1*, свободно сидящим на втулке *2*, запрессованной в пластины *3* внутреннего звена. Валик *4* запрессован в пластины 5 наружного звена. Валики (оси) цепей выполняют ступенчатыми или гладкими. Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные. Поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев. Соединительное звено ***С*** служит для соединения двух концов цепи с четным числом шагов, а переходное звено ***П***-с нечетным. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению. Наружное и внутреннее звенья в сборе образуют вращательную кинематическую пару. Пластины имеют форму тел равного сопротивления.

Роликовые цепи имеют самое широкое распространение, их применяю при скоростях v=15 м/с. В дальнейшем будут рассматриваться только такие цепи.

Материал пластин роликовых цепей - сталь 50 (с закалкой до *HRC*38-45); валиков, втулок, роликов - стали 15, 20, 25 (с последующей цементацией и закалкой до *HRC* 52-60).

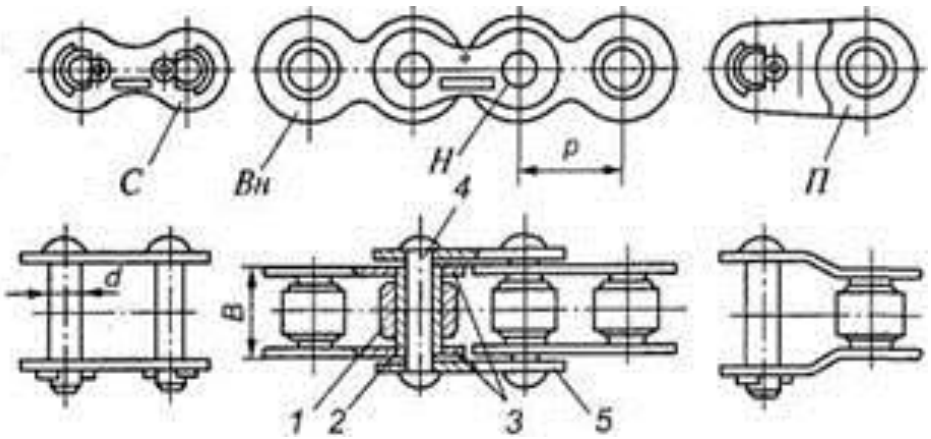


Рис.2.7.4 Роликовая цепь:

1-ролик; 2-втулка; 3-пластины внутреннего звена; 4-валик; 5-пластины наружного звена

В машиностроении чаще применяют однорядные роликовые цепи. При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Многорядные цепи содержат несколько ветвей однорядных цепей, соединенных удлиненными валиками. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

Втулочные цепи (рис.2.7.5) по конструкции аналогичны предыдущим. Эти цепи отличаются от роликовых отсутствием ролика, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира. В зацепление с зубьями звездочки входит непосредственно втулка; изнашивание звездочки значительно большее, чем при использовании роликовой цепи. Эти цепи изготовляют с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в мотоциклах и в автомобилях (привод к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность. Втулочные цепи применяют при $v \leq 1$ м/с.

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, *Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568 -75**). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

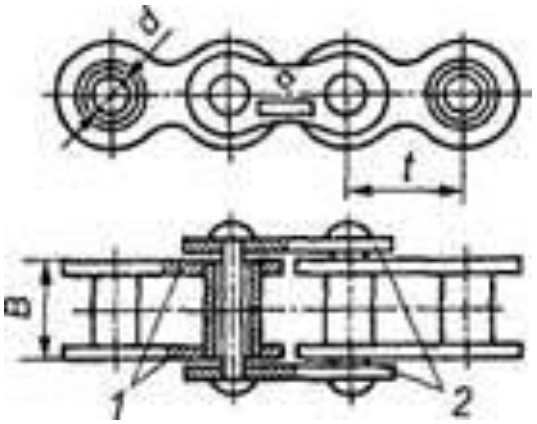


Рис.2.7.5. Втулочная цепь:

1-пластины внутреннего звена;*2*-пластины наружного звена

Таблица 2.7.1. Основные технические характеристики приводных цепей

Параметр		Роликовые и втулочные однорядные нормальные по ГОСТ 13568-75 (звездочки по ГОСТ 591-69)							Зубчатые по ГОСТ 13552-81 (звездочки по ГОСТ 13576-68)				
Шаг, мм			12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	50,8	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Разрушающая нагрузка F, кН		4,5	17,8	22,1	31,0	55,1	86,2	223,1	23,6-52,7	38,7-88,7	71,6-140,8	115,7-215,6	170,6 - 302,7
Ширина внутреннего звена B_o или ширина цепи B, мм		3,0	5,4	6,48	12,70	15,68	19,05	31,75	22,5-52,5	30-70	45-93	57-105	69-117
Диаметр валика d, мм		2,31	4,45	5,08	5,96	7,95	9,55	14,29	3,45	3,9	4,9	5,9	7,9
Масса 1 м цепи q, кг		0,20	0,65	0.80	19		3,8	9,70	1,3-3,0	2,2-5,0	3,9-8,0	6,5-12,0	10-16,7
Допускаемый коэффициент запаса прочности [s] при частоте вращения, $мин^{-1}$	До 50	-	7	7	7	7	7	7	20	20	20	20	20
	400	-	8,5	8,5	9,3	9,3	10,2	11,7	24	24	26	26	32
	800	-	10,2	10,2	11,7	11,7	14,8	16,3	29	29	33	33	41
	1000	-	11,0	11,0	12,9	12,9	16,3	-	31	31	36	36	46
	1200	-	11,7	11,7	14	14	19,5	-	33	33	40	40	51
	1600	-	13,2	13,2	-	-	-	-	37	37	46	46	-
	2800	18,0		18,0	-	-	-	-	51	51	-	-	-
Допускаемое давление в шарнирах цепей [p], МПа, при частоте вращения, $мин^{-1}$	До 50	-	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	34,3	19,6	19,6	19,6	19,6	19,6
	400	-	28,1	28,1	25,7	25,7	23,7	20,6	16,1	16,1	14,7	14,7	13,7
	800	-	23,7	23,7	20,6	20,6	28,1	14,7	13,7	13,7	11,8	11,8	10,3
	1000	-	22,0	22,0	18,6	18,6	16,3	-	12,9	12,9	10,8	10,8	9,32
	1200	-	20,6	20,6	17,2	17,2	14,7	-	11,8	11,8	9,81	9,81	8,43
	1600	-	18,1	18,1	14,7	14,7	-	-	10,3	10,3	8,43	8,43	-
	2800	-	13,4	13,4	-	-	-	-	7,6	7,6	-	-	-
Наибольшие допустимые частоты вращения - малой звездочки, $мин^{-1}$ при числе зубьев z	15	-	2300	1900	1350	1150	1000	600	-	-	-	-	-
	23	-	2500	2100	1500	1250	1100	650	-	-	-	-	-
	30	-	2600	2200	1550	1300	1100	700	-	-	-	-	-
	17-35	-	-	-	-	-	-	-	3300	2650	2200	1650	1300
Допустимое число ударов [U] за 1 с		-	60	50	35	30	25	15	80	65	50	30	25
Рекомендуемая, наибольшая скорость v, м/с		для роликовых цепей до 15				для втулочных до 1					25		
Рекомендуемые числа зубьев меньшей звездочки z при передаточном числе	1-2				30-27						40-35		
	2-3				27-25						35-31		
	3-4				25-23						31-27		
	4-5				23-21						27-21		
	5-6				21-16						23-19		
	>6				17-15						19-27		

Примечание: *При втулочно-роликовой цепи z_1 = 15÷30; при зубчатой z_1=17÷35.

Зубчатые цепи (рис.2.7.6) состоят из набора зубчатых пластин *1*, шарнирно соединенных между собой с помощью валиков *2* (рис.2.7.6,*а*). Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин (поверхности контакта со звездочками, ограничены плоскостями и наклонены

одна к другой под углом вклинивания α, равным 60°). Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапециевидный профиль. Для предохранения цепи от схода со звездочек предусмотрены внутренние направляющие пластины *3*. Количество пластин *1* зависит от передаваемой мощности. Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев. Эти пластины изготовляют из стали 50 с закалкой до *HRC* 38-45. Зубчатые цепи поставляют с шарниром *4* (трения скольжения, см. рис.2.7.6, *б)* или шарниром *5* (призмы, закрепленные в пластинах) (трения качения, см. рис.2.7.6, *в)*. В настоящее время в основном изготовляют цепи с шарнирами качения, которые стандартизованы (ГОСТ 13552-81*). Для образования шарниров в отверстия звеньев вставляют призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями. Призмы опираются на лыски. При специальном профилировании отверстии пластин и соответствующих поверхностей призм можно получить в шарнире практически чистое качение. Имеются экспериментальные и эксплуатационные данные о том, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

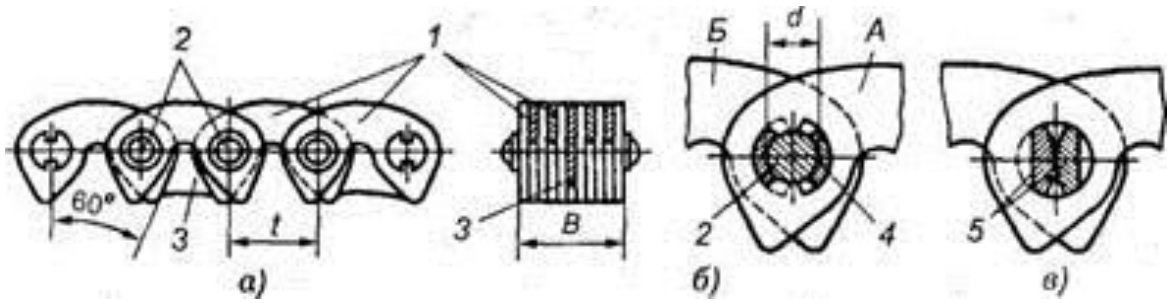


Рис.2.7.6. Зубчатая цепь:
1-пластины; 2-валики; 3-направляющие пластины; 4-шарнир; 5-призмы

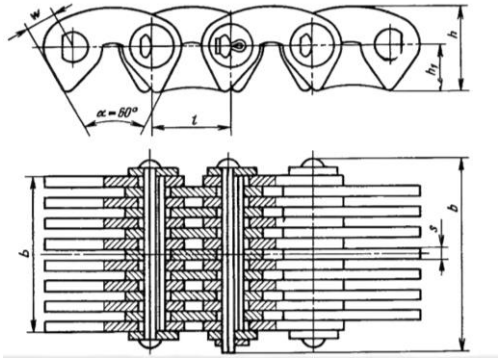
Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Применяют внутренние или боковые направляющие пластины. Внутренние направляющие пластины требуют проточки соответствующей канавки на звездочках. Они обеспечивают лучшее направление при высоких скоростях и имеют основное применение. Вкладыш *4* и призмы 5 изготовляют из цементуемых сталей 15 и 20 с закалкой до *HRC* 52-60. В зависимости от расположения зубьев цепи бывают односторонними (рис.2.7.6.) и двусторонними.

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Параметры приводной зубчатой цепи показаны в табл.8.2.

Крючковые цепи составляется из одних звеньев специальной формы без дополнительных деталей. Соединение звеньев производится при боковом перемещении их с наклоном звеньев друг к другу под углом 60.

Таблица 2.7.2. Цепи зубчатые с односторонним зацеплением и шарнирами качения (по ГОСТ 13552-81)



Размеры, мм

Общие параметры цепи	*b*	b_1	b_2	*Q, кН*	*q*, кг/м

t=12,7
h=13,4;
h_1=7,0;
s=1,5;
w=4,76
	22,5
	28,5
	34,5
	40,5
	46,5
	52,5
		28,5
		34,5
		40,5
		46,5
		52,5
		58,5
			31,5
			37,5
			43,5
			49,5
			55,5
			61,5
				26
				31
				36
				42
				49
				56
					1,31
					1,60
					2,00
					2,31
					2,70
					3,00

t=15,875;
h=16,7
h_1=8,7
s=2,0;
w=5,95
	30,0
	38,0
	46,0
	54,0
	62,0
	70,0
		38,0
		46,0
		54,0
		62,0
		70,0
		78,0
			41,0
			49,0
			57,0
			63,0
			73,0
			81,0
				41
				50
				58
				69
				80
				91
					2,21
					2,71
					3,30
					3,90
					4,41
					5,00

t=19,05;
h=20,1;
h_1=10,5;
s=3,0;
w=7,14
	45,0
	57,0
	69,0
	81,0
	93,0
		54,0
		66,0
		78,0
		90,0
		102,0
			56,0
			68,0
			80,0
			92,0
			104,0
				74
				89
				105
				124
				143
					3,90
					4,90
					5,91
					7,00
					8,00

t=25,4;
h=26,7;
h_1=13,35;
s=3,0;
w=9,52
	57,0
	75,0
	93,0
	111,0
		66,0
		84,0
		102,0
		120,0
			68,0
			86,0
			1040
			122,0
				101
				132
				164
				196
					8,40
					10,80
					13,20
					15,40

t = 31,75
h = 33,4;
h_1 = 16,7:
s = 3,0;
w = 11,91
	75,0
	93,0
	111,0
	129,0
		85,0
		103,0
		121,0
		139,0
			88,0
			106,0
			124,0
			142,0
				166
				206
				246
				286
					14,35
					16,55
					18,80
					21,00

Примечание: *Q*-разрушающая нагрузка, кН: *q*-масса одного метра цепи, кг/м. Пример условного обозначения зубчатой цепи типа 1 (с односторонним зацеплением) с шагом *t*=15,875, *Q*=69 кН, *b*= 54 мм: *Цепь ПЗ-1-15, 875-69-54 ГОСТ 13552-81*					

Втулочно-штырьевые цепи собираются из чугунных звеньев с помощью стальных штырей, фиксируемых шплинтами. Эти цепи широко применяются в сельскохозяйственном машиностроении.

Тяговые цепи

Тяговые цепи подразделяют на три основных типа: пластинчатые но ГОСТ 588—81*; разборные по ГОСТ 589 85; круглозвенные (нормальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319—81.

Пластинчатые цепи служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 м/с.

Круглозвенные цепи используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

Все цепи стандартизованы в мировом масштабе. Основным параметром является шаг цепи ***t***, который выражается в миллиметрах или дюймах. В таблицах ГОСТа приводятся также стандартные ширины цепей, минимальное число зубьев звездочки, предельное число оборотов, допускаемые нагрузки и вес.

2.7.5. Расчет цепной передачи

Исходные данные.

1. Крутящий момент на ведущей звездочке T_1, Нм.
2. Передаточное отношение передачи u.
3. Частота вращения ведущей звездочки.
4. Условия работы.

Решение.

1. Определение числа зубьев ведущей звездочки z_1

$$z_1 = 29 - 2u$$

Значение округляется до целого нечетного числа.

2. Число зубьев ведомой звездочки z_2

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Округляем до ближайшего нечетного числа. Для предотвращения спадания цепи z_2 £ 120.

3. Расчет фактического передаточного отношения.

$$u = z_2 / z_1$$

4. Расчет шага цепи

$$p_ц \geq 28\sqrt[3]{\frac{T_1 K_э}{z_1 [p]}}$$

По рассчитанному значению выбирают цепь с ближайшим большим шагом по ГОСТ13568-81.

5. Определение межосевого расстояния.

Теоретически, чем больше межосевое расстояние, тем больше срок службы цепи, так как при этом увеличивается длина цепи и уменьшается число пробегов цепи в единицу времени, а значит уменьшается число относительных поворотов в каждом шарнире цепи. На практике рекомендуют принимать:

$$a = (30 \div 50)\, p_ц$$

6. Определение числа звеньев цепи:

$$l_p = \frac{2a}{p_ц} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{p_ц}{a}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$$

7. Действительное межосевое расстояние

$$a = 0{,}25 p_ц \left\{ l_p - 0{,}5(z_2 + z_1) + \sqrt{[l_p - 0{,}5(z_2 + z_1)]^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2} \right\}$$

Это значение не округляется. Так как передача работает лучше при небольшом провисании ненагруженной (ведомой) ветви цепи, то расчетное межосевое расстояние рекомендуется немного уменьшить. Монтажное межосевое расстояние:

$$a_м = 0{,}995 a$$

8. Длина цепи: $l = l_p\ p_ц$

9. Диаметры звездочек

Делительный диаметр звездочки: $d = \dfrac{p_ц}{\sin\dfrac{180}{z}}$

Диаметр впадин звездочки $d_i = d - \left(d_3 - 0{,}175\sqrt{d}\right)$

Диаметр вершин звездочки: $d_e = p_ц\left(K + K_z - \dfrac{0{,}31}{\lambda}\right)$

Так как длина цепи увеличивается по мере износа шарниров, то в конструкции цепной передачи должны быть предусмотрены специальные устройства для натяжения цепи. Обычно это достигается перемещением опор одного из валов или установкой специальных натяжных звездочек.

2.7.6. Вопросы для самопроверки

-Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными? Где они применяются?

-Назовите основные типы приводных цепей. Какие из них получили наибольшее распространение и почему?

-Чем вызвана неравномерность движения приводных цепей и почему она возрастает с увеличением шага?

-Почему при высоких скоростях рекомендуется применять цепи с малым шагом?

-Чем обусловливаются ограничение минимального числа зубьев малой звездочки и максимальное число зубьев большой звездочки?

-Почему при определении длины цепи рекомендуется принимать четное число звеньев цепи?

-Как определяется сила давления звездочки цепной передачи на вал?

-Каковы причины выхода из строя цепных передач?

-Как производится проверка приводной цепи на износостойкость?

-Что такое коэффициент эксплуатации цепной передачи и от чего он зависит?

-Перечислите по пунктам признаки классификации, характеризующие конструктивные особенности, связанные с цепями и со звездочками.

-Укажите основные достоинства и недостатки цепной передачи по сравнению с другими известными Вам видами передач.

-Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными? Где применяют цепные передачи?

-Какова конструкция роликовой и втулочной цепей?

-В каких случаях применяют многорядные роликовые цепи?

-Какие достоинства цепной передачи обеспечивают ей широкое применение и в каких областях?

-Какие типы цепей наиболее распространены?

-Почему в велосипеде применяется цепная передача? Какую другую передачу можно использовать для этой цели?

-Сформулируйте определение цепного вариатора.

-В чем достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными?

-С чем связаны неравномерность хода цепной передачи, удары шарниров цепи по зубьям звездочки и колебания ветвей цепи?

-От чего зависит интенсивность износа шарниров цепи?

-Почему изношенная цепь теряет зацепление со звездочкой (спадает со звездочек) и как это учитывают при выборе числа зубьев звездочек?

-По какому критерию выполняют расчет цепной передачи?

-По каким параметрам оптимизируют конструкцию цепной передачи?

-Чем отличаются зубчатые цепи от втулочных и роликовых?

-Для чего служит ролик в роликовых цепях?

3.1. ВАЛЫ И ОСИ.

3.1.1. Основные понятия, классификация валов и осей
3.1.2. Материалы валов и осей.
3.1.3. Изготовление валов
3.1.4. Расчет валов.
3.1.4.1. Ориентировочный расчет валов
3.1.4.2. Проверочный расчет валов
3.1.5. Вопросы для самопроверки

3.1.1. Основные понятия, классификация валов и осей

В современных машинах наиболее широко используется вращательное движение деталей. Менее распространено поступательное движение и его комбинация с вращательным (винтовое движение). Движение поступательно перемещающихся частей машин обеспечивается специальными устройствами, называемыми ***направляющими*.** Для осуществления вращательного движения используют специальные детали-валы и оси, которые своими специально приспособленными для этого участками - цапфами (шипами) или пятами опираются на опорные устройства, называемые подшипниками или подпятниками.

Валом называют деталь (как правило, гладкой или ступенчатой цилиндрической формы), предназначенную для поддержания установленных на ней шкивов, зубчатых колес, звездочек, катков и т. д., и для передачи вращающего момента.

При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях помимо изгиба и кручения валы могут испытывать деформацию растяжения (сжатия).

Некоторые валы не поддерживают вращающиеся детали и работают только на кручение (карданные валы автомобилей, валки прокатных станков и др.).

Вал *1* (рис.3.1.1) имеет опоры *2*, называемые подшипниками. Часть вала, охватываемую опорой, называют цапфой. Концевые цапфы именуют шипами *3*, а промежуточные – шейками *4*.

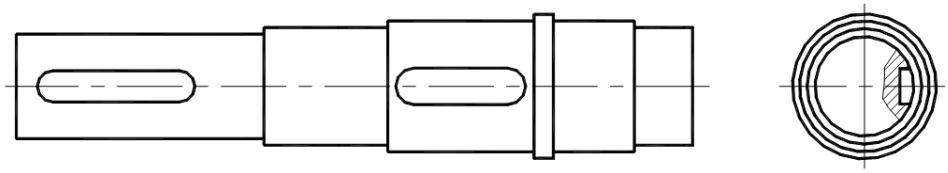


Рис.3.1.1. Прямой вал

Осью называют деталь, предназначенную только для поддержания установленных на ней деталей.

В отличие от вала ось не передает вращающего момента и работает только на изгиб. В машинах оси могут быть неподвижными или же могут вращаться вместе с сидящими на них деталями (подвижные оси). Не следует путать понятия "ось колеса", это деталь и "ось вращения", это геометрическая линия центров вращения. Примером вращающейся оси могут служить оси

железнодорожного подвижного состава, примером не вращающихся - оси передних осей автомобиля.

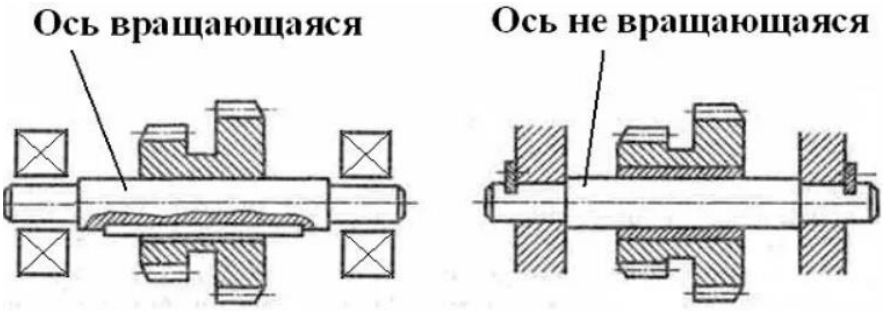
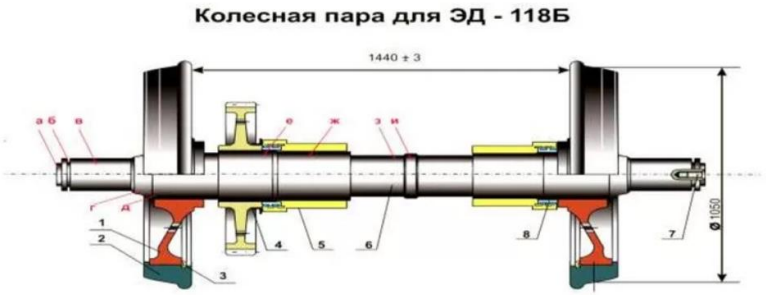


Рис.3.1.2. Конструкции осей:



Колесная пара состоит:
1-колесный центр;
2-бандаж;
3-бандажное кольцо;
4-зубчатое колесо;
5–моторно-осевой подшипник;
6-средняя часть;
7-втулка;
8-лабиринтное кольцо;
а-проточка; б-кольцевая канавка; в-буксовая шейка; г- предподступичная часть; д,е,ж-подступичные части; и-место установки разъемного венца колеса привода насоса

Формы валов и осей весьма многообразны от простейших цилиндров до сложных коленчатых конструкций. Известны конструкции гибких валов, которые предложил шведский инженер Карл де Лаваль ещё в 1889 г.

Форма вала определяется распределением изгибающих и крутящих моментов по его длине. Правильно спроектированный вал представляет собой балку равного сопротивления. Валы и оси вращаются, а следовательно, испытывают знакопеременные нагрузки, напряжения и деформации (рис.3.1.3). Поэтому поломки валов и осей имеют усталостный характер.

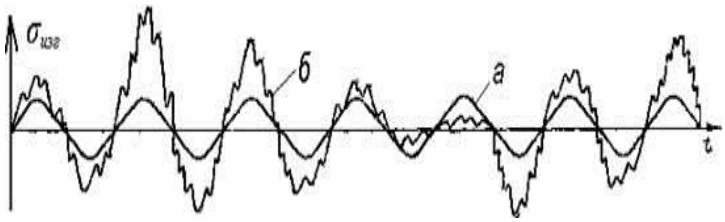


Рис.3.1.3. Колебания изгибных напряжений оси колёсной пары в движении
а- на малой скорости; *б*- на эксплуатационной скорости

Классификация валов и осей

По назначению валы подразделяют на **передаточные** (рис.3.1.4, *а,б*), несущие только различные детали механических передач (зубчатые колеса, шкивы ременных передач, звездочки цепных передач, муфты и т.д.), в большинстве своём снабжены концевыми частями, выступающими за габариты корпуса механизма и **коренные** (рис.3.1.4, *в, г*), несущие основные рабочие органы машин (роторы электродвигателей и турбин, шатунно-поршневой комплекс двигателей внутреннего сгорания и поршневых насосов), а при необходимости ещё дополнительно и детали механических передач (шпиндели станков, приводные валы конвейеров и т.п.). Коренной вал станков с вращательным движением инструмента или изделия называется ***шпинделем***. Вал, распределяющий механическую энергию по отдельным рабочим машинам, называют **трансмиссионным.** В отдельных случаях валы изготавливают как единое целое с цилиндрической или конической шестерней (вал - шестерня) или с червяком (вал - червяк).

В связи с тем, что коренные валы являются деталями специального, а не общего назначения, то в настоящем мы рассматриваем только передаточные валы. Проектирование коренных валов изучается в специальных курсах, например, «Теория, конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания», «Металлорежущие станки» и т.п.

а- гладкий трансмиссионный вал;

б-ступенчатый передаточный вал;

в-шпиндель станка;

г-коленчатый вал

Рис.3.1.4. Типы валов:

Форма валов и осей разнообразна и зависит от выполняемых ими функций. Иногда, валы изготавливаются совместно с другими деталями, например, шестернями, кривошипами, эксцентриками.

По геометрической форме валы делят на: прямые (рис.3.1.1); кривошипные (рис.3.1.5,*а);* коленчатые (рис.3.1.4,г); гибкие (рис.3.1.5,*б*); телескопические (рис.3.1.5,*в*); карданные (рис.3.1.5,*г*).

а- кривошипный вал

б-гибкий вал

в-телескопический вал

г-карданный вал

Рис.3.1.5. Типы валов:

Основное применение получили прямые валы, у которых продольная геометрическая ось - непрерывная прямая линия, например валы редукторов, валы коробок передач гусеничных и колёсных машин. Коленчатые валы, имеющие продольную геометрическую ось в виде ломаной прямой линии, применяются только в кривошипно-шатунных механизмах, предназначенных для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (двигатели внутреннего сгорания, поршневые насосы) или наоборот (компрессоры и др.).

Кривошипные и коленчатые валы используют для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или наоборот (компрессоры); гибкие - для передачи вращающего момента между узлами машин, меняющими свое положение в работе (строительные механизмы, зубоврачебные машины и т. п.); телескопические - при необходимости осевого перемещения одного вала относительно другого.

Для передачи движения между деталями, оси вращения которых расположены так, что осуществить жёсткую связь между ними невозможно, или в тех случаях, когда в процессе работы взаиморасположение осей изменяется, применяют **гибкие проволочные валы.**

Гибкий вал состоит из ряда последовательно навитых друг на друга слоёв стальной углеродистой или бронзовой проволоки. Первый, считая от центра слой проволоки навивается на центральную - сердечник, который может быть

извлечен из вала либо оставлен внутри его. Толщина проволок обычно возрастает от центра к наружному слою. Число проволок в слое - от 4 до 12, максимальное число слоев - 8, толщина проволоки от 0,5 до 3 мм. Гибкие валы сохраняют достаточную гибкость лишь при небольших диаметрах, так как при увеличения диаметра момент инерции сечения, а, следовательно, и жесткость резко возрастают, поэтому при всех положительных качествах и удобстве привода, такие валы не могут передавать сколько-нибудь значительной мощности и имеют сравнительно узкое применение. Передача гибким валом применяется в приводах бетонных вибраторов, отбойных молотков, приборов управления и контроля. Особенно широкое распространение получили гибкие валы как элементы привода различных типов электроинструмента.

Различают три типа передач гибким валом: силовые, приводы управления и приводы контрольных приборов. Во всех случаях передача состоит из следующих основных элементов: гибкого вала, наконечников вала, брони и арматуры брони.

Важнейшими требованиями, которые предъявляют к гибким валам силовых передач, являются износостойкость и гибкость. Для валов приводов управления и контроля наряду с гибкостью решающее значение имеет крутильная жёсткость вала.

Броня является своеобразным гибким подшипником, воспринимающим усилия, которые передаются на вал, удерживает на поверхности вала консистентную смазку, защищает персонал от захвата вала, предохраняет вал от повреждений и образования петель.

Оси обычно изготовляют прямыми.

По виду формы осевого сечения различают валы с постоянными по своей длине размерами поперечных сечений (рис.3.1.4,*а*) и ступенчатые (фасонные) валы (рис.3.1.4,*в,г*), имеющие на отдельных своих участках различные размеры поперечных сечений, конические или криволинейные переходы от одной ступени вала к другой (галтели), проточки, шлицы, резьбу и др.

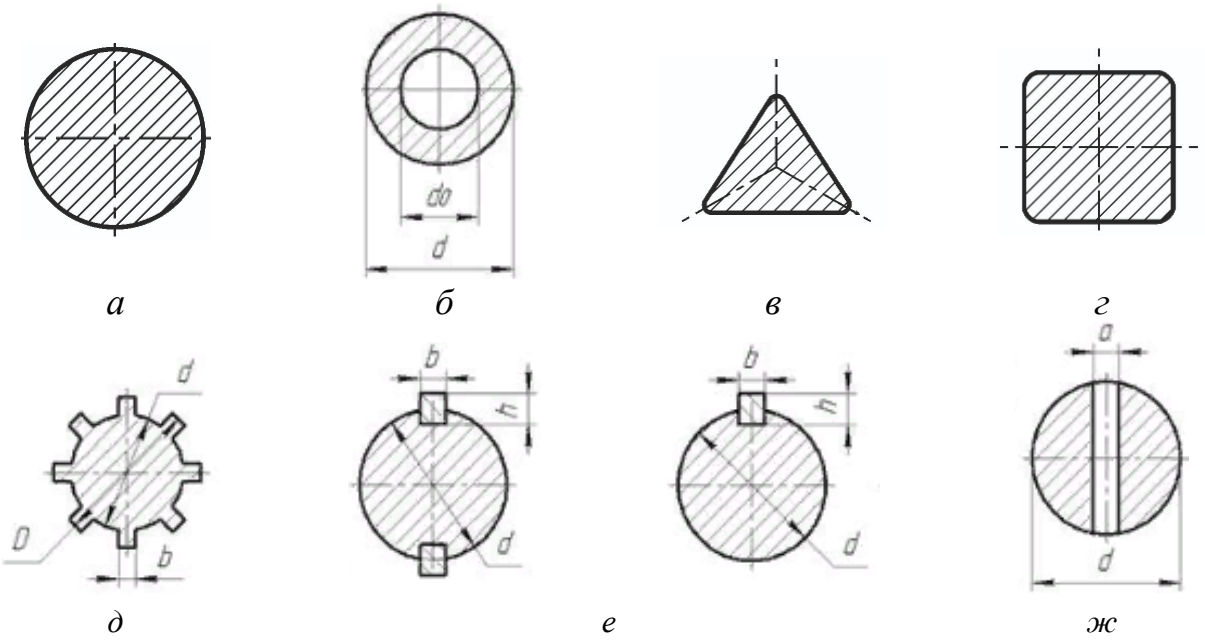
Применение валов с постоянными по их длине размерами поперечных сечений (гладких валов) целесообразно только в том случае, если они в основном нагружены постоянным по длине вала крутящим моментом, а изгибающие моменты - незначительны (например, трансмиссионные или торсионные валы).

Основное применение получили ступенчатые валы. Ступенчатость осевой формы вала, естественно, усложняет и удорожает его изготовление, но она необходима для посадки размещаемых на вале деталей на свои рабочие места без повреждения соседних участков вала и для создания упоров (заплечиков), требуемых для осевой фиксации насаженных на вал деталей и восприятия значительных осевых усилий. Помимо этого, нужно отметить следующее обстоятельство: т.к. эпюры изгибающих моментов, возникающих в поперечных сечениях вала от внешних нагрузок, по длине вала, как правило, непостоянны и обычно сходят к нулю к концам валов, а крутящий момент обычно передается не по всей длине вала, то ступенчатость осевого сечения вала позволяет

приблизить его осевую форму к ее наивыгоднейшей (по условию прочности) форме бруса равного сопротивления.

В зависимости от расположения вала в приводе различают быстроходные, промежуточные и тихоходные валы.

По виду поперечных сечений участков вала различают сплошные (рис.3.1.6,*а*) и полые (рис.3.1.6,*б*) валы с круглым (рис.3.1.6,*а, б*) и некруглым (рис.3.1.6,*в,г*) поперечным сечением. К некруглым поперечным сечениям относятся и сечения, имеющие шпоночные канавки (рис.3.1.6,*е*), шлицы (рис.3.1.6,*д*), поперечное отверстие (рис.3.1.6,*ж*).



а *б* *в* *г* *д* *е* *ж*

Рис.3.1.6 Виды поперечных сечений валов

Применение полых валов позволяет существенно снизить их вес, т.к. при отношении $d_0/d=\beta$ изменение веса (площади поперечного сечения) полого и сплошного вала пропорционально $(1-\beta^2)$, а снижение прочности и жесткости (осевых моментов сопротивления и инерции площади поперечного сечения) пропорционально $(1-\beta^4)$. Так, например, при равной прочности сплошного и полого валов с отношениями $\beta=0,5$; 0,6; 0,7 вес последнего будет меньше соответственно на 22; 30; и 39%. В массовом производстве иногда применяют полые сварные валы постоянного сечения, изготовленные из стальной ленты, намотанной по винтовой линии. При этом экономится до 60% металла. Однако полые валы значительно сложнее в изготовлении, чем сплошные. В связи с этим, основное применение получили сплошные валы, а полые валы применяют только при весьма жёстких требованиях к их весу, или при необходимости прохождения сквозь валы или размещения внутри валов других деталей.

Некруглые поперечные сечения (рис.3.1.6,*в,г*) посадочных участков валов применяют в основном при действии значительных крутящих моментов, когда нецелесообразно применение шпоночных или шлицевых соединений вала со

ступицами насаженных на него деталей передач, а соединения с необходимым гарантированным натягом неприменимы (например, при необходимости частой сборки и разборки соединений вала с насаженными на него деталями типа сменных зубчатых колес или возможного разрушения ступицы насаживаемой на вал детали).

Сечения с поперечными отверстиями (рис.3.1.6,*ж*) применяют в исключительных случаях, например, при стопорении насаженных на вал деталей при помощи штифтов или шплинтов.

По методу изготовления различают цельные и составные (рис.3.1.5,*д*) валы. Основное применение получили цельные валы. Применение составных валов обусловлено тем, что круглая качественная сталь, необходимая для их изготовления, поставляется длиной только до 6-7 м. В связи с этим, более длинные валы и изготавливают составными, что необходимо также по условиям удобства их транспортирования и монтажа. Составные валы соединяют в единое целое с помощью муфт или фланцев, расположенных на составляющих частях такого вала.

3.1.2. Материалы валов и осей

Выбор материала и термообработки валов определяется критериями их работоспособности (жесткость, объемная прочность и износостойкость при относительных микроперемещениях, которые вызывают коррозию), в том числе и критериями работоспособности цапф с опорами или шлицевых участков со ступицами размещаемых на них деталей. Значимость последних критериев в случае опор скольжения или подвижных шлицевых (шпоночных) соединений может быть даже определяющей.

Основным материалом для валов служат углеродистые и легированные стали (прокат, поковка, стальные отливки), так как они обладают высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению, легко получаются прокаткой цилиндрические заготовки и хорошо обрабатываются на станках, а также высокопрочный модифицированный чугун и сплавы цветных металлов (в приборостроении). Для валов и осей, подчиненных критерию жесткости и неподвергающихся термообработке применяются стали: Ст.5; Ст.6. Для большинства валов применяют термически обрабатываемые стали 45, 40Х. Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют весьма высокой твердости цапф. Их изготавливают из цементуемых сталей 12Х, 12ХН3А; 1ХХГТ.

Лишь только для изготовления тяжелых коленчатых валов, валов с большими фланцами и продольными отверстиями применяют высокопрочные (с шаровидным графитом) и модифицированные чугуны.

В автомобильной и тракторной промышленности коленчатые валы двигателей изготавливают из ковкого или высокопрочного чугуна.

Так как основным критерием работоспособности валов является их усталостная прочность (выносливость), то для изготовления большинства валов применяют термоулучшенные среднеуглеродистые стали 40; 45; 50. Их используют для изготовления валов стационарных машин и механизмов.

Заготовку из таких сталей перед механической обработкой подвергают улучшающей термической обработке (HRC≤36). Валы вытачивают на токарном станке с последующей шлифовкой посадочных мест и цапф на шлифовальном станке.

Для неответственных малонагруженных конструкций валов и осей применяют углеродистые стали без термической обработки.

Ответственные тяжело нагруженные валы изготовляют из легированной стали 40ХНМА, 25ХГТ и др. Из этих сталей изготавливают валы для ответственных передач подвижных машин (валы коробок передач гусеничных машин). Улучшающей термообработке (HRC≤45) чаще всего подвергают деталь уже после предварительной токарной обработки. Окончательно посадочные поверхности и цапфы шлифуют на шлифовальных станках, а в ремонтном производстве иногда на токарном станке с применением специальной шлифовальной головки.

Только для высоконапряженных валов ответственных машин применяют дорогостоящие (табл. 3.1.1) легированные закаленные стали 40ХН; 40ХН2МА; 30ХГТ и др.

Относительная стоимость некоторых марок сталей

Таблица 3.1.1.

Марка стали	35;45;50	18ХГТ	20ХФА	15Х;20Х;40Х	40ХН	35ХЮА	38ХМЮА	40ХН2МА	12ХН3А
Относит. стоимость	1	1,3÷1,5	2,2÷2,4	1,2÷1,3	1,4÷1,5	1,7÷1,8	3,1÷3,3	2,0÷2,4	4,4÷5,0

Быстроходные валы, вращающиеся в опорах скольжения, требуют весьма высокую твердость поверхностей их цапф. В связи с этим, такие валы изготавливают из цементируемых сталей 15Х; 20Х; 18ХГТ; 12ХН3А и т.п. или азотируемых сталей типа 38Х2МЮА. Вал, изготовленный с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается *поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т.п.)*, и закаливается до высокой поверхностной твердости (HRC 55÷65). Рабочие поверхности шлицов, посадочные поверхности и поверхности цапф шлифуются после термической обработки с целью получения необходимой точности.

Высокую износостойкость имеют хромированные цапфы. Например, из опыта автомобилестроения известно, что хромирование шеек коленвалов увеличивает их ресурс в 3÷5 раз.

Валы, работающие в агрессивной среде, изготавливают из высоколегированных нержавеющих сталей, а при использовании обычных сталей их изолируют бронзовыми или полимерными рубашками, обрезинивают или эмалируют.

Для валов, размеры которых определяются не прочностью, а жесткостью, применяют углеродистые конструкционные стали 20; 35 и т.п. без их термообработки. Термообрабатываемые стали в этом случае целесообразно применять только тогда, когда это определяется требованиями долговечности цапф, шлицев и др. изнашиваемых поверхностей валов.

Механические характеристики некоторых сталей, применяемых для изготовления валов, приведены в табл. 3.1.2. В этой таблице приняты следующие условные обозначения:

ТО- термическая обработка;

У- улучшение;

ПЗ- поверхностная закалка с нагревом ТВЧ;

ОЗ- объемная закалка;

Ц- цементация;

З- закалка;

А- азотирование;

НО- низкотемпературный отпуск.

Механические характеристики некоторых марок сталей

Таблица 3.1.2.

Марка стали	**Размер S детали, мм**	**Вид ТО**	**Твердость НВ(HRC)**		**Механические свойства сердцевины**	
			Сердцевины	**поверхности**	**$\sigma_в$, МПа**	**$\sigma_т$, МПа**
20	≤75	без ТО	≤156		420	250
30			≤179		500	300
35			≤187		540	320
40	≤75	без ТО	≤217		580	340
	≤60	У	192…228		700	400
	-	У; ПЗ; НО	190...250	(40…45)	650	320
45	≤75	без ТО	≤241		610	360
	<45	У	207…250		780	440
	45…60		194…222		730	390
	65…75		180…207		690	340
	-	У; ПЗ; НО	194…263	(45...50)	690	330
35Х	≤100	У	220…260		740	490
40Х	<60	У	257…285		930	690
	60…70	У	243…271		880	590
	-	У; ПЗ; НО	220...260	(50…55)	740	490
	≤60	У; А	260...280	HV500…550	1000	800
45Х	≤100	У	230…280		850	650
40ХН	<75	У	265…295		930	690
	75…90	У	250…280		880	590
	≤40	ОЗ; НО	(48…54)		1600	1400
	---	У;ПЗ;НО	220…260	(51…57)	790	490
35ХМ	≤100	У	241…269		900	800
	≤40	ОЗ;НО	(45…53)		1600	1400
35ХГСА	<40	У	310		1100	960
	40..60	У	270		980	880
	≤30	ОЗ;НО	(46…53)		1825	1475
20Х	≤60	Ц;З;НО	197	(56…63)	650	400
18ХГТ	<40	Ц;З;НО	300	(56…63)	1000	800
	40…80	Ц;З;НО	270	(56…63)	950	750
12ХН3А	<40	Ц;З;НО	300	(56…63)	1000	800
	40…60	Ц;З;НО	250	(56…63)	920	700
38Х2МЮА	---	У;А	(56…63)	HV850…900	1050	900

3.1.3. Изготовление валов

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм в единичном и мелкосерийном производстве используется круглый прокат, а в условиях среднесерийного и выше масштабах производства – штамповки. При больших диаметральных размерах (d>150 мм) стальные валы изготавливают из поковок. Только в исключительных случаях (для коленчатых валов, валов с большими фланцами и продольными отверстиями) применяют литые заготовки из стали или высокопрочных чугунов (с шаровидным графитом или модифицированных).

При изготовлении валы подвергают токарной обработке с последующим шлифованием посадочных поверхностей. Только высоконапряженные быстроходные валы шлифуют по всем поверхностям.

Торцы валов обязательно выполняют с фасками.

Для улучшения механических характеристик применяют различные виды термообработки, в том числе поверхностное упрочнение для повышения износостойкости.

Шейки валов, работающие на трение в подшипниках скольжения, должны иметь более твердую поверхность (HRC=50÷60), что может быть достигнуто применением закалки ТВЧ или цементации и закалки.

При небольших диаметрах зубчатых колес вал и шестерню выполняют как одно целое. В этом случае материал для изготовления вала-шестерни выбирают в соответствии с требованиями, предъявляемыми к материалу шестерни.

Механическую обработку валов обычно производят в центрах, для чего заготовки валов снабжают центровыми отверстиями. Канавки, галтели, шпоночные пазы на одном валу желательно иметь одинаковых размеров, чтобы обработать их одним и тем же инструментом.

Шероховатость посадочных поверхностей валов под подшипники качения назначают в зависимости от класса точности подшипников и величины d посадочного диаметра вала (табл. 3.1.3.).

Рекомендуемые значения Ra шероховатости посадочных поверхностей валов, предназначенных под подшипники качения

Таблица 3.1.3.

Вид поверхности вала	**Классы точности подшипников качения**			
	0; 6	**5; 4**	**0; 6**	**5; 4**
	Параметр шероховатости Ra, мкм (не более) при диаметрах d, мм			
	до 80		**80…500**	
Посадочная	1,25	0,63	2,5	1,25
Торцы заплечиков	2,5	1,25	2,5	1,25

Допуски формы посадочных (под подшипники качения) поверхностей валов назначают в зависимости от класса точности подшипников и величины допуска на посадочный диаметр вала d (табл. 3.1.4 и 3.1.5), а их несоосности-по табл.3.1.6.

Допуски формы посадочных поверхностей валов, предназначенных под подшипники качения

Таблица 3.1.4.

Класс точности	Допуск нецилиндричности, не более
0; 6	Половина допуска на диаметр d посадочной поверхности на длине этой поверхности.
5; 4	Четверть допуска на диаметр d в любом сечении посадочной поверхности.

Допускаемое торцовое биение (относительно общей оси вала) его упорных буртов, предназначенных для осевой фиксации подшипников качения

Таблица 3.1.5.

Внутренний диаметр подшипника d, мм	Торцовое биение упорных буртов вала для подшипников качения классов точности, мкм			
	0	6	5	4
Св. 15 до 150	20	10	7	4
Св. 50 до 120	25	12	8	6
Св. 120 до 250	30	15	10	8

Допуск радиального биения и несоосности (в ее диаметральном выражении) посадочных мест вала (относительно его общей оси), предназначенных под подшипники качения

Таблица 6.

Класс точности подшипников	Интервал номинальных посадочных диаметров *d*, мм				
	до 20	св.20 до 30	св.30 до 50	св.50 до 120	св.120 до 250
	Допуск радиального биения и несоосности, мкм				
5	3	4	5	6	8
6	5	6	8	10	12
0	12	16	20	25	30

Параметр *R*a шероховатости посадочных поверхностей вала, предназначенных для работы в подшипниках скольжения, выбирают в зависимости от условий их работы в пределах Ra=1…0,16 мкм.

Допуски формы посадочных (под подшипники скольжения) поверхностей валов, а также их несоосности назначают в зависимости от величины произведения *pVs* (где, *p*-среднее значение опорного давления цапфы, МПа; Vs-скорость скольжения цапфы вала в подшипнике, м/с).

При $pVs \leq 10$МПа·м/с допуски формы и несоосности посадочных мест вала под подшипники скольжения можно выбирать как для подшипников качения «0» степени точности по табл. 4-6, а при $pVs > 10$МПа·м/с-как для подшипников качения 5 степени точности по тем же таблицам.

Параметры шероховатости посадочных поверхностей вала, предназначенных под зубчатые колеса, шкивы, звездочки, соединительные муфты, назначают в зависимости от величины допуска формы этих поверхностей и допуска T_d на их посадочный диаметр *d*.

Из высотных параметров, являющихся основными при нормировании шероховатости, предпочтительно назначать параметр *R*a (среднее арифметическое отклонение от средней линии профиля абсолютных значений высот микронеровностей поверхности в пределах базовой длины).

Наибольшие допускаемые значения этого параметра шероховатости устанавливают из следующих условий:

при допуске формы ≤60% от допуска размера T_d (при нормальной относительной геометрической точности) $Ra \le 0{,}05T_d$,

при допуске формы ≤40% от T_d (при повышенной точности) $Ra \le 0{,}025T_d$.

При необходимости нормирования параметра шероховатости *R*z (средней высоты микронеровностей профиля по 10 точкам), его назначают, соответственно, по условиям $Rz \le 0{,}02T_d$ или $Rz \le 0{,}1T_d$.

Полученные значения параметров шероховатости рассматриваемых посадочных поверхностей вала согласовывают с их предпочтительными значениями по данным табл. 3.1.2 и 3.1.3 ГОСТ 2789-73, выдержка из которого приведена в табл. 3.1.7.

Предпочтительные значения параметров шероховатости (ГОСТ 2789-73)

Таблица 7

***R*z, мкм**	320	250	200	160	125	100	80	63	50	40	32
	25	20	16	12,5	10						
***R*a, мкм**	2,5	2,0	1,6	1,25	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25
	0,20	0,16	0,125	0,100	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	0,020

Допуск формы (нецилиндричность, т.е. отклонение от прямого кругового цилиндра) рассматриваемых посадочных поверхностей вала назначают в зависимости от квалитета точности получения их диаметра и его величины *d* (табл.8), а допуски их торцового, радиального биений и соосности в диаметральном выражении - по табл. 3.1.9 и 3.1.10.

Допуск формы (нецилиндричность) посадочных поверхностей валов, предназначенных для установки на них деталей механических передач (зубчатых колес, шкивов, звёздочек, муфт)

Таблица 3.1.8.

Посадочный диаметр вала *d*, мм	**Квалитет точности посадочного диаметра *d* (ГОСТ 24643-81)**			
	6	**7**	**8**	**9**
	Допуск формы посадочной поверхности, мкм			
до 20	5	8	12	20
св. 20 до 30	6	10	16	25
св. 30 до 50	8	12	20	30
св. 50 до 120	10	16	25	40
св. 120 до 250	12	20	30	50

Допуск торцового биения упорных буртиков вала относительно его общей оси

Таблица 3.1.9

Посадочный диаметр вала *d*, мм	**Квалитет точности посадочного диаметра *d* (ГОСТ 24643-87)**			
	6	**7**	**8**	**9**
	Допуск торцового биения, мкм			
до 20	5	8	12	20
св. 20 до 25	6	10	16	25
св. 25 до 40	8	12	20	30
св. 40 до 63	10	16	25	40
св. 63 до 100	12	20	30	50

св. 100 до 160	16	25	40	60
св. 160 до250	20	30	50	80

Допуски радиального биения и несоосности (в диаметральном выражении) посадочных поверхностей вала, предназначенных для установки деталей механических передач (зубчатых колес, шкивов, звездочек, муфт), относительно общей оси вала

Таблица 3.1.10.

Посадочный диаметр вала *d*, мм	**Квалитет точности посадочного диаметра *d* (ГОСТ 24643-87)**			
	6	**7**	**8**	**9**
	Допуски, мкм			
до 20	12	20	30	50
св. 20 до 30	16	25	40	60
св. 30 до 50	20	30	50	80
св. 50 до 120	25	40	60	100
св. 120 до 250	30	50	80	120

Посадочные поверхности валов, предназначенные под контактные уплотнения (манжетные, войлочные и др.), для обеспечения приемлемой наработки (не менее 3000 часов) должны иметь достаточную (не ниже 30HRC) твердость и высокую чистоту поверхности (*R*a≤0,63 мкм). В связи с этим, после закалки эти поверхности помимо шлифования подвергают полированию, при этом допускаются только поперечные следы обработки (риски), что условным знаком «⊥» указывают на рабочем чертеже вала.

Допуск формы и радиальное биение рассматриваемых поверхностей валов назначают в 2…2,5 раза меньше по сравнению с данными, приведенными в табл. 8 и 10.

Шероховатость боковых поверхностей шпоночных пазов должна иметь параметр *R*z£20 мкм, а дна - не грубее *R*z40. Предельные отклонения глубины шпоночных пазов d-t_1 (где, *d*- диаметр вала в месте установки шпонки; t_1- глубина врезания шпонки в вал) назначают в зависимости от высоты шпонки *h* по табл. 3.1.11.

Предельные отклонения глубины d-t_1 шпоночных пазов на валах

Таблица 3.1.11.

Высота шпонки h, мм	св. 2 до 6	св.6 до 18	св. 18 до 50
Отклонения глубины d-t_1, мм	-0,1	-0,2	-0,3

Предельные отклонения длины шпоночных пазов должны соответствовать отклонениям H15.

Допуски не параллельности и несимметричности расположенных на валу шпоночных пазов назначают в зависимости от величины допуска T_b на ширину «*b*» шпоночного паза (табл. 3.1.12).

Допуски не параллельности и несимметричности расположения на валу шпоночных пазов

Таблица 3.1.12.

Вид смещения	Допуск
Перекос (на длине паза)	0,5 T_b
Несимметричность при одной шпонке	2 T_b
Несимметричность при двух шпонках	0,5 T_b

Шероховатость поверхности крепежной резьбы, нарезаемой на участках валов, назначают в зависимости от класса точности резьбы (табл. 3.1.13).

Выбор значения параметра R_a шероховатости крепежной резьбы, нарезаемой на участках валов

Таблица 3.1.13.

Параметр шероховатости Ra для крепежных резьб классов точности, мкм		
Точного	**Среднего**	**Грубого**
0,63; 1,25	1,25	2,5

На валах обычно применяют крепежную резьбу среднего класса точности. Точную резьбу на валах назначают только при необходимости проведения с её помощью регулировочных операций (например, регулировки осевых зазоров в радиально-упорных подшипниках). Грубый класс точности выбирают при получении резьб на горячее катанных заготовках.

Выбор значений параметров шероховатости поверхностей шлицев зависит от принятого способа центрирования шлицевого соединения и степени его подвижности в осевом направлении.

Для неподвижных в осевом направлении шлицевых соединений:

-при центрировании по наружному диаметру *D* шероховатость наружной поверхности такого шлицевого участка вала назначают с параметром *R*a=1,25 мкм, внутренней поверхности – с *R*z=40 мкм и боковых поверхностей с *R*z=20мкм;

-при центрировании по внутреннему диаметру *d* шероховатость наружной и боковых поверхностей этого шлицевого участка вала обычно назначают с параметром *R*z=40 мкм, внутренней поверхности - с *R*a=2,5 мкм.

-при центрировании по боковым поверхностям шероховатость этих поверхностей шлицевого участка вала назначают с параметром *R*a=2,5мкм, а внутренней и внешней- с *R*z=40 мкм.

Для подвижных в осевом направлении шлицевых соединений параметры шероховатости поверхностей шлицев назначают на 1-2 разряда меньше (табл. 7) по сравнению с параметрами шероховатости поверхностей неподвижных шлицевых соединений при соответствующих способах их центрирования.

Допуски несоосности в диаметральном выражении (относительно общей оси посадочных мест вала под его подшипники) центрирующих диаметров шлицевых участков валов, предназначенных для установки зубчатых и червячных колёс, назначают в зависимости от вида колёс и степени кинематической точности их изготовления (табл. 3.1.14).

Допуски несоосности (в ее диаметральном выражении) центрирующих диаметров шлицевых участков валов, предназначенных для установки зубчатых колес

Таблица 3.1.14.

Степень кинематической точности		6	7; 8	9
Допуски на несоосность центрирующих диаметров шлицевых участков валов при посадке колёс	цилиндрических и конических	IT3	IT4	IT5
	червячных	¾	IT5	IT6
Примечание: IT- допуск соответствующего квалитета точности, назначаемый по ГОСТ 24643 – 81				

.

Допуски на несоосность в ее диаметральном выражении (относительно общей оси посадочных мест вала под его подшипники) центрирующих диаметров шлицевых участков валов, предназначенных для установки шкивов, звездочек, муфт, назначают в зависимости от частоты вращения вала (табл. 3.1.15).

Допуски несоосности (в диаметральном выражении) центрирующих диаметров шлицевых участков валов, предназначенных для установки шкивов, звездочек, муфт

Таблица 3.1.15

Частота вращения вала, мин$^{-1}$	до 300	600...1000	1000...1500	1500..3000	св.3000
Допуск на несоосность, мкм	40	20	12	8	4

Предельные отклонения от параллельности сторон зубьев вала относительно оси центрирующей поверхности шлицевого участка не должны превышать на длине 100 мм:

0,05 мм - для неподвижных шлицевых соединений;

0,03 мм - для подвижных шлицевых соединений.

Погрешность шагов зубьев на длине шлицевого участка не должна превышать 0,02 мм.

Шероховатость переходных поверхностей ступеней валов (галтелей, проточек) обычно назначают с параметром *R*z40. Только у высоконапряженных валов галтели полируют до шероховатости с *R*a≤0,63 мкм.

Допуски формы и радиальных биений этих поверхностей не нормируют**.**

Шероховатость свободных поверхностей валов (фаски, наружные поверхности упорных буртов и др.) обычно характеризуется параметром *R*z40, а допуски формы и радиального биения этих поверхностей также не нормируют.

3.1.4. Расчет валов.

3.1.4.1. Ориентировочный расчет валов

Расчет валов производится на прочность, жесткость и колебания. Расчет на прочность производят с целью предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок – при пуске или из-за случайных факторов.

Расчет на жесткость предполагает определение упругих деформаций вала под действием нагрузок и сравнение их с допускаемыми величинами.

Расчет на колебания сводится к определению виброустойчивости вала при циклических нагрузках.

Расчеты валов на жесткость и колебания здесь не рассматриваются, так как они относятся к специальным случаям: шпиндели металлообрабатывающих станков, длинные трансмиссионные валы и пр.

Расчет валов на прочность предполагает следующие этапы:

-проектный расчет для приближенного определения диаметра вала перед его конструированием;

-разработка конструкции вала;

-проверочный расчет для определения напряжений в опасных сечениях вала;

-уточнение конструкции вала при необходимости.

Для предварительного нахождения диаметра вала достаточно знать его материал и передаваемый им крутящий момент.

Значения допускаемых напряжений при этом принимаются заниженными.

Диаметр вала d находится из формулы напряжения кручения прямого гладкого вала:

$$W_P = \frac{\pi d^3}{16};\ \tau = \frac{T}{W_P}$$

T–крутящий момент, передаваемый валом; W_P–полярный момент сопротивления сечения вала

При расчете относительно диаметра вала -надо учесть, что крутящий момент задается в Нм, а диаметр вала определяется в мм. Поэтому надо уравнять размерности. Кроме того, вместо напряжения τ следует подставить допускаемое напряжение кручения для материала вала [τ].

И так как этот расчет приближенный, то можно принять π/16 = 0,2.

Тогда диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0{,}2[\tau]}} \qquad (3.1.1)$$

Допускаемые напряжения кручения принимают следующими:

[τ] = (20 ÷ 30) МПа – для трансмиссионных валов;

[τ] = (12 ÷ 15) МПа – для валов редукторов, коробок скоростей и других аналогичных.

После проектного расчета производится конструирование вала.

Для этого используется рассчитанный диаметр, размеры деталей, размещаемых на валу и расстояния между ними.

Так как в большинстве случаев валы имеют ступенчатую конструкцию, то при их конструировании следует по возможности избегать концентраторов напряжений в виде острых углов на ступенях: в местах перехода одного диаметра вала в другой следует предусматривать фаски и галтели.

3.1.4.2. Проверочный расчет валов

Поверочный расчет валов производится методами сопротивления материалов и предусматривает замену действительной конструкции вала и условий его работы расчетной схемой. При этом происходит схематизация нагрузок, опор и формы вала.

Вал 1 (рис.3.1.7.а) вращается на двух конических подшипниках и нагружен крутящим и изгибающим моментами, возникающими при передаче движения от косозубого цилиндрического зубчатого колеса 2 к полумуфте 3, служащей для соединения с другим соосным валом.

На рис. приведена расчетная схема этой конструкции.

Вал (рис.3.1.7.б) представлен в виде двухопорной балки с поперечным выступом, имеющий размер равный радиусу делительной окружности зубчатого колеса (***d/2***) и расположенный по оси этого колеса.

Подшипники вала заменены шарнирно-неподвижными опорами, так как практически можно считать, что подшипники качения (даже роликовые конические) вследствие упругих деформаций тел качения и колец допускают весьма малые деформативные повороты вала при изгибе.

Действительные распределенные нагрузки в зацеплении, ступицах колеса и полумуфты и в подшипниках заменены сосредоточенными силами.

Нагрузки в зацеплении заменяются силами, действующими в полюсе зацепления, то есть на конец поперечного выступа балки: F_t-окружная сила; F_r-радиальная сила; F_a-осевая сила.

Крутящий момент ***T*** действует на полумуфте.

Поперечная сила F_M, действующая на конце вала со стороны муфты - это сила, возникающая из-за неизбежной несоосности соединяемых валов.

На рис. (в) силы, действующие на конец поперечного выступа F_t, F_r и F_a приведены к оси вала (балки) и показаны раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Перенос радиальной силы F_r не вызывает никаких изменений. Перенос осевой силы F_a привел к возникновению момента $M_a=0,5F_ad$ в вертикальной плоскости. Перенос окружной силы F_t-к возникновению момента $T=0,5F_td$ в горизонтальной плоскости.

Определим реакции в опорах от действующих сил и моментов. Осевая сила F_a вызывает появление осевой реакции H_1 в левом подшипнике.

Чтобы построить эпюры изгибающих моментов и определить величины этих моментов по методу сечений, надо найти составляющие радиальных реакций опор от действия каждой силы и момента.

Вертикальная плоскость.

Реакция A_1 левой опоры в вертикальной плоскости (рис. в) складывается из составляющей A_{11} от радиальной силы F_r и составляющей A_{12} от действия момента M_a:

$$A_1 = A_{11} + A_{12}$$

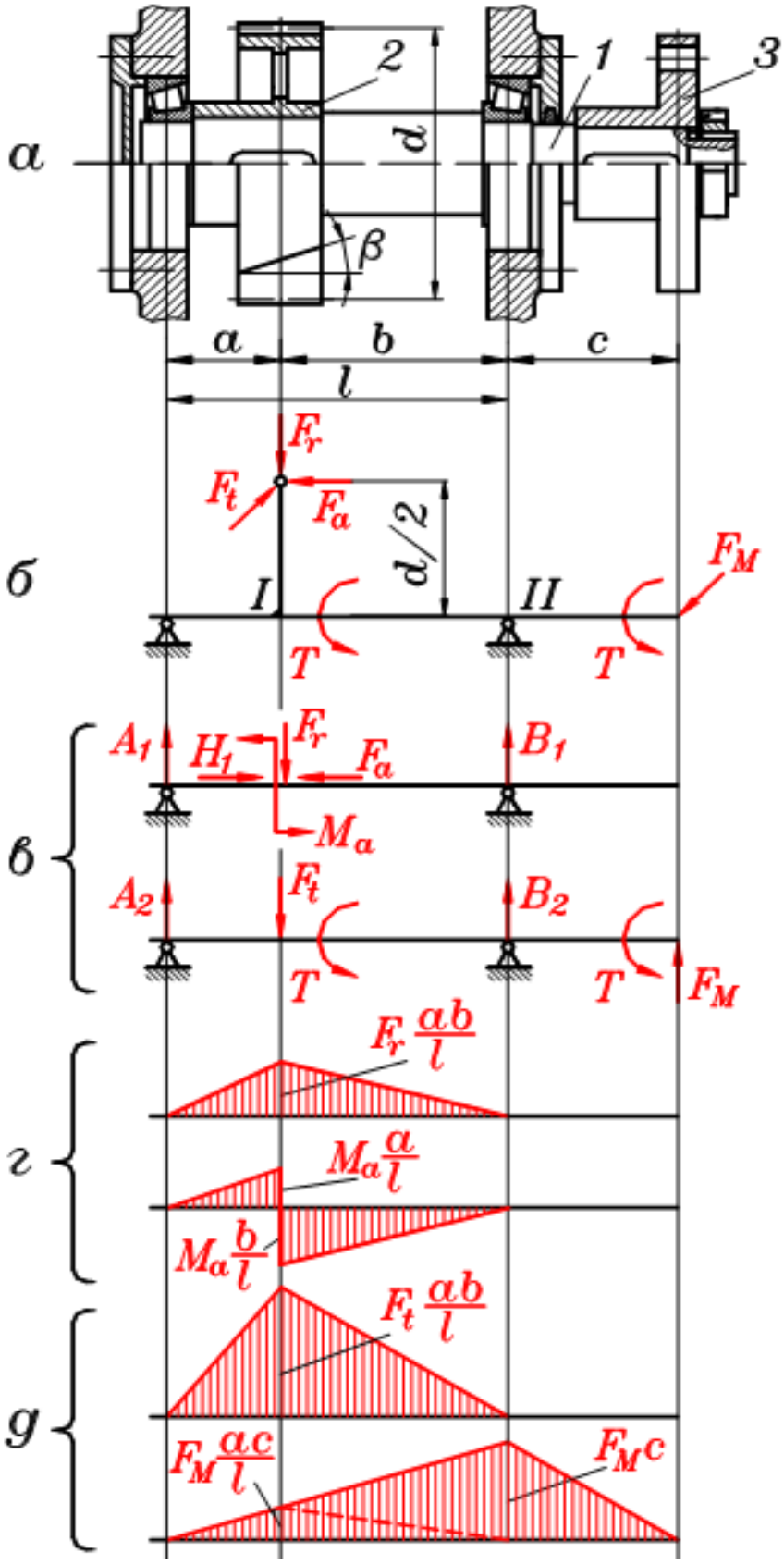

а
2
1
3
d
β
a
b
c
l
б
F_r
F_t
F_a
d/2
I
II
F_M
T
T
в
A_1
H_1
F_r
F_a
B_1
M_a
A_2
F_t
B_2
T
T
F_M
г
$F_r \frac{ab}{l}$
$M_a \frac{a}{l}$
$M_a \frac{b}{l}$
g
$F_t \frac{ab}{l}$
$F_M \frac{ac}{l}$
$F_M c$

Рис.3.1.7.

Составляющую A_{11} найдем из условия статики: сумма моментов относительно точки В равна нулю, причем момент, направленный против часовой стрелки будем считать положительным, а против часовой стрелки – отрицательным (учитываем только силу F_r):

$$\sum M_B = F_r b - A_{11} l = 0$$

Отсюда:

$$A_{11} = F_r \frac{b}{l}$$

Максимальную величину эпюры моментов от радиальной силы (рис. г) найдем, как действие реакции A_{11} на плече а:

$$M_r = A_{11} a = F_r \frac{ab}{l}$$

Составляющую A_{12} найдем из такого же условия статики, но при учете только момента M_a в вертикальной плоскости:

$$\sum M_B = M_a - A_{12} l = 0$$

Отсюда: $A_{12} = \frac{M_a}{l}$

Максимальную положительную величину эпюры от действия момента M_a (рис.3.1.7.г) найдем как действие реакции A_{12} на плече а: $M_a^{пол} = M_a \frac{a}{l}$

Максимальную отрицательную величину эпюры от действия момента M_a (рис.г) найдем, произведя аналогичные действия, но с учетом реакции B_{12} на плече b:

$$M_a^{отр} = M_a \frac{b}{l}$$

Горизонтальная плоскость.

Реакция A_2 левой опоры в горизонтальной плоскости (рис.3.1.7.в) складывается из составляющей A_{21} от окружной силы F_r и составляющей A_{21} от действия поперечной силы F_M:

$$A_2 = A_{21} + A_{22}$$

Составляющую A_{21} найдем из условия статики: сумма моментов относительно точки B равна нулю, причем момент, направленный против часовой стрелки будем считать положительным, а по часовой стрелки-отрицательным (учитываем только силу F_t):

$$\sum M_B = F_t b - A_{21} l = 0$$

Отсюда: $A_{21} = F_t \frac{b}{l}$

Максимальную величину эпюры моментов от окружной силы (рис.3.1.7.д) найдем, как действие реакции A_{21} на плече а:

$$M_t = A_{21} a = F_t \frac{ab}{l}$$

Максимальную величину эпюры моментов от поперечной силы (рис.3.1.7.д) найдем как действие силы F_M на плече с:

$$M_M = F_M c$$

Эпюры изгибающих моментов дают возможность определить суммарный момент, действующий в любом сечении вала. Для расчета на прочность следует находить изгибающие моменты в опасных сечениях, то есть там, где нагрузка может быть максимальной.

Судя по внешнему виду эпюр, опасными являются сечения ***I*** и ***II*** (рис.3.1.7.б)

Найдем максимальный изгибающий момент в сечении ***I***. При этом учтем, что на рис.3.1.7.г.-показаны эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости, на рис.3.1.7.д-в горизонтальной. Величина момента в сечении ***I*** от поперечной силы $\boldsymbol{F_M}$ определяется из пропорции, понятной из рис.3.1.7.д. В результате, суммарный изгибающий момент в сечении I:

$$M = \sqrt{\left(F_r \frac{a\,b}{l} + M_a \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \frac{a\,b}{l} + F_M \frac{a\,c}{l}\right)^2}$$

Затем определяется суммарный изгибающий момент в сечении ***II***. Величины моментов в сечениях ***I*** и ***II*** сравниваются и, если диаметры вала в этих сечениях одинаковые, то в дальнейших расчетах учитывается максимальный момент. Если диаметры разные, то следующие расчеты надо сделать для двух опасных сечений. С учетом крутящего момента определяется эквивалентный изгибающий момент в сечении I:

$$M_{экв} = \sqrt{M^2 + T^2}$$

Напряжение изгиба в сечении I: $\sigma_{экв} = \dfrac{M_{экв}}{W}$ (1)

где, W - осевой момент сопротивления сечения I: $W = \dfrac{\pi d^3}{32}$ (3.1.2)

Подставим (3.1.2) в (3.1.1). Для получения условия прочности при этом надо учесть, что эквивалентный момент рассчитан в Нм, а диаметр вала определяется в мм. Поэтому надо уравнять размерности. Кроме того, обычно принимают $\pi/32 = 0{,}1$. Тогда условие прочности будет иметь следующий вид:

$$\sigma_{экв} = \frac{1000\,M_{экв}}{0{,}1d^3} \le [\sigma_u] \qquad (3.1.3)$$

Допускаемое напряжение изгиба принимают близким к пределу текучести:

$[\sigma_И] \approx 0{,}8\sigma_T$

Для конструкционных углеродистых и легированных сталей значение допускаемого напряжения колеблется в следующих пределах:

$[\sigma_И] = (250 \div 600)МПа$

Конкретное значение выбирается по справочникам в зависимости от марки стали и диаметра вала. Если условие прочности (3.1.3) не выполняется для опасного сечения вала, то следует изменить его конструкцию.

Ключевые слова и выражения.

1.Вал- это деталь машины, на которой размещаются вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны и пр. и которая передает крутящий момент между этими деталями.

2.Ось служит для размещения вращающихся деталей, но крутящий момент не передает.

3.Вал всегда вращается, а ось может вращаться или быть неподвижной.

4.В силовых приводах самолетов и вертолетов используют только пустотелые валы и оси.

5.Коленчатые валы применяют в поршневых машинах.

6.Расчет валов на прочность производят с целью предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок-при пуске или из-за случайных факторов.

7.Расчет валов на жесткость предполагает определение упругих деформаций вала под действием нагрузок и сравнение их с допускаемыми величинами.

8.Расчет валов на колебания сводится к определению виброустойчивости вала при циклических нагрузках.

3.1.5. Вопросы для самопроверки

-Какая разница между валом и осью и какие деформации испытывают вал и ось при работе?

-Что называют цапфой, шипом, шейкой и пятой?

-В чем преимущества невращающихся осей по сравнению с вращающимися?

-Почему валы рассчитывают в два этапа: первый - проектный расчет, второй проверочный расчет?

-В чем состоит расчет валов на колебания?

-Каковы причины поломок валов и осей?

-По каким напряжениям выполняют проектный расчет вала и почему при этом уменьшают допускаемые напряжения?

-Как схематизируют реальные условия работы вала, его конструкцию, опоры и нагрузки при разработке расчетной схемы?

-Почему вал рассчитывают на сопротивление усталости даже при постоянной нагрузке?

-Какие факторы учитывают при определении запаса сопротивления усталости вала и по каким напряжениям его рассчитывают?

-Зачем нужна проверка статической прочности вала и по каким напряжениям ее выполняют?

-Что может быть причиной колебаний валов?

-Какую частоту колебаний вала называют собственной, а какую вынужденной? Какого соотношения этих частот следует избегать?

-Что называют галтелью?

-Укажите наиболее распространенные марки сталей, применяемых для изготовления валов и осей.

3.2. МУФТЫ ПРИВОДОВ

3.2.1. Муфты, их классификация и особенности применения
3.2.2. Классификация и характеристики муфт
3.2.2.1. Классификация муфт
3.2.2.2. Характеристики муфт
3.2.3. Пример расчета муфт
3.2.4. Вопросы для самопроверки

В технике муфты - это соединительные устройства для тех валов, концы которых подходят один к другому вплотную или же удалены на небольшое расстояние. Соединение валов муфтами обеспечивает передачу вращающего момента от одного вала к другому. Валы, как правило, расположены так, что геометрическая ось одного вала составляет продолжение геометрической оси другого вала. С помощью муфт можно также передать вращение с валов на зубчатые колеса, шкивы, свободно насаженные на эти валы.

Муфты не изменяют вращающего момента и направления вращения. Некоторые типы муфт поглощают вибрации и точки, предохраняют машину от аварий при перегрузках.

Муфты в машиностроении предназначены:

-соединять соосные валы отдельных узлов и механизмов, а также разнообразные детали (зубчатые колеса, звёздочки, шкивы и т.п.) с валами с целью передачи между ними крутящего момента;

-компенсировать несоосность соединяемых валов. Необходимость компенсирующих свойств муфт возникает в связи с тем, что при соединении валов сборочных единиц изделий имеет место смещение их осей вследствие неточности изготовления, монтажа, нагрузочных и тепловых деформаций валов. Различают смещения **осевые Δl, радиальные Δr, угловые $\Delta\alpha$** (рис.3.2.1). На практике в большинстве случаев встречаются различные комбинации этих смещений. Несоосность осей валов усложняет монтаж муфт и условия их работы. По этой причине смещения осей ограничивают.

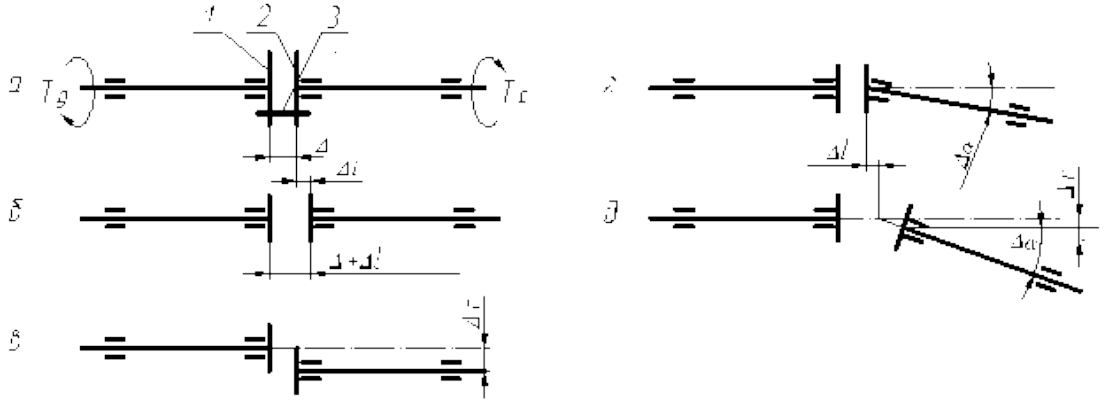


Рис.3.2.1. Отклонения от соосности соединяемых валов:
а- соосное расположение валов; б, в, г, д-оси валов имеют смещения (осевое-Δl, радиальное-Δr, угловое-Δ**α** и комбинированное)

-снижать ударные динамические нагрузки, интенсивность вибрации, устранять опасность резонансных явлений. Потребность в снижении

динамических нагрузок, интенсивности колебательных процессов возникает в быстроходных элементах машин при эксплуатации в нестационарных (неустановившихся) режимах работы. Обязательным компонентом муфт, применяющихся в подобных ситуациях, **является упругий элемент, который способен аккумулировать кинетическую энергию динамических процессов, преобразовывать её в потенциальную энергию деформации и тепловую энергию работ сил трения**. Кроме того, подобные муфты могут изменять собственную частоту колебаний за счет изменения жесткости упругих элементов с изменением их деформации и предотвращают явление резонанса.

-предохранять элементы машин от недопустимых кратковременных перегрузок в машинах ударного действия, обладающих значительной инерционностью отдельных звеньев и ведущих обработку сред неоднородной структуры, при эксплуатации в неустановившихся режимах работы, в которых перегрузки могут в 2…3 и более раз превышать номинальные. Такие кратковременные перегрузки вызывают статические (квазистатические) разрушения элементов машин. Для исключения подобных перегрузок используют специальные муфты, в которых при перегрузках происходит взаимное **крутильное угловое смещение ведущих и ведомых элементов с фрикционной, расцепляющейся связью или разрушение специально предусмотренного легко заменяемого звена в силовой цепи.** Последний тип муфт целесообразно использовать лишь при сравнительно редких значительных перегрузках.

-управлять работой машин. В некоторых случаях управлять отдельными машинными операциями рациональнее с помощью муфт. К примеру, в машинах, механизмах с частыми пусками и остановками исполнительного (рабочего) органа возникает необходимость кратковременного разобщения кинематической цепи, соединяющей работающий двигатель с исполнительным органом. Иногда требуется передача крутящего момента с двигателя на рабочий орган в одном направлении при равенстве угловых скоростей ведущего и ведомого элементов и разобщение их, если скорость ведомого превысит скорость ведущего (например, в велосипеде). В иных случаях требуется соединение ведущего и ведомого элементов в случае достижения ведущим определенной скорости. В описанных случаях управляющие функции рационально выполнять не специальными устройствами, а совместить их с основной задачей муфт.

-придать валам некоторой относительной подвижности во время работы (малые смещения и перекос геометрических осей валов);

-автоматически соединять и разъединять валы в зависимости от пройденного пути, направления передачи вращения, угловой скорости, т.е. выполнения **функций автоматического управления;**

-обеспечивать плавный разгон машины и облегчать условия работы двигателя (муфты скольжения);

-осуществлять электрическую изоляцию валов, что важно с точки зрения безопасности для муфт электродвигателей (упруго-демпфирующие муфты с неметаллическими элементами).

Основными конструктивными элементами муфт являются ведущая 1, ведомая 2 полумуфты и соединительный элемент (силовая цепь) 3 для их соединения (рис.3.2.1). Каждая полумуфта выполняет функции передачи крутящего момента между ними и валами. Полумуфты нередко практически одинаковы и могут быть взаимозаменяемыми. Различия между ними часто касаются лишь формы или размеров посадочных отверстий, а также исполнения соединения «вал – ступица». Современные стандарты на муфты обычно предусматривают возможность варьирования формы и диаметров отверстий ведущей и ведомой полумуфт в пределах набора значений, предусмотренных для каждого типоразмера, а также типов указанных соединений. В силу взаимозаменяемости полумуфт в подобных случаях их не разделяют. Однако для понимания принципа действия, силового анализа муфт и оформления конструкторских документов такое разделение является целесообразным.

Разнообразие прямых и дополнительных функций муфт, многообразие средств их реализации определили широкий набор конструкций обсуждаемого узла и развёрнутую их классификацию. В качестве первичного признака классификации муфт можно принять принцип передачи крутящего момента между ведущим и ведомым элементами. По этим признакам выделяют муфты механические, гидравлические, пневматические и электромагнитные. В муфтах механического принципа действия передача движения осуществляется посредством контакта твёрдых тел. Такие муфты наиболее просты по конструкции, надежны в работе, имеют минимальные потери энергии, универсальны по возможности реализации перечисленных функций и потому в современном машиностроении наиболее распространены. Муфты механического принципа действия и приняты в настоящем разделе объектом изучения.

3.2.2. Классификация и характеристики муфт

3.2.2.1. Классификация муфт

Широко применяемые в машиностроении муфты стандартизированы. Простейшая муфта сделана из куска ниппельной трубочки и соединяет вал электромоторчика с крыльчаткой автомобильного омывателя стекла. Муфты турбокомпрессоров реактивных двигателей состоят из сотен деталей и являются сложнейшими саморегулирующимися системами.

Многообразие механических муфт и возможность сложного их комбинирования затрудняет строгую типизацию подобных устройств. Упрощенный вариант классификации показан на рис.3.2.2. Отметим также, что приведенная классификация сокращена по сравнению с ГОСТ 50371-92.

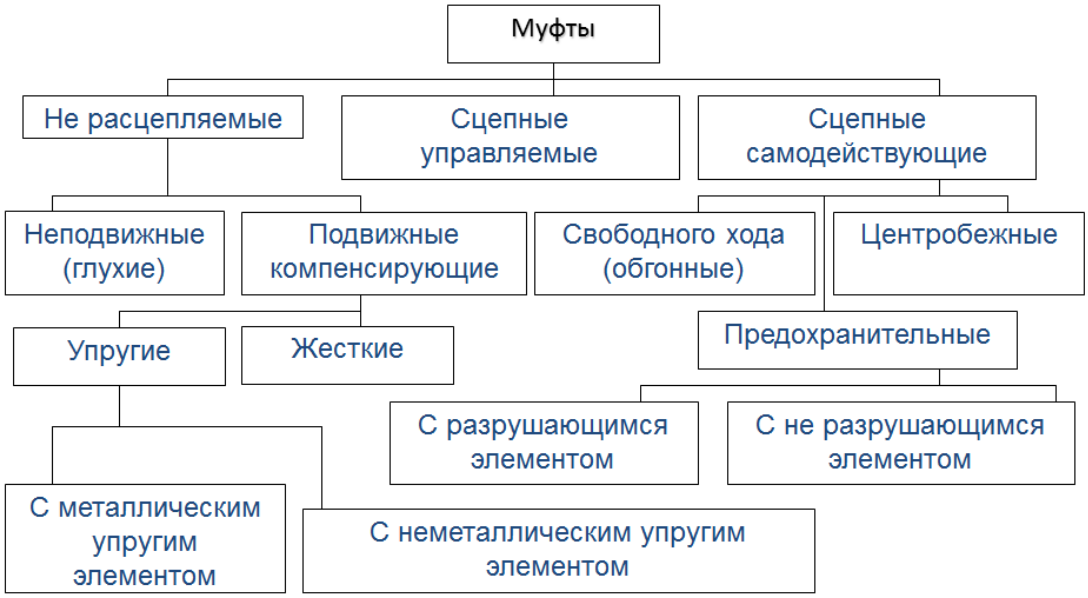


Рис.3.2.2. Классификация муфт

Основные виды классификации муфт:

-по виду энергии, участвующей в передаче движения - механические, гидравлические, электромагнитные;

-по постоянству сцепления соединяемых валов-муфты постоянного соединения (неуправляемые), муфты сцепные, управляемые (соединение и разъединение валов по команде оператора), и автоматические (либо соединение, либо разъединение автоматическое по достижении управляющим параметром заданного значения);

-по способности демпфирования динамических нагрузок жёсткие, не способные снижать динамические нагрузки и гасить крутильные колебания, и упругие, сглаживающие вибрации, толчки и удары благодаря наличию упругих элементов и элементов, поглощающих энергию колебаний;

-по степени связи валов неподвижная (глухая), подвижная (компенсирующая), сцепная, свободного хода, предохранительная;

-по принципу действия втулочная, продольно-разъёмная, поперечно-разъёмная, компенсирующая, шарнирная, упругая, фрикционная, кулачковая, зубчатая, с разрушаемым элементом (срезная), с зацеплением (кулачковые и шариковые);

-по конструктивным признакам поперечно-компенсирующая, продольно-компенсирующая, универсально-компенсирующая, шарнирная, упругая (постоянной и переменной жёсткости), конусная, цилиндрическая, дисковая, фрикционная свободного хода, храповая свободного хода.

Рассматриваемые по первичному классификационному функциональному признаку муфты подразделяются по классам на нерасцепляемые, расцепляемые самодействующие (автоматические), расцепляемые управляемые (сцепные). Муфты первого класса не допускают разобщения валов без их разборки или демонтажа одного из соединяемых элементов. Расцепляемые муфты обеспечивают разобщение валов без остановки двигателя. При этом в расцепляемых муфтах самодействующих

разобщение происходит автоматически при достижении установленного значения параметра (***T, n*** и т.д.). В соответствии с перечисленными характерными свойствами каждого из указанных типов муфт можно определить и особенности применения каждого из них.

Нерасцепляемые муфты применяют в машинах и механизмах, в которых при их эксплуатации не требуется разобщение соединяемых элементов либо подобные разобщения производятся на остановленных технических объектах с целью проведения профилактических, ремонтных и других плановых работ и при аварийных ситуациях. В функциональном плане среди нерасцепляемых принято выделять группы муфт: жесткие неподвижные, жесткие компенсирующие и упругие компенсирующие в зависимости от типа связи соединяемых валов (рис.3.2.2).

Жесткие неподвижные муфты образуют жесткое соединение валов, к соосности которых предъявляются повышенные требования. Допустимое радиальное смещение осей валов не должно превышать ***(3÷5)мкм***. Отечественные серийные муфты данного типа производятся для передачи крутящих моментов ***T=(1,0÷40000) Н·м*** при соединении валов диаметром от ***6÷250мм***. Они могут работать в диапазоне частот вращения от ***84000мин$^{-1}$*** и ниже (рис.3.2.3).

Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов. К ним относятся втулочные и фланцевые муфты.

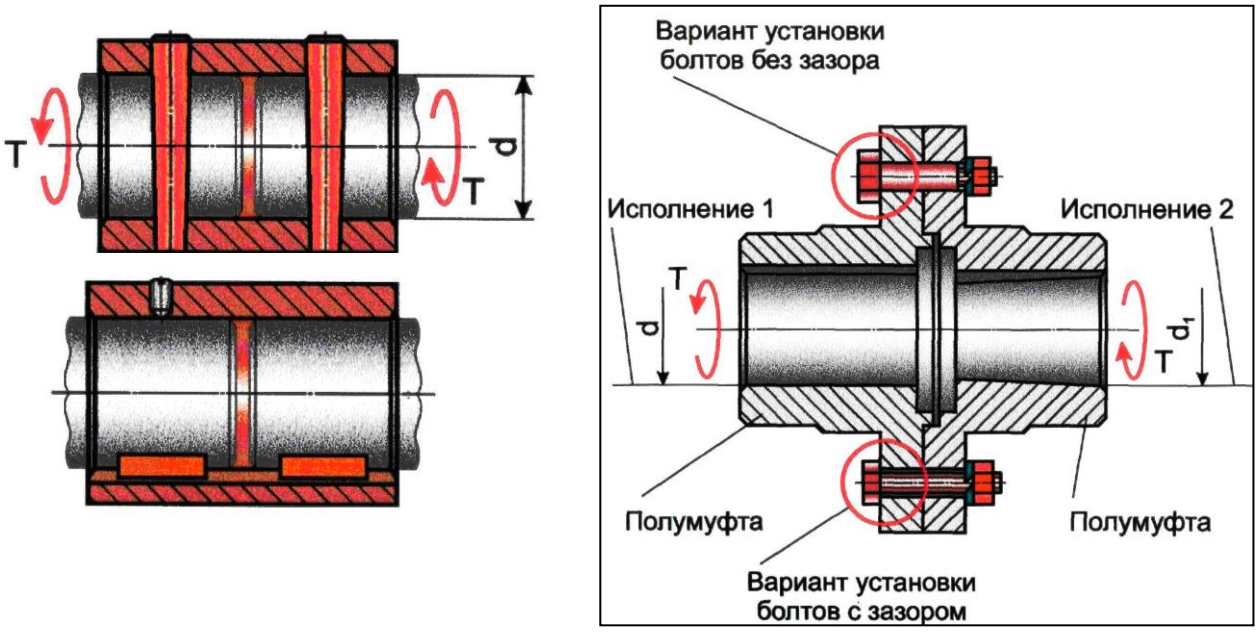
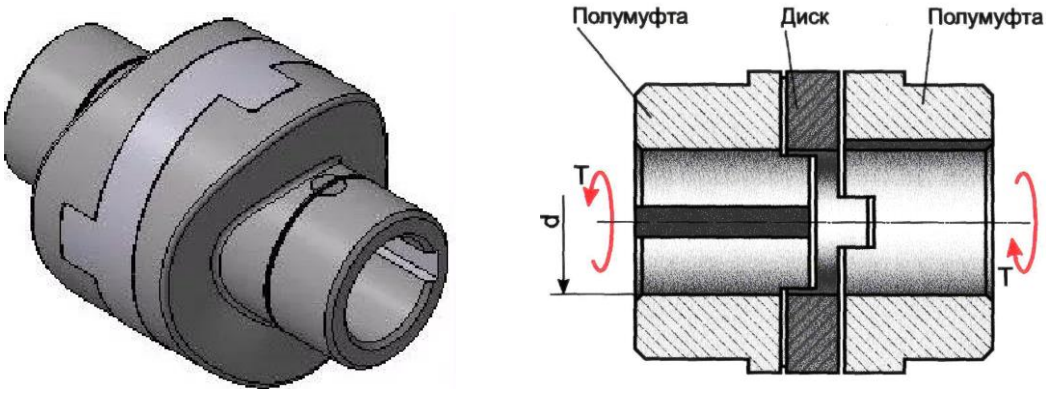


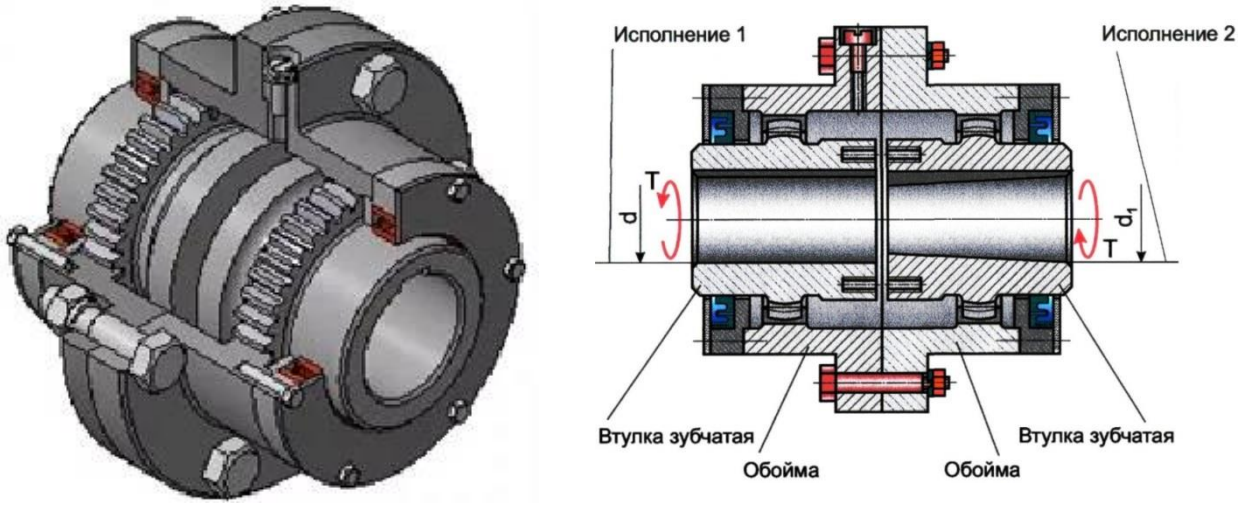
Рис.3.2.3

Жесткие компенсирующие муфты также осуществляют жесткое соединение валов, но при этом обеспечивают возможность их сопряжениия при определенном уровне осевых, радиальных, угловых и комбинированных смещений осей валов. Жесткие компенсирующие муфты отечественными стандартами регламентируются в диапазоне диаметров соединяемых валов от ***8÷200 мм*** и номинальных крутящих моментах от ***11÷63000 Н·м***. Подобные муфты обладают высокой нагрузочной способностью, сравнительно малыми

габаритами и могут применяться при частотах вращения, не превышающих ***12000мин$^{-1}$*** (рис.3.2.4).



а-кулачково-дисковая со скользящим вкладышем



б-зубчатая

Рис.3.2.4. Жесткие компенсирующие муфты

Муфты упругие компенсирующие наряду с непосредственным соединением валов выполняют функции снижения динамических нагрузок, устранения опасности резонанса крутильных колебаний и компенсации несоосности валов. Компенсирующие возможности упругих муфт, также как и чисто компенсирующих, характеризуются комплексом смещений соединяемых валов (осевого, радиального и углового). Муфты данного типа регламентируются для передачи крутящих моментов ***T=(2,5÷40000)Н·м*** при соединении валов диаметром от ***6÷240мм.*** Они могут работать в диапазоне частот вращения, не превышающих ***6000мин$^{-1}$***.

Упругая втулочно-пальцевая (МУВП)- полумуфты 1 и 2, которые соединяются с помощью жестко закрепленных **пальцев 3**, затягиваемых по конусной поверхности **гайками 9** с **шайбами 8** и надеваемых на пальцы упругих **резиновых втулок 4** с упорными стальными **втулками 5**. Для предотвращения осевых смещений полумуфт использованы радиальные **винты 6** с пружинными **кольцами 7** (рис.3.2.5).

При передаче крутящего момента полумуфта с ведущими элементами, к примеру с пальцами, давит на резиновые втулки, а последние – на боковые поверхности отверстий ведомой полумуфты. Очевидно, что в этом случае резиновые втулки подвергаются сжатию, на контактирующих поверхностях возникают напряжения смятия, а пальцы при этом изгибаются. Высокое сопротивление втулок деформациям сжатия приводит к сравнительно невысоким способностям муфты в восприятии динамических нагрузок и низким демпфирующим качествам.

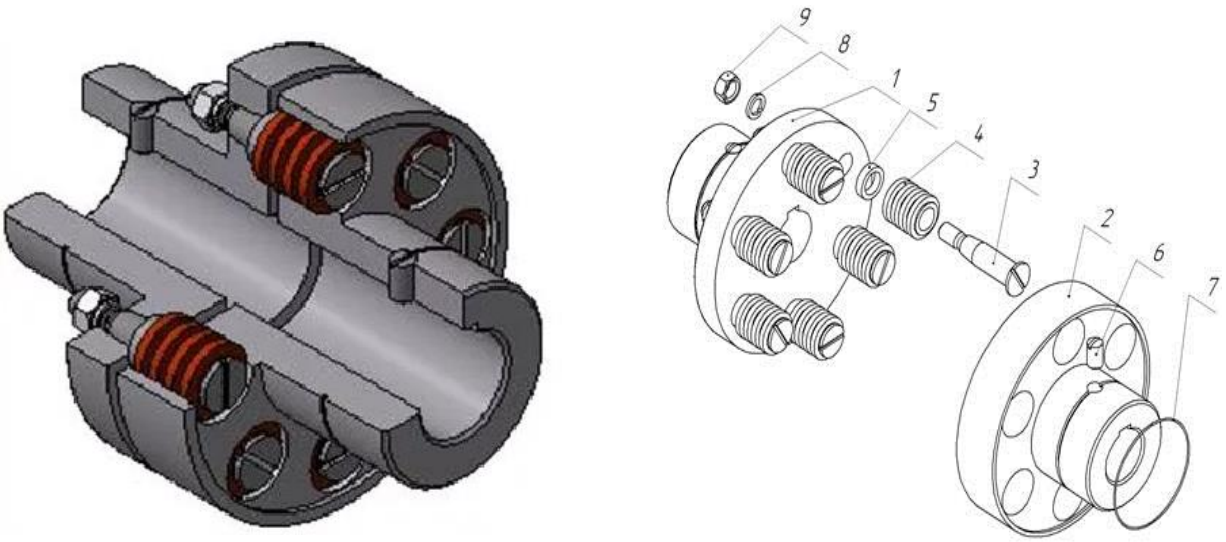


Рис.3.2.5. Упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

Упругая муфта с торообразной оболочкой-обладают повышенной крутильной, радиальной и угловой податливостью, что обусловливает существенное улучшение динамических характеристик (снижение ударных нагрузок, повышение демпфирующей способности).

В муфтах первого типа практически одинаковые ведущая 1 и ведомая 3 полумуфты соединены упругими резиновыми или резинокордными оболочками 2. Армирование оболочки кордом до (6…7) раз увеличивает срок их службы. Для возможности введения крепежных дисков внутрь оболочки их выполняют в виде двух полудисков 8, соединяемых диском 9 и винтами 10. Полученный таким образом единый диск, собираемый внутри упругой оболочки, прижимает оболочку винтами 6 с шайбами 5 к фланцам полумуфт и обеспечивает создание трения для передачи нагрузки с ведущей полумуфты на оболочку и далее на ведомую полумуфту. Для осевой фиксации полумуфты предусмотрен радиальный винт 4 и пружинное кольцо 7 (рис.3.2.6).

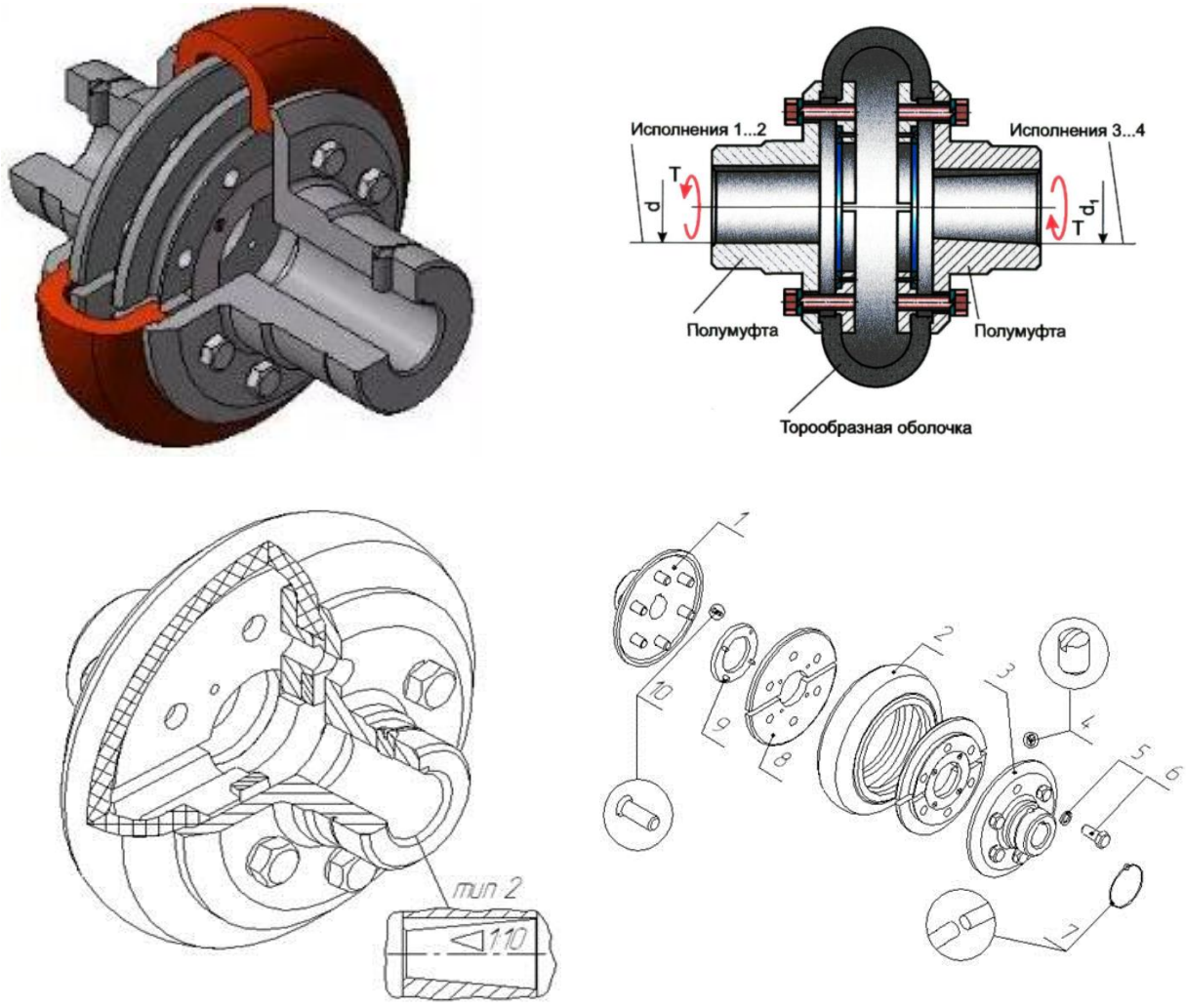


Рис.3.2.6. Упругая муфта с торообразной оболочкой

Муфта упругая со змеевидной пружиной- На рис.3.2.7. показана муфта с металлическими упругими элементами немецкой фирмы «Мальмеди». Муфта состоит из взаимозаменяемых ведущей 3 и ведомой 5 полумуфт, снабженных зубьями, между которыми укладывается змеевидная пружина 4. Осевую и радиальную фиксацию пружин выполняют полукожухи 1 и 6, которые соединяются винтами 7, заворачиваемыми в резьбовые отверстия полукожуха 1. Профилированием боковых рабочих поверхностей зубьев можно создать муфты как постоянной, так и переменной жесткости. Уплотнительные кольца 2 служат для удержания смазки в полости кожухов.

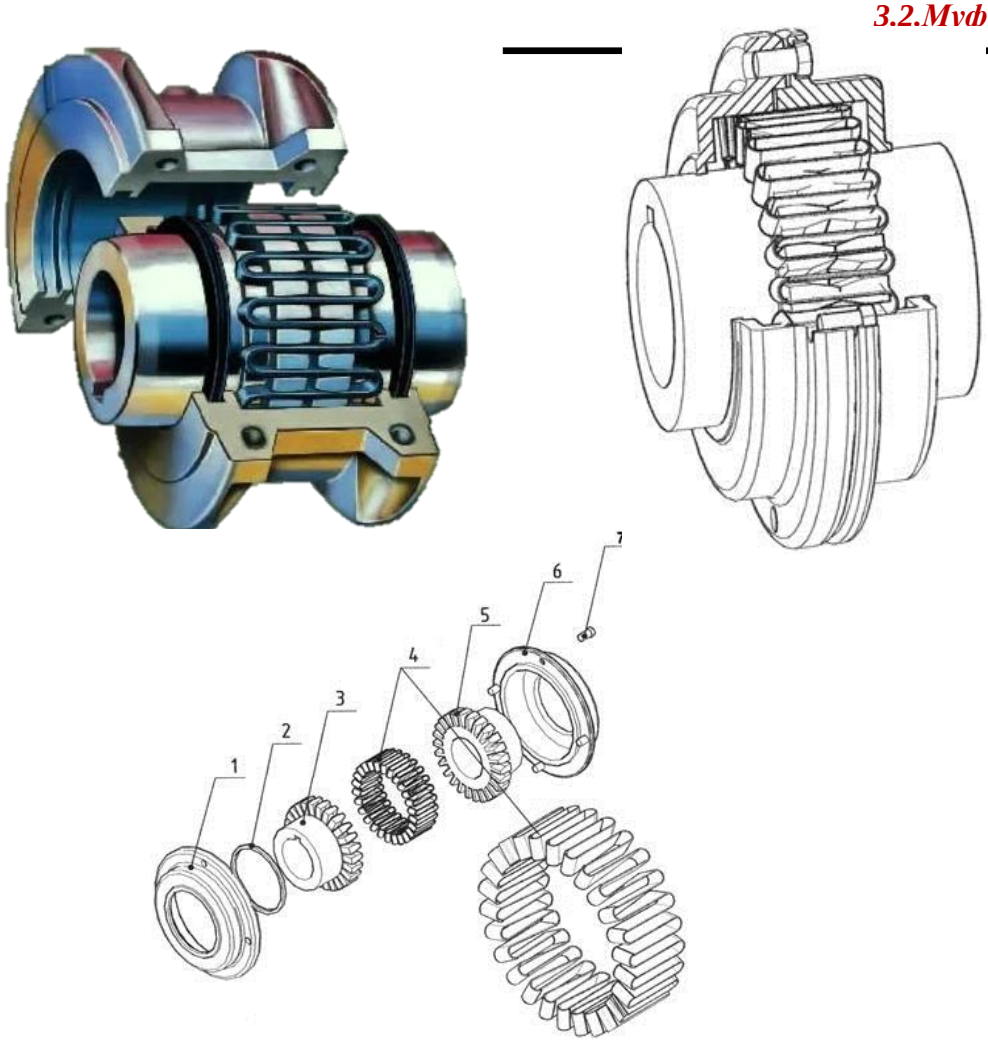


Рис.3.2.7. Муфта упругая со змеевидной пружиной

Расцепляемые самодействующие муфты применяются в машинах и механизмах, требующих разобщения мотора и исполнительного устройства при параметрах работы, которые не отвечают установленным границам. Примером целесообразности применения расцепляемых самоуправляемых муфт могут служить разнообразные рассматриваемые устройства, которые автоматически разобщают силовую цепь машины при повышении нагрузки в ней в связи с непредусмотренным увеличением сопротивления на рабочем органе, аварийным заклиниванием элементов машин, механизмов и т.п. Отечественные серийные муфты данного типа регламентируются для передачи крутящих моментов **T=(4,0÷400)Н·м,** при диаметрах отверстий от ***8÷48мм***. Они могут работать в диапазоне частот вращения, не превышающих ***3000мин$^{-1}$***.

Расцепляемые самодействующие муфты в функциональном плане дополнительно классифицируют по типу связи в зависимости от вида управляющего параметра для соединения ведущего и ведомого элементов на предохранительные, обгонные и центробежные. Муфты предохранительные жестко соединяют (или разобщают) валы при значении крутящего момента, не превышающем (или превышающем) установленной предельно

допустимой нагрузки. В обгонных муфтах, или муфтах свободного хода, соединение валов происходит при передаче движения в одном направлении вращения ведомого вала с частотой, не превышающей частоты ведущего. Наконец центробежные муфты предназначены для соединения или разобщения валов при определённом уровне скорости ведущего звена.

Управляемые или сцепные муфты- применяются для соединения элементов машин и механизмов, в которых при их работе необходимы частые кратковременные разобщения энергоисточника и исполнительного органа без остановки двигателя на основе действий оператора или автоматического устройства, управляющих работой машины. К примеру, в случае необходимости останова сборочных конвейеров для проведения технологических операций сборки, при необходимости отключения отдельных исполнительных механизмов в случае привода от одного двигателя нескольких параллельно работающих устройств. Характерным примером расцепляемых управляемых муфт являются муфты сцепления в автомобилях. В качестве дополнительного функционального признака, классифицирующего тип связи и способ разобщения валов, в расцепляемых управляемых муфтах механического принципа действия принимают именно способы разобщения валов с применением механических, гидравлических и электромагнитных переключателей. В конструктивном плане рассматриваемые муфты устроены так же, как и расцепляемые самодействующие. При этом заметим, что в практике курсового проектирования по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» подобные муфты используются сравнительно редко. В связи с указанными обстоятельствами и ограниченным объемом пособия отмеченные муфты в дальнейшем не рассматриваются.

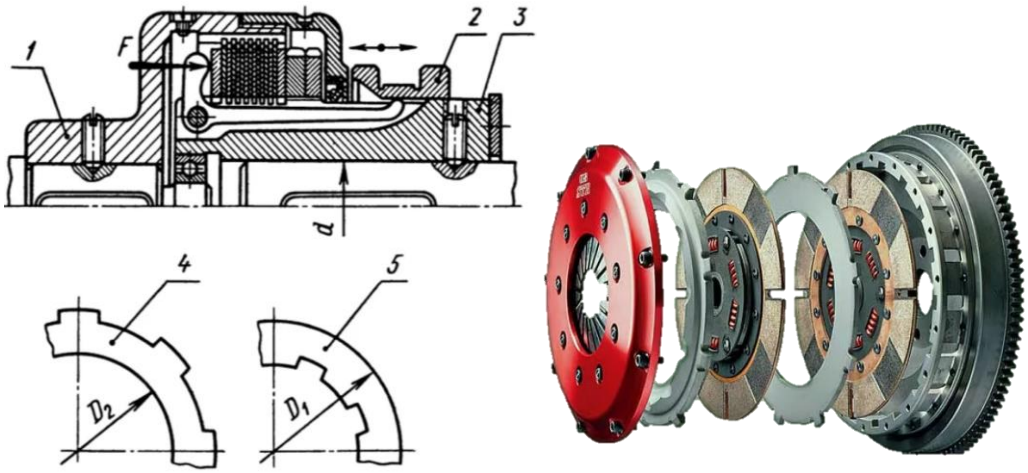


Рис.3.2.8. Многодисковая фрикционная муфта

Многодисковая фрикционная муфта состоит из двух расположенных соосно полумуфт в виде корпуса 1 и втулки 3, дисков 4 и 5 и прижимного механизма 2. В продольные пазы внутренней поверхности корпуса входят зубья наружных (ведущих) дисков 4, а в пазы на наружной поверхности втулки - зубья внутренних (ведомых) дисков 5. Между дисками под

действием прижимной силы F возникают силы трения, обеспечивающие передачу вращающего момента.

Толщина дисков - 0,8 ..4,8 мм для масляных и 1,1.. 6,2 мм для сухих фрикционных муфт. Зазор между дисками выключенной муфты составляет 0,3. .1,0 мм. Число наружных дисков масляных муфт не более 11 сухих - не более 4, так как прижимная сила F к последним дискам уменьшается вследствие трения зубьев дисков в пазах полумуфт.

Наружные и внутренние диски должны быть параллельными и строго соосными, поэтому их устанавливают на одной полумуфте.

Многодисковые муфты имеют малые габариты, что особенно важно для быстроходных приводов. Муфты с механическим управлением применяют для передачи малых и средних вращающих моментов (25. .2500 Н м при диаметрах валов d = 22. .100 мм). При передаче больших моментов многодисковые муфты снабжают пневматическим, гидравлическим или широко применяемым в станкостроении электромагнитным дистанционным управлением для создания прижимной силы F

Автоматические или сцепные самодействующие муфты- предназначены для автоматического разъединения валов в момент, когда параметры работы машины становятся недопустимыми. По принципу работы делятся на: муфты предохранительные; центробежные муфты; муфты свободного хода.

Центробежные муфты - применяются как для соединения, так и разъединения валов друг с другом и с размещенными на них деталями при достижении ведущим валом определённой частоты вращения (рис.3.2.9.).

Ведущий центральный вал соединен с ведомым шкивом. При достижении валом необходимой частоты вращения, колодка-грузы, стремясь двигаться по прямой, прижимаются к обойме (наружная полумуфта) и трясь об нее, начинают передавать окружное усилие.

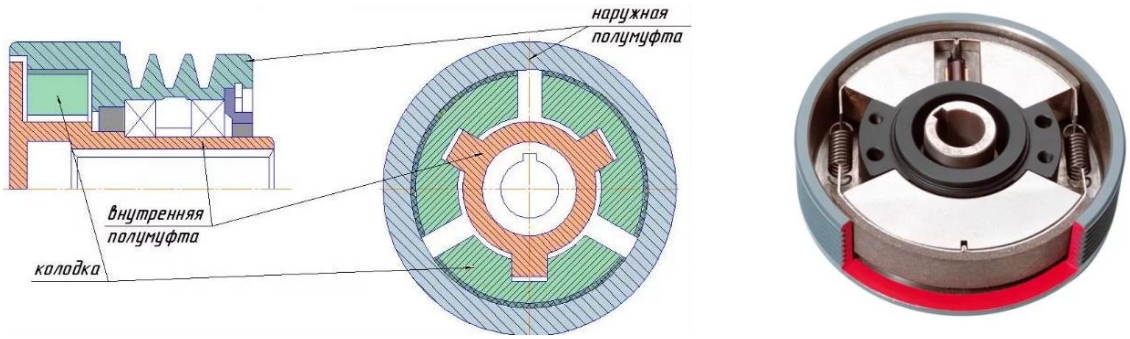


Рис.3.2.9. Центробежная муфта

Фрикционные предохранительные муфты- Применяют при частых кратковременных перегрузок и больших частотах вращения. Конструкция таких муфт аналогично конструкции сцепных фрикционных муфт. Силу прижатия создают пружиной (или пружинами), отрегулированной на передачу предельного вращающего момента Т (Нм). При перегрузке муфта, пробуксовывая, поглощает механическую энергию, преобразуя ее в тепловую, не прекращая передачи момента. Пружины периодически регулируют, так как по мере износа поверхностей трения диски сближаются, уменьшая силу прижатия пружин. Чаще других используют сухие многодисковые муфты, размеры которых подбирают по стандарту или принимают конструктивно, а затем проверяют расчетом аналогично сцепным фрикционным муфтам (рис.3.2.10).

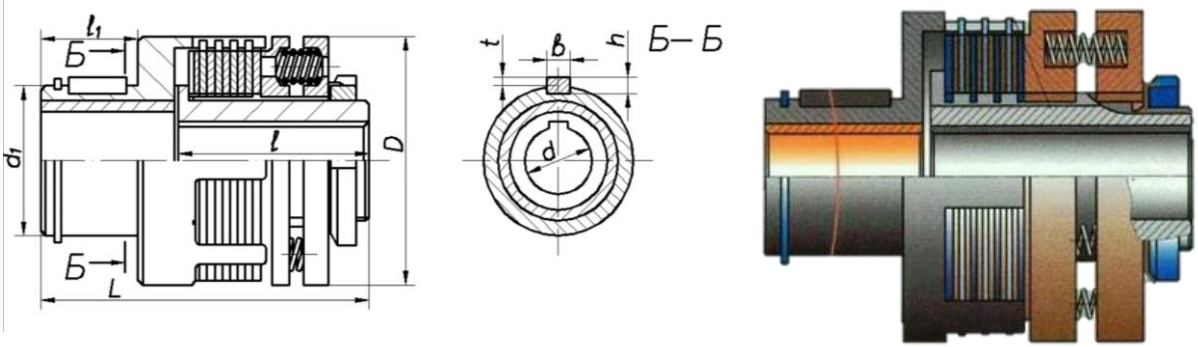


Рис.3.2.10. Фрикционная предохранительная муфта

Муфты свободного хода - применяют в велосипедах, автомобилях и других машинах и механизмах, в которых необходимо передавать вращающий момент в одном направлении (рис.3.2.11).

По способу замыкания они бывают фрикционными (роликовые, сухариковые, клиновые и др.) и храповыми. Наиболее распространены роликовые муфты свободного хода. Ролики 3 муфты свободного хода за счет сил трения заклиниваются между поверхностями полумуфт 1 и 2. При уменьшении скорости вращения полумуфты 1 вследствие обгона ролики выкатываются в широкие участки вырезов, и муфта автоматически размыкается

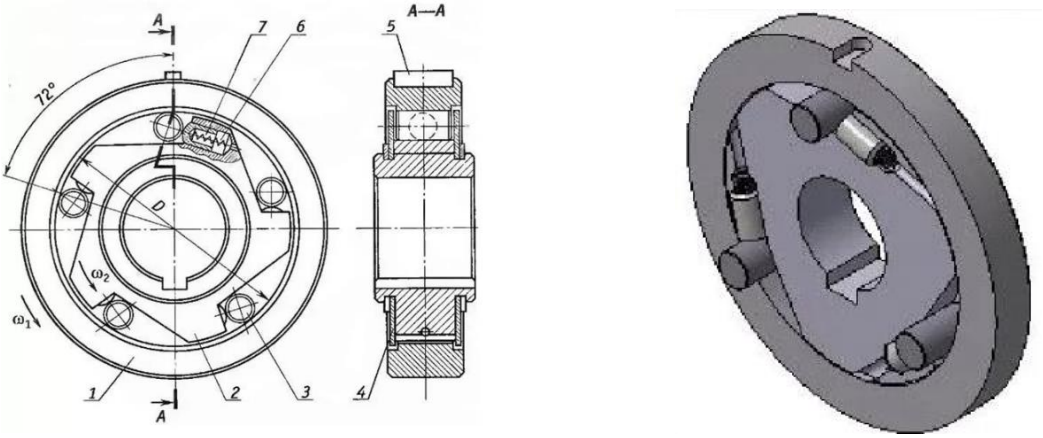


Рис.3.2.11. Муфта свободного хода

3.2.2.2.Характеристики муфт

Основная характеристика муфты - передаваемый вращающий момент. Существенные показатели–габариты, размеры посадочных мест, масса, момент инерции и др.

Подбор муфты ведут по таблицам соответствующего стандарта (ведомственной нормали): по условиям эксплуатации, по большему диаметру соединяемых валов, расчетному вращающему моменту и проверяется предельная скорость вращения.

Муфта, рассчитанная на передачу определённого вращающего момента, выполняется в нескольких модификациях для разных диаметров валов. Муфты – автономные узлы, поэтому они легко стандартизируются.

Муфты рассчитывают по их критериям работоспособности:

-прочности при циклических и ударных нагрузках,

-износостойкости,

-жёсткости,

-демпфирующей способности.

Для параметрической оценки возможности снижения динамических нагрузок и устранения опасности резонансных явлений вводят понятия жёсткость и демпфирующая способность.

На практике муфты подбираются из каталога по величине передаваемого вращающего момента $\boldsymbol{T=T_{Вала}K}$, где, $\boldsymbol{T_{Вала}}$–номинальный момент, определённый расчётом динамики механизма (наибольший из длительно действующих), $\boldsymbol{K}$– коэффициент режима работы.

Коэффициент k рассчитывают на основании данных о спектре нагружения с учетом влияния различных уровней нагрузки на прочность и износостойкость деталей муфты. При отсутствии таких данных пользуются приближенными рекомендациями, отражающими в известной степени опыт эксплуатации.

В приводах от электродвигателя принимают:

-при спокойной работе и небольших разгоняемых массах (приводы конвейеров, испытательных установок и др.) К=1,15...1,4;

-при переменной нагрузке и средних разгоняемых массах (металлорежущие станки, поршневые компрессоры и др.) К= 1,5...2;

-при ударной нагрузке и больших разгоняемых массах (прокатные станы, молоты, шаровые мельницы, дробилки и др.) К= 2,5...3.

Диаметры посадочных отверстий муфты согласуют с диаметрами концов соединяемых валов, которые могут быть различными при одном и том же вращающем моменте вследствие применения разных материалов и различной нагруженности изгибающими моментами.

Основные типы муфт регламентированы стандартом для некоторого диапазона диаметров валов и рассчитаны на передачу определенного момента.

Наиболее слабые звенья выбранной муфты проверяют расчетом на прочность по расчетному моменту $\boldsymbol{Tp}$.

Работа муфт сопровождается потерями. По опытным данным при расчетах КПД муфт обычно принимают η=0,985...0,995.

3.2.3. Пример расчета муфт

Фланцевая муфта установлена в приводе металлорежущего станка и соединяет концы двух валов диаметром d=80 мм каждый. Фланцы полумуфт стянуты шестью болтами М16, три из которых поставлены без зазора в отверстия из-под развертки (диаметр стержня болта d_4=17 мм); остальные три - в отверстия с зазором. Материал болтов сталь 30, класс прочности 5.6 (σ_T=300 Н/мм^2).

Проверить на срез болты, поставленные без зазора, в предположении, что весь вращающий момент T= 2500Н·м передают только эти болты. Диаметр окружности, на которой расположены оси болтов, D_1=220 мм.

Решение.

1. Допускаемое напряжение на срез стержня болта
$T_{ср}$=0,25σ_T=0,25·300=75 Нмм^2,
2. Коэффициент режима работы муфты K=1,75.
3. Окружная сила, передаваемая одним болтом (при z= 3),

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 KT}{zD_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1{,}75 \cdot 2500}{3 \cdot 220} = 13258 \text{ Н}$$

4. Расчетное напряжение среза в болте

$$\tau_{ср} = \frac{4F_1}{\pi d_4^2} = \frac{4 \cdot 13258}{\pi \cdot 17^2} = 58{,}4 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие прочности выполнено: $\tau_{ср}$=58,4 Н/мм^2< $[\tau]_{ср}$=75 Н/мм^2.

4. ПОДШИПНИКИ

4.1. Подшипники скольжения

4.1.1. Общие сведения
4.1.2.Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения
4.1.3.Трение и смазка подшипников скольжения
4.1.4.Конструкция и материалы подшипников скольжения
4.1.5.Расчет подшипников скольжения

Подшипники подразделяются:

- по виду трения;
- по воспринимаемой нагрузке.

По виду трения подшипники разделяются:

подшипники скольжения, у которых опорный участок вала (цапфа, шип, шейка, пята) скользит по опорной поверхности подшипника.

подшипники качения, у которых трение скольжения заменено трением качения за счёт установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

По направлению воспринимаемой нагрузке подшипники разделяются:

- радиальные - воспринимают радиальную нагрузку;
- упорные - воспринимают осевую нагрузку;
- радиально-упорные - воспринимают радиальную и осевую нагрузку.

Подшипники служат опорами валов и вращающихся осей. От качества подшипников во многом зависит работоспособность и долговечность машин. Правильно рассчитанный и сконструированный подшипник должен воспринимать заданные нагрузки и работать с минимальными потерями на трение. От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность и долговечность машины.

По виду трения различают подшипники скольжения и качения. По воспринимаемой нагрузке - радиальные, воспринимающие радиальные нагрузки, упорные, воспринимающие осевые нагрузки и радиально-упорные, которые предназначены для восприятия и радиальных, и осевых нагрузок.

4.1.1. Общие сведения

Опорный участок вала называется цапфой. Форма цапфы и соответствующая ей форма рабочей поверхности подшипника может быть цилиндрической, плоской, конической и сферической (рис.4.1.1). Шип - это цапфа, расположенная на конце вала и передающая радиальную нагрузку ***Fr*** (рис.4.1.1.а). Шейка - это цапфа, расположенная в средней части вала и передающая радиальную нагрузку (рис.4.1.1.б). Большинство радиальных подшипников может воспринимать также и небольшие осевые нагрузки. Для этого вал изготавливают ступенчатым с галтелями, а кромки подшипника закругляют.

Плоская цапфа, передающая осевую (аксиальную) нагрузку Fa, называется пятуй, а опора (подшипник) - подпятником. Пята может располагаться на конце вала (рис.4.1.1.в) или в его средней части (рис.4.1.1.г). Часто подпятники работают в паре с радиальными подшипниками (рис.4.1.1.в).

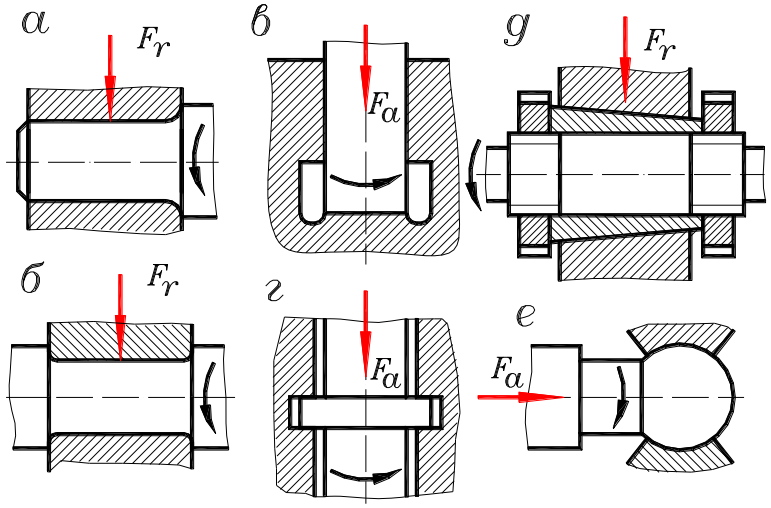


Рис. 4.1.1.

Подшипники с конической поверхностью (рис.4.1.1д) применяются в тех случаях, когда необходимо периодически устранять зазор от износа подшипника с целью сохранения точности центровки вала. Для этого на валу устанавливают коническую втулку, положение которой регулируется гайками.

Сферические (шаровые) подшипники (рис.4.1.1.е) допускают перекос вала, то есть обладают свойством самоустановки. Их используют в основном как шарниры в пространственных стержневых механизмах.

Область применения подшипников скольжения в современном машиностроении невелика, так как основное распространение имеют подшипники качения. Однако значение подшипников скольжения в современной технике не снизилось, в целом ряде конструкций они незаменимы. В частности, в следующих случаях.

1. Разъемные подшипники для тех конструкций, где подшипники качения не могут быть установлены, например, для коленчатых валов.

2. Высокоскоростные подшипники ($v \geq 30$ м/с). При высоких окружных скоростях подшипники качения практически неприменимы из-за вибраций, шума и низкой долговечности.

3. Подшипники прецизионных машин, от которых требуется особо точное положение валов в пространстве и возможность регулировки зазоров.

4. Подшипники, работающие в особых условиях (вода, агрессивные среды), в которых подшипники качения неработоспособны из-за коррозии.

5. Подшипники дешевых тихоходных механизмов.

4.1.2.Условия работы и виды разрушения

Вращению цапфы в подшипнике противодействует момент сил трения. Работа трения нагревает подшипник и цапфу. От поверхности трения тепло отводится в окружающую среду через корпус подшипника и вал, а также,

уносится смазывающей жидкостью. Для любого установившегося режима работы подшипника существует тепловое равновесие: теплоотдача равна тепловыделению. При этом устанавливается определенная температура. Чем больше тепловыделение и хуже условия теплоотдачи, тем выше температура теплового равновесия. Эта температура не должна превышать некоторого предельного значения, допускаемого для данного материала подшипника и сорта смазки. Если температура повышается выше предельного значения, то вязкость масла снижается и появляется возможность заедания цапфы в подшипнике. Это приводит к катастрофическому износу и потери работоспособности подшипника. Таким образом, перегрев подшипника является основной причиной его разрушения.

Нормальная работа подшипника, то есть его работа в допустимых температурных пределах, сопровождается нормальным износом трущихся поверхностей. Когда износ становится недопустимо большим, в подшипнике появляются значительные зазоры, работа механизма сопровождается вибрацией и стуком, то есть, подшипник становится неработоспособным. Интенсивность износа определяет долговечность подшипника.

4.1.3. Трение и смазка подшипников скольжения.

Как было сказано выше, работа подшипника сопровождается неизбежным трением. Трение определяет нагрев и износ подшипника, а также его к.п.д. Для уменьшения трения подшипники скольжения смазывают. В зависимости от режима работы подшипника в нем может быть полужидкостное или жидкостное трение. Схематизированное представление об этих режимах дает рис.4.1.2.

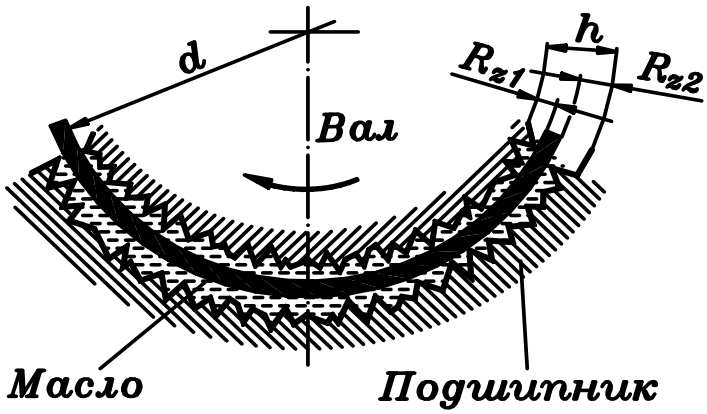


Рис. 4.1.2.

При жидкостном трении между поверхностями вала и подшипника находится слой масла, толщина h которого больше суммы высот R микронеровностей поверхностей:

$$h > R_{z1} + R_{z2} \qquad (4.1.1)$$

На рис.4.1.2 толстой линией показан разделяющий слой масла.

При условии (4.1.1) масло соответствующей вязкости воспринимает внешнюю нагрузку, предотвращая непосредственный контакт рабочих поверх- ностей и их износ. Сопротивление движению в этом случае

определяется только внутренним трением в смазочной жидкости. Коэффициент жидкостного трения ***f = 0,001 ÷ 0,005***. Эти значения могут быть меньше коэффициента трения качения.

При полужидкостном трении условие (4.1.1) не соблюдается, а в подшипнике имеет место смешанное трение – жидкостное и граничное. Граничным называют трение, при котором трущиеся поверхности покрыты тонкой пленкой смазки. Граничные пленки настолько тонкие, что в местах сосредоточенного давления они разрушаются и происходит непосредственный контакт трущихся поверхностей вала и подшипника и их износ. Значение коэффициент полужидкостного трения зависит не только от качества масла, но и от материалов трущихся поверхностей. В этом случае используют антифрикционные материалы с низким коэффициентом трения f = 0,01 ÷ 0,1.

Для работы подшипника самым благоприятным является режим жидкостного трения, поэтому основным критерием расчета большинства подшипников скольжения является образование режима жидкостного трения.

Основы образования режима жидкостного трения изучаются в гидродинамической теории смазки. Не рассматривая подробностей, приведем только принципиальные понятия и необходимые выводы.

На рис.4.3 показано плоское тело, движущееся по плоскому основанию в слое масла, причем на движущееся тело действует сила *F,* перпендикулярная основанию. Если скорость движения мала (рис.4.1.3а), то имеет место полужидкостное трение – трущиеся поверхности покрыты тонкой граничной пленкой смазки. При увеличении скорости это состояние сохраняется до тех пор, пока скорость движения v остается меньше некоторой критической скорости $v_{кр}$. Если скорость продолжает увеличиваться, то движущееся тело поднимается в масляном слое и принимает наклонное положение, подобно тому, как поднимается глиссер или водные лыжи, скользящие по воде (рис.4.1.3б).

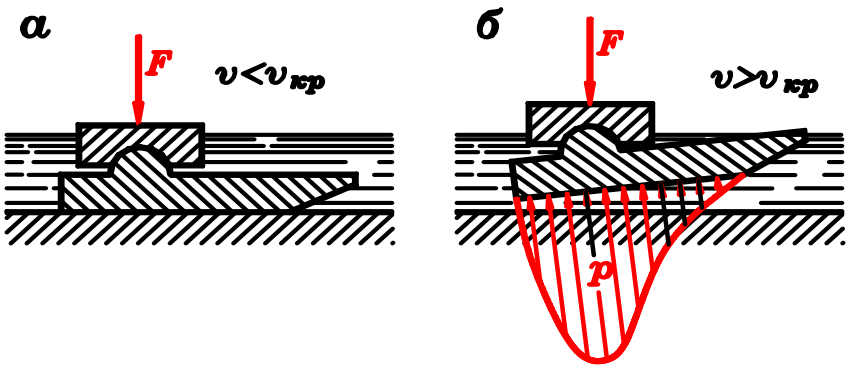


Рис. 4.1.3.

Между пластинами образуется сужающийся зазор и масло непрерывно нагнетается в этот зазор. Протекание масла через суживающийся зазор приводит к образованию гидродинамического давления ***p***, которое уравновешивает внешнюю нагрузку ***F***. Движение продолжается в условиях жидкостного трения.

Гидродинамическое давление может развиваться только при наличии суживающегося зазора, который принято называть клиновым. В примере на рис.4.1.3 начальный клиновой зазор образуется с помощью скошенной передней части движущегося тела.

В радиальном подшипнике клиновая форма зазора образуется в результате того, что диаметр цапфы всегда меньше, чем диаметр подшипника для возможности относительного движения. Вследствие этого центр цапфы вала смещается относительно центра подшипника. В образовавшемся зазоре находится масло. Если угловая скорость вала меньше некоторого критического значения, то между контактирующими поверхностями вала и подшипника имеет место полужидкостное трение (рис.4.1.4а). При угловой скорости ω > ωкр цапфа всплывает в масле и смещается в сторону вращения (рис.4.1.4,б). В масляном слое возникает гидродинамическое давление p, эпюра которого показано на рис.4.1.4,б. Минимальная толщина масляного слоя h_{min} увеличивается с увеличением угловой скорости, центр цапфы сближается с центром подшипника. Однако полного совпадения центров быть не может, так как при этом нарушается клиновая форма зазора, как одно из условий режима жидкостного трения.

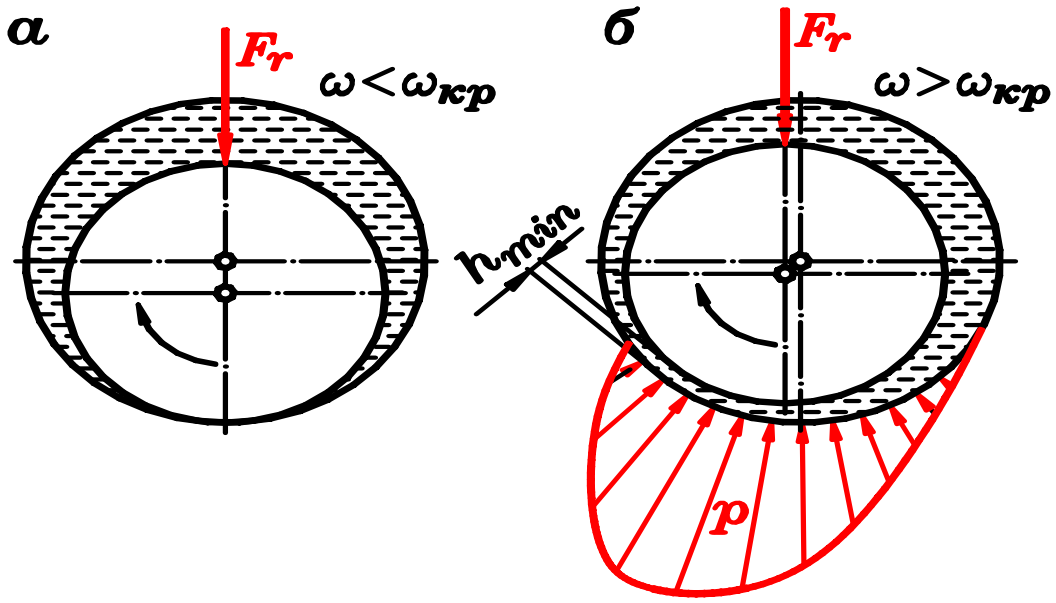


рис.4.1.4

Исследование зависимости силовых и скоростных параметров от качества масла позволило сделать следующий основной вывод: толщина масляного слоя возрастает с увеличением вязкости масла и угловой скорости, но снижается с увеличением нагрузки. Следует учитывать, что сорт масла с определенной вязкостью, используемый в подшипнике, зависит от скорости вращения вала – чем выше скорость, тем меньше должна быть вязкость масла.

Таким образом, для образования и поддержания режима жидкостного трения необходимо выполнение следующих трех условий.

1. Между скользящими поверхностями должен быть зазор клиновой формы.

2. Масло соответствующей вязкости должно непрерывно заполнять зазор.

3. Скорость относительного движения поверхностей должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создалось гидродинамическое давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку.

В некоторых условиях в качестве смазки подшипников используют не только масло, но и воду и даже воздух, так как и вода и воздух обладают вязкостью.

В любом случае необходимо обеспечить самозатягивание жидкости или газа в клиновой зазор. Для большей надежности этого явления в ответственных случаях (двигатели автомобилей и самолетов, турбогенераторы, центрифуги и пр.) жидкость или газ подают в подшипник под давлением с помощью гидронасосов или компрессоров.

Описанные выше подшипники, где жидкостное или газовое трение обеспечивается самозатягиванием жидкости или газа в клиновой зазор между цапфой и подшипником, называются гидродинамическими или аэродинамическими.

Если скорость вращения вала невелика, а радиальная нагрузка значительна, то гидродинамические условия не выполняются и трение остается полужидкостным. Для создания жидкостного трения несущий масляный слой образуется путем предварительного подвода масла от гидронасоса в подшипник под цапфу. Гидронасос должен развивать такое давление, чтобы цапфа всплывала в масле. Такие подшипники называются гидростатическими. Если цапфа в подшипнике поддерживается воздушной подушкой в результате непрерывного поддува сжатого воздуха, то такой подшипник называется аэростатическим.

Аэродинамические и аэростатические подшипники используются или для быстроходных валов ($n > 10000$ об/мин) при малых нагрузках, или для работы в условиях высоких температур, где масло теряет свои свойства.

В заключение сделаем следующее замечание. Так как при жидкостном трении непосредственный контакт поверхностей вала и подшипника отсутствует, то можно сделать неверный вывод о том, что скользящие поверхности могут быть выполнены из любого материала. Это вывод неверен потому, что в процессе работы машины режим жидкостного трения может быть нарушен, то есть, значения угловой скорости и нагрузки могут выйти за допускаемые пределы, например, при перегрузках, пусках и остановах. Поэтому, материалы скользящих поверхностей должны быть антифрикционными.

4.1.4. Конструкция и материалы

В зависимости от конструкции и назначения машины подшипники скольжения могут быть весьма разнообразны. В частности, они могут иметь специальный корпус, или обходиться без него. Подшипник с отдельным корпусом показан на рис.4.1.5а. Такой подшипник называется разъемным, так

как содержит корпус 1 и крышку 2, скрепленных при помощи резьбового соединения (в данном случае это – шпильки и гайки с шайбами).

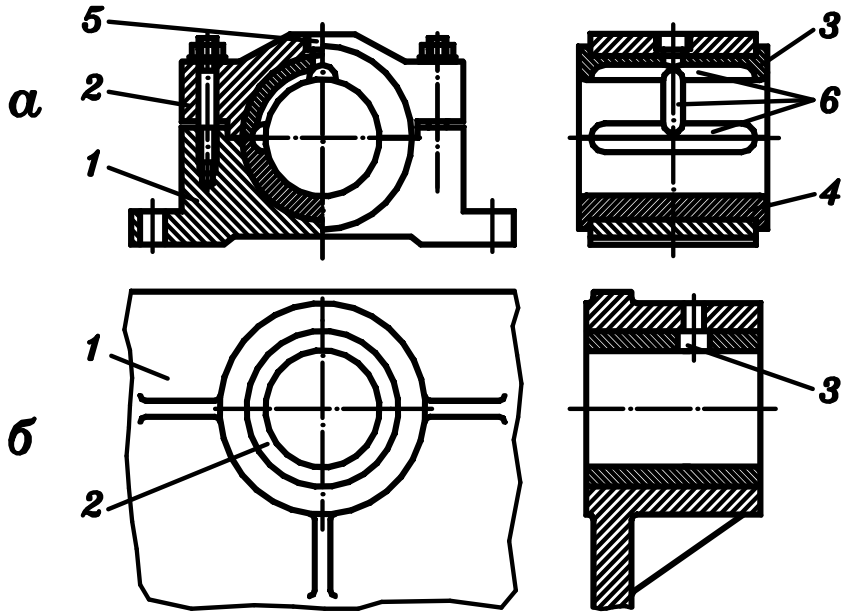


Рис. 4.1.5.

Крышка при необходимости может сниматься, что облегчает сборку, обслуживание и ремонт подшипникового узла. Корпус и крышка обычно изготавливаются из чугуна или стали. Внутри них плотно вставлены основные элементы подшипника – вкладыши 3 и 4 из антифрикционного материала. Смазка подводится через отверстие 5 в крышке. Для лучшего распределения смазки в зазоре между валом и подшипником служат канавки 6 во вкладышах.

Если подшипник не имеет специального корпуса, то он может размещаться на стенке корпуса 1 механизма машины (рис.4.1.5,б). Главным элементом подшипника здесь служит втулка 2 из антифрикционного материала, а для подвода смазки служит отверстие 3.

Материалы подшипниковых вкладышей и втулок должны обладать малым коэффициентом трения в паре с материалом валов, хорошей прирабатываемостью и достаточной износостойкостью. При этом износостойкость вкладышей или втулок должна быть ниже износостойкости цапфы вала, так как замена вала сложнее и дороже, чем замена подшипника. Так как материалом валов служит в основном сталь, то антифрикционные подшипниковые вкладыши и втулки изготавливают из следующих материалов.

1. Бронзы – широко используются в крупносерийном и массовом производстве машин.

2. Латуни – применяются при меньших нагрузках, чем бронзы.

3. Чугуны – применяются в тихоходных и умеренно нагруженных подшипниках.

4. Баббит – один из лучших материалов для подшипников скольжения. Ввиду высокой стоимости баббита, им заливают только рабочую поверхность вкладышей на толщину 1 ÷ 10 мм в зависимости от габаритов подшипника. Сам вкладыш при этом может быть изготовлен из любого металла.

5. Металлокерамика (спрессованные при высокой температуре порошки бронзы, графита, меди, олова и пр.) – обладает пористостью. Поры хорошо

проводят и удерживают смазку, поэтому, металлокерамические подшипники могут длительное время работать без подвода смазки.

6. Пластмассы – могут работать при водяной смазке. Поэтому их используют в гидротурбинах и насосах в химическом машиностроении.

4.1.5. Расчет подшипников скольжения.

Расчет подшипников, работающих при полужидкостном трении. К таким подшипникам относятся подшипники тихоходных механизмов машин и машин средней быстроходности с частыми пусками и остановками, неустановившимся режимом нагрузки и пр. Тихоходные подшипники, работающие кратковременно с перерывами рассчитывают по условному давлению:

$$p = \frac{F_r}{l\,d} \le [p] \qquad (4.1.2)$$

где: p – условное давление цапфы на подшипник, МПа;
Fr – радиальная нагрузка, Н;
l – длина подшипника, мм;
b – диаметр цапфы, мм;
[p] – допускаемое значение условного давления, МПа.

Подшипники средней быстроходности рассчитываются по произведению давления на скорость:

$$pv \le [pv] \qquad (4.1.3)$$

где v – окружная скорость цапфы.

Допускаемые значения [p] и [pv], определенные из опыта эксплуатации подшипников, приведены в таблице 4.1.1.

Таблица 4.1.1.

Материал вкладыша	**≤ v, м/с**	**[p], МПа**	**[pv], МПа.м/с**
Бронза БрАЖ9-4	4	15	12
Латунь ЛКС80-3-3	2	12	10
Чугун антифрикционный АВЧ-2	1	12	12
Баббит Б16	12	15	10
Металлокерамика – бронзографит	2	4	-
Пластмасса – капрон АК-7	4	15	15

Расчет подшипников жидкостного трения.

Также как при расчете подшипников полужидкостного трения здесь имеют значение размеры подшипника, окружная скорость и допускаемое давление. Кроме того, учитывается зазор в подшипнике и качество масла при определенной рабочей температуре. В результате расчета определяется требуемый зазор в подшипнике, сорт масла, способ смазки и охлаждения для обеспечения теплового равновесия.

Расчет носит приближенный характер [6] и основан на использовании эмпирических зависимостей и графиков. Неточности приближенного расчета компенсируются повышенными значениями коэффициентов запаса

надежности подшипника по толщине масляного слоя и опытными рекомендациями по выбору способа смазки.

Ключевые слова и выражения.

1. Подшипник – это опора валов и вращающихся осей.
2. Опорный участок вала называется цапфой.
3. Шип – это цапфа, расположенная на конце вала и передающая радиальную нагрузку.
4. Шейка – это цапфа, расположенная в средней части вала и передающая радиальную нагрузку.
5. Плоская цапфа, передающая осевую (аксиальную) нагрузку, называется пятуй, а опора (подшипник) – подпятником.
6. Тепловое равновесие при работе подшипника – это равенство тепловыделения в результате трения и теплоотдачи через корпус и смазку в окружающую среду.
7. Основная причина разрушения подшипника скольжения – перегрев.
8. Жидкостное трение – это трение между слоями смазки, поверхности вала и подшипника при этом не контактируют.
9. Полужидкостное трение – это смешанное трение: жидкостное и граничное, при этом может произойти непосредственный контакт трущихся поверхностей вала и подшипника.
10. В гидродинамических подшипниках жидкостное трение обеспечивается самозатягиванием жидкости в клиновой зазор между цапфой и подшипником.
11. В гидростатических подшипниках жидкостное трение обеспечивается путем предварительного подвода масла от гидронасоса в подшипник под цапфу.
12. Основным критерием расчета большинства подшипников скольжения является образование режима жидкостного трения.
13. Расчет подшипников полужидкостного трения производится по условному давлению и по произведению условного давления на окружную скорость.

4.1.6. Вопросы для самопроверки

1. Что такое подшипник?
2. Какие виды подшипников Вы знаете?
3. Что такое цапфа, шип, шейка, пята и подпятник?
4. Что такое рабочая температура подшипника скольжения?
5. Чем отличается жидкостное трение от полужидкостного?
6. В чем отличие гидродинамических подшипников от гидростатических?
7. Где используются аэростатические и аэродинамические подшипники?
8. Что является основным критерием расчета большинства подшипников скольжения?
9. Какова основная причина разрушения подшипников скольжения?
10. В чем смысл расчета подшипников жидкостного трения?

4.2. Подшипники качения

4.2.1. Общее сведения
4.2.2. Классификация подшипников качения
4.2.3. Основные виды подшипников качения

4.2.1. Общее сведения

Конструкция подшипников качения позволяет изготавливать их как стандартную продукцию, что значительно снижает стоимость их изготовления. Подшипники изготавливают в больших количествах на крупных специализированных (подшипниковых) заводах.

Подшипники качения получили преимущественное распространение и почти во всех отраслях вытеснили подшипники скольжения. Подшипник качения (рис. 4.2.1) представляет собой сборочную единицу включающую наружное кольцо 1 и внутреннее кольцо 2 с беговыми дорожками, между которыми располагаются тела качения 3 и сепаратор 4, который удерживает тела качения на определенном расстоянии друг от друга и направляет их движение.

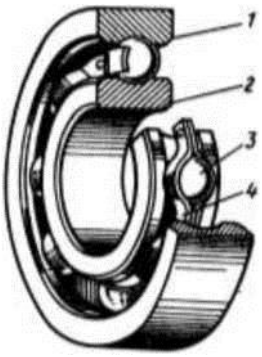


Рис. 4.2.1. Шариковый радиальный однорядный подшипник

В процессе работы подшипника тела качения катятся по желобам колец, называемым дорожками качения. Одно из колец подшипника, наружное или внутреннее, неподвижно.

Преимущества подшипников качения:

- Сравнительно невысокая стоимость, обусловленная массовым производством.
- Малые потери на трение и незначительный нагрев при работе.
- Высокая степень взаимозаменяемости обеспечивает удобство монтажа и ремонта машин.
- Небольшие осевые габариты, простота монтажа и эксплуатации.

Недостатки подшипников качения:

сравнительно большие радиальные размеры;

- ограниченная быстроходность, связанная с кинематикой и динамикой тел качения (центробежные силы, гироскопический момент);
- невысокая работоспособность при вибрационных и ударных нагрузках и при работе в агрессивных средах;

- существенное сопротивление вращению, шум при работе и недостаточная долговечность при высоких частотах вращения.

4.2.2. Классификация подшипников качения

По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники разделяются:

- радиальные - воспринимают радиальную нагрузку;
- упорные - воспринимают осевую нагрузку;
- радиально-упорные - воспринимают радиальную и осевую нагрузку.

По форме тел качения подшипники разделяются:

- шариковые (рис. 2а);
- роликовые.

Тела качения роликовых подшипников могут быть:

- короткими цилиндрическими (рис. 2б);
- бочкообразными (рис. 2в);
- коническими (рис. 2г);
- витыми (рис. 2д);
- длинными цилиндрическими (l\/d > 4) или игольчатыми (рис. 2е).

По числу рядов качения:

- однорядные;
- двухрядные;
- многорядные.

По конструктивным особенностям подшипники разделяются:

- самоустанавливающиеся, в которых внутреннее и наружное кольца имеют возможность относительного перекашивания при неточном угловом расположении осей вала и посадочного места подшипника в корпусе;
- несамоустанавливающиеся.

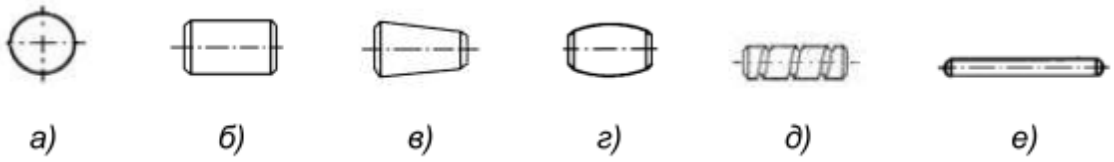


Рис. 4.2.2. Формы тел качения подшипников

4.2.3. Основные виды подшипников качения.

Радиальный шариковый подшипник (рис. 4.2.3) наиболее широко распространен в машиностроении. Предназначен для восприятия, в основном, радиальных нагрузок. Конструкция дорожек качения позволяет воспринимать осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вала, в пределах 70% от неиспользованной радиальной нагрузки. При низких частотах вращения допускают небольшие перекосы внутреннего кольца относительно наружного (до 0°10'). При одинаковых габаритных размерах работают с меньшими потерями на трение и при больших частотах

вращения вала, чем подшипники всех других конструкций. Подшипник наиболее простой по конструкции и монтажу имеет относительно низкую стоимость.

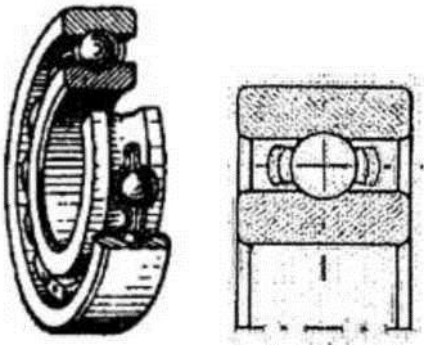


Рис. 4.2.3. Радиальный шариковый подшипник

Радиальный роликовый подшипник (рис.4.2.4) воспринимает большие радиальные нагрузки. Благодаря увеличенной контактной поверхности обладает значительно большей, на 70-90%, радиальной грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный подшипник одинаковых габаритных размеров. Вместе с тем абсолютно не воспринимает осевые нагрузки, так как не препятствует относительному смещению колец в осевом направлении. Не допускается относительный перекос внутреннего и наружного кольца и соответственно перекос вала. Обычно такие подшипники устанавливают на жестких коротких валах с повышенными требованиями к соосности их посадочных мест.

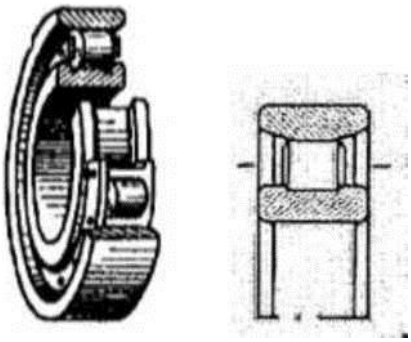


Рис. 4.2.4. Радиальный роликовый подшипник

Радиально-упорный шариковый подшипник (рис. 4.2.5) предназначен для восприятия радиальных и односторонних осевых нагрузок. Способность воспринимать осевую нагрузку зависит от угла контакта

а. С увеличением угла контакта а возрастает величина воспринимаемой подшипником односторонней осевой нагрузки. При попарном расположении подшипников они могут воспринимать осевые силы, действующие в обоих направлениях.

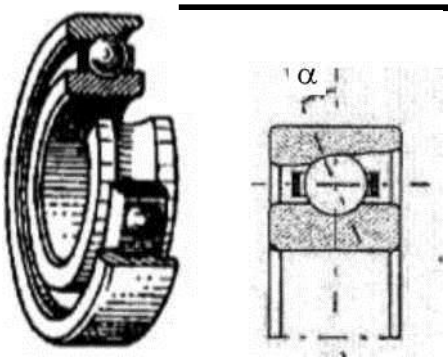


Рис. 4.2.5. Радиально-упорный шариковый подшипник

Радиально-упорный роликовый подшипник (рис. 4.2.6) воспринимает одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Обладает большой радиальной грузоподъемностью, на 70-90% больше грузоподъемности радиально-упорного шарикового подшипника благодаря увеличенной контактной поверхности.

Широко применяется в машиностроении, занимает второе место после шариковых радиальных однорядных подшипников. Не допускает относительный перекос внутреннего и наружного колец.

Рекомендуется устанавливать подшипники попарно на жестких, коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадочных мест. Применяется подшипник при средних и низких частотах вращения.

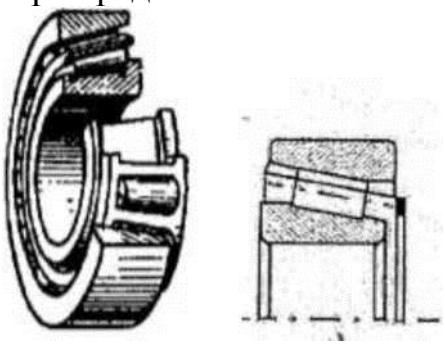


Рис.4.2.6. Радиально-упорный роликовый подшипник

Самоустанавливающиеся шариковый (рис.4.2.7) и роликовый подшипники (рис.4.2.8) используются, в основном, для восприятия радиальных нагрузок. Эти подшипники могут также воспринимать и небольшую осевую нагрузку в обоих направлениях вала. Беговая дорожка качения на наружном кольце имеет сферическую форму, что позволяет внутреннему кольцу подшипника перекашиваться относительно наружного. Поэтому такие подшипники способны работать при значительном (до 2...3°) перекосе вала. Способность самоустанавливаться определяет область их применения в конструкциях, в которых трудно обеспечить соосность посадочных мест подшипников и соответственно положение вала без перекоса.

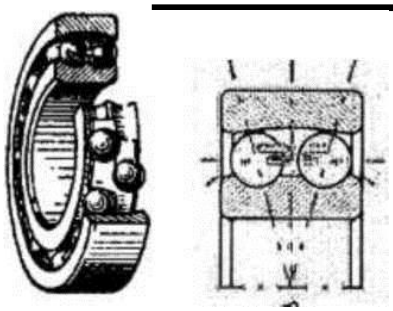


Рис. 4.2.7. Самоустанавливающийся шариковый подшипник

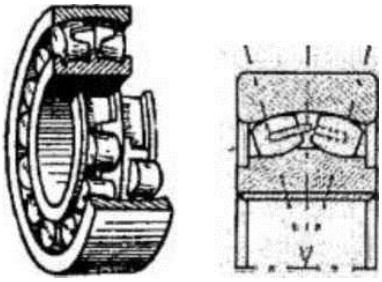


Рис. 4.2.8. Самоустанавливающийся роликовый подшипник.

Игольчатый подшипник (рис. 4.2.9) предназначен для восприятия только радиальной нагрузки. При небольших габаритах по диаметру подшипник обладает значительной радиальной грузоподъемностью. Подшипник не имеет сепаратора, что создает при работе большие потери, из-за трения между иглами и ограничивает частоту его вращения низкой предельной величиной. Не допускается перекос внутреннего кольца относительно наружного. Часто используется для работы в циклических режимах движения.

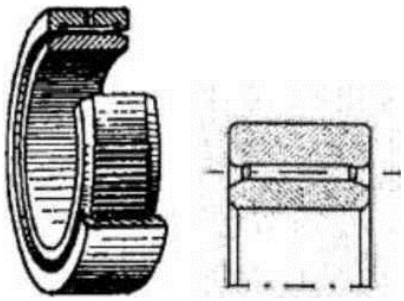
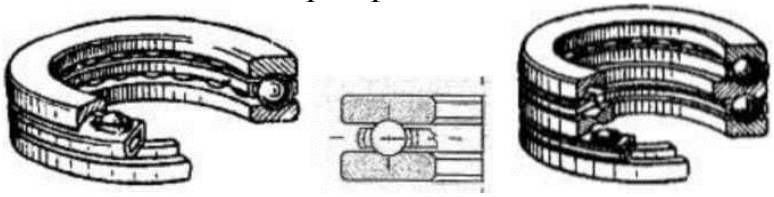


Рис. 4.2.9. Игольчатый подшипник

Шариковый упорный подшипник (рис.4.2.10,а) воспринимает только одностороннюю осевую нагрузку. Двойной упорный шариковый подшипник (рис.4.2.10,б) воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях. В целях предотвращения заклинивания шариков от действия центробежных сил этот подшипник применяется только при средней и низкой частоте вращения.



а) б)

Рис. 4.2.10. Упорный шариковый подшипник

Все подшипники изготавливаются из высокопрочных специальных подшипниковых сталей с термической обработкой, обеспечивающей высокую твердость.

Большое влияние на работоспособность подшипника оказывает качество сепаратора, который разделяет и направляет тела качения. В подшипниках без сепаратора тела качения набегают друг на друга и помимо трения качения, действует еще и трение скольжения. Поскольку сепаратор является свободно плавающим и вращающимся элементом, то потери на трение значительно уменьшаются. Большинство сепараторов изготавливаются штамповкой из стальной (латунной, дюралевой, бронзовой или пластмассовой) ленты.

4.2.4. Расчет подшипников качения

Исходные данные:

- подшипники радиальные шариковые однорядные лёгкой серии: 205
- динамическая грузоподъёмность: $C = 14{,}0$ кН
- статическая грузоподъёмность: $C_0 = 6{,}95$ кН
- реакции в опорах: $R_1 = 2262$ Н, $R_2 = 2401$ Н
- внешняя осевая сила: $F_a = 1060$ Н
- частота вращения вала: $n = n_{II} = 786$ об/мин
- суммарный срок службы: $t_\Sigma = 7500$ ч
- работа с умеренными толчками и вибрацией, рабочая температура подшипникового узла менее 100 °С

Проверка долговечности левого подшипника:

Коэффициент влияния осевого нагружения:

$$e = 0{,}518 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0}\right)^{0{,}24} = 0{,}518 \cdot \left(\frac{1060}{6950}\right)^{0{,}24} = 0{,}330$$

$$\frac{F_a}{V \cdot R_1} = \frac{1060}{1 \cdot 2262} = 0{,}469 > e = 0{,}330$$

коэффициент $V = 1$, т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника

Тогда коэффициенты: $X = 0{,}56;\ Y = \frac{1-X}{e} = \frac{0{,}44}{e} = \frac{0{,}44}{0{,}330} = 1{,}33$

Эквивалентная нагрузка:

$$P = (X \cdot V \cdot R_1 + Y \cdot F_a) \cdot K_б \cdot K_t$$

температурный коэффициент: $K_t = 1$

коэффициент безопасности нагрузки: $K_б = 1{,}3$

$$P = (0{,}56 \cdot 1 \cdot 2262 + 1{,}33 \cdot 1060) \cdot 1{,}3 \cdot 1 = 3479 \text{ Н}$$

Определение долговечности, надёжность и свойства подшипника не учитываются:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 786} \cdot \left(\frac{14000}{3479}\right)^3 = 1382 \text{ ч} < t_\Sigma = 7500 \text{ ч}$$

подшипник не пригоден

Проверка пригодности конических роликовых подшипников на данном валу

Исходные данные:

- подшипники конические роликовые однорядные лёгкой серии: 7205А
- динамическая грузоподъёмность: $C = 29{,}2$ кН
- статическая грузоподъёмность: $C_0 = 21{,}0$ кН
- реакции в опорах: $R_1 = 2262$ Н, $R_2 = 2401$ Н
- внешняя осевая сила: $F_a = 1060$ Н
- частота вращения вала: $n = n_{II} = 786$ об/мин
- суммарный срок службы: $t_\Sigma = 7500$ ч
- работа с умеренными толчками и вибрацией, рабочая температура подшипникового узла менее 100 °С
- коэффициент влияния осевого нагружения: $e = 0{,}37$

Дополнительная осевая составляющая:

$$F_{a\,min} = 0{,}83 \cdot e \cdot R_i$$

$$F_{a1\,min} = 0{,}83 \cdot e \cdot R_1 = 0{,}83 \cdot 0{,}37 \cdot 2262 = 695 \text{ Н}$$

$$F_{a2\,min} = 0{,}83 \cdot e \cdot R_2 = 0{,}83 \cdot 0{,}37 \cdot 2401 \text{ Н} = 737 \text{ Н}$$

Условия нагружения:

$$F_{a1\,min} = 695 \text{ Н} < F_{a2\,min} = 737 \text{ Н}$$

$$F_a = 1060 \text{ Н} > F_{a2\,min} - F_{a1\,min} = 737 - 695 = 42 \text{ Н}$$

Тогда осевые силы в подшипниках:

$$F_{a1} = F_{a1\,min} = 695 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = F_{a1} + F_a = 695 + 1060 = 1755 \text{ Н}$$

Проверка долговечности левого подшипника:

$$\frac{F_{a1}}{V \cdot R_1} = \frac{695}{1 \cdot 2262} = 0{,}307 < e = 0{,}37$$

коэффициент $V = 1$, т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника.

Тогда коэффициенты:$X = 1; Y = 0$

Эквивалентная нагрузка:

$$P = (X \cdot V \cdot R_1 + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_б \cdot K_t$$

температурный коэффициент: $K_t = 1$

коэффициент безопасности нагрузки: $K_б = 1{,}3$

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 2262 + 0 \cdot 695) \cdot 1{,}3 \cdot 1 = 2941 \text{ Н}$$

Определение долговечности, надёжность и свойства подшипника не учитываются:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 786} \cdot \left(\frac{29200}{2941}\right)^{\frac{10}{3}} = 44605 \text{ ч} > t_\Sigma = 7500 \text{ ч}$$

подшипник пригоден

Проверка долговечности правого подшипника:

$$\frac{F_{a2}}{V \cdot R_2} = \frac{1755}{1 \cdot 2401} = 0{,}731 > e = 0{,}37$$

коэффициент $V = 1$, т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника.

Тогда коэффициенты: $X = 0{,}4; Y = 1{,}6$

Эквивалентная нагрузка:

$$P = (X \cdot V \cdot R_2 + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_б \cdot K_t$$

температурный коэффициент: $K_t = 1$

коэффициент безопасности нагрузки: $K_б = 1{,}3$

$$P = (0{,}4 \cdot 1 \cdot 2401 + 1{,}6 \cdot 1755) \cdot 1{,}3 \cdot 1 = 4899 \text{ Н}$$

Определение долговечности, надёжность и свойства подшипника не учитываются:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 786} \cdot \left(\frac{29200}{4899}\right)^{\frac{10}{3}} = 8141 \text{ ч} > t_\Sigma = 7500 \text{ ч}$$

подшипник пригоден

4.2.5. Вопросы для самопроверки

1. Какие типы подшипников качения Вы знаете?
2. Какие подшипники способны воспринимать радиальные и осевые нагрузки?
3. Какие подшипники являются разборными?
4. Как по обозначению подшипника качения можно узнать его внутренний диаметр?
5. Что такое статическая и динамическая грузоподъемность подшипника?
6. Что является критерием работоспособности подшипников качения?

5. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

5.1. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.

5.1.1.Общее сведение соединения деталей машин
5.1.2. Резьбовые соединения. Виды и методы изготовления резьбы.
5.1.3. Геометрические параметры метрической крепежной резьбы.
5.1.4. Основные типы крепежных деталей и способы стопорения резьбовых соединений.
5.1.5. Вопросы для самопроверки

5.1.1. Общее сведение соединения деталей машин.

Из курса «Теория механизмов и машин» известно, что звено механизма или машины – это одна деталь или жесткая система из нескольких связанных друг с другом деталей, совершающая определенные движения. Эти жесткие связи в технике называются неподвижными соединениями. Из сказанного понятно: неподвижные соединения деталей в машинах необходимы, так как некоторые их звенья, из-за конструктивных особенностей, не могут быть выполнены как одно целое, а состоят из нескольких частей.

По признаку разъемности все виды неподвижных соединений делятся на **разъемные** и **неразъемные.**

Разъемные соединения могут быть разобраны без повреждения входящих в них деталей. Это – **резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные** соединения. Резьбовые соединения наиболее употребительны в технике – это соединения при помощи болтов, винтов и гаек. Их конструкция и расчет будет приведена ниже. Штифтовые соединения предполагают использование цилиндрических и конических штифтов, запрессованных в отверстия соединяемых деталей. Профильные соединения используют в некоторых специальных случаях для посадки деталей на валы и оси; сопрягаемые участки вала и ступицы в поперечном сечении имеют некруглую форму, обычно - это скругленный треугольник или квадрат.

Неразъемные соединения не могут быть разобраны без повреждения входящих в них деталей. К ним относятся **заклепочные, сварные и клеевые** соединения.

Промежуточное место между р**азъемными и неразъемными занимают соединения с натягом (прессовые)**. В ряде случаев их используют для посадки деталей на валы и оси. Такие соединения позволяют производить повторную сборку и разборку, но с применением значительных усилий и частичным повреждением сопрягаемых поверхностей деталей.

Неразъемные соединения широко распространены в технике. Без них не обходится ни одна машина. В некоторых из них количество неподвижных соединений исчисляется сотнями и тысячами. Например, в самолете ИЛ-76 насчитывается около 800 тысяч болтовых соединений и до 1,5 миллионов заклепочных.

Основным критерием работоспособности и расчета неподвижных соединений является прочность.

Соединение должно быть равнопрочным с соединяемыми деталями. Например, прочностные характеристики сварного шва и свариваемых деталей должны быть идентичными.

5.1.2. Резьбовые соединения. Виды и методы изготовления резьбы.

Резьбовые соединения – это соединения при помощи крепежных резьб, выполненных на крепежных деталях: болтах, винтах, шпильках и гайках. Резьба – это выступы, расположенные по винтовым линиям на наружной поверхности винтов и на внутренней поверхности гаек.

Классифицировать резьбы можно по следующим конструктивным признакам.

1. По форме поверхности различают цилиндрические и конические резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, штуцеров, пробок и пр.

2. По профилю резьбы в осевом сечении различают треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и пр.

3. По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. Если смотреть в торец крепежной детали, то у правой резьбы винтовая линия удаляется от наблюдателя в направлении слева вверх направо, а у левой - справа вверх налево. Наиболее распространена правая резьба. Левую используют только в специальных случаях.

4. По числу заходов различают однозаходную, двухзаходную и т.д. резьбы. У однозаходной резьба расположена по одной винтовой линии. У двухзаходной - по двум параллельным винтовым линиям, у трехзаходной - по трем и т.д.

Если число заходов два и больше, то такие резьбы имеют общее название - многозаходные. Наибольшее распространение имеет однозаходная резьба.

По области использования различают резьбы крепежные и резьбы передач «винт-гайка», называемые ходовыми резьбами. Рассмотрим их подробнее в соответствии с классификацией по конструктивным признакам, приведенной выше.

Крепежные резьбы предназначены для скрепления деталей, в частности, для образования неподвижных соединений деталей машин. Крепежные резьбы должны обеспечивать прочность соединения и обладать достаточными силами трения, препятствующими самоотвинчиванию крепежных деталей.

Среди крепежных резьб различают следующие виды:

метрическая, трубная и круглая.

Существуют и другие виды крепежных резьб:

для труб геологоразведочных буровых станков, для винтов саморезов и пр. Отнесем их к специальным и здесь рассматривать не будем.

Наиболее употребительной является метрическая резьба, названная так потому, что ее размеры измеряются в миллиметрах, в отличие от дюймовой резьбы, размеры которой измеряются в дюймах и которая в настоящее время практически не используется. Метрическая резьба является треугольной с углом профиля $\alpha = 60°$ (рис.5.1.1а). Ее геометрические параметры стандартизованы и приведены ниже. Вершины витков резьбы притуплены для уменьшения концентрации напряжений, предохранения от повреждений при эксплуатации.

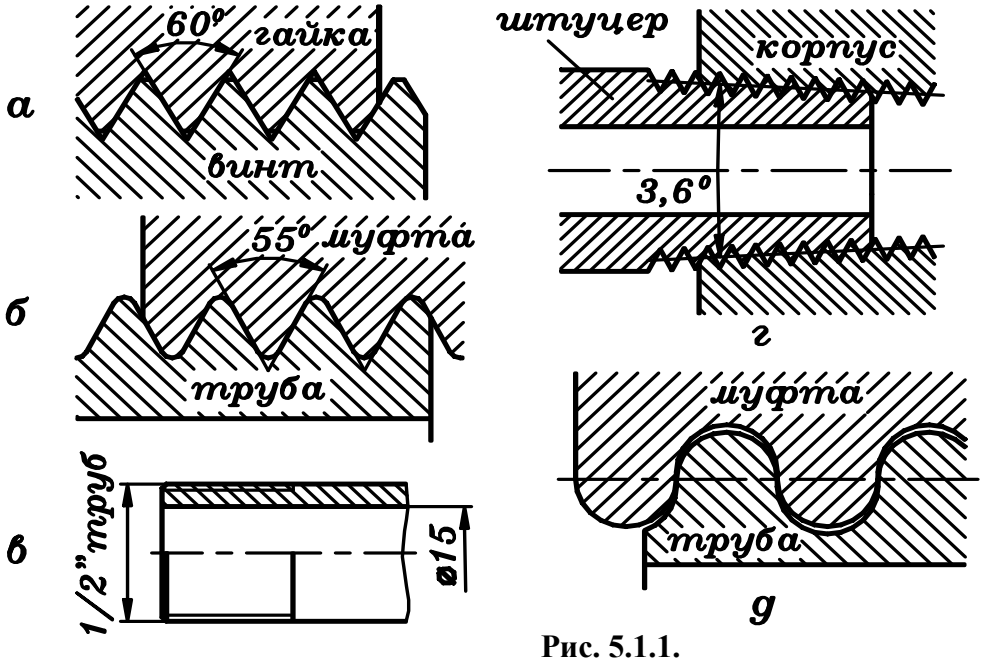


Рис. 5.1.1.

Трубная резьба бывает цилиндрическая и коническая. В основном используются трубные цилиндрические резьбы. Они применяются для соединения труб и арматуры трубопроводов. Профиль резьбы треугольный с закругленными вершинами и углом профиля 55° (рис.5.1.1б). Трубные резьбы обозначаются в дюймах, причем это обозначение относится не к размерам резьбы, а к внутреннему диаметру трубы. Например, полдюймовая трубная резьба (1/2” труб) – это резьба для стандартной водогазовой трубы с внутренним диаметром около половины дюйма (рис.5.1.в). Коническая трубная резьба выполнена на конической поверхности с углом конуса 3,6° (рис.5.1.1г). Используется при необходимости плотных соединений в гидросистемах с большим давлением жидкости, например, для присоединения штуцера трубопровода к корпусу гидроцилиндра.

Круглая резьба (рис.5.1.1д) используется для крюков подъемных кранов, в стяжках железнодорожных вагонов, в водопроводной арматуре, а также в тонкостенных трубах.

Резьбы передач «винт-гайка» или ходовые резьбы бывают прямоугольными, трапецеидальными и упорными. Прямоугольная резьба (рис.5.1.2,а) используется редко, в связи с трудностями изготовления и не стандартизована.

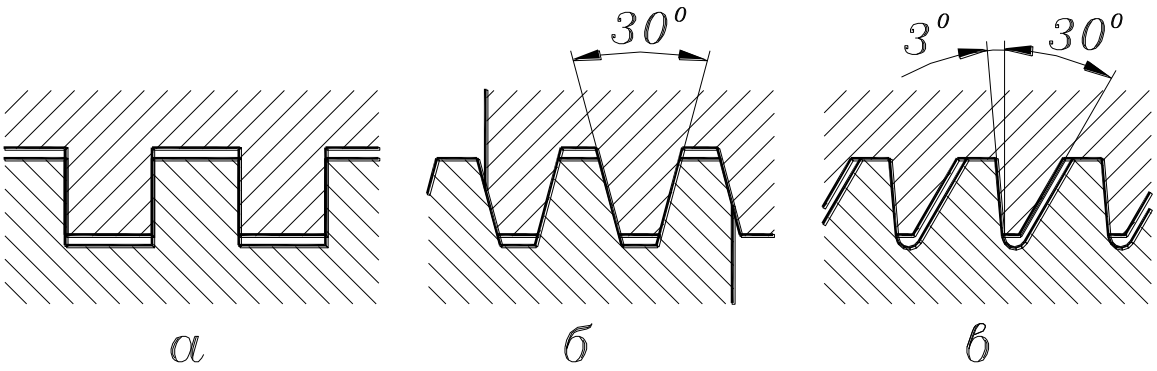


Рис. 5.1.2.

Трапецеидальные резьбы изготавливаются симметричными (рис.5.1.2,б) и несимметричными (рис.5.1.2,в). В последнем случае они называются упорными. Симметричная трапецеидальная резьба применяется для передачи двустороннего (реверсивного движения) под нагрузкой. Упорная резьба используется для одностороннего движения и применяется для домкратов, прессов и пр. Закругления во впадинах позволяют уменьшить концентрацию напряжений. Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля витка позволяет уменьшить потери на трение в тяговом режиме.

Среди методов изготовления резьб наиболее употребительными являются следующие.

1. Нарезка вручную метчиками и плашками. Эти мерные инструменты существуют для большинства типоразмеров стандартной резьбы. Метчиком нарезают внутреннюю резьбу на гайке, а плашкой – наружную на винте. Такой метод является малопроизводительным и используется в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

2. Нарезка резцами на токарно-винторезных или специальных станках. Используется в мелкосерийном производстве.

3. Фрезерование на резьбофрезерных станках. Применяется для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (резьбы на валах или в передачах «винт-гайка», например, ходовые винты токарно-винторезных станков).

4. Накатка на резьбонакатных станках-автоматах. Используется в массовом производстве крепежных деталей. Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

5.1.3. Геометрические параметры метрической крепежной резьбы.

Геометрические параметры метрической крепежной резьбы показаны на рис.5.1.3.

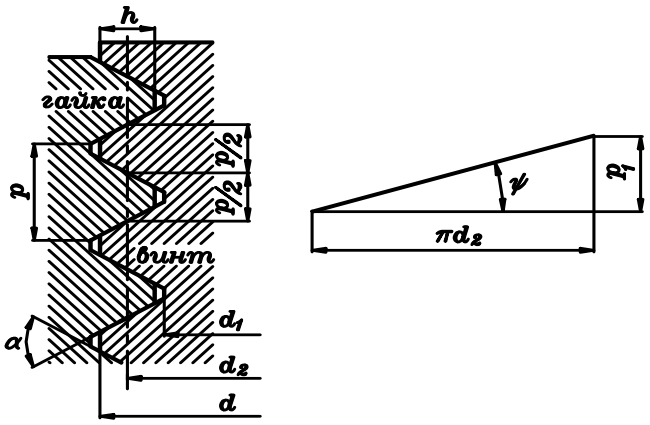


рис.5.1.3.

Геометрические параметры стандартизованы:

d- наружный диаметр резьбы; величина этого диаметра в мм указывается в обозначении резьбы;

d_1- внутренний диаметр резьбы; d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений диаметров;

d_2- средний диаметр; на среднем диаметре ширина выступа равна ширине впадины;

h- рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резб винта и гайки;

p- шаг резьбы-расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы;

p_1- ход резьбы-поступательное перемещение гайки за один оборот винта; для однозаходной резьбы $p_1=p$, а для многозаходной $p_1=np$, где n-число заходов; крепежные резьбы, как правило, однозаходные;

α- угол профиля резьбы;

ψ- угол подъема винтовой линии по среднему диаметру (рис.5.1.1):

$$tg\psi = \frac{p_1}{\pi d_2} = \frac{n\,p}{\pi d_2} \qquad (5.1.1)$$

Наибольшее распространение в крепежных деталях имеет крупная метрическая резьба, то есть, резьба с крупным шагом. Каждому диаметру резьбы соответствует определенный шаг, например, резьба с наружным диаметром 10 мм имеет шаг 1,5 мм, резьба с наружным диаметром 16 мм имеет шаг 2 мм и т.д. Обозначение крупной резьбы состоит из буквы «М» и ее диаметра, например, М10, М16 и т.д.

В авиастроении, в автомобилестроении и в некоторых других областях машиностроения, где требования к надежности резьбовых соединений особенно высоки, используются мелкие метрические резьбы, то есть, резьбы, шаги которых меньше, по сравнению с крупной метрической резьбой. Например, для резьбы с наружным диаметром 16 мм стандарт предусматривает четыре мелких резьбы с шагами 1,5; 1; 0,75 и 0,5 мм. По сравнению с крупными резьбами мелкие резьбы ввиду меньшего угла подъема винтовой линии, что следует из формулы (12.1), обладают большим запасом самоторможения, то есть, большими силами трения, препятствующими самоотвинчиванию крепежных деталей (подробнее об этом см. ниже). В обозначении мелких резьб указывается величина шага: М10 × 0,75; М16 × 1,25.

5.1.4. Основные типы крепежных деталей и методы стопорения резьбовых соединений.

Основными типами крепежных деталей являются болты, винты, шпиль- ки, гайки и шайбы. Все эти детали стандартизованы и являются покупными изделиями, так как выпускаются заводами массового

производства. Конструкция и размеры крепежных деталей весьма разнообразны и приведены в справочниках.

Болтовое соединение (рис.5.1.4,а) предполагает использование болта с гайкой для соединения двух и более деталей относительно небольшой толщины. Для неподвижного соединения деталей, одна из которых имеет большую толщину (корпус редуктора, станина станка и пр.), болт с гайкой использовать невозмож- но или нерационально. В таком случае применяется винтовое соединения при помощи винтов (рис.5.1.4б) или шпилек с гайками (рис.5.1.4,в). Шпильки применяют в тех случаях, когда при эксплуатации деталь приходится много- кратно снимать и ставить на место. Использовать для этого винты нежелательно, так как они могут повредить резьбу в детали при многократном завинчивании.

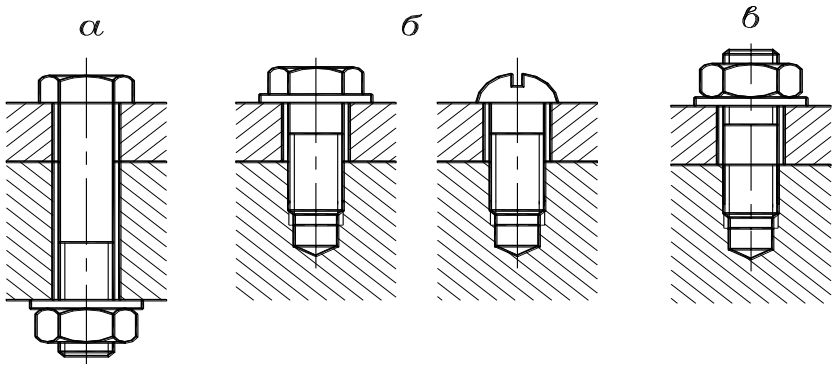


Рис.5.1.4

Подкладную шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, для предохранения поверхности детали от царапин при завинчивании гайки, или для перекрытия большого зазора в соединении. Кроме подкладных шайб используют стопорные или предохранительные шайбы, которые предохраняют соединения от самоотвинчивания. Самоотвинчивание крепежных резьб недопустимо, так как нарушат прочность соединения и может привести к аварии. Предохранение от самоотвинчивания повышает надежность резьбового соединения и является совершенно необходимым при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации уменьшают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе. Это в полной мере относится к авиаракетостроению, автомобилестроению и пр. Рассмотрим четыре основных принципа стопорения.

1. Увеличение трения в резьбе при помощи контргайки (рис.5.1.5,а) или использования разрезной гайки с контрящим винтом (рис.5.1.5,б). Эта гайка имеет разрез, а контрящий винт упруго стягивает разрезанные части, дополнительно прижимая витки гайки к виткам болта. Увеличения трения в резьбе достигают также, выполняя резьбу с натягом, при помощи специальных нажимных винтов и другими методами.

2. Взаимная фиксация гайки или головки винта с корпусом. Острые кромки пружинной шайбы (рис.5.1.5,в), внедряясь в поверхности гайки и корпуса, препятствуют самоотвинчиванию. Более надежным является

использование специальной удерживающей планки (рис.5.1.5,г) или стопорной шайбы, которая отгибается на корпус и на грань гайки или винта (рис.5.1.5,д).

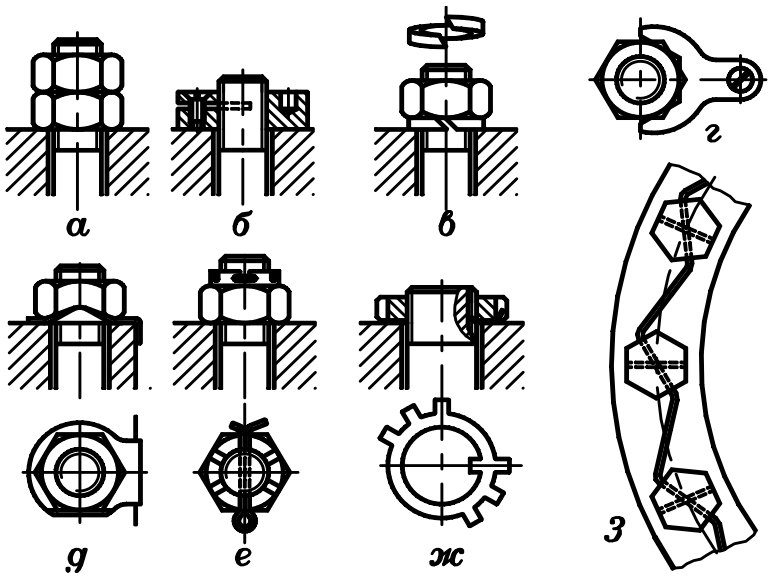


Рис. 5.1.5.

3. Взаимная фиксация гайки и болта. Наиболее распространенный прием такой фиксации – это шплинтование гайки и болта. Для этого используется прорезная или корончатая гайка с прорезями на торце, а болт просверливается по резьбе в требуемом месте. После затяжки гайки в одну из ее прорезей и в отверстие болта вставляется шплинт (рис.5.1.5,е). При использовании круглых гаек с прорезями под ключ для ее фиксации применяется стопорные многолапчатые шайбы (рис.5.1.5,ж), а на болте выполняется продольная канавка. В эту канавку заходит внутренняя лапка шайбы, а после затяжки гайки одна из внешних лапок шайбы загибается в прорезь гайки.

4. Фиксация нескольких гаек или головок винтов между собой. Такой способ стопорения применяется в групповых соединениях, когда крепежные детали расположены на небольших расстояниях друг от друга. Для фиксации используется общие стопорные шайбы с отгибающимися краями или мягкая проволока, соединяющая головки болтов через выполненные в них отверстия (рис.5.1.5,з).

Ключевые слова и выражения.

1. Неподвижные соединения деталей машин – это жесткие связи между деталями одного звена машины.

2. По признаку разъемности все виды неподвижных соединений делятся на разъемные и неразъемные.

3. Разъемные соединения могут быть разобраны без повреждения входящих в них деталей.

4. К разъемным соединениям относятся резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

5. Неразъемные соединения не могут быть разобраны без повреждения входящих в них деталей.

6. К неразъемным соединениям относятся заклепочные, сварные и клеевые соединения.

7. Основным критерием работоспособности и расчета неподвижных соединений является прочность.

8. Резьбовые соединения – это соединения при помощи крепежных резьб, выполненных на крепежных деталях: болтах, винтах, шпильках и гайках.

9. По форме поверхности различают цилиндрические и конические резьбы.

10. По профилю резьбы в осевом сечении различают треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и пр.

11. Среди крепежных резьб различают следующие виды: метрическая, трубная и круглая.

12. Основными типами крепежных деталей являются болты, винты, шпильки, гайки и шайбы.

5.1.5. Вопросы для самопроверки

1. Что такое неподвижное соединения деталей машин?
2. Назовите виды неподвижных соединений деталей машин.
3. Каковы виды разъемных и неразъемных соединений?
4. Назовите основной критерий работоспособности и расчета неподвижных соединений деталей машин.
5. Назовите виды резьбовых соединений.
6. Каковы виды крепежных резьб?
7. Назовите методы изготовления резьб?
8. В чем заключаются основные принципы предохранения крепежных деталей от самоотвинчивания?
9. Каково условие самоторможения крепежной резьбы?

5.2. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.2.1. Классификация шпоночных соединений
5.2.2. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений
5.2.3. Рекомендуемая последовательность проектировочного расчета
5.2.4. Вопросы для самопроверки

Шпоночные соединения – это разъемные подвижные или неподвижные соединения двух деталей, с применением специальных закладных деталей шпонок.

Достоинства: простота и надёжность конструкции; лёгкость сборки и разборки; простота изготовления и низкая стоимость.

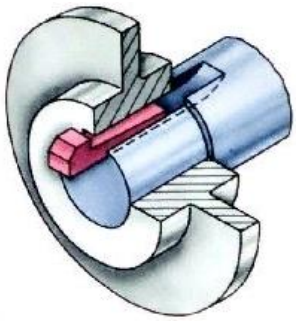
Недостатки: ослабление сечений вала и ступицы шпоночным пазом; высокая концентрация напряжений в углах шпоночного паза; для большинства соединений децентровка (смещение оси ступицы относительно оси вала) на половину диаметрального зазора.

5.2.1. Классификация шпоночных соединений

по степени подвижности: подвижное; неподвижное.

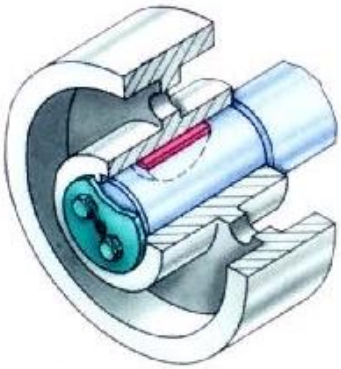
по усилиям, действующим в соединении: напряжённые – в которых напряжения создаются при сборке и существуют независимо от наличия рабочей нагрузки (все напряжённые соединения являются неподвижными); ненапряжённые – в которых напряжения возникают только при воздействии рабочей нагрузки

по виду применяемых шпонок: (рис.5.2.1.)

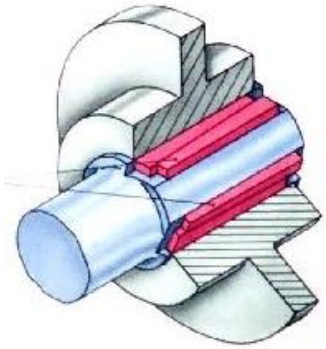


Клиновые шпонки

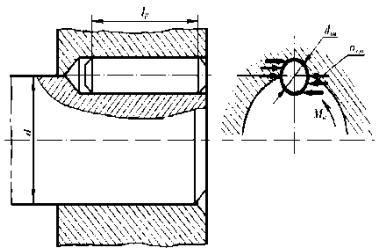
Призматические шпонки



Сегментные шпонки



Тангенциальные шпонки



Соединение цилиндрической шпонкой

Рис.5.2.1

Соединение призматической шпонкой (рис.5.2.2).

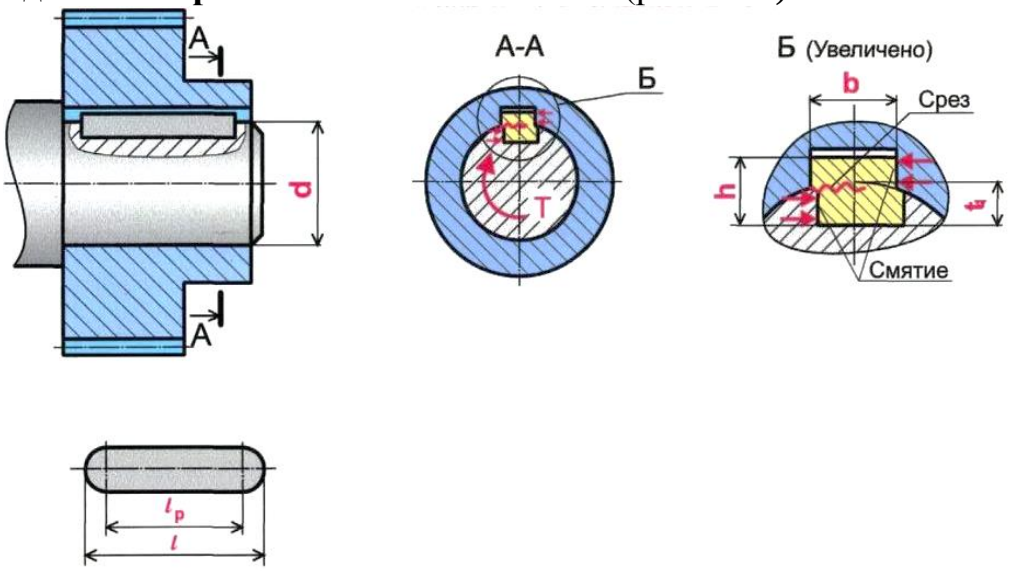


Рис.5.2.2 Неподвижное соединение призматической шпонкой.

Виды призматических шпонок: закладные; направляющие; скользящие.

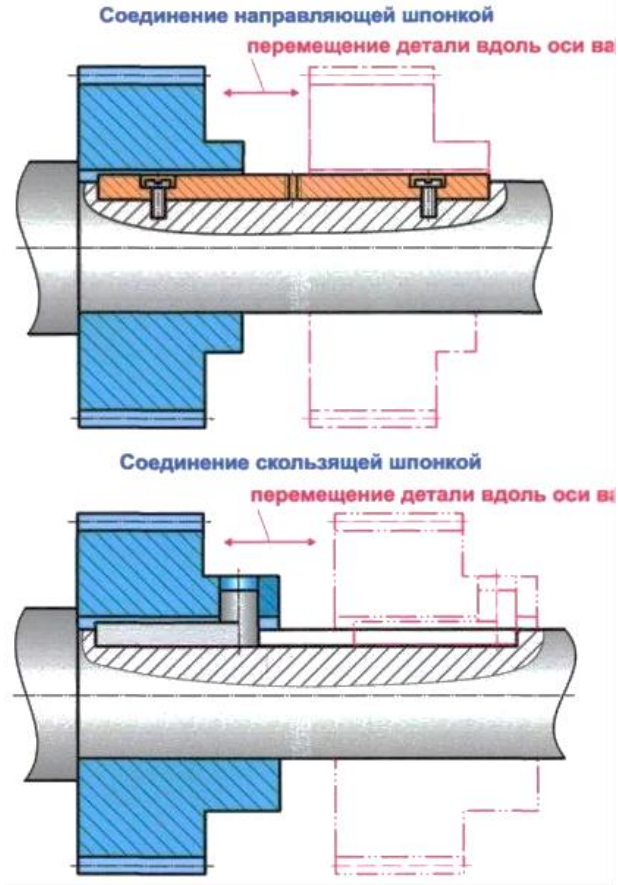


Рис.5.2.3. Подвижные соединения призматической шпонкой:
направляющая шпонка; скользящая шпонка.

Стандартные шпонки изготовляют из специального ассортимента среднеуглеродистой чисто тянутой стали с $\sigma_в \geq 600$ МПа чаще всего из сталей 45,Ст6. В нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей (например, из стали 40Х с термической обработкой до 37-47 $HRC_Э$). С целью повышения прочности шпонок заготовки для их изготовления подвергаются улучшающей термической обработке. Однако твердость поверхности шпонок должна быть ниже таковой для соединяемых деталей. Термически обработанные шпонки шлифуют по рабочим граням.

Целесообразно, чтобы материал шпонки был менее прочным, чем материал вала и ступицы.

Допускаемые напряжения для шпоночных соединений обуславливаются характером нагрузки. Причиной разрушения этих соединений чаще всего бывает деформация смятия, на которую следует обращать особое внимание при выборе допускаемых напряжений.

Для закладки шпонок соединяемые детали, вал и ступица должны иметь шпоночные канавки. Шпоночные канавки выполняются: на валу под сегментную шпонку дисковой шпоночной фрезой, под остальные виды шпонок, кроме цилиндрической, либо дисковой, либо концевой (торцовой, пальцевой) шпоночными фрезами; паз в ступице выполняется либо протягиванием (инструмент - шпоночная протяжка, точность и качество изготовления паза высокие) либо долблением (точность на 1…2 квалитета ниже, чем при протягивании). Поэтому протягивание применяют в массовом и крупносерийном производстве, долбление - в индивидуальном, поскольку оно не требует специализированного инструмента (протяжки).

5.2.2. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений

1.Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов.

2.При наличии нескольких шпоночных пазов на валу их располагают на одной образующей (рис.5.2.4).

3.Из удобства изготовления рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра (рис.5.2.4).

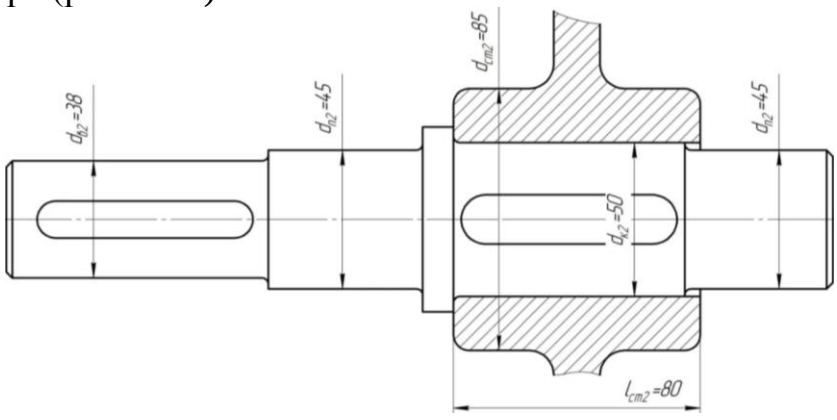


Рис.5.2.4

Прочность шпоночных соединений при этом оказывается вполне достаточной, так как силы F_1 и F_2 действующие на шпонки, составляют:

$$F_1 = \frac{2T}{d_1}; \qquad F_2 = \frac{2T}{d_2},$$

Но $d_2 > d_1$, следовательно, $F_2 < F_1$. Это доказывает, что, чем больше диаметр ступени вала, тем меньше усилие F передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте T.

4. При необходимости двух сегментных шпонок их ставят вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок в одном соединении сильно ослабляет вал, поэтому рекомендуется перейти на шлицевое соединение.

5.2.3. Рекомендуемая последовательность проектировочного расчета.

В зависимости от диаметра вала d по табл. 2 выбирают размеры шпонки b x h, а ее длину принимают на 5-10 мм меньше длины ступицы, округляя до ближайшего большего значения по стандарту (некоторые стандартные значения l приведены в табл. 2). После подбора шпонки соединение проверяют на смятие. Напряжения смятия определяют в предположении их равномерного распределения по поверхности контакта:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см},$$

где, $F_t = 2T/d$-сила, передаваемая шпонкой; $A_{см}$-площадь смятия (рис.5.2.5); $A_{см} = (h - t_1) \cdot l_p$.

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

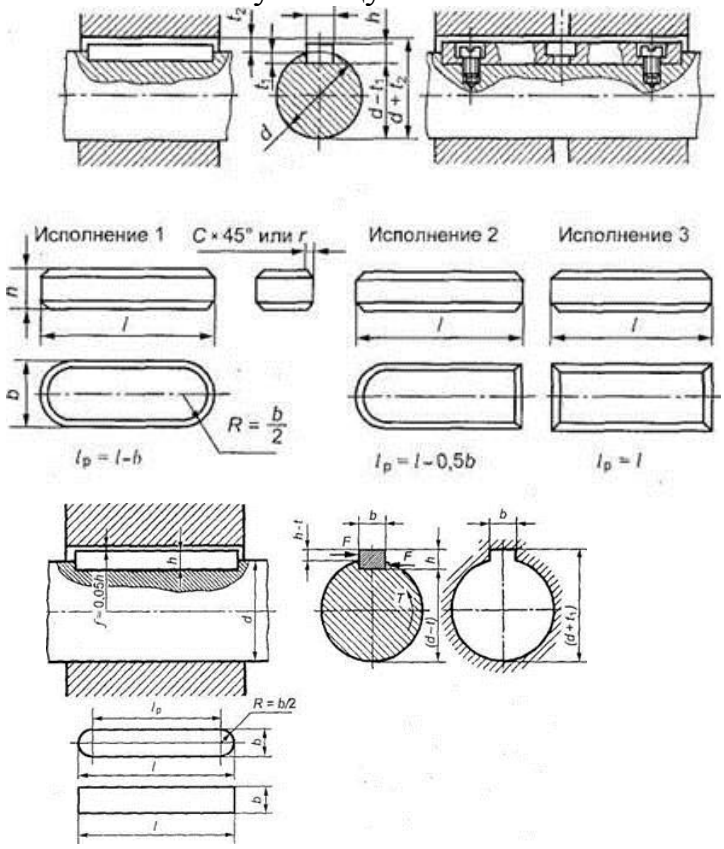


Рис.5.2.5. К расчету на прочность соединения с призматическими шпонками

Размеры (мм) призматических шпонок

Таблица 5.2.1.

Диаметр вала *d*	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления пазов *R*		Предельные размеры длин *l* шпонок	
	b	*h*	Вала t_1	Втулки t_2	min	max	Min	max
свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25	10	56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8			14	70
» 22 » 30	8	7	4	3,3			18	90
» 30 » 38	10	8	5		0,25	0,4	22	110
» 38 » 44	12	8					28	140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4	36	160
» 50 » 58	16	10	6	4,3			45	180
» 58 » 65	18	11	7	4,4			50	200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6	56	220
» 75 » 85	22	14	9	5,4			63	250
» 85 » 95	25	14					70	280
» 95 » 110	28	16	10	6,4	0,4	0,6	80	320

Примечание: Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160;180; 200.

Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см},$$

где, T-передаваемый момент, Нмм; d-диаметр вала, мм; $(h\text{-}t_1)$ - рабочая глубина паза, мм (табл.13.1); $l_р$-рабочая длина шпонки, мм (для шпонок с плоским торцом $l_р=l$, со скругленными торцами $l_p=l\text{-}b$; $[\sigma]_{см}$-допускаемое напряжение (для чугунных ступиц $[\sigma]_{см}=60\div80$ МПа, для стальных $[\sigma]_{см}=100\div150$ МПа).

Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего большего размера (табл.5.2.1). Длину ступицы $l_{ст}$ принимают на 8...10мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины 1,5d, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

В тех случаях, когда длина шпонки получается значительно больше длины ступицы детали, устанавливают две или три шпонки под углом 180 или 120°. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка между всеми шпонками распределяется равномерно. Это технологически трудно, кроме того, ослабляются вал и ступица. Поэтому обычно многошпоночное соединение заменяют шлицевым.

Формула носит условный характер, поскольку неравномерность распределения $\sigma_{см}$ по длине и высоте шпонки, вызванная погрешностями и деформациями, а также перекосом шпонки, обусловленным условием ее равновесия, учитывается назначением повышенных коэффициентов запаса.

Формула проектировочного расчета для определения рабочей длины $l_р$ призматической шпонки (шпонки со скругленными концами):

$$l_p=l\text{-}b.$$

Для ответственных соединений призматическую шпонку проверяют на срез $\tau_{ср} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau]_{ср}$,

где, $\tau_{ср}$-расчетное напряжение на срез, МПа; b-ширина шпонки, мм; $l_р$-рабочая длина шпонки, мм; $[\tau]_{ср}$-допускаемое напряжение на срез; для сталей с $\sigma_в$>500МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают $[\tau]_{ср}$=60÷90 МПа.

Призматические шпонки - врезные. Рабочими гранями являются их боковые более узкие грани. Для облегчения сборки предусматривается радиальный зазор. Призматические шпонки по сравнению с клиновыми обеспечивают большую точность, а по сравнению с сегментными – меньше ослабляют вал, т.к. врезаются на меньшую глубину.

5.2.4. Вопросы для самопроверки

-Какова конструкция и основное назначение шпоночых соединений?

-Каково назначение шпоночных соединений? Из разновидности. Материал шпонок. Недостатки шпоночных соединений.

-В каких случаях применяют призматические шпонки? Как получают для них пазы в ступице и на валу?

-Какие достоинства имеют соединения сегментными шпонками и когда рекомендуют применять такие соединения?

-Каковы основные критерии работоспособности соединений призматическими и сегментными шпонками? Как устанавливают размеры призматических и сегментных шпонок?

-Почему для разных ступеней одного и того же вала рекомендуют назначать одинаковые по сечению шпонки исходя из ступени меньшего диаметра и располагать их на одной образующей?

-Как выполняют проверочный расчет призматической шпонки?

5.3. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.3.1. Классификация шлицевых соединений
5.3.2. Расчет на прочность прямобочных шлицевых соединений
5.3.3. Вопросы для самопроверки

Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные, в которых шпонки как бы изготовлены заодно с валом. Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. В последние годы, в связи с общим повышением напряжений в деталях машин, шлицевые соединения получили самое широкое распространение взамен шпонок. Этому способствует оснащение промышленности специальным оборудованием - шлицефрезерными и протяжными станками. Некоторые авторы называют их зубчатыми соединениями.

5.3.1. Классификация шлицевых соединений

Шлицевые соединения образуются выступами - зубьями на валу, ходящими во впадины соответствующей формы в ступице. Вал и отверстие в ступице обрабатывают так, чтобы боковые поверхности зубьев или участки цилиндрических поверхностей (по внутреннему или наружному диаметру зубьев) плотно прилегали друг к другу. Соответственно различают шлицевые соединения с центрированием по боковым поверхностям зубьев, по внутреннему или наружному диаметру. Центрирование по диаметрам обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы, а центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. По характеру соединения различают: ***неподвижные***-для закрепления детали на валу; ***подвижные***-допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка).

В зависимости от профиля зубьев различают три основных типа соединений:

-***с прямобочными*** (рис.5.3.1,*а) зубьями* -число зубьев Z=6, 8, 10, 12 для диаметров валов $14 \le d \le 125$ мм;

-***с эвольвентными*** (рис.5.3.2,*б) зубьями* -число зубьев Z=12, 16 и до 82 для диаметров валов $4 \le d \le 500$ мм;

-**с *треугольными*** (рис.5.3.3,*в) зубьями* -число зубьев Z=24, 36 и более.

Прямобочные шлицы в поперечном сечении имеют боковые стенки в виде прямой линии, боковая поверхность эвольвентных шлицов в поперечном сечении образует эвольвенту, а треугольные шлицы в поперечном сечении имеют форму треугольника со срезанной вершиной.

По направлению продольной оси шлицы бывают: ***прямолинейные,*** продольная ось которых направлена вдоль образующей несущего цилиндра, и

винтовые, имеющие продольную ось, направленную по винтовой линии под некоторым углом к образующей несущего цилиндра.

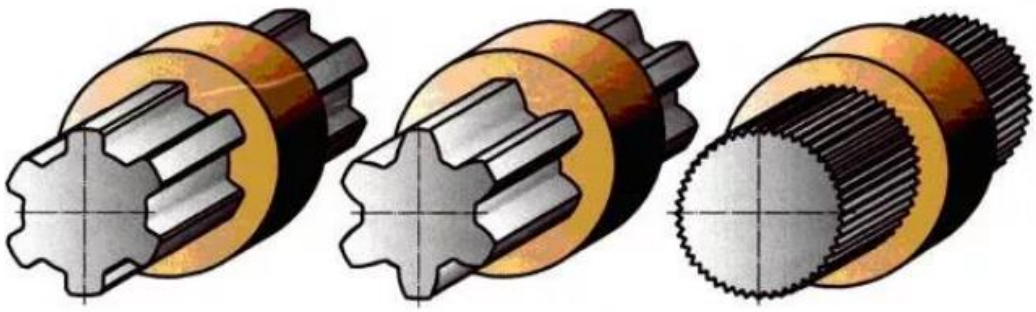


Рис.5.3.1. Типы зубчатых (шлицевых) соединений:

а-прямобочные зубья; *б*-эвольвентные зубья; *в*-треугольные зубья

Рис.5.3.2. Прямобочные зубья (шлицы)

Шлицевые валы изготавливаются в массовом производстве по технологии, аналогичной технологии изготовления зубчатых колёс (метод обкатки, способ – нарезание посредством червячных фрез), в штучном и мелкосерийном производстве используется метод копирования (требует наличия специального инструмента), а в случае отсутствия специнструмента валы изготавливаются методом фрезерования на универсальных фрезерных станках. Возможно также изготовление таких валов на обрабатывающих центрах с числовым программным управлением.

Шлицевые пазы в отверстиях ступиц при массовом производстве изготавливаются методом протягивания (инструмент - протяжка) или долблением специальными долбяками. В штучном производстве изготовление ведётся только долблением.

Наибольшее распространение в машиностроении имеют ***прямобочные зубчатые соединения*** (рис.5.3.1.а). Их применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Стандартом предусмотрены три серии прямобочных зубчатых соединений - легкая, средняя и тяжелая, отличающиеся одна от другой высотой и числом зубьев (чаще применяют соединения с шестью-десятью зубьями).

Прямобочные шлицевые соединения различают также по способу центрирования:

-по наружному диаметру *D* (наиболее точный способ центрирования) (рис.5.3.3,*а*). Центрирование по наружному диаметру наиболее технологично и рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы HB350. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала - шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах. Соединение (рис.5.3.1,*а*), во избежание термических короблений, требует чистовой

протяжки ступицы после термообработки, поэтому твердость ступицы не может быть выше HRC=30.

-по внутреннему диаметру *d* (при закаленной ступице) (рис.5.3.3,*б*). Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном производствах. Соединение (рис.5.3.3,*б*) требует шлифовки вала по посадочному диаметру на специальных станках, зато ступица может быть твердой, так как посадочный диаметр шлифуется на обычных внутришлифовальных станках.

-по боковым граням (при реверсивной работе соединения и отсутствии жестких требований к точности центрирования) (рис.5.3.3,*в*). Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования. Соединение (рис.5.3.3,*в*) допускает твердые шлицы на валу и на ступице, однако для обеспечения сборки, считаясь с возможных короблением шлицов при закалке, зазоры в соединении должны быть увеличенными. Зазор в контакте поверхностей: центрирующих практически отсутствует, нецентрирующих значительный. Центрирование по боковым сторонам шлицов эффективно в том случае, когда точность совпадения геометрических осей не имеет существенного значения, но требуется обеспечить прочность соединения в процессе эксплуатации (например, карданные валы в автомобилях) или когда по условиям работы требуются минимальные зазоры по *b* (например, при действии знакопеременного момента). Этот способ не обеспечивает высокой точности центрирования и применяется редко.

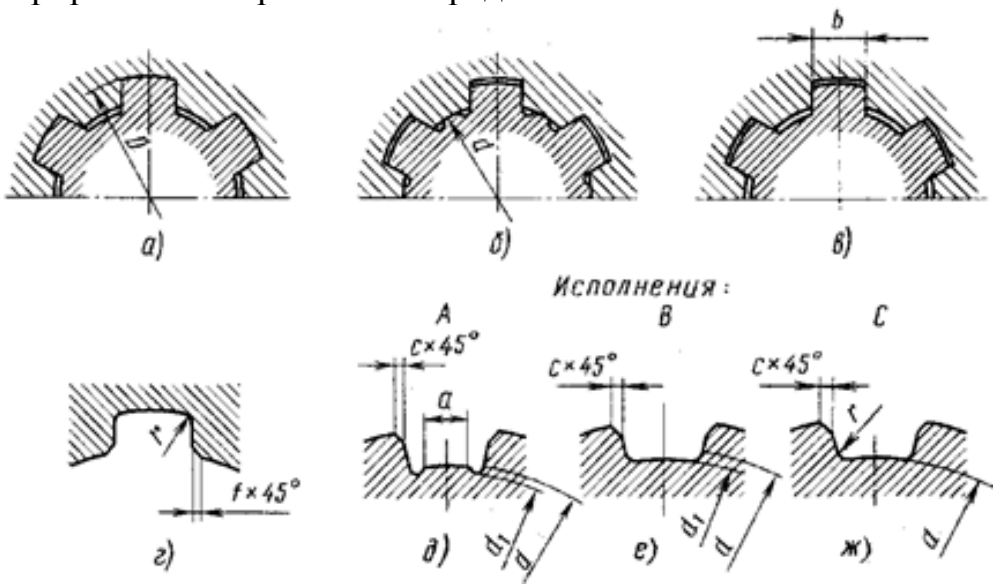


Рис.5.3.3. Центрирование прямобочных зубчатых соединений:
а- по наружному диаметру; б- по внутреннему диаметру; в- по боковым граням; г- форма сечения ступицы; д, е- форма сечений вала исполнений б, в

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую (табл. 14.1), которые отличаются высотой и числом зубьев *z*. Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя - для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим числом. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.

Соединения с ***эвольвентным профилем*** зубьев тоже стандартизованы и используются так же, как и прямобочные, в подвижных и неподвижных соединениях. Угол профиля образующей рейки α=30°. Высота шлица (0,8…1,0)*m*. Ножка зуба усилена. Соединения выполняются по ГОСТ 6033-80 с центрированием по боковым поверхностям зубьев (рис.5.3.4,а), реже по наружному диаметру (рис.5.3.4,б).

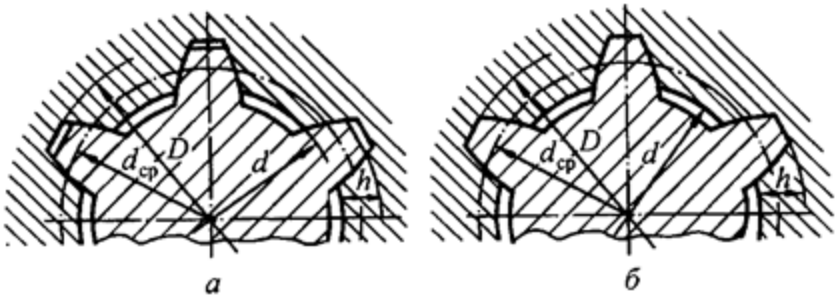


Рис.5.3.4. Эвольвентное зубчатое зацепление:
а - центрирование по боковым граням; б- центрирование по наружному диаметру

По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания, имеют высокую технологичность и более низкую стоимость изготовления шлицевых валов. Эвольвентные шлицы создают меньшую концентрацию напряжений (примерно в 2 раза) у основания шлица, поэтому в настоящее время получают преимущественное распространение. Вследствие высокой стоимости протяжек для изготовления шлицев в ступицах малых и средних размеров-эвольвентные шлицевые соединения применяются реже прямобочных.

Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Эти соединения удобно изготавливать по технологии изготовления зубчатых колёс (методом обкатки). Шлицы вала при этом могут изготавливаться фрезерованием модульной червячной фрезой на зубофрезерном станке, а пазы ступицы либо долблением на зубодолбёжном станке, либо протягиванием.

Соединения с ***треугольным профилем*** зубьев не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные соединения. Имеют большое число мелких зубьев, поэтому мало ослабляют вал. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов. Центрирование такого соединения осуществляется только по боковым граням.

По отраслевым стандартам соединения изготовляют со следующими параметрами: угол профиля $2\alpha=90^{o}$; 72^{o}; 60^{o}; наружный диаметр D=5-75 мм; модуль m=0,2-1,5 мм; число зубьев z=20-70.

Иногда треугольное шлицевое соединение для удобства сборки выполняют конусным при конусности 1:16.

Длину шлицевого соединения рекомендуется делать не менее (0,5-0,8)D, лучше-(1÷1,2)D (где, D-диаметр вала). Увеличивать длину соединения свыше (1,5-2)D не рекомендуется, так как при этом снижается точность изготовления и уменьшается фактическая площадь соприкосновения шлицев.

Достоинства и недостатки шлицевых соединений

По сравнению сошпоночными зубчатые соединения ***обладают рядом преимуществ:***

1)при одинаковых габаритах допускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта;

2)обеспечивают большую усталостную прочность вала из-за отсутствия шпоночных канавок;

3)обеспечивают лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении. Эти преимущества обусловили его широкое применение в высоконагруженных машинах (станкостроении, авиастроении, автотранспортной промышленности и т.д.);

4)усиливают сечение вала за счёт большего момента инерции ребристого сечения по сравнению с круглым. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала.

5)уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали, шпоночное - три, четыре.

6)обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках, вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.

7)уменьшается длина ступицы.

Недостатки зубчатых соединений: требуют специального оборудования для изготовления отверстий, более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

5.3.2. Расчет на прочность прямобочных шлицевых соединений

Проверочный расчет на прочность прямобочных зубчатых соединений аналогичен расчету призматических шпонок.

Основными критериями работоспособности зубчатых (шлицевых) соединений являются сопротивления рабочих поверхностей смятию и изнашиванию в результате относительных перемещений, обусловленных деформациями и зазорами.

В зависимости от диаметра вала d (рис.5.3.5.) по табл. 5.3.1 выбирают параметры зубчатого соединения, после чего соединение проверяют на смятие. Проверку зубьев на срез не производят.

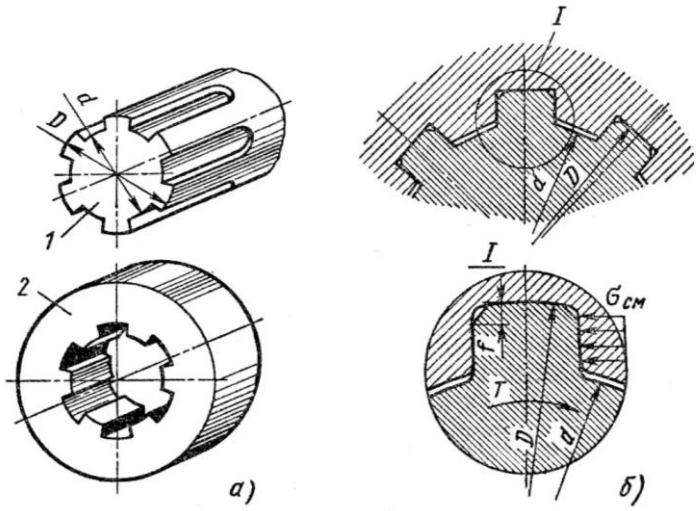


Рис.5.3.5. К расчету прямобочного шлицевого соединения

При расчете допускают, что по боковым поверхностям зубьев нагрузка распределяется равномерно, но из-за неточности изготовления в работе участвует только 75% общего числа зубьев (т.е. коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (шлицами) ψ= 0,75).

По аналогии с условием

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{\psi z d_{ср} z h l} \leq [\sigma]_{см},$$

где, T-вращающий момент на валу, Нмм; ψ=0,75; z-число зубьев (выбирают в зависимости от d по табл.14.1.); h- высота поверхности контакта зубьев; L-длина поверхности контакта зубьев; $d_{ср}$-средний диаметр соединения, мм; l-рабочая длина зубьев, мм; D, l, r (рис.5.3.5.) -выбирают в зависимости от d; $[\sigma]_{см}$-допускаемое напряжение на смятие боковых граней зубьев из сталей, имеющих $\sigma_в$>500Мпа Значения $[\sigma]_{см}$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы. В каждой отрасли машиностроения рекомендуют свои значения с учетом специфики эксплуатации (срок службы, режим нагрузки и пр.), качества изготовления, прочности материалов и др.

Например, в станкостроении рекомендуют более низкие значения: $[\sigma]_{см}$=12-20 МПа для неподвижных соединений и $[\sigma]_{см}$=4-7МПа для подвижных без нагрузки - здесь учитывают влияние соединений на точность станков; в авиации для соединений валов с зубчатыми колесами рекомендуют более высокие значения $[\sigma]_{см}$=50-100 МПа-для получения легких конструкций (табл.5.3.2.).

Для прямобочных шлицев h=0,5(D-d)-2f; $d_{ср}$=0,5(D+d),

где,f- величина фаски зуба.

Для эвольвентных шлицев h=θm; $d_{ср}$=D-1,1m,

где, θ=1-при центрировании по боковым поверхностям и θ=0,9 при центрировании по наружному диаметру;

m-модуль шлицев;

d-диаметр делительной окружности.

Для **треугольных** шлицов h=0,5(D-d); $d_{ср}$=d=mz.

При проверке соединения на износ действующие напряжения, вычисленные, проверяются на выполнение соотношения

$$\sigma \leq [\sigma]_{изн} \cdot K_p,$$

где, $K_p = \sqrt[3]{10^8/N}$-коэффициент, учитывающий число циклов нагружения, а допускаемые напряжения по износу $[\sigma]_{изн}$ зависят от параметров внешней нагрузки и термообработки рабочих поверхностей шлицов. Для шлицов, закалённых до поверхностной твёрдости *HRC 60*, принимают [σ]=40…85МПа, а для шлицованных деталей без термохимической обработки-$[\sigma]_{изн}$=25…50МПа.

Предельный вращающий момент, передаваемый соединением, равен $T_{max}=0{,}5\sigma_{см}zh\psi ld_{ср}$

Зубчатые прямобочные соединения, размеры, мм

Таблица 5.3.1

Номинальные размеры *Zxdxd*	***b***	***l***	***r*, не более**	**Серия**
6x26x30	6	0,3	0,2	Легкая
8x32x36	6	0,4	0,2	
8x36x40	7	0,4	0,3	
8x42x46	8	0,4	0,3	
8x46x50	9	0,4	0,3	
8x52x58	10	0,5	0,5	
6x11x14	3	0,3	0,2	Средняя
6x21x25	5	0,3	0,2	
6x26x32	6	0,4	0,3	
8x36x42	7	0,4	0,3	
10x16x20	2,5	0,3	0,2	Тяжелая
10x18x23	3	0,3	0,2	
10x21x26	3	0,3	0,2	
10x23x29	4	0,3	0,2	
10x26x32	4	0,3	0,2	
10x28x35	4	0,4	0,3	
10x32x40	5	0,4	0,3	
10x36x45	5	0,4	0,3	
10x42x52	6	0,4	0,3	

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см}$ на рабочих гранях зубьев (шлицев)

Таблица 5.3.2

Соединение	**Условия эксплуатации**	**$[\sigma]_{см}$ на рабочих гранях зубьев**	
		без термической обработки	**с термической обработкой**
Неподвижное	Тяжелые Средние Легкие	35-40 60-100 80-120	40-70 100-140 120-200
Подвижное ненагруженное	Тяжелые Средние Легкие	15-20 20-30 25-40	20-36 30-40 40-70
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые Средние Легкие	—	3-10 5-15 10-20

Примечания: тяжелые условия эксплуатации означают, что нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большой частоты и амплитуды; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления.

Последовательность проверочного расчета шлицевых соединений:

Исходные данные: Передаваемый крутящий момент *T;* диаметр вала *d* и длина ступицы $l_{ст}$*;* условия работы.

Последовательность расчета:

1.Задаются видом зубчатого соединения в зависимости от точности центрирования деталей, величины нагрузки, условий эксплуатации и типа производства.

2. Зная диаметр вала *d,* по ГОСТу принимают размеры зубчатого соединения, причем серией задаются в зависимости от характера соединения и условий работы.

3. Из условия прочности на смятие определяют расчетное напряжение $\sigma_{см}$ в соединении и сравнивают с допускаемыми $[\sigma]_{см}$ (табл.5.3.2). Если $\sigma_{см}$ превышает $[\sigma]_{см}$ более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы $l_{ст}$ или принимают другую серию, а иногда другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.

5.3.3.Вопросы для самопроверки

-Как производят проверочный расчет прямобочного шлицевого соединения?
-Каковы виды шлицевых соединений и способы их центровки?
-Как проводится расчет на прочность шлицевых соединений?
-Какова конструкция и основное назначение шлицевых соединений?
-Каковы виды нагружения и критерии расчёта шлицов?
-Каково назначение шлицевых соединений? Их разновидности. Какие шлицевые соединения стандартизованы?
-В чем преимущества шлицевого соединения по сравнению со шпоночным?

5.4. ЗАКЛЁПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

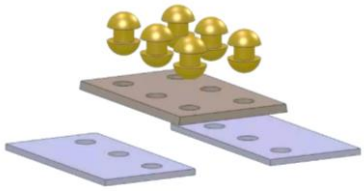
5.4.1. Общие сведения
5.4.2. Классификация заклепочных соединений и заклепок.
5.4.3. Расчет заклепочных швов
5.4.4. Вопросы для самопроверки

5.4.1. Общие сведения

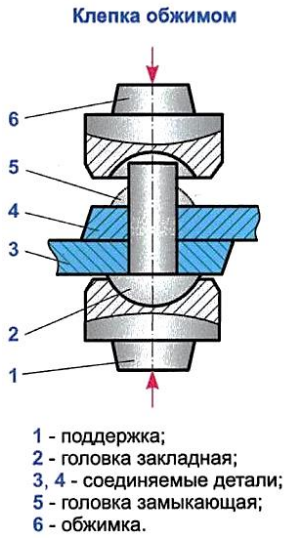
Заклепочные соединения состоят из двух или нескольких листов или деталей, соединяемых (склепываемых) в неразъемную конструкцию с помощью заклепок (рис.5.4,1.а).

Заклепкой называют круглый стержень, имеющий сформированную закладную головку на одном конце и формируемую в процессе клепки замыкающую головку на другом его конце. При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъёмное соединение.

Заклепочным швом называют соединение, осуществляемое группой заклепок (рис.5.4.1,в).



а-заклепочные соединения



б-формирование заклепочного шва

в-однорядное заклепочное соединение

Рис.5.4.1

Отверстия под заклепки в деталях продавливают или сверлят. При продавливании образуются мелкие трещины по периферии отверстий. Трещины могут быть причиной разрушения заклепочного шва во время работы. Продавленные отверстия применяют в малоответственных конструкциях. Сверление - процесс малопроизводительный и дорогой. Сверленые отверстия применяют в конструкциях, где требуется высокая надежность. При больших диаметрах отверстий практикуют продавливание с последующим рассверливанием.

Каждая заклепка имеет свою зону действия D, на которую распространяется деформация сжатия в стыке деталей. Если зоны действия

соседних заклепок пересекаются, то соединение будет плотным. Вследствие пластических деформаций в процессе клепки стержни заклепок заполняют отверстия и заклепки стягивают соединяемые детали. В результате относительному сдвигу склепанных деталей оказывают сопротивление как стержни заклепок, так и силы трения, возникающие на поверхности стыка.

Для обеспечения плотности шва иногда выполняют чеканку (пластическое деформирование листов, например, пневматическими молотками) вокруг заклепок и по кромкам листов.

Заклепки поставляются как готовые изделия.

Заклепочное соединение получают следующим способом.

В отверстия соединяемых деталей вставляют заклепки (рис.5.4.1.б). Под закладную головку 1 устанавливают инструмент-поддержку. Специальной клепальной машиной или вручную (ударами молотка, кувалды) выступающий конец заклепки ($l_1 \approx 1{,}5d_3$) осаживают обжимкой в замыкающую головку 2. Для стальных заклепок с $d_3 \le 12$ мм производят клепку вхолодную, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов; с $d_3 \ge 12$мм с нагревом заклепки до светло-красного каления (1000-1100^{o}C). Этот способ обеспечивает более высокое качество заклепочного шва, так как заклепки укорачиваются при остывании и стягивают детали, создавая на стыке их поверхностей большие силы трения, препятствующие относительному сдвигу деталей при действии нагрузки

Диаметры отверстий под заклепки $d_{ОТВ}$ выбирают по стандарту в зависимости от диаметра заклепки. Для холодной клепки можно рекомендовать

$$d_{ОТВ}=d_3+0{,}05d_3,$$

для горячей клепки

$$d_{ОТВ}=d_3+0{,}1d_3,$$

где, d_3-диаметр устанавливаемой заклепки.

Клёпку проводят вручную или машинами. При машинной клёпке отверстие заполняется металлом лучше, что благоприятно сказывается на работе заклёпочного соединения. Во избежание химической коррозии в соединениях заклёпки ставят из того же материала, что и соединяемые детали.

Достоинства: высокая надежность соединения; удобство контроля качества клепки; повышенная сопротивляемость ударным и вибрационным нагрузкам; возможность соединения деталей из трудносвариваемых металлов, например из алюминия; неизменность физико-химических свойств материалов соединяемых деталей в процессе клепки; не дают температурных деформаций; детали при разборке не разрушаются.

Дополнительно отметим, что, так как заклепки изготовляют из высокопластичных материалов, их разрушению предшествуют значительные остаточные деформации, которые в некоторых случаях как бы сигнализируют об опасности разрушения, что и позволяет принять предупредительные меры. При разборке соединения (разрушении заклепок)

соединяемые детали обычно почти не повреждаются и могут быть использованы повторно.

Клепаная конструкция с большим количеством заклепок вместо сварки (авиация, котлы, мосты) хотя и создает высокую концентрацию напряжений вблизи отверстий соединяемых деталей, при возникновении трещины не позволяет ей распространяться на всю ширину детали, а лишь от одного отверстия до другого.

Недостатки: высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций (разметка, продавливание или сверление отверстий, нагрев заклепок, их закладка, клепка) и требует применения дорогостоящего оборудования (станки, прессы, клепальные машины); повышенный расход материала для этого соединения (из-за ослабления соединяемых деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение их толщины, применение накладок и т. п.).
Вес заклёпок составляет 4% от веса конструкции (вес сварных швов-1,5%).

-детали ослаблены отверстиями;

-высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;

-нарушение плотности швов при эксплуатации;

-невозможность соединения деталей сложной конфигурации.

-соединение деталей встык требует применения специальных накладок, что приводит к дополнительному увеличению массы конструкций.

-заклепки и соединяемые детали должны быть однородными (в местах соединений разнородных металлов возникают гальванические токи, разрушающие соединение) с одинаковым температурным коэффициентом линейного расширения. Указанные недостатки весьма существенны, поэтому они привели к резкому сокращению применения заклепочных соединений и замене их сварными, паяными и клеевыми соединениями.

Область применения заклепочных соединений.

В настоящее время в связи с бурным развитием сварки заклепочные соединения имеют ограниченное применение (в конструкциях, для которых методы сварки и склеивания еще недостаточно разработаны или малоэффективны, а также в соединениях, работающих при больших вибрационных или ударных нагрузках при высоких требованиях к надежности соединения). Также в соединениях окончательно обработанных деталей, в которых применение сварки недопустимо из-за их коробления при нагреве. Особенно широко употребляются заклёпки для соединения разнородных или нагортованных (подвергнутых холодной деформации) материалов (сталь-алюминиевые сплавы; холоднокатаный лист; соединение металла с неметаллом).

Большой объем клепально-сборочных работ производится при изготовлении летательных аппаратов. Некоторые самолеты имеют более миллиона заклепок. Заклепочные соединения находят применение в подъемно-транспортных машинах, в строительстве железнодорожных мостов, котлостроении и т. п.

5.4.2. Классификация заклепочных соединений и заклепок

Заклепочные швы классифицируют:

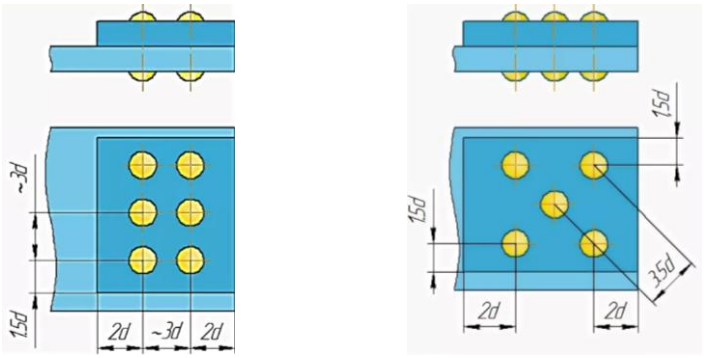
-по назначению-прочные швы (мостовые и крановые фермы, самолеты и т. д.), обеспечивающие прочность соединения, прочноплотные (в котлах и резервуарах с высоким давлением), плотные (в резервуарах с небольшим внутренним давлением), обеспечивающие прочность и герметичность;

-по взаимному расположению склепываемых деталей-швы встык с одной или двумя накладками (рис.5.4.1.а) и швы внахлестку (рис.5.4.1.б);

-по числу рядов (для швов встык число рядов учитывается по одну сторону стыка)-однорядные (рис.5.4.1.в) и многорядные (рис.5.4.2);

-по расположению заклепок в рядах-параллельные (рис.5.4.2.а) и шахматные (рис.5.4.2.б) швы;

-по условиям работы (по числу плоскостей среза)-односрезные швы-с одной плоскостью среза в каждой заклепке (рис.5.4.1.б. и 15.2.а) и многосрезные-с несколькими плоскостями среза каждой заклепки (двухсрезные-рис.5.4.1.а и 15.2.б).



а-с параллельным расположением заклепок

б-с шахматным расположением заклепок

Рис.5.4.2. Многорядное заклепочное соединение

Основные типы заклепок. Разнообразие заклепочных соединений порождает соответственно большое число разновидностей самих заклепок. Выбор формы закладной головки зависит от назначения заклепочного шва. В швах, требующих большой прочности и плотности, применяют заклепки с полукруглой головкой ГОСТ 10299-80, 14797-85 (рис.5.4.3,а). Заклепки с потайной или полупотайной головкой ГОСТ 10300-80, 14798-85 (рис.5.4.3,г, д) используют в том случае, когда выступающие закладные головки заклепок мешают перемещению каких-либо деталей или в случае больших гидродинамических и аэродинамических сопротивлений (в судостроении и самолетостроении). Заклепки с бочкообразной головкой (рис.5.4.3,в) применяют там, где они омываются горячими газами, в топках парового котла и т. п.; в процессе эксплуатации головки обгорают и приобретают полукруглую форму, сохраняя необходимую прочность.

Заклепки с широкой головкой (рис.5.4.3,б) применяют для соединения тонколистовых (до 1,5 мм) материалов, трубчатые заклепки (пистоны) ГОСТ12638-80, 12640-80 (рис.5.4.3,ж)- в слабонагруженных металлических соединениях, а также в соединениях неметаллических материалов (фибра и др.). Трубчатые заклёпки применяются также для того, чтобы использовать их отверстие в заклёпочном соединении для пропуска электрических проводников, крепёжных или других деталей. Полупустотелые заклёпки применяются в тех случаях, когда не желательно или не допустимо заклёпочные соединения подвергать ударам.

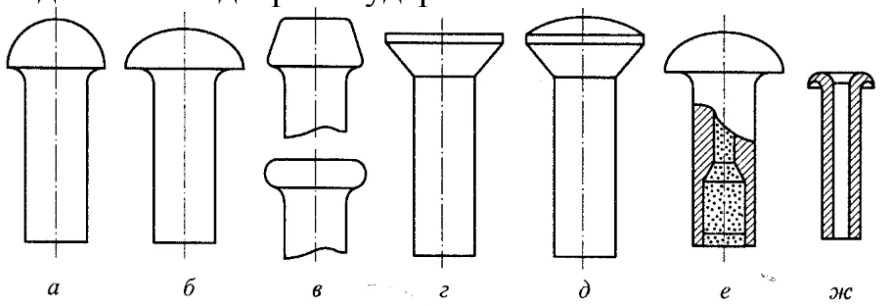


Рис.5.4.3. Основные типы заклепок

В случае невозможности образования замыкающей головки обычными способами (в труднодоступных-«узких» местах) применяют взрывные заклепки (рис.5.4.3,е).

Большая часть типоразмеров заклёпок стандартизована. Обозначение заклёпки в конструкторской документации обычно включает номер стандарта, диаметр стержня и длину тела заклёпки, выбираемую из ряда нормальных линейных размеров с учётом запаса длины на формирование замыкающей головки.

Материалы. В качестве склепываемых материалов могут быть углеродистые и легированные стали, цветные металлы и их сплавы, неметаллические материалы, применяемые в общем машиностроении. Заклепки изготовляют из низкоуглеродистых сталей Ст2, СтЗ, Ст2кп, СтЗкп, 10, 15, Юкп, 15кп, легированной стали 12Х18Н9Т, меди М3, латуни ЛТ63, алюминиевых сплавов АД1, Д18, АМг5 и др. Материал заклёпки должен быть достаточно пластичным.

К материалу заклепки предъявляются требования:

1. Высокая пластичность для облегчения процесса клепки.

2.Одинаковый коэффициент температурного расширения с материалом деталей во избежание дополнительных температурных напряжений в соединении при колебаниях температуры.

3.Однородность с материалом склепываемых деталей для предотвращения появления гальванических токов, сильно разрушающих соединения.

Для стальных деталей применяют только стальные заклепки, для дюралюминиевых-алюминиевые, для медных-медные.

При выборе материала заклепок должно быть такое сочетание материалов, которое бы исключало образование гальванических пар и гальванических токов в соединении.

5.4.3. Расчет заклепочных швов

Расчет заклепочного шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок.

После клепки шва соединенные детали оказываются сжатыми заклепками. При этом заклепки работают на растяжение, а между соединенными деталями возникают силы трения. Для отсутствия сдвига деталей и, следовательно, обеспечения необходимой герметичности при работе прочноплотного заклепочного шва силы, действующие на соединенные детали, должны целиком восприниматься силами трения. Так как при проектировочном расчете прочноплотного шва силу, растягивающую заклепку и одновременно сжимающую соединенные детали, а соответственно и силу трения, возникающую между этими деталями, определить невозможно, то заклепки прочноплотных швов условно рассчитывают на срез. При этом расчете герметичность шва обеспечивается выбором соответствующего допускаемого условного напряжения на срез для заклепок. В прочных швах герметичность соединения не требуется, поэтому силы, действующие на соединенные детали, могут быть больше сил трения, развиваемых между ними. Таким образом, при работе прочного шва возможен и допустим сдвиг одной соединяемой детали относительно другой. Поэтому заклепки прочных швов рассчитывают на срез и на смятие.

Методику определения основных соотношений размеров прочных швов рассмотрим на примере однорядного шва внахлестку, нагруженного поперечной силой F_r (рис.5.4.4).

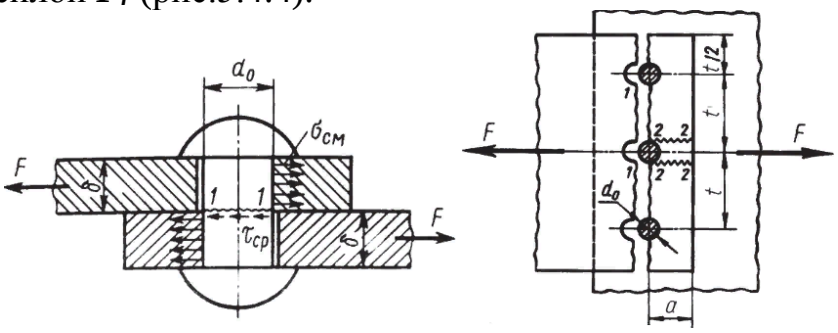


Рис.5.4.4. К расчету соединений заклепками

Введем обозначения: d_3-диаметр заклепки; δ_1 и δ_2-толщина склепываемых деталей (листов); t-расстояние между заклепками в ряду (или шаг заклепок); e-расстояние от центра заклепки до края детали (листа); z-число заклепок в ряду.

1)При расчете на прочность силы трения на стыке деталей не учитывают (принимают, что нагрузка передается только заклепками); считают, что нагрузка между заклепками распределяется равномерно, а диаметр заклепки равен диаметру отверстия ($d_3=d_{отв}$).

2)касательные напряжения среза распределены по поперечным сечениям заклепок равномерно;

3)напряжения смятия в каждой точке поверхности контакта заклепки и стенки отверстия нормальны к этой поверхности и по модулю одинаковы;

4)разгружающее влияния сил трения, действующих на поверхности контакта, не учитывается и считается, что усилие полностью передается заклепками.

В нахлесточных и стыковых соединениях с одной накладкой, называемых односрезными, заклепки работают на срез и изгиб из-за несовпадения плоскостей действия сил $\boldsymbol{F}$, то есть под действием момента $\boldsymbol{M=Fa}$ (рис.5.4.5). Момент возрастает с увеличением толщины листов; он воспринимается стержнем и головками заклепки, вызывая их деформации (сдвиг и изгиб). В результате контактные напряжения $\boldsymbol{\sigma_k}$ между листами и стержнем заклепки, уравновешивающие силы $\boldsymbol{F}$, будут неравномерно распределяться по высоте заклепки и в окружном направлении, концентрируясь вблизи стыка листов.

Характер распределения нагрузки по высоте заклепки будет зависеть от соотношения изгибных податливостей головки и стержня. При податливой головке нагрузка по длине соединения распределяется так, что часть изгибающего момента воспринимается головкой. В заклепке с очень податливой головкой последняя не воспринимает изгибающего момента. Изгиб головки вызывает концентрацию напряжений в зоне сопряжения её со стержнем, а также концентрацию контактных напряжений на опорных поверхностях. Это создает угрозу усталостного обрыва головки (опасное сечение показано волнистой линией) и возникновения фреттинг-коррозии и трещин в зонах контакта. Отверстия в соединяемых листах являются источником значительной концентрации ($\boldsymbol{\alpha\sigma=\sigma_{max}/\sigma_H}$=2÷3 в точке В) и причиной возникновения усталостных трещин и разрушения листов (опасное сечение показано волнистой линией).

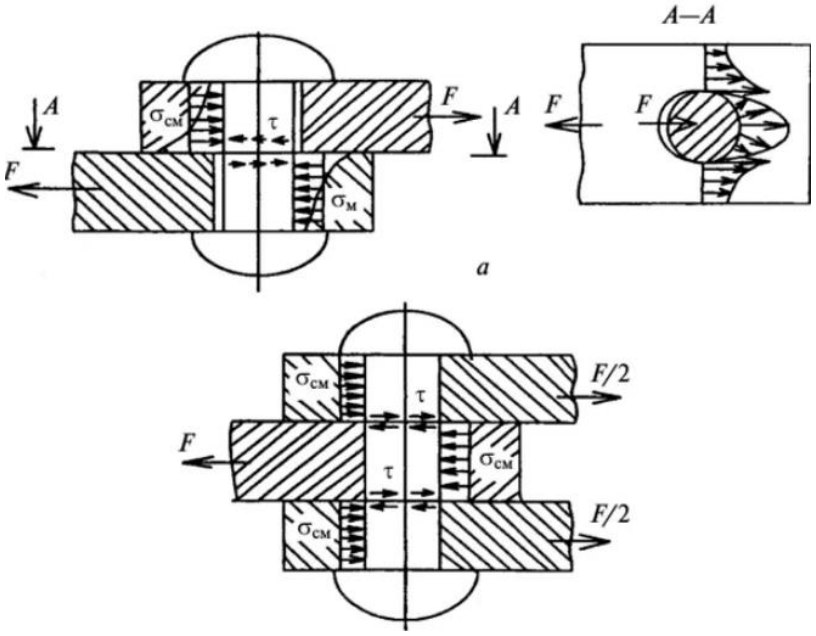


Рис.5.4.5. Расчетная схема

Причинами разрушения заклепочного соединения могут быть следующие: срез заклепок в плоскости соединения деталей (рис.5.4.4,б); смятие заклепок и листов (рис.5.4.5,в); разрыв листов в сечении, ослабленном отверстиями (рис.5.4.5,г); срез кромки листа (в сечении ***ab*** и ***cd)*** у отверстия под заклепку (см. рис.5.4.5,д).

Расчет заклепочного шва заключается в определении $d_з$, ***t*** и е. Расчет ведется по эмпирическим соотношениям, полученным из условия равнопрочности заклепок и соединяемых листов, с последующей проверкой листов на прочность и уточнением коэффициента прочности шва.

Расчет параметров заклепки.

Диаметр заклепки определяют из условия прочности на срез ($\tau_{ср} \le [\tau]_{ср}$) по формуле проектировочного расчета

$$d_з = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi i z [\tau]_{ср.з}}}. \qquad (1)$$

где, ***Fr***-поперечная сила, действующая на заклепки, ***H***; i-число плоскостей среза одной заклепки; для заклепки, показанной на рис.5.4.4. ***i=1;*** ***z***-число заклепок (задается конструкцией шва); $[\tau]_{ср.з}$-допускаемое напряжение на срез для заклепок, МПа.

Допускаемые напряжения назначаются в зависимости от прочностных показателей материала заклёпок и склёпываемого металла, от качества подготовки соединения под клёпку (чистота и точность обработки отверстий, точность их совмещения, прилегание склёпываемых деталей и т.п.), от характера рабочей нагрузки (статическая, отнулевая, знакопеременная), а также от внешних условий, в которых должно работать соединение (температура, агрессивность среды и др.).

Допускаемые напряжения для заклёпок из малоуглеродистой стали, работающих при статической нагрузке можно принять в соответствии с табл.5.4.1. Для швов работающих при отнулевой (пульсирующей) нагрузке, допускаемое напряжение должно быть снижено на 10…20%, а для швов, нагруженных знакопеременной (циклической) нагрузкой-на 30…50%.

Допускаемые напряжения для заклёпок из малоуглеродистой стали

Таблица 5.4.1.

Вид напряжений	**Характер обработки отверстия и материал заклёпки**			
	Пробитое отверстие		**Сверлёное отверстие**	
	Стали 10 и 20	**Сталь Ст3**	**Стали 10 и 20**	**Сталь Ст3**
Срез [τ], МПа	100	240	140	100
Смятие [σ], МПа	240	280	280	320

В соединениях с двумя накладками, соединение может разрушаться путем среза по двум сечениям, совпадающим с плоскостями контакта накладок с соединяемыми деталями. Такие соединения называют иногда двухсрезными. При их расчете принимают, что сила, приходящаяся на одно сечение, вдвое меньше общей силы.

Полученный по формуле (1) размер $d_з$ округляют до ближайшего большего стандартного значения (табл. 5.4.2).

Расчет на срез обеспечивает прочность - заклепок, но не гарантирует надежность соединения в целом. Если толщина соединяемых элементов (листов) недостаточна, то давления, возникающие между стенками их отверстий и заклепками, получаются недопустимо большими. В результате стенки отверстий обминаются и соединение становится ненадежным. Давления, возникающие между поверхностями отверстий и соединительных деталей, принято условно называть напряжениями смятия и обозначать $\sigma_{см}$.

Заклепочное соединение проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F_\gamma}{\delta d_з z}; \quad (2)$$

$$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}, \quad (3)$$

где, $\sigma_{см}$ и $[\sigma]_{см}$-расчетное и допускаемое напряжения на смятие для заклепочного соединения, МПа (табл.5.4.1): δ-толщина самой тонкой склепываемой детали, мм.

Размеры (мм) заклепок с полукруглой головкой (рис.5.4.3,а)

Таблица 5.4.2

$d_з$	D	H	R	$r_{,max}$	l
6	11	3,6	6	0,4	10-42
7	12,8	4,2	7	0,4	14-50
8	14	4,8	7,5	0,4	16-60
10	16	6	9	0,5	16-85
13	21	8	11	0,5	22-100
16	25	9,5	13	1	26-110
19	30	11	16	1	32-150
22	35	13	18	1	38-180
25	40	15	21	1	52-180
28	45	17	23,5	1,5	55-180

В формуле (3) $\sigma_{см}$ принимают для менее прочного из контактирующих материалов (заклепок или соединяемых листов).

При действии знакопеременной нагрузки на заклепочное соединение, допускаемые напряжения понижаются путем умножения на коэффициент γ

$$\gamma = \frac{1}{a + b\frac{F_{min}}{F_{max}}},$$

где, a, b-коэффициенты, зависящие от материала заклепок.

F_{min}, F_{max}-минимальное и максимальное значение действующей силы.

Вывод формулы диаметра заклепки.

Условие прочности на срез одной заклепки для рассматриваемой расчетной схемы (рис.5.4.4):

$$\tau_{ср.з} = \frac{F_\gamma}{Aiz} \leq [\tau]_{ср.з}.$$

Здесь, А-площадь опасного сечения заклепки, мм^2. Отсюда

$$\tau_{ср.з} = \frac{4F_r}{\pi d_з^2 iz} \leq [\tau]_{ср.з},$$

получим (см. 1)

$$d_з = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi iz[\tau]_{ср.з}}}.$$

Расчет параметров заклепочного шва и проверка прочности соединяемых деталей (листов).

1. Геометрические параметры заклепочного шва (рис.5.4.4) определяют по эмпирическим формулам.

Приблизительно диаметр заклепок в односрезном силовом соединении определяют по зависимости:

$d_з=2s$,

где, s-толщина соединяемых элементов.

Для двухсрезных заклепочных соединений диаметр заклепки определяют из соотношения

$d_з=1,5s$.

В конструкциях из легких сплавов формирование замыкающей головки происходит в холодном состоянии, поэтому силы сжатия соединяемых деталей и силы трения в заклепочном соединении небольшие. В связи с этим заклепки в основном работают на срез. Поэтому рекомендуется рассчитывать диаметр заклепки по зависимости:

$d_з=1,5s+2мм$.

Минимальный шаг t размещения заклепок определяется из условия удобства формирования замыкающей головки. Максимальный шаг заклепочного соединения определяется условием плотного соприкосновения листов и зависит от жесткости соединяемых элементов. Обычно он изменяется в пределах

$$t=(3\div6)d_з, \quad (4)$$

для однорядного шва внахлестку $t=3d_з$ (для двухрядного ($t=4d_з$)); для однорядного шва с двумя накладками $t=3,5d_з$ (для двухрядного ($t=6d_з$).

Расстояние от центра заклепки до края детали (листа):

для отверстий, полученных сверлением,

$e=1,5d_з$;

для продавленных отверстий

$$e=2d_з. \quad (5)$$

В конструкциях из легких сплавов-$e=2d_з$.

Расстояние e_1 от центра заклепки до края листа в направлении, перпендикулярном линии действия силы $e_1=1,5d_з$;

Толщина накладок (рис.5.4.6)

$$\delta\approx0,5\ d_з \quad (6)$$

Толщина склепываемых деталей (листов) (рис.5.4.6)

$$s_1\approx s_2\approx0,8\delta \quad (7)$$

Расстояние между рядами заклепок (рис.5.4.5)

$$a\geq0,6t \quad (8)$$

2. Прочность соединяемых деталей (листов) проверяют: на растяжение в сечении I-I (см. рис.5.4.4,г) по формуле

$$\sigma_p = \frac{F_r}{\delta(t - d_з)z} \leq [\sigma]_p, \qquad (9)$$

где, σ_p и $[\sigma]_p$-расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для соединяемых деталей (листов) (табл.15.1).

Коэффициент прочности шва.

Отверстия под заклепки снижают прочность соединяемых деталей на растяжение. Число, показывающее, во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклепки меньше прочности на растяжение той же детали без отверстий, называют коэффициентом прочности шва и обозначают буквой φ.

$$\varphi = \frac{t - d_з}{t}, \qquad (10)$$

φ всегда меньше единицы. Чем больше значение φ, тем лучше использован материал склепываемых деталей. Значения коэффициента φ зависят от конструкции шва.

Для однорядного шва внахлестку $\varphi = 0{,}65$;

Для двухрядного шва внахлестку $\varphi = 0{,}75$;

Для однорядного шва с двумя накладками $\varphi = 0{,}71$;

Для двухрядного с двумя накладками $\varphi = 0{,}84$.

Для повышения значения φ уменьшают $d_з$ и увеличивают t, т.е. применяют многорядные двухсрезные швы.

Проектировочный расчет прочных заклепочных швов при заданной нагрузке и заданном типе шва

С учетом материала, изложенного в предыдущем пункте, при известных параметрах F_r и φ (φ характеризует тип шва) расчет прочных заклепочных швов выполняют в следующей последовательности.

1.По заданному типу шва выбирают коэффициент прочности шва ([φ]=0,65…0,84, см. выше).

2.Определяют необходимую площадь сечения A скрепляемых деталей (листов) из условия прочности на растяжение с учетом ее ослабления отверстиями под заклепки по формуле

$$A \geq \frac{F_r}{[\varphi][\sigma]_p}, \qquad (11)$$

где, F_r-нагрузка, действующая на заклепочное соединение; $[\varphi]$-принимаемый коэффициент прочности шва; $[\sigma]_p$-допускаемое напряжение на растяжение материала деталей (табл.15.1).

3.По формулам (4)-(8) определяют диаметр заклепки ($d_з \approx 25$) и параметры шва t, e, a.

4. Число заклепок в шве определяют из условий прочности на срез

$$z = \frac{4F_r}{\pi d_з^2 i[\tau]_{ср.з}}$$

и на смятие

$$z = \frac{F_r}{\delta d_з [\sigma]_{см}}$$

Принимают большее из двух полученных значений ***z***. Для исключения возможности поворота соединяемых деталей число заклепок принимают ***z≥2***.

5.Разрабатывают конструкцию заклепочного шва (при этом уточняют параметры шва ***t, e, a, s***).

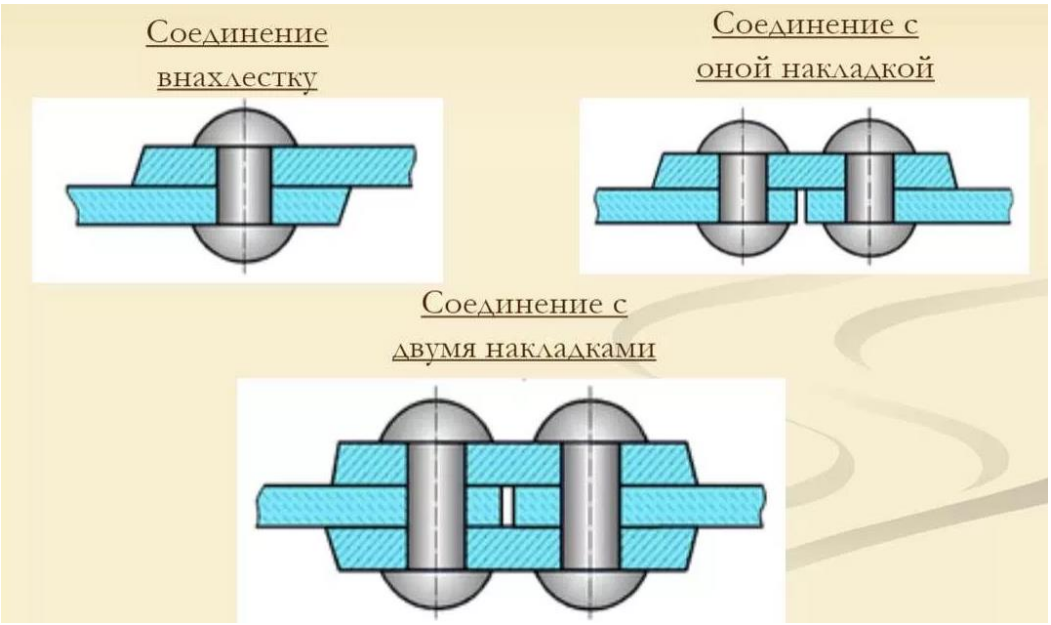
6.Спроектированный заклепочный шов проверяют по формуле (9) на разрыв деталей (листов).

7.По формуле (10) определяют действительное значение ***φ*** и сравнивают его с предварительно принятым ***[φ]***. Если ***φ<[φ]***, параметры шва уточняют.

5.4.4. Вопросы для самопроверки

-Что понимают под неразъемным соединением?
-Каковы достоинства и недостатки клепаных соединений? Область их применения.
-Как образуется клепаное соединение? Типы клепаных соединений.
-Какие конструкции швов применяют для увеличения коэффициента φ?
-Как рассчитывают заклепочное соединение?
-Особенности конструкции заклепочных соединений ферм?
-Что такое коэффициент φ прочности клепаного соединения? Какие типы соединений применяют для увеличения коэффициента φ?
-Почему за расчетный диаметр заклепки принимают диаметр отверстия d_0.
-Где и когда применяются заклёпочные соединения?
-Каковы критерии прочностного расчёта заклёпок?
-Перечислите достоинства и недостатки заклепочных соединений. Кратко обоснуйте перечисленные недостатки.
-Охарактеризуйте область применения заклепочных соединений.
-Какие требования следует предъявлять к материалам заклепок?
-По каким напряжениям рассчитывают заклепки прочных швов?
-Вспомните из курса «Метрология», какие бывают системы посадок.

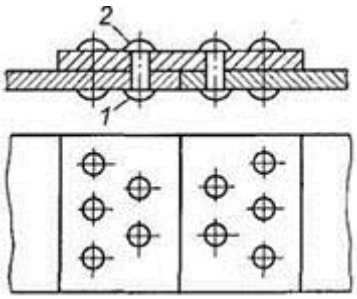
Вопросы для самопроверки
Задачи для самостоятельного решения



Тестовые вопросы

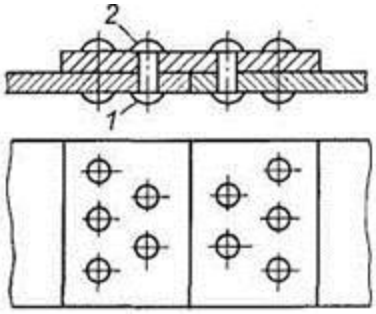
- Где применяются заклепочные соединения?
1. В корпусах судов
2. В фермах железнодорожных мостов
3. В авиастроении
4. В автомобилестроении

- Покажите на рисунке закладную головку заклепки



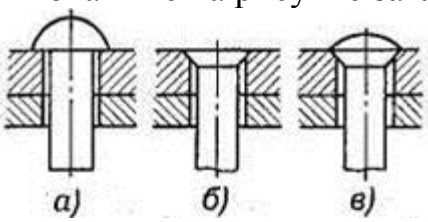
1. Поз. 1
2. Поз. 2
3. Определить нельзя

- Как называется заклепочный шов, показанный на рисунке?



1. Односрезный, двухрядный, встык с одной накладкой, шахматный
2. Двусрезный, двухрядный, встык с одной накладкой, шахматный
3. Односрезный, двухрядный, внахлестку, шахматный
4. Односрезный, четырехрядный, встык с одной накладкой, шахматный
5. Односрезный, двухрядный, встык с одной накладкой, параллельный

- Покажите на рисунке заклепку с полупотайной головкой



1. а
2. б
3. в

- Выберите материал заклепок для ответственных металлоконструкций мостов

1. СтЗ
2. Ст5
3. 40ХН
4. Д18

- На какой вид деформации рассчитывают заклепку?

1. На срез, растяжение и сжатие
2. На срез и смятие

3. На срез и растяжение

- Холодным способом производят клепку заклепок из…..
1) меди
2) алюминиевых сплавов
3) стали любых диаметров
4) стали диаметром до 10 мм

- Горячим способом производят клепку заклепок из…..
1) меди
2) алюминиевых сплавов
3) стали диаметром до 10 мм
4) стали диаметром боле 10 мм

- Недостатками заклепочных соединений являются…..
1) ослабление деталей отверстиями
2) невозможность соединения деталей из несвариваемых материалов
3) повышенный расход металла
4) высокая стоимость

-Пустотелые заклепки применяют…..
1) в силовых соединениях
2) в плотных соединениях
3) для соединения тонких листов и неметаллических деталей
4) для соединения толстых листов

- Заклепки в соединениях рассчитывают на…..
1) срез и смятие
2) сжатие
3) изгиб
4) кручение

- Диаметр заклепок определяется из условия прочности при…..
1) срезе
2) смятии
3) растяжении
4) кручении

- Проверочный расчет заклепочного соединения производят из условия прочности при…..
1) срезе
2) смятии
3) растяжении
4) кручении

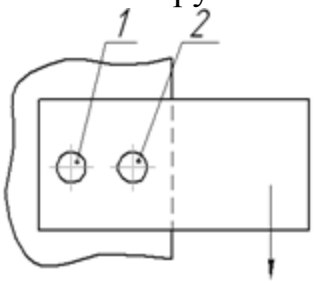
- При увеличении диаметра заклепок в заклепочном соединении в 2 раза прочность соединения по напряжениям среза заклепок…..

1) увеличивается в 2 раза
2) увеличивается в 4 раза
3) уменьшается в 2 раза
4) уменьшается в 4 раза

- При выборе материала заклепок необходимо…..

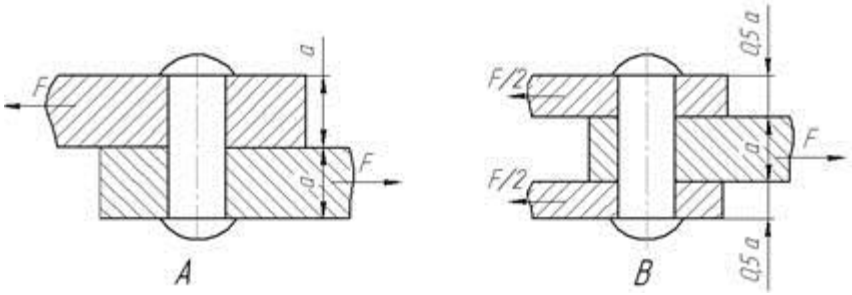
1) чтобы коэффициенты линейного расширения материалов заклепок и соединяемых деталей были близкими друг к другу
2) чтобы коэффициенты линейного расширения материалов заклепок и соединяемых деталей значительно отличались друг от друга
3) чтобы материалы заклепок и соединяемых деталей были разнородными
4) чтобы материалы заклепок и соединяемых деталей были однородными

- Более нагруженной является заклепка …..



1) 1
2) 2

- Большей нагрузочной способностью из условия прочности при срезе при одинаковом поперечном сечении заклепок обладает конструкция на рисунке…



1) A
2) B

- По какой формуле определяют шаг однорядного шва внахлестку, если известно значение диаметра заклепки?

1) 1,65d3
2) 2,0d3

3) 0,5d3
4) 3d3
5) 6d3

- По каким формулам рассчитывают прочность склепываемых листов в заклепочном шве?

1. $\frac{F_T}{\delta d_з z}$
2. $\frac{F_T}{Aiz}$
3. $\frac{F_T}{\delta(t-d_з)z}$
4. $\frac{F_T}{2\delta\left(e-\frac{d_з}{2}z\right)}$

- От каких параметров зависит коэффициент прочности шва φ?

1. Толщины листов δ
2. Диаметра заклепки d3
3. Шага t
4. Расстояния между заклепками a
5. Действующей нагрузки F

- По какой формуле следует рассчитывать число заклепок в шве?

1. $\frac{4F_T}{\pi d_з^2 i[\tau]_{ср.з}}$
2. $\frac{F_T}{\pi d_з[\sigma]_{см}}$

- В какой из перечисленных областей применения заклепочные соединения почти полностью вытеснены сваркой?

1. Соединения деталей, не допускающих нагрева.
2. Соединения, требующие герметичности.
3. Соединения неметаллических деталей.
4. Соединения, работающие в условиях вибрационных нагрузок.

- Какая запись сделана неверно?

1. Создать прочное заклепочное соединение холодной клепкой.
2. Создать прочное заклепочное соединение горячей клепкой.
3. Создать прочноплотное заклепочное соединение холодной клепкой.
4. Создать прочноплотное заклепочное соединение горячей клепкой.

- Выберите материал заклепки для горячей клепки:

1. Ст. 3;
2. Ст. 4;
3. Ст. 5;
4. Ст. 6.

- При одинаковом диаметре и количестве заклепок, какое из соединений имеет большую нагрузочную способность?

1. Внахлестку.
2. С одной накладкой.
3. С двумя накладками.
4. Равноценны.

- Стандартные заклепки отличаются друг от друга по форме головки:
1. Полукруглая головка.
2. Потайная.
3. Полупотайная.
4. Плоская.

Какие заклепки применяют для работы в коррозионных средах?

- Если прочное заклепочное нахлесточное соединение заменить соединением с одной накладкой (общее число заклепок возросло в два раза), как изменится его нагрузочная способность?
1. Не изменилась.
2. Уменьшилась в два раза.
3. Увеличилась в два раза.
4. Увеличилась в четыре раза.

- Прочное центрально-нагруженное заклепочное нахлесточное соединение должно передавать сдвигающую силу F=1200Н. Сколько заклепок диаметром 2 мм из ст.0 ([τ]ср=100 МПа) нужно поставить в таком соединении?
1. Две.
2. Три.
3. Четыре.
4. Пять.

- Соединение с одной накладкой заменили соединением с двумя накладками. Как изменится его нагрузочная способность по прочности тела заклепки на смятие?
1. Уменьшилась в два раза.
2. Не изменилась.
3. Увеличилась в два раза.
4. Увеличилась в четыре раза.

Примечание. Толщины накладок и детали одинаковые.

- С точки зрения прочности соединяемых деталей как следует расположить 24 заклепки.
1. В один ряд (24 шт.).
2. В два ряда (по 12 шт.).
3. В три ряда (по 8 шт.).
4. В четыре ряда (по 6 шт.).

- Что такое коэффициент прочности заклепочного шва?

1. Отношение площади отверстий под заклепки в опасном сечении детали к площади оставшегося сечения.

2. Отношение площади отверстий под заклепки к площади всего сечения.

3. Отношение площади оставшегося сечения к площади всего сечения.

4. Отношение площади всего сечения к площади оставшегося сечения.

- Какими считаются соединения с гарантированным натягом?

1. Разъемными.

2. Частично разъемными.

3. Разъемными в некоторых случаях.

4. Неразъемными.

- Сборка соединений с гарантированным натягом может осуществляться:

1. прессованием;

2. прессованием с подогревом охватывающей детали;

3. нагреванием охватывающей детали;

4. охлаждением охватываемой детали.

Какой метод повышает надежность и несущую способность соединения?

- Для определения температуры нагрева или охлаждения детали t°, обеспечивающей свободную сборку соединений с гарантированным натягом, используется формула

$$t^{\circ} = \frac{\delta_{max} + \delta_0}{10^3 \alpha d} + t_1^{\circ},$$

где d — номинальный диаметр посадки, мм; α — коэффициент теплового расширения; t1 — температура окружающей среды, °С; δmax; δ0 — соответственно натяг посадки и минимальный зазор для свободной сборки.

В каких единицах надо подставлять δmax и δ0 в эту формулу?

1. В метрах.

2. В сантиметрах.

3. В миллиметрах.

4. В микрометрах.

- Как можно нагружать соединение с гарантированным натягом?

1. Только осевой силой.

2. Только крутящим моментом.

3. Только изгибающим моментом.

4. Осевой силой, крутящим и изгибающим моментами одновременно.

- Ниже приведены формулы, используемые для расчетов нагрузочной способности цилиндрического соединения с гарантированным натягом:

1) ≤fpπdl;

2) ≤fpπd2l/2;

3) ≤pdl2/3;

4. Не приведена.

где f—коэффициент трения; p—удельное давление на поверхности контакта; d—номинальный диаметр соединения; l — осевая длина соединения.

Какую из формул следует использовать для определения максимального крутящего момента, который может передать соединение?

- В соединении с гарантированным натягом посадочное давление p и натяг δ связывает формула Ляме:

$$p = \frac{\delta}{10^3 d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)} \text{ (МПа);}$$

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$$

где d — посадочный диаметр, мм; d1 — диаметр отверстия в охватываемой детали, мм; d2,—наружный диаметр охватывающей детали, мм; E1, μ1, E2, μ2— соответственно модуль упругости в МПа и коэффициент Пуассона охватываемой и охватывающей деталей.

В каких единицах подставляется в формулу натяг?

1. В метрах.
2. В сантиметрах.
3. В миллиметрах.
4. В микрометрах.

- При проверке прочности соединения с гарантированным натягом выяснилось, что ступица (охватывающая деталь) недостаточно прочна. Было предложено:

1. Увеличить ее длину.
2. Увеличить длину и наружный диаметр.
3. Увеличить наружный диаметр.
4. Улучшить материал.

Какое из предложений лишено физического смысла?

- Как соединение с гарантированным натягом влияет на усталостную прочность валов?

1. Снижает.
2. Повышает.
3. Не влияет.
4. В зависимости от конструкции может и снижать и повышать.

- При каком из указанных ниже способов сборки соединения с гарантированным натягом следует стремиться к максимальной чистоте обработки контактирующих поверхностей?

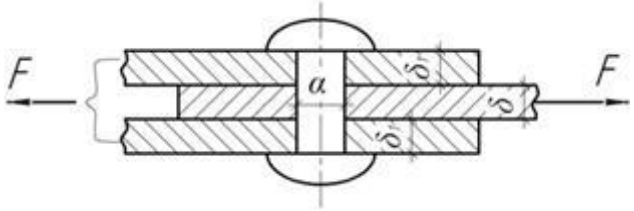
1. Прессование.
2. Прессование с подогревом охватывающей детали.
3. Нагреванием охватывающей детали.
4. Охлаждением охватываемой детали.

- В соединениях с гарантированным натягом меняют первоначальные размеры - непосадочные диаметры деталей. Если полый вал заменить сплошным, каким станет наружный диаметр ступицы при прочих равных условиях?

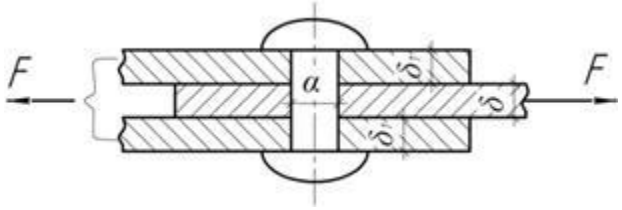
1. Больше.
2. Меньше,
3. Не изменится.
4. Будет зависеть от первоначального соотношения посадочного и внутреннего диаметров вала.

Задачи для самостоятельного решения

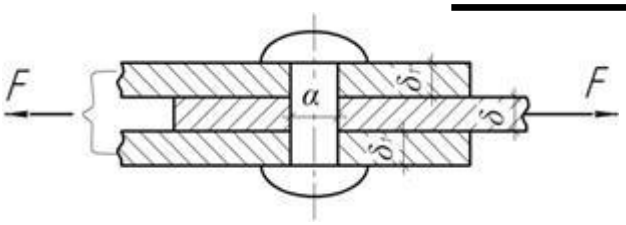
- Дано: d=6 мм, количество заклепок n=5, F=104 Н; обработка отверстия – продавливание, материал – сталь 2. Определить прочность соединения на срез. Дать оценку конструкции.



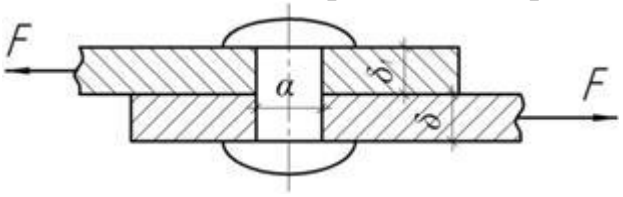
- Определить силу F, которую может передавать соединение из условия его прочности на сжатие. Дано: d=10 мм, $\delta_1 = 3$ мм, $\delta = 5$ мм, количество заклепок n=4; обработка отверстия – сверление, материал – сталь 2.



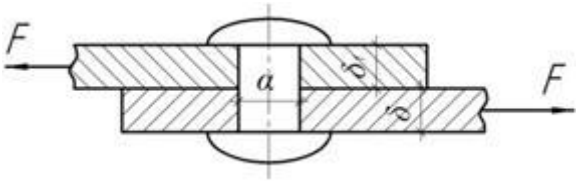
- Определить прочность соединения на смятие. Дать оценку конструкции. Дано: d=4 мм, $\delta_1 = 3$ мм, $\delta = 7$ мм, количество заклепок n=10, F=104 Н; обработка отверстия - продавливание, материал – сталь 2.



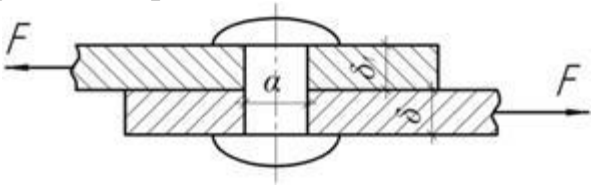
- Определить минимальное значение толщины листа δ_1 из условия прочности соединения на сжатие. Дано: d=4 мм, количество заклепок n=6, F=104 Н; обработка отверстия - сверление, материал – сталь 2.



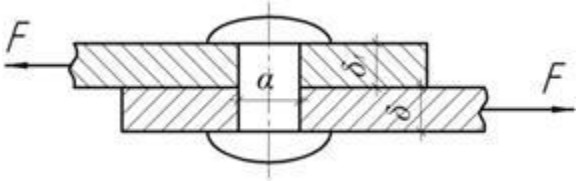
- Определить коэффициент прочности заклепочного соединения. Дано: d=3 мм, $\delta_1 = 3$ мм, $\delta = 4$мм, количество заклепок n=10, F=103 Н, шаг t=10 мм, $[\sigma_p] = 300$МПа.



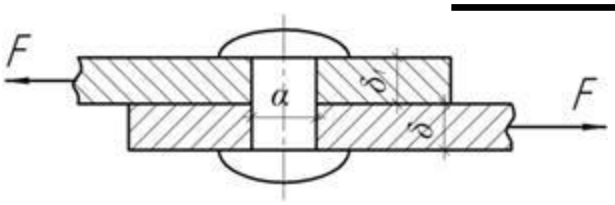
- Определить число заклепок. Дано: d=5 мм, δ=4 мм, шаг t=12 мм, коэффициент прочности заклепочного соединения $\emptyset_{min} = 300$ МПа.



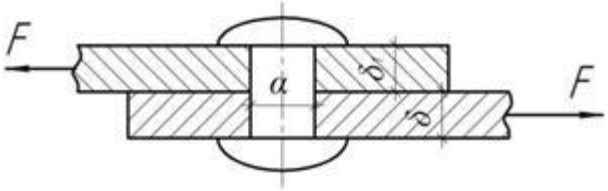
- Определить прочность соединения на смятие. Дано: d=6 мм, $\delta_1 = 5$ мм, $\delta = 3$ мм, количество заклепок n=10, F=104; обработка отверстия – сверление, материал – сталь 2.



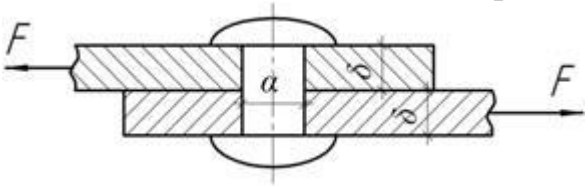
- Определить необходимое количество заклепок из условия прочности на смятие. Дано: d=5 мм, $\delta_1 = 3$ мм, $\delta = 6$ мм, F=104 Н; обработка отверстия – продавливание, материал – сталь 3.



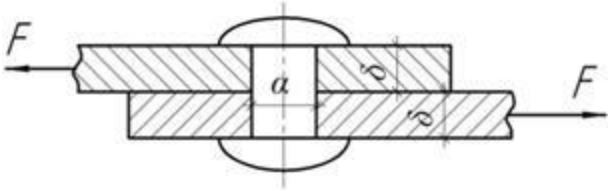
- Определить необходимый диаметр заклепок из условия прочности на сжатие. Дано: $\delta_1 = 3$ мм, $\delta = 5$ мм, количество заклепок n=4, F=104 Н; обработка отверстия – продавливание, материал – сталь 2.



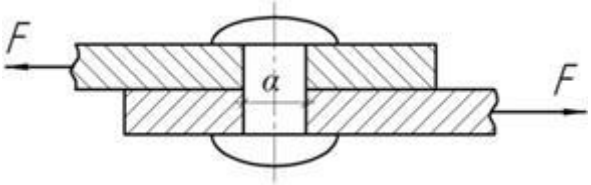
- Дано: d=5 мм, δ=4 мм, количество заклепок n=10, F=104 Н, коэффициент прочности заклепочного соединения $\emptyset_{min} = 0{,}7, \sigma^{p}_{adm} = 280$ МПа. Определить шаг t в соединении деталей.



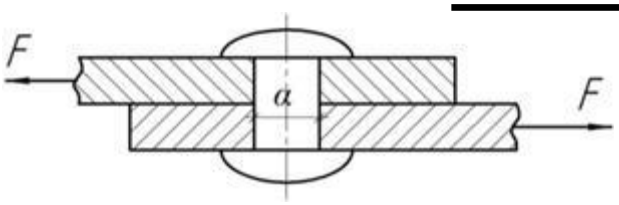
- Дано: d=6 мм, δ= 3 мм, количество заклепок n=4, шаг t=20 мм, коэффициент прочности заклепочного соединения $\emptyset_{min} = 0{,}7, \sigma^{p}_{adm} = 300$ МПа. Определить силу F, передаваемую соединением.



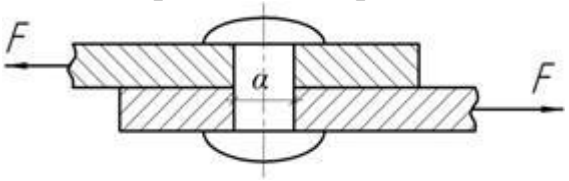
- Определить прочность соединения на срез. Дано: =6 мм, A=104 Н; количество заклепок n=3; обработка отверстия – сверление, материал – сталь 2.



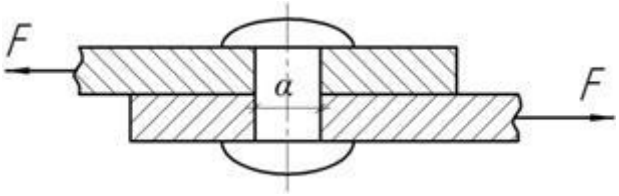
- Определить число заклепок из условия прочности соединения на срез. Дано: d=3 мм, F=104 Н, обработка отверстия – сверление, материал – сталь 3.



- Определить силу F, которую может передавать соединение из условия прочности на срез. Дано: d=5 мм, количество заклепок n=4; обработка отверстия – сверление, материал – сталь 2.



- Определить диаметр заклепки. Дано: количество заклепок n=10, F=104 Н; обработка отверстия – сверление, материал – сталь 3.



5.5. СВАРОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЕ

5.5.1. Основные понятия
5.5.2. Сварные соединения
5.5.3. Расчет сварных соединений на прочность

5.5.1. Основные понятия

Каждая машина состоит из деталей, число которых зависит от сложности и размеров машины. Так автомобиль содержит около 16 000 деталей (включая двигатель), крупный карусельный станок имеет более 20 000 деталей и т.д.

Чтобы выполнять свои функции в машине детали соединяются между собой определенным образом, образуя ***подвижные и неподвижные связи.*** Например, соединение коленчатого вала двигателя с шатуном, поршня с гильзой цилиндра (подвижные связи). Соединение штока гидроцилиндра с поршнем, крышки разъемного подшипника с корпусом (неподвижные связи).

Наличие подвижных связей в машине обусловлено ее кинематической схемой. Неподвижные связи обусловлены целесообразностью расчленения машины на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт, транспортировку и т. п.

Соединение деталей - конструктивное обеспечение их контакта с целью кинематического и силового взаимодействия либо для образования из них частей (деталей, сборочных единиц) механизмов, машин и приборов.

С точки зрения общности расчетов все соединения делят на две большие группы: *неразъемные и разъемные* соединения.

Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные, клеевые соединения, а также соединения с гарантированным натягом. Неразъемные соединения осуществляются силами молекулярного сцепления (сварка, пайка, склеивание) или механическими средствами (клепка, вальцевание, прессование).

Разъемными называют соединения, которые можно многократно собирать и разбирать без повреждения деталей. К разъемным относятся резьбовые, шпоночные и шлицевые соединения, штифтовые и клиновые соединения.

По форме сопрягаемых поверхностей соединения делят на плоское, цилиндрическое, коническое, сферическое, винтовое и т.д.

Проектирование соединений является очень ответственной задачей, поскольку большинство разрушений в машинах происходит именно в местах соединений. Многие аварии и прочие неполадки в работе машин и сооружений обусловлены неудовлетворительным качеством соединений.

Так, например, опытом эксплуатации отечественных и зарубежных самолетов установлено, что долговечность фюзеляжа определяется прежде всего усталостными разрушениями, из которых до 85% приходится на резьбовые и заклепочные соединения. Отметим, также, что в конструкциях

тяжелых широкофюзеляжных самолетов (например, ИЛ-96, АН-124) насчитывается до 700 тыс. болтов и до 1,5 млн заклепок.

К соединениям в зависимости от их назначения предъявляются требования *прочности, плотности (герметичности) и жесткости*.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является *прочность*. Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами. Наличие соединения, которое обладает прочностью, составляющей, например, 0,8 от прочности самих деталей, свидетельствует о том, что 20% нагрузочной способности этих деталей или соответствующая часть металла конструкции не используется.

При оценке *прочности* соединения стремятся приблизить его прочность к прочности соединяемых элементов, т.е. стремятся *обеспечить равнопрочность конструкции*.

Требование *плотности* является основным для сосудов и аппаратов, работающих под давлением. Уплотнение разъемного соединения достигается за счет:

-*сильного сжатия* достаточно качественно обработанных поверхностей;

-*введения прокладок* из легко деформируемого материала.

При этом рабочее удельное давление q в плоскости стыка должно лежать в пределах q=(1,5…4)p, p-внутренне давление жидкости в сосуде.

Экспериментальные исследования показали, что *жесткость* соединения во много раз меньше жесткости соединяемых элементов, а поскольку жесткость системы всегда меньше жесткости наименее жесткого элемента, то именно *жесткость соединения* определяет жесткость системы.

Желательно, чтобы соединение не искажало форму изделия, не вносило дополнительных элементов в его конструкцию и т. п. Например, соединение труб болтами требует образования фланцев, сверления отверстий под винты, установку самих винтов с гайками и шайбами. Соединение труб сваркой встык не требует никаких дополнительных элементов. Оно в наибольшей степени приближает составное изделие к целому. С этих позиций соединение болтами может быть оправдано только разъемностью.

Выбор типа соединения определяет инженер.

5.5.2. Сварные соединения

Сварка-это технологический процесс получения неразъемного соединения металлических или неметаллических деталей с применением нагрева (до пластического или расплавленного состояния), выполненного таким образом, чтобы место соединения по механическим свойствам и своему составу по возможности не отличалось от основного материала детали.

Процессы сварки целесообразно рассматривать с трех основных точек зрения: конструктивной, технологической и по природе самих процессов.

С *конструктивной* точки зрения сварка представляет собой процессы создания неразъемных соединений металлических деталей. Сварные соединения необходимо рассматривать как элементы конструкций.

С *технологической* точки зрения сварка является важнейшими операциями процесса сборки металлических деталей в узлы и целые конструкции.

По природе процессов сварка является сложными металлургическими, разнообразными по форме процессами.

Сварка успешно заменяет поковки, отливки, клепаные соединения, упрощая технологический процесс, снижая трудоемкость и уменьшая вес изделия. Известно около 70 способов сварки. В соответствии с традиционной классификацией они делятся на две большие группы: сварка плавлением и сварка давлением.

При ***сварке плавлением*** металл нагревается в зоне сварки до жидкого состояния. К этому виду относятся дуговая, плазменная, лазерная, электрошлаковая, электронно-лучевая, ионно-лучевая, индукционная, газовая, термитная, литейная и др.

Для ***сварки давлением*** обязательным условием является наличие внешних сжимающих усилий. Это контактная, диффузионная, термокомпрессорная, дугопрессовая, шлакопрессовая, газопрессовая, трением, взрывом, холодная, магнито-импульсная и другие способы сварки.

При соединении деталей с помощью сварки плавлением к расплавляемой области подводят присадочный материал, который заполняет свариваемое место (рис.5.5.1.а). Затвердевший после сварки металл, соединяющий сваренные детали, *называют* ***сварным швом.*** Формирование сварочного шва сопровождается частичным оплавлением поверхностей деталей, участвующих в образовании сварного соединения. Поверхности свариваемых деталей, подвергающиеся частичному оплавлению при формировании сварчного шва и участвующие в образовании соединения, называются ***свариваемыми кромками.***

В зависимости от вида источника энергии различают *термический, термомеханический и механический* классы сварки.

Основные виды электросварки-***дуговая, газовая*** **и** ***контактная.***

Дуговая сварка-наиболее распространенный вид. Применяется везде, где есть источники электроэнергии.

Разновидности дуговой сварки:

-*ручная сварка;* этот метод сварки отличается низкой производительностью, но легко доступен для применения;

-*полуавтоматическая сварка* под слоем флюса; применяется для конструкций с короткими прерывистыми швами;

-*автоматическая сварка* под слоем флюса; этот метод сварки высокопроизводителен и экономичен, дает хорошее качество шва, применяется в крупносерийном и массовом производстве.

Газовая сварка применяется в основном там, где нет источников электроэнергии, например, при ремонте в полевых условиях.

При газовой сварке свариваемый и присадочный металлы расплавляют в пламени, получающемся при сгорании какого-либо горючего газа (чаще всего-ацетилена) в смеси с кислородом.

Газовую сварку осуществляют и без применения присадочного материала, где формирование шва проводят за счет расплавления кромок основного металла (соединения - стыковое с отбортовкой и угловое).

Эту сварку применяют в основном при ремонтных работах, при заварке дефектов чугунного литья, при сварке тонколистовых конструкций из малоуглеродистых сталей (толщиной до 5 мм) и некоторых цветных металлов.

По сравнению с электродуговой сваркой, газовая сварка - процесс малопроизводительный.

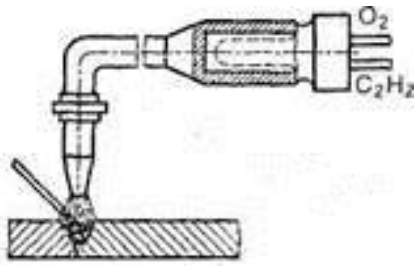
Недостатки: прочностные качества сварных соединений на сталях и алюминии невысоки, и также возникают значительные деформации свариваемых деталей.

Контактная сварка применяется в серийном и массовом производстве при нахлесточном соединении тонкого листового металла (точечная, роликовая) или при стыковом соединении круглого и полосового (стыковая сварка, рис.5.5.1.г).

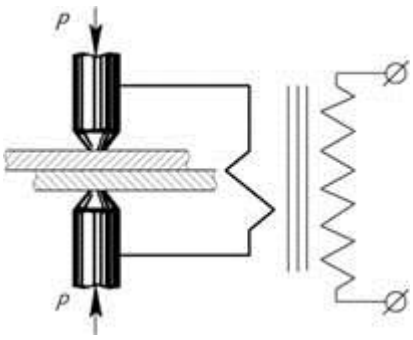
Для образования соединения на специальных контактных машинах стык разогревают электрическим током или силами трения до пластичного состояния металла и сдавливают.

Например, на долю стыковых соединений контактной сварки приходится более половины выпуска сварного режущего инструмента, где режущая (рабочая) часть из качественной быстрорежущей стали приварена силами трения и сжатия к хвостовой части из углеродистой или легированной стали меньшего качества (более дешевой).

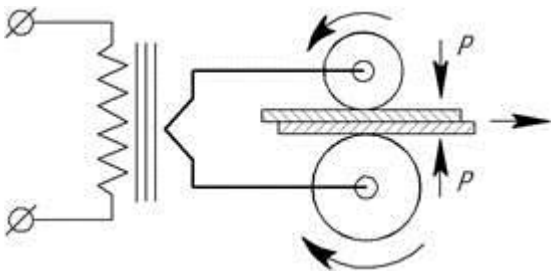
Контактную точечную и шовную сварку применяют для соединения деталей из тонкого (δ≤3мм) листового материала. При точечной сварке листы нагревают и сдавливают электродами 1 (рис.5.5.1,б), при шовной - роликами 2 (рис.5.5.1,в).



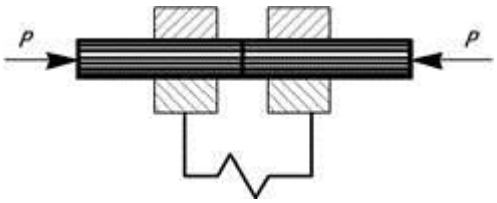
а-получение сварного шва газовой сваркой



б-точечная сварка



в-шовная (роликовая) сварка



г-стыковая сварка

Рис.5.5.1. некоторые виды сварок

При контактной сварке (сварка давлением) присадочный материал не применяют. Контактная сварка основана на использовании тепла, выделяющегося в месте соприкосновения свариваемых деталей (например, при прохождении через них электрического тока). Сварка производится с применением механического давления, под действием которого детали, предварительно нагретые в месте соединения (контакта) до пластического состояния или оплавления, образуют сварной шов.

Технологические процессы различных способов сварки и область их применения рассматриваются в курсе «Технология металлов и конструкционные материалы».

Выбор способа сварки определяется следующими факторами:

-маркой свариваемого материала;

-требуемыми свойствами сварного соединения;

-конструкцией сборочной единицы.

Необходимо принимать во внимание и дополнительные факторы, влияющие на выбор способа сварки (например, *общий объем сварки в изделии, серийность и стоимость процесса сварки*), и рассматривать их с учетом конкретных условий производства сварной конструкции.

Сварным соединением *называют неразъемное соединение деталей с помощью сварных швов.* Если в заклепочном соединении соединяющим элементом является заклепка, то в сварных - расплавленный металл, создающий при остывании неразъемное соединение, то есть такое, которые не может быть разобрано без повреждения деталей. Сварные соединения лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, цветных сплавов и пластмасс.

Масса сварных конструкций при тех же габаритах значительно меньше клепаных (на 15%). Экономия металла достигается за счет использования полной площади сечения, а также возможности более рационального конструирования (например, применения стыковых соединений в тех случаях, когда при заклепочном соединении приходится применять накладки).

Стандарты, регламентирующие основные типы, конструктивные элементы, размеры и условные обозначения сварных соединений, даны в таблице 5.5.1.

Таблица 5.5.1

ГОСТ	Наименование
5264-80	Ручная дуговая сварка. Соединения сварные
8713-79	Сварка под флюсом. Соединения сварные
11533-75	Автоматическая и полуавтоматическая дуговая сварка под флюсом. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
11534-75	Ручная дуговая сварка. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
14771-76	Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные
14776-79	Дуговая сварка. Соединения сварные

14806-80	Дуговая сварка алюминия и алюминиевых сплавов в инертных газах. Соединения сварные
15164-78	Электрошлаковая сварка. Соединения сварные
15878-79	Контактная сварка. Соединения сварные
16038-80	Сварка дуговая. Соединения сварные трубопроводов из меди и медно-никелевого сплава
16310-80	Соединения сварные из полиэтилена, полипропилена и винипласта
23518-79	Дуговая сварка в защитных газах. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
23792-79	Соединения контактные, электрические, сварные

Ручная дуговая сварка. Схема ручной дуговой сварки покрытым электродом приведена на рис.5.5.2. На ней обозначены: сердечник электрода; электродное покрытие; дуга; сварочная ванна; свариваемый металл; жидкий шлак; сварочная ванна; защитная атмосфера; затвердевший шлак; шов.

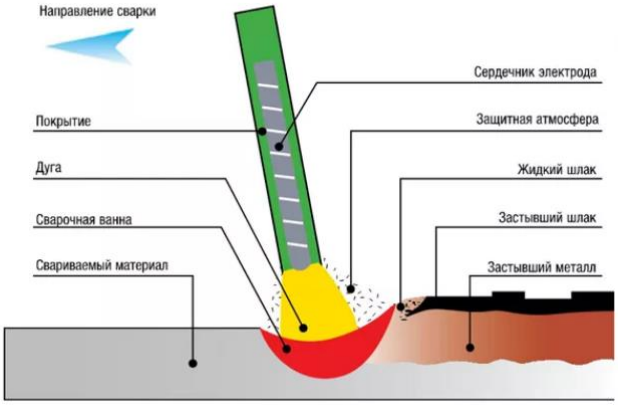


Рис.5.5.2. Ручная дуговая сварка

Для выполнения сварочной операции металл в зоне сварки нагревается и расплавляется под действием теплоты дуги, горящей между электродом и основным металлом. В результате развивается эмиссия электронов и ионизация газов и паров в промежутке между электродом и основным металлом, загорается дуга. Материал электрода, расплавленный дугой, заполняет стык соединяемых элементов. После остывания расплавленного металла образуется сварной шов. Для защиты плавящегося металла от попадания вредных веществ из воздуха на поверхность электрода наносится толстая защитная обмазка, выделяющая при плавлении электрода большое количество шлака и газов. Так как шлак имеет меньшую плотность, чем металл, он всплывает на поверхность сварочной ванны и изолирует металл от окружающей среды.

Технология сварки. Технологический процесс ручной дуговой сварки состоит из следующих операций:

- обработка свариваемых кромок;
- очистка поверхностей свариваемых заготовок;
- сборка и прихватка;
- сварка;
- правка;

- очистка швов от шлака закристаллизовавшихся брызг металла;
- контроль качества сварной конструкции.

Для выполнения сварочной операции возбуждают дугу прикасанием свободным от покрытия торцом электрода к основному металлу, а прерывают дугу - отрывом от него.

При ручной дуговой сварке швы накладываются во всех пространственных положениях - нижнем, вертикальном, потолочном. Наиболее высокое качество швов получается в нижнем положении.

Выбор режима сварки заключается в определении диаметра электрода и силы сварочного тока и зависит от толщины свариваемых элементов.

Сварочные электроды. Электрод для ручной дуговой сварки - это металлический стержень, на который нанесено покрытие. Как отмечалось ранее, при воздействии теплоты дуги компоненты покрытия электрода расплавляются, образуя жидкие шлаки и газы.

Государственным стандартом электроды подразделяются на классы:

- У-для сварки углеродистых и низколегированных сталей;
- Л-для сварки легированных конструкционных сталей;
- Т-для сварки легированных теплоустойчивых сталей;
- В-для сварки высоколегированных сталей с особыми свойствами.

Стандартом установлены следующие типы электродов: Э38, Э42, Э46 и Э50, Э55 и Э60-для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей; Э42А, Э46А и Э50А-для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей, если к металлу сварных швов предъявляют повышенные требования по пластичности и ударной вязкости; Э70, Э85, Э100, Э125, Э150-для сварки легированных конструкционных сталей повышенной прочности. В марках электродов число после буквы **Э** обозначает предел прочности наваренного металла, кгс/мм^2 (1кгс/мм^2=10МПа), буква **А** указывает на то, что материал электрода-высококачественная сталь. Выбор электрода для сварки конкретной стали осуществляется с учетом требуемых химического состава и механических свойств металла шва, технологических и других характеристик электродов, а также специфики производства.

Сварочное оборудование. Ручную сварку выполняют на постоянном и переменном токах. При сварке на переменном токе потребляется меньше электроэнергии, источники переменного тока имеют более простую конструкцию, они долговечнее и надежнее. Однако при постоянном токе устойчивее горит дуга.

Для понижения напряжения в сети применяются трансформаторы. Питание электрической дуги выпрямленным током осуществляется различными сварочными выпрямителями. При сварке тонких деталей применяются специальные преобразователи с электронным блоком управления, которые обеспечивают хорошую стабилизацию тока.

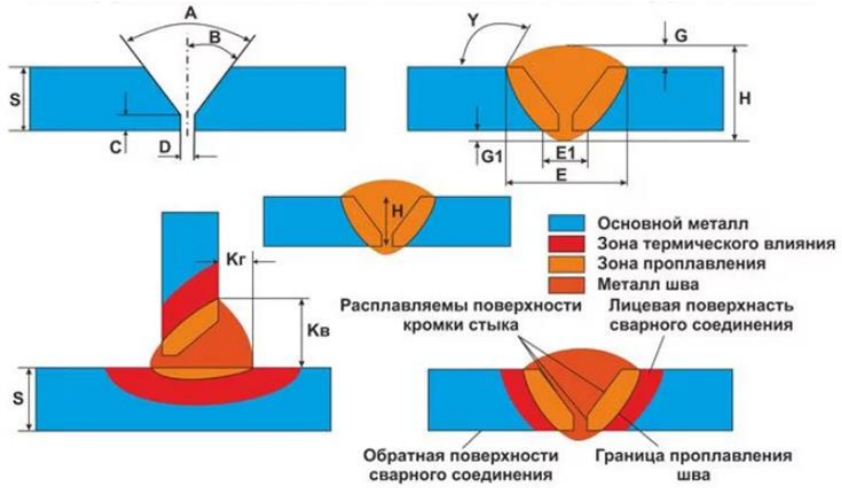
Применение. Ручная дуговая сварка в основном применяется при монтажных и ремонтных работах, а также в единичном и мелкосерийном производствах. На предприятиях железнодорожного транспорта с применением

ручной дуговой сварки выполняется более половины всего объема сварочных работ. Этим способом заваривают трещины и другие дефекты, наваривают изношенные поверхности деталей подвижного состава.

Преимущества. При ручной дуговой сварке можно накладывать швы в любом пространственном положении; выполняются сварные соединения всех типов; применяемое оборудование отличается простотой, надежностью и небольшими габаритами.

Недостатки. Низкая производительность; невысокое качество швов; автоматически не регулируется сила сварочного тока.

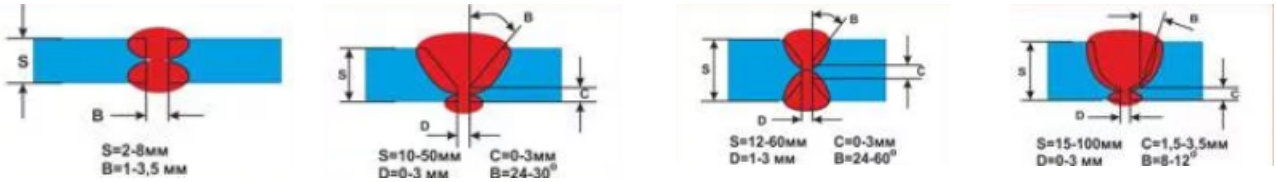
Геометрические характеристики разделка стыка и сварного соединения приведены на рис.5.5.3.



где, ***S,S1***-толщина сварных элементов; ***D***-зазор между сварными кромками; ***C***-ширина притуплении кромки; ***A***-угол раскрытия стыка; ***B***-угол скоса кромок; ***G1***-высота выпуклости корня шва; ***G***-высота выпуклости шва; ***E***-ширина шва, ***E1***-ширина выпуклости корня шва; ***Y***-угол перехода металла шва к основному металлу; ***H***-максимальная толщина шва; ***K,K1***-соответсвенно вертикальный и горизонтальный катеты несимметричного углового шва.

Широко распространённые сварные соединения при ручной сварке

С- Стыковые



У-угловые **Т-тавровые**

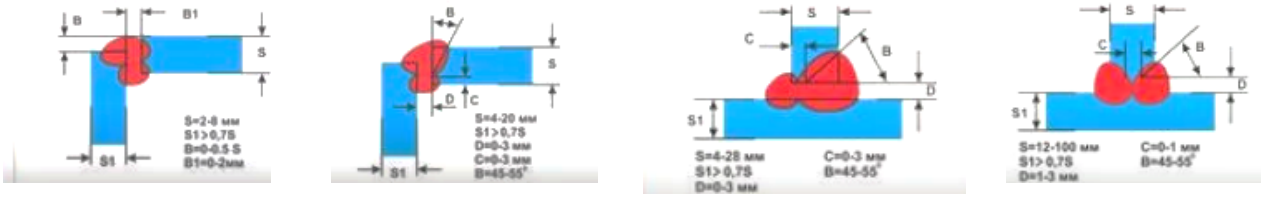


Рис.5.5.3. Геометрические характеристики разделка стыка и сварного соединения

Некоторые специальные виды сварки

К специальным условно отнесены следующие виды сварки:

-термический класс: лазерная, электронно-лучевая, плазменная, электрошлаковая, термитная, газовая;

-термомеханический и механический классы: диффузионная, дугопрессовая, газопрессовая, трением, ультразвуковая, взрывом, холодная;

-контактная сварка: точечная, рельефная, шовная стыковая.

Рассмотрим некоторые из них более подробно.

Лазерная сварка. Лазерный луч с помощью оптической системы фокусируется на поверхности материала в световое пятно диаметра 100 мкм. При этом реализуется очень высокая плотность световой мощности и начинается плавление металла. В результате поглощения электромагнитного лазерного излучения металлом в пятне поглощения (световом пятне) образуется сварочная ванна. Мощные лазеры позволяют накладывать непрерывные швы с глубиной проплавления до 20 мм. Ими сваривают не только металлы, но и неметаллические материалы, например стекло, кварц и др. Лазерную сварку можно выполнять на воздухе или в камере с контролируемой атмосферой (рис.5.5.4.).

С *применением* лазерной сварки приваривают наконечники к лопастям газовых турбин, закаленные режущие кромки к полотнам металлорежущих пил, соединительные планки к стволам охотничьих ружей, герметизируют корпусы приборов и др.

Преимущества лазерной сварки: швы можно накладывать в труднодоступных местах; отсутствует контакт со свариваемым металлом и поэтому не загрязняются металл сварочной ванны и шов; мала зона термического влияния и поэтому незначительно коробление сварной конструкции.

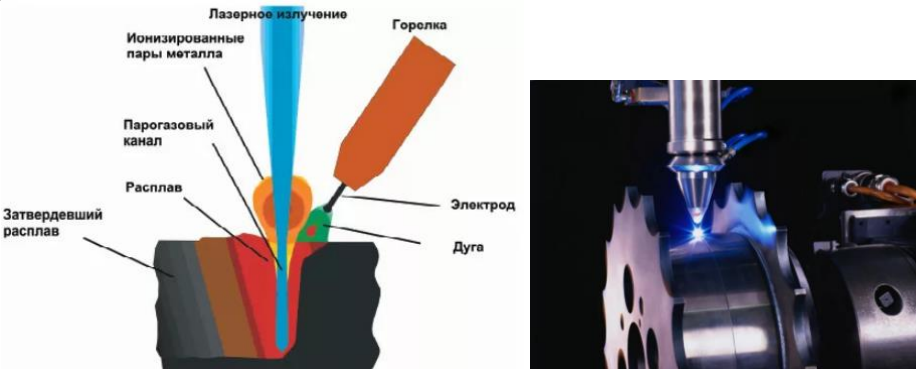


Рис.5.5.4. Лазерная сварка

Плазменная сварка. Металл в зоне сварки нагревается плазмой до расплавления с образованием сварочной ванны. После кристаллизации происходит образование сварного шва (рис.5.5.5.).

Плазма - частично или полностью ионизированный газ с высокой концентрацией заряженных частиц, в котором плотности положительных и отрицательных зарядов практически одинаковы. Ионизированные частицы плазмы обладают запасом кинетической и потенциальной энергий. Для создания плазмы применяют различные источники энергии, например, электрический разряд в газах, лазерный луч, процессы горения и взрыва,

ядерные реакции. С целью повышения степени ионизации плазма обжимается в канале сопла плазмотрона.

Установка для автоматической плазменной сварки состоит из плазмотрона, самоходной головки, аппаратуры управления, системы газопитания и источника тока. Катоды плазменных горелок изготовляют из вольфрама с присадками лантана, а аноды (сопла) - из меди и латуни. Поскольку в плазме развиваются высокие температуры, электроды (катод и анод) интенсивно охлаждают проточной водой.

Применение. Плазменной сваркой сваривают мембранные элементы, сифоны, термопары, тонкостенные трубы. Она применяется в производстве статоров электродвигателей, кузовов автомобилей, труб, вытяжных каналов двигателей внутреннего сгорания и др.

Преимущества. Нагрев свариваемого металла можно достаточно точно регулировать в широком интервале температур, изменяя форму и размеры сопла, состав и расход газов и т.д. Поэтому весьма стабильны геометрические параметры швов, меньше склонность их к образованию трещин.

Рис.5.5.5. Плазменная сварка

<u>В электрошлаковой сварке</u> источником нагрева служит теплота, выделяющаяся при прохождении тока от электрода к изделию через шлаковую ванну (рис.5.5.6.). Электрошлаковая сварка предназначена для соединения деталей большой толщины. Толщина свариваемых деталей практически не ограничивается. Электрошлаковая сварка позволяет заменять сложные и тяжелые цельнолитые и цельнокованые конструкции сварными из отдельных простых отливок, поковок и листов, что значительно облегчает и снижает стоимость производства. Эта сварка применима и для чугунных отливок. При электрошлаковой сварке отсутствует дуговой разряд, что обеспечивает более спокойное протекание сварки без разбрызгивания металла и шлака. Толщина свариваемой детали может достигать 3000 мм.

Рис.5.5.6. Электрошлаковая сварка

Контактная сварка основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей и осуществляется несколькими способами. При *стыковой контактной сварке* через детали пропускают ток, сила которого достигает нескольких тысяч ампер. Основное количество теплоты выделяется в месте стыка, где имеется наибольшее сопротивление; металл в этой зоне разогревается до пластического состояния или даже до поверхностного оплавления. Затем ток выключают, а разогретые детали сдавливают с некоторой силой - происходит сварка металла деталей по всей поверхности стыка. Этот вид сварки рекомендуют применять для стыковых соединений деталей, площадь поперечного сечения которых сравнительно невелика.

Точечная контактная сварка относится к группе контактной сварки, при которой для образования соединения в свариваемый металл вводятся два вида энергии: тепловая и механическая. При точечной, а также рельефной, шовной сварке металл в зоне сварки нагревается до жидкого состояния с большой скоростью, достигающей десятков тысяч градусов в секунду. Затем заготовки прижимаются одна к другой, в результате чего поверхностные выступы сминаются, а зерна металла измельчаются. После выключения сварочного тока металл в зоне сварки охлаждается и кристаллизуется. В результате образуется соединение, называемое *сварной точкой*. Воздействие внешнего давления и пластическая деформация благоприятно влияют на уплотнение ядра при кристаллизации металла.

Точечная сварка выполняется на машинах переменного, постоянного тока и конденсаторных машинах.

Есть две разновидности точечной сварки: одноточечная и многоточечная. Многоточечная сварка применяется с целью повышения производительности труда и уменьшения коробления сварной конструкции. Выполняют только нахлесточные соединения заготовок различной конфигурации из листа, прокатных и прессованных профилей, а также из литых, кованых, обработанных резанием полуфабрикатов.

При шовной контактной сварке узкий непрерывный или прерывистый шов расположен вдоль стыка деталей. Эту сварку выполняют с помощью электродов, имеющих форму дисков, которые катятся в направлении сварки. Точечную и шовную сварку применяют в нахлесточных соединениях преимущественно для листовых деталей толщиной не более 3-4 мм и тонких стержней арматурных сеток. В отличие от точечной шовная сварка образует герметичное соединение.

Применение. Диапазон применения контактной сварки весьма широк - от микроминиатюрных полупроводниковых устройств и пленочных микросхем, до крупных космических аппаратов. Точечная сварка широко применяется в вагоно- и тепловозостроении: выполняют сварку крыш, боковых стен, настила пола цельнометаллических пассажирских вагонов. Стыковая контактная сварка применяется в производстве железнодорожных рельсов для их соединения в плети длиной до 800 м, а также при ремонте деталей подвижного состава.

Все рассмотренные виды контактной сварки высокопроизводительны, их широко применяют в массовом производстве для сварки труб, арматуры, кузовов автомобилей, металлической обшивки железнодорожных вагонов, корпусов самолетов, тонкостенных резервуаров и т. п.

Ультразвуковая сварка. Соединение при этом способе сварки образуется в результате воздействия на свариваемый материал ультразвуком в сочетании с небольшими сдавливающими усилиями. При введении ультразвука окислы и загрязнения, имеющиеся на сопрягаемых поверхностях, разрушаются и удаляются к периферии, а в металле развивается пластическая деформация и нагрев на локальных участках, на которых происходит смятие микровыступов и измельчение зерен металла (рис.5.5.7.).

Установка для сварки ультразвуком состоит из высокочастотного генератора электрических колебаний, магнитострикторa, преобразующего высокочастотные электрические колебания в механические, волновода, сварочного наконечника, привода сжатия.

Применение. Ультразвуком в основном сваривают пластичные металлы: алюминий, медь, никель, а также некоторые неметаллические материалы - пластмассы, стекло, полупроводники. Ультразвуком выполняют точечные и шовные нахлесточные соединения. Ультразвуковая сварка применяется в производстве конструкций из тонкого металлического листа в приборостроении и радиотехнике, а также для приварки обшивок к несущим конструкциям летательных аппаратов.

Преимущества. Из-за незначительного нагрева свариваемых деталей невелики деформации конструкции в зоне термического влияния. Возможна сварка разнородных трудносвариваемых металлов; сварка деталей из тонкого листа и фольги; можно приваривать детали малой толщины к толстым; электрическая мощность сварочного оборудования невелика.

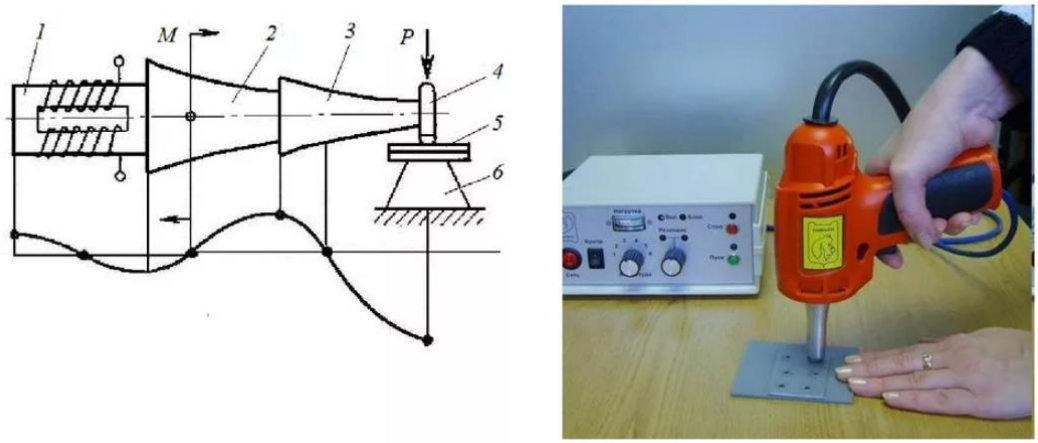


Рис.5.5.7. Ультразвуковая сварка

где, 1- магнитострикционный преобразователь; 2-трансформатор продольных упругих колебаний; 3-рабочий инструмент; 4-наконечник рабочего инструмента; 5-свариваемые заготовки; 6-опора

Сварка взрывом. Для образования сварного соединения возбуждается взрыв, в результате которого подвижная заготовка перемещается с большой скоростью к неподвижной заготовке, лежащей на опорах. При

высокочастотном косом их соударении создается давление, большее предела текучести материала, и поэтому развивается пластическая деформация поверхностных слоев металла. Соударяющиеся заготовки сближаются до межатомных расстояний, и между их хорошо очищенными поверхностями возникают связи, образуется сварное соединение. Сварка выполняется на полигонах, в шахтных выработках, в бетонных и стальных взрывных камерах, а также в специальных вакуумных камерах (рис.5.5.8).

Этим способом сваривают углеродистые стали с нержавеющими сталями и никелевыми сплавами, стали с титаном, алюминий, медь, бронзы и другие металлы и сплавы.

Применение. С применением сварки взрывом изготовляют многослойные плиты больших размеров из разнородных металлов, крупногабаритные тавровые и двутавровые балки, биметаллические трубы и др. Взрывом сваривают контактные провода электрифицированных железных дорог, приваривают к рельсам соединительные проводники автоблокировки. Получает распространение сварка микровзрывом миниатюрных конструкций в радиоэлектронной промышленности, точечная сварка слоев фольги.

Преимущества и недостатки. Сварка взрывом характеризуется высокими технико-экономическими показателями, надежностью сварных конструкций. Однако при этом способе возникает сильный шумовой эффект и образование ударной волны.

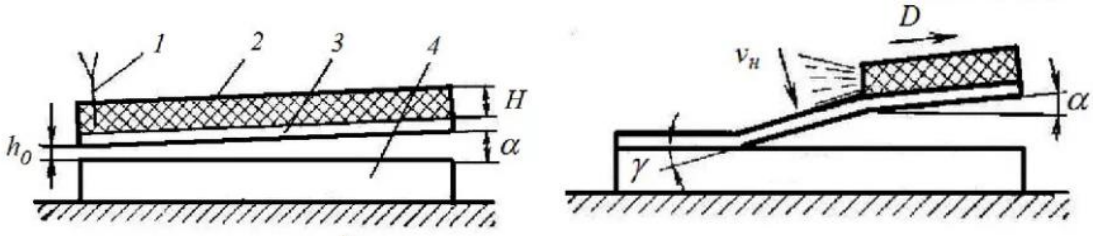


Рис.5.5.8. Принципиальная схема сварки взрывом:
1-детонатор; 2-взрывчатое вещество; 3-привариваемая пластина; 4-заготовка

Холодная сварка. Сварное соединение можно получить не только при нагреве металла, но и при комнатных и отрицательных температурах.

Соединение деталей при холодной сварке получается так. Если сжать свариваемые детали большим давлением, в зоне их контакта развивается пластическая деформация, приводящая к разрушению и удалению поверхностных оксидных и других пленок и измельчению зерен металла. В результате увеличивается площадь контакта, соединяемые поверхности сближаются до межатомных расстояний, возникают силы сцепления, приводящие к образованию сварного соединения. Холодную сварку выполняют на специальных машинах, которые могут создавать необходимое давление 500-2500МПа. Иногда для проведения холодной сварки используются гидравлические и механические прессы со специальной оснасткой.

Применение. Холодной сваркой соединяют пластичные материалы, в основном, цветные металлы и их сплавы. С ее помощью можно выполнять нахлесточные и стыковые сварные соединения. Этим способом сваривают

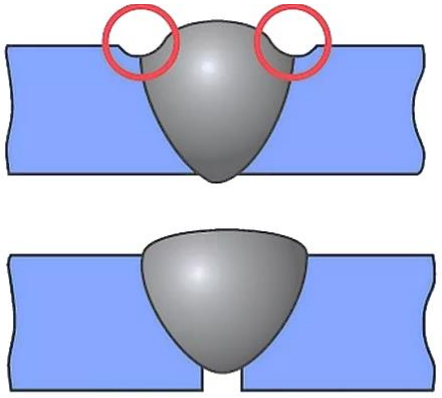
различные элементы электро и радиотехнических устройств. Выполняют сварку электроприводов из цветных металлов, корпусов полупроводников и других приборов, а также армируют медью сопрягаемые элементы алюминиевых токоведущих шин.

Преимущества. При холодной сварке в околошовной зоне отсутствуют структурные превращения, которые изменяют электропроводность металла.

Пластмассы сваривают в струе горячего воздуха или горячим металлическим лезвием, токами высокой частоты, ультразвуком.

5.5.3. Расчет сварных соединений на прочность

Прочность сварного соединения зависит от следующих основных факторов: качества основного материала, определяемого его способностью к свариванию, совершенства технологического процесса сварки; конструкции соединения; способа сварки; характера действующих нагрузок (постоянные или переменные). Хорошо свариваются низко и среднеуглеродистые стали. Высокоуглеродистые стали, чугуны и сплавы цветных металлов свариваются хуже. Значительно снижают прочность такие пороки сварки, как непровары и подрезы (рис.5.5.9), шлаковые и газовые включения, скопление металла в месте пересечения швов и т. п. Эти дефекты являются основными причинами образования трещин как в процессе сварки, так и при эксплуатации изделий. Влияние технологических дефектов сварки значительно усиливается при действии переменных и ударных нагрузок.



Подрезы:

- большой сварочный ток;
- длинная дуга;
- при сварке угловых швов-смещение электрода в сторону вертикальной стенки

Непровар:

- Малый угол скоса вертикальных кромок;
- Малый зазор между ними;
- Загрязнения кромок;
- Недостаточный сварочный ток;
- Завышенная скорость сварки

Рис.5.5.9

Эффективными мерами повышения прочности сварных соединений являются: автоматическая сварка под флюсом и сварка в защитном газе; термообработка сваренной конструкции (отжиг); наклеп дробью и чеканка швов. Эти меры позволяют повысить прочность составных сваренных деталей при переменных нагрузках в 1,5-2 раза и даже доводить ее до прочности целых деталей.

В зависимости от вида сварного соединения и сварки принятые допускаемые напряжения для сварных швов понижаются путем умножения их на коэффициент φ (таблица 5.5.2).

Значения коэффициента φ в зависимости от вида сварного соединения и сварки

Таблица 5.5.2

Вид сварного соединения	Вид дуговой сварки	φ
Стыковое с двусторонним проваром	Автоматическая под флюсом	1,00
	Ручная, выполненная качественным электродом	0,95
	Ручная с повышенными требованиями контроля	1,00
Стыковое на подкладке	Ручная	0,90
Стыковое при одностороннем шве	Автоматическая под флюсом	0,80
	Ручная	0,70
Тавровое со сплошным проваром	Автоматическая под флюсом	1,00
	Ручная	0,70
Тавровое с угловыми швами без сплошного провара Внахлестку с двумя швами	Автоматическая под флюсом или ручная	0,80

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для сварных швов

Таблица 5.5.3.

Сварной шов		Коэффициент $k_\sigma(k_\tau)$ для стали	
		углеродистой	Низколегированной
Стыковой с полным проваром корня шва	при автоматической и ручной сварке и контроле швов	1	1
	при ручной сварке без контроля качества шва	42	1,4
	при автоматической сварке без контроля качества шва	1,1	1,2
Угловой лобовой	при ручной сварке	2,3	3,2
	при автоматической сварке	1,7	2,4
	Угловой фланговый шов, работающий на срез от осевой силы	3,4	4,4

Допускаемые напряжения при периодическом нагружении

$\sigma_{Rp}=\gamma\sigma_p$,

$\tau_{Rp}=\gamma\tau_p$,

где, $\gamma<1$-коэффициент понижения допускаемых напряжений,

$\gamma=1/[(ak_\sigma+b)-(ak_\sigma-b)R]\leq 1$,

где,$k_\sigma(k_\tau)$-эффективный коэффициент концентрации нормальных (касательных) напряжений (табл.16.3);

a,b-коэффициенты (для углеродистых сталей a=0,58, b=0,26; для низколегированных a=0,65, b=0,3).

Коэффициент асимметрии цикла R определяют как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений и сил, взятых со своими знаками:

$R=R_\sigma=\sigma_{min}/\sigma_{max}=F_{min}/F_{max}$,

$R=R_\tau=\tau_{min}/\tau_{max}=F_{min}/F_{max}$.

Если при вычислении γ по формуле получают $\gamma>1$, то в расчет принимают $\gamma=1$. Это обычно получается при большой асимметрии цикла ($R>0$) и указывает на то, что для данного цикла решающее значение имеет не сопротивление усталости, а статическая прочность.

Все принятые в инженерной практике методы расчета сварных соединений являются приближенными, дающими возможность получить решение с меньшей затратой времени.

Сварные швы разделяют на **рабочие** и **связующие**. **На прочность рассчитывают** только **рабочие швы**, которые воспринимают и передают рабочую нагрузку между соединяемыми деталями. Связующие швы служат только для связи элементов в неразъемную конструкцию. Они мало нагружены и их не рассчитывают.

5.5.4. Вопросы для самопроверки

-Что понимают под неразъемным соединением?

-Что понимается под сварным соединением и сварным швом?

-Каковы основные виды сварных соединений?

-Чем отличается сварка встык от сварки внахлест?

-Как рассчитываются сварные соединения на прочность?

-Какие факторы влияют на прочность сварных соединений?

-Какие преимущества имеют сварные соединения? Область применения сварных соединений?

-Как образуется сварной шов? Типы сварных швов?

-Какие факторы учитывают при выборе допускаемых напряжений для расчетов на прочность сварных соединений?

-Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?

-Дайте краткое описание сварных соединений: стыковых, нахлесточных, тавровых, угловых.

Литература:

1. Иванов М.Н. Детали машин. Москва, «Высшая школа», 1991.
2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. Под редакцией Крагельского И.В. и Алисина В.В. Москва, «Машиностроение», 1978.
3. Шейнблит А.Е. (1991) Курсовое проектирование деталей машин.
4. Дунаев П.Ф. (2004) Конструирование узлов и деталей машин.
5. Леликов О.П. (2007) Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин.
6. Чернавский С.А. Детали машин и основы конструирования. (1988)

ГЛОССАРИЙ

Аппарат – устройство совершающее различные процессы, в которых механическое движение отсутствует.

Безотказность – отношение числа деталей выдержавших испытание к числу деталей испытываемых.

Вал – деталь в форме тел вращения, предназначенная для поддержания вращающихся деталей и для передачи

вращающего момента от одной детали к другой (в осевом направлении).

Виброустойчивость- способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

Вкладыш- часть подшипника скольжения состоящая из пластины на внутреннюю поверхность которой нанесен слой

из антифрикционного материала.

Выкрашивание – отрыв мелких частичек от рабочей поверхности зубьев.

Грузоподъёмность – способность подшипников воспринимать действующие внешние нагрузки без нарушения

основных функциональных свойств.

Деталь – изделие, изготовленное без применения сборочных операций.

Долговечность – способность сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами

для ремонтов и технического обслуживания

Жесткость – способность детали сопротивляться любой деформации.

Заклепка – круглый стержень, имеющий на одном конце уширение – головку большего диаметра, называемую

закладной головкой.

Звено – твердые тела, составляющие кинематическую цепь.

Идеализация – подход к решению задачи, при котором опускаются все частности, не оказывающие влияния на

решение поставленной задачи.

Износостойкость – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу.

Качество – совокупность свойств, определяющих степень пригодности использования их по назначению.

Керн – ось цилиндрической формы, на концах которой имеются конусные части с вершинами, закругленными по

сферической поверхности.

Кинематическая пара – совокупность двух связанных звеньев.

Кинематическая цепь – совокупность связанных твердых тел, совершающих механическое движение.

Коленчатые валы – валы, имеющие «ломанную» геометрическую ось.

Конструирование машин – творческий процесс со свойственными ему закономерностями построения и развития.

Корпусные детали – организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивают их

защиту.

Машины-автоматы – системы, которые способны выполнять свою работу в определенных пределах без участия

обслуживающего персонала.

Механизм – кинематическая цепь, отличающаяся определённостью движения всех звеньев относительно неподвижного

звена – стойки.

Механическая передача – механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче

исполнительным органам машины.

Муфты – это устройства для соединения валов и передачи между ними вращающего момента.

Надежность – свойство изделия выполнять свои функции в течении заданного срока или наработки, сохраняя в

заданных пределах эксплуатационные показатели.

Оси – поддерживающие невращающиеся валы, работающие лишь в условиях изгиба и реже растяжения (сжатия).

Пайка – соединение частей расплавленным припоем, который представляет собой металл или сплав.

Плавность хода – минимальные ускорения при работе машины.

Поля допусков – расположение отклонений от номинального размера детали.

Посадочная поверхность – поверхность соприкосновения соединяемых деталей.

Прибор – устройство, которое дополняет или заменяет человека в области интеллектуальной деятельности.

Проект – совокупности расчетов, графических материалов и пояснений к ним, предназначенных для обоснования и

определения параметров конструкции (кинематических, динамических, геометрических и др.), ее производительности,

экономической эффективности.

Простые валы – валы, работающие в условиях кручения, изгиба и растяжения (сжатия).

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или необратимому изменению формы (деформации).

Резьбовые соединения – соединения, имеющие винтовую нарезку: на одной из деталей резьба расположена на

внешней цилиндрической поверхности (наружная резьба), вторая из сопряженных деталей имеет резьбу на внутренней

цилиндрической поверхности (внутренняя резьба).

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе

посредством сборочных операций.

Сварка – соединение частей в одно целое за счет местного нагрева соединяемых частей до расплавленного или

пластического состояния.

Теплостойкость – способность сохранять свои свойства при действии высоких температур.

Технологичность – изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном

соответствии своему назначению.

Торсионные валы – валы, работающие лишь в условиях кручения, т.е. передают только вращающий момент, соединяя

обычно два вала на индивидуальных опорах.

Точность – способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.).

Узел – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

Упругие элементы – детали, жёсткость которых намного меньше, чем у остальных, а деформации выше.

Флюсы – специальные химические вещества предназначенные для защиты поверхности деталей от окружающей среды.

Цапфа – часть звена, внешняя поверхность которого служит элементом пары вращения.

Число степеней свободы – число свободных геометрических параметров, определяющих относительное положение

звеньев кинематической пары.

Шейка – средняя цапфа.

Шип – концевая цапфа.

Шплинт – проволочный стержень полукруглого сечения, согнутый почти пополам.

Элемент пары – поверхности, которыми соприкасаются звенья кинематической пары в процессе движения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» является базовой для последующей подготовки инженеров-технологов, в которой реализована идея интеграции университетского образования в области фундаментальных наук, информационных технологий и технических знаний в области конструирования механических систем.

В настоящем пособии, в соответствии с целями образовательной программы и задачами профессиональной деятельности специалистов, рассмотрены общее вопросы предварительного расчета и эскизного конструирования основных деталей редукторов общемашиностроительного применения, а также выбор вида электродвигателя, гибкой связи и муфт, определяющих конструкцию механического привода.

Пособие предназначено для студентов, выполняющих расчетно-графические задания по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» и родственным дисциплинам.

Основная задача пособия-закрепить и углубить знания по наиболее важным разделам теоретического курса, а также сформировать начальные умения и навыки конструкторской деятельности: разработки технического задания, технического предложения, схемного и эскизного проектирования типовых деталей и приводов машин.