

**МИНСТЕРСТВА ВЫСШЕГО И СРЕДНО-СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

кафедра

ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИЙ ДИСЦИПЛИН



УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

по предмету

Детали машин

Наманган - 2021

Предмет «Детали машин» посвящен изучению расчета и проектирование деталей в машиностроении.

Перед выполнением работ студент обязан проработать теоретический материал, входящий в руководство по данной теме. Предусмотренный объем работ позволяет студенту закрепить знания, полученные при слушании курса лекций по курсу «Детали машин».

Составил: т.ф.н., доц. С. Бахритдинов (НаМИТИ).

Рецензент: т.ф.н., доц. А. Мурадов (НаМИТИ)

Лекция №1. Предмет курса «Детали машин» и его задачи

Современное общество отличается от первобытного использованием машин.

Применение предметов, усиливающих возможности рук (палки, камни), и особенно освоение дополнительных источников энергии (костёр, лошадь) не только позволило человечеству выжить, но и обеспечило в дальнейшем победу над превосходящими силами природы.

Жизнь людей, даже самых отсталых племён, теперь немыслима без различных механических устройств и приспособлений (*греч. "механа" – хитрость*).

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 и благодаря чему семь развитых государств производят 66% мирового ВВП.

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". Без этого курса теперь невозможна подготовка инженера-механика любой специальности.

Развитие теории и расчета деталей машин связаны с многими именами русских ученых. 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.

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".

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.

В стандарте ГОСТ 15467-79 **ПРОДУКЦИЯ** – результат деятельности или процессов. Продукция может включать услуги, оборудование, перерабатываемые материалы, программное обеспечение или комбинацию из них.

Согласно ГОСТ 15895-77, **ИЗДЕЛИЕ** является единицей промышленной продукции. **ИЗДЕЛИЕ** – любой предмет или набор предметов производства, изготовленный предприятием. Под изделием понимают любую продукцию, изготавливаемую 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) **нанеспецифицированные (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 (ГОСТ 2.101-68). 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 **деталью общего назначения** и изучают в курсе "Детали машин". Все другие детали (поршни, лопатки турбин, гребные винты и т.п.) относятся к **детали 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.

ПРИВОД - устройство, приводящее в движение машину или механизм.

Привод состоит из:

- источника энергии;
- передаточного механизма;
- аппаратуры управления.

- **ПЕРЕДАЧИ** предназначены для передачи и преобразования движения, энергии в машинах. Их разделяют на передачи зацеплением, передающие энергию посредством взаимного зацепления зубьев (зубчатые, червячные и цепные), и передачи трением, передающие энергию посредством сил трения, вызываемых начальным натяжением ремня (ременные передачи) или прижатием одного катка к другому (фрикционные передачи).

- **ВАЛЫ и ОСИ.** Валы служат для передачи вращающего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей передач (зубчатые колёса, шкивы звёздочки), устанавливаемых на валах. Оси служат для поддержания вращающихся, деталей без передачи полезных вращающих моментов.

- **ОПОРЫ** служат для установки валов и осей.

- **ПОДШИПНИКИ.** Предназначены для закрепления валов и осей в пространстве. Оставляют валам и осям только одну степень свободы - вращение вокруг собственной оси. Подшипники делятся на две группы в зависимости от вида трения в них: а) качения; б) скольжения.

- **МУФТЫ** предназначены для передачи крутящего момента с одного вала на другой. Муфты бывают постоянными, не допускающие разъединения валов при работе машин и сцепные, допускающие сцепление и расцепление валов.

- **СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ ДЕТАЛИ (СОЕДИНЕНИЯ)** соединяют детали между собой.

Они бывают двух видов:

а) **разъемные** - их можно разобрать без разрушения. К ним относятся резьбовые, штифтовые, шпоночные, шлицевые, клеммовые;

б) неразъемные - разъединение деталей невозможно без их разрушения или связано с опасностью их повреждения. К ним относятся сварочное, клеевое, заклепочное, прессовое соединения.

- **УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ.** Их применяют: а) для защиты от вибраций и ударов; б) для совершения в течение длительного времени полезной работы путем предварительного аккумулирования или накопления энергии (пружины в часах); в) для создания натяга, осуществления обратного хода в кулачковых и других механизмах и т.д.

Классификация деталей машин

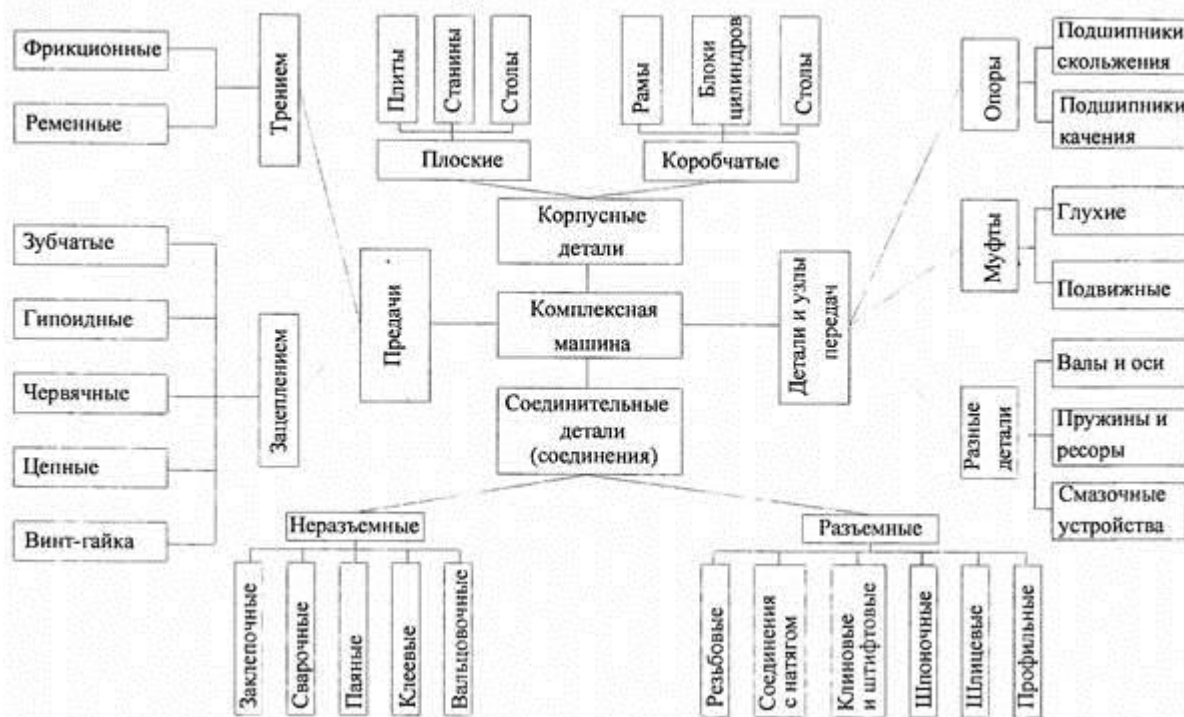


Рис.1. Логическая схема традиционного неавтоматизированного проектирования

Критерии работоспособности

Надежность характеризуется следующими состояниями: работоспособное, исправное и неисправное.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ – это состояние объекта, при котором значение всех параметров выполняемых функции, соответствуют требованиям нормативно-технической или конструкторской документации. Оценочными качественными показателями работоспособности являются: прочность, жесткость, износ-коррозионная стойкость, тепло-хлад-виброустойчивость, стойкость к старению.

ПРОЧНОСТЬ – это способность деталей машин выполнять свои функции в пределах предусмотренных нагрузок без пластических деформации и разрушения.

ЖЁСТКОСТЬ – способность детали сопротивляться любой деформации;

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу;

ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять свои свойства при действии высоких температур;

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ – способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

При расчете и проектировании деталей обычно используют один или два критерия, а остальные критерии удовлетворяются автоматически или не имеют практического значения для данных деталей.

При всей значимости всех описанных критериев, нетрудно заметить, что **ПРОЧНОСТЬ ЯВЛЯЕТСЯ ВАЖНЕЙШИМ КРИТЕРИЕМ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАДЁЖНОСТИ.**

Невыполнение условия прочности автоматически делает бессмысленными все другие требования и критерии качества машин.

Действительно, немногого стоит технологичная, жёсткая, износостойкая, теплостойкая, виброустойчивая, дешевая в эксплуатации, ремонтпригодная конструкция самого передового дизайна, если она разрушилась при первой же нагрузке!

Общие принципы прочностных расчётов

Все этапы проектирования, каждый шаг конструктора сопровождается расчётами. Это естественно, т.к. грамотно выполненный расчёт намного проще и в сотни раз дешевле экспериментальных испытаний.

Чаще всего конструктор имеет дело с расчётами на прочность. Прочность – главный критерий работоспособности большинства деталей, характеризующий длительную и надёжную работу машин. Этим критерием оценивают способность детали сопротивляться разрушению или пластическому деформированию под действием приложенных к ней нагрузок. Основы расчетов на прочность изучают в курсе «Сопротивление материалов». В курсе «Детали машин» общие законы расчетов на прочность рассматривают применительно к конкретной детали и придают им вид инженерных расчетов.

Различают объемную и поверхностную (контактную) прочность. При недостаточной объемной прочности деталь разрушается по всему сечению, (поломка вала, разрыв болта), при недостаточной контактной прочности происходит *разрушение (выкрашивание) поверхности контакта* (выкрашивание поверхности зуба у зубчатого колеса, рабочей поверхности колец у подшипников качения).

Различают также разрушение под действием однократного нагружения и при действии переменных нагрузок. В последнем случае *плавное изменение нагрузки Q за время цикла нагружения (нагружение зуба косозубого конуса) обычно заменяют ступенчатым*, путем вписывания прямоугольников со сторонами Q_i ; t_i . (рис.8,а).

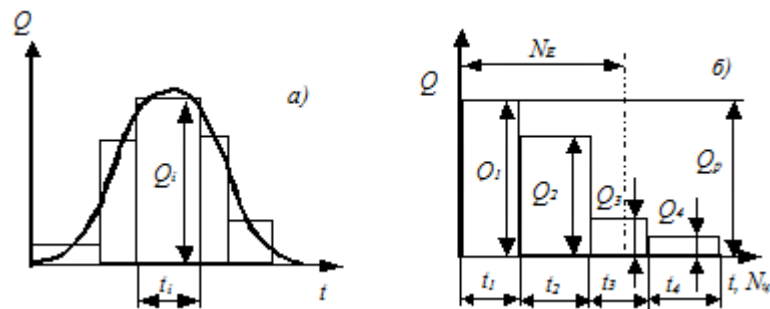


Рис.8. Переменное нагружение деталей:
а – действительное; б – эквивалентное нагружение

При расчетах на прочность заданную переменную нагрузку $Q_1, Q_2 \dots Q_i$ обычно заменяют постоянной Q_p , равноценной по ее влиянию на прочность детали. С этой целью находят эквивалентное число циклов нагружения $N_E < N_0$, при котором $Q_p = Q_i$ оказывается равноценной по ее влиянию на прочность заданной переменной нагрузке. При этом необходимо пользоваться уравнением кривой усталости с некоторыми уточнениями:

$$Q_p^{m'} N_E = Q_i^{m'} N_i$$

где $m' = m/\nu$; m – показатель кривой усталости, ν – уточняющий коэффициент.

При расчете на контактную прочность $\nu = 2$, при расчете на изгиб, кручение, растяжение, сжатие $\nu = 1,0$.

Тогда

$$N_E = a^{-1} \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{Q_i}{Q_p} \right)^{m'} N_{\text{ш}i} \right],$$

где k – число ступеней разбиения;

a – поправочный коэффициент.

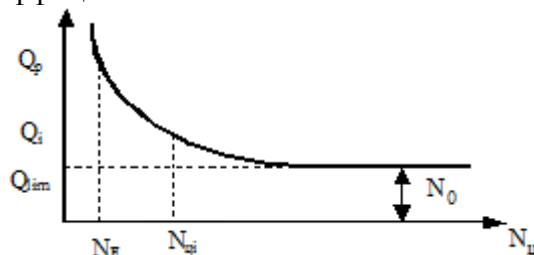


Рис.9. Кривая усталости

Под влиянием циклических напряжений разрушение носит усталостный характер, характеризуемый **постепенным накоплением повреждений**. Сопротивление усталости значительно снижается при наличии различных концентраторов напряжений (галтелей, проточек, шпоночных канавок и т.д.).

Оценка прочности элементов конструкции начинается с выбора модели (расчетной схемы). Моделью называют совокупность представлений, условий и зависимостей, описывающих объект расчета. При выборе модели учитывают наиболее значимые и отбрасывают несущественные факторы, которые не оказывают достаточно заметного влияния на условия функционирования элемента конструкции.

Для одной и той же детали может быть предложено несколько моделей расчета, которые будут отличаться глубиной описания реального объекта и условий его работы.

В расчетах прочности материал детали представляет однородной сплошной средой, что позволяет рассматривать тело как непрерывную среду и применять методы математического анализа.

Под **однородностью** понимают независимость его свойств от размеров выделяемого объема. Такая схематизация основана на осреднении свойств материала в объеме и подтверждена многочисленными экспериментальными исследованиями.

В расчетах на прочность и жесткость рассматриваются изотропные материалы, то есть материалы, обладающие в различных направлениях одинаковыми свойствами.

Расчетная модель материала наделяется такими физическими свойствами, как упругость, пластичность и ползучесть.

Упругость называют свойство тела восстанавливать свою форму после снятия внешней нагрузки.

Пластичность называют свойство тела сохранять после нагрузки полностью или частично деформацию, полученную при нагружении.

Ползучесть называют свойство тела увеличивать со временем деформацию под действием постоянных внешних сил.

Различают *проектировочные* и *проверочные* расчёты.

Проектировочный расчёт выполняется, когда по ожидаемым нагрузкам, с учётом свойств материала определяются геометрические параметры деталей.

Проверочный расчёт выполняют, когда известна вся "геометрия" детали и максимальные нагрузки, а с учётом свойств материала определяются максимальные напряжения, которые должны быть меньше допускаемых.

Несмотря на такие "провокационные" названия, следует помнить, что оба этих вида расчётов всегда сопутствуют друг другу и выполняются на стадии проектирования деталей и машин.

Основной метод расчета деталей на прочность – это расчет по опасной точке, называемый также **расчетом по допускаемым напряжениям**. Напомним, что при расчете по опасной точке нарушением условия прочности считают достижение расчетным напряжением предельного значения хотя бы в одной точке конструкции.

Математическая формулировка условия прочности любой детали очень проста:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ или } \tau \leq [\tau],$$

где σ, τ – расчетные нормальные и касательные напряжения в опасном сечении детали; $[\sigma], [\tau]$ – допускаемые напряжения.

Эти расчеты просты и удобны, и ими пользуются *при проектных расчетах* для определения необходимых размеров деталей, поскольку на этой стадии проектирования невозможно учесть все факторы, влияющие на прочность детали.

После проектного расчета необходимо выполнить *проверочный расчет* сконструированной детали на основе ее рабочего чертежа.

Проверочный расчет рекомендуется выполнять путем сопоставления коэффициентов запасов прочности:

$$n \geq [n].$$

Назначение требуемого коэффициента запаса прочности или, что практически то же самое, выбор допустимого напряжения представляет собой очень ответственную и сложную задачу, правильное решение которой в значительной степени определяет возможность получения при проектировании надежных и в то же время легких и экономичных конструкций. Требуемый (допустимый) коэффициент запаса прочности $[n]$ зависит от ряда факторов, основные из которых следующие: точность применяемых методов расчета и расчетных схем, правильность учета действующих на деталь нагрузок и характера их приложения (статические, ударные и т. п.), точность данных о концентрации напряжения, степень ответственности детали, степень однородности применяемого материала, изученность его свойств.

Всегда, везде, при любых обстоятельствах конструктор обязан учитывать и обеспечивать такие условия работы, чтобы напряжения в материале деталей не превышали допускаемых.

В качестве допускаемых *нельзя* назначать предельные напряжения, при которых наступает разрушение материала.

Разница между допускаемыми и предельными напряжениями похожа на разницу между краем платформы метро и «белой линией», проведенной примерно в полуметре перед краем. Переход через «белую линию» грозит замечанием от дежурного, а стояние на краю – гибелью.

Допускаемые напряжения следует принимать меньше предельных, "с запасом":

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[n]},$$

$$[\tau] = \frac{\tau_{lim}}{[n]},$$

где σ_{lim} и τ_{lim} - предельные напряжения; $[n]$ - коэффициент запаса прочности (обычно 1,2 \square $[n]$ \square 2,5).

В качестве предельного напряжения принимают одну из следующих механических характеристик материала:

- предел текучести (физический или условный) — при статическом нагружении детали из пластичного или хрупкопластичного материала;
- временное сопротивление — при статическом нагружении детали из хрупкого материала;
- предел выносливости — при возникновении в детали напряжений, переменных во времени.

Для деталей машин широко распространены расчеты не по допускаемым напряжениям, а по коэффициентам запаса прочности. Взамен условия прочности используют тождественные ему условия:

$$n = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} \geq [n];$$

$$n = \frac{\tau_{lim}}{\tau} \geq [n].$$

где n — действительный (расчетный) коэффициент запаса прочности; σ, τ — расчетные нормальное и касательное напряжения.

В разных обстоятельствах коэффициент запаса может быть либо задан заказчиком, либо выбран из справочных нормативов, либо вычислен с учётом точности определения нагрузок, однородности материала и специфических требований к надёжности машин.

Для выбора допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности в машиностроении принимают следующие два метода:

- табличный - допускаемые напряжения и коэффициенты запаса прочности выбирают по специальным таблицам (см., например, табл. 2). Этот метод менее точен, так как не учитывается ответственность детали, точность определения нагрузок и другие важные факторы, но он удобен для практического пользования;
- дифференциальный - допускаемое напряжение или допускаемый коэффициент запаса прочности определяют по соответствующей формуле, которая учитывает различные факторы, влияющие на прочность рассчитываемой детали.

Таблица 2. Ориентировочные значения допускаемых коэффициентов запаса прочности $[n]$

Материал	Предел текучести σ_m	Временное сопротивление σ_B	Предел выносливости σ_{-1}
Пластичные стали (углеродистые и легированные при высокой температуре отпуска)	1,2—1,8	—	1,3-1,5
Высокопрочные стали с пониженными пластическими свойствами (низкой температурой отпуска) и высоко прочные чугуны	1,5-2,2	2,0-3,5	1,5—1,7
Стальные отливки	1,6-2,5	—	1,7-2,2
Чугуны (серые и модифицированные)	—	3,0-3,5	—
Цветные сплавы (медные, алюминиевые, магниевые) — кованные и прокатные	1,5-2,0	—	1,5-2,0
Цветные сплавы (литье)	2,0-2,5	2,5-3,0	2,0-2,5

Особо хрупкие материалы (пористые хрупкие отливки, порошковые материалы)	—	3,0-6,0	—
Пластмассы	—	3,0-5,0	—

Примечание. Меньшие значения $[n]$ относят к расчетам с весьма точными параметрами нагружения.

Для ответственных деталей, выход из строя которых связан с серьезными авариями, табличные значения следует увеличить на 30-50 %.

Так, например, допускаемый коэффициент запаса прочности определяют по формуле $[n] = [n]_1 [n]_2 [n]_3$.

где $[n]_1$ — коэффициент, отражающий влияние точности определения действующих на деталь нагрузок, достоверность найденных расчетом внутренних сил и моментов и т. д. (при применении достаточно точных методов расчета $[n]_1 = 1 \dots 1,5$; при менее точных расчетах $[n]_1 = 2 \dots 3$ и более);

$[n]_2$ — коэффициент, отражающий однородность материала, чувствительность его к недостаткам механической обработки, отклонения механических свойств материала от нормативных в результате нарушения технологии изготовления детали (для пластичного материала $[n]_2 = 1,2 \dots 2,2$; для хрупкопластичного $[n]_2 = 1,6 \dots 2,5$; для хрупкого $[n]_2 = 2 \dots 6$);

$[n]_3$ — коэффициент, обеспечивающий повышенную надежность особо ответственных и дорогостоящих деталей ($[n]_3 = 1 \dots 1,5$).

Коэффициент запаса прочности зависит от механических свойств материала: так для хрупких материалов коэффициент запаса прочности $[n]$ по отношению к пределу прочности (σ_B) выбирают довольно большим $[n] \geq 3$. Это вызвано тем, что даже однократное превышение σ_B вызывает у хрупких материалов разрушение.

Для пластичных материалов коэффициент запаса прочности по отношению к пределу текучести (σ_T) выбирается минимальным. Для точных расчетов с экспериментальной проверкой объекта $[n] = 1,2 \dots 1,5$.

При расчете на выносливость коэффициент запаса прочности по отношению к пределу выносливости (σ_B), несмотря на опасный характер разрушения, выбирают относительно небольшими $[n] = 1,3 \dots 2,5$. Это вызвано тем, что единичные перегрузки не приводят к разрушениям.

В некоторых случаях (при расчете ответственных деталей ЛА) расчеты по номинальным напряжениям могут дополняться или заменяться **расчетами по предельным нагрузкам**.

$$F_p \leq F_{\text{разр}} \quad \text{или} \quad \sigma_p \leq \sigma_{\text{разр}},$$

где F_p и σ_p — расчетные нагрузка и напряжение, определяемые по формулам:

$$F_p = F_{\text{э}} \cdot f \quad \text{или} \quad \sigma_p = \sigma_{\text{э}} \cdot f,$$

где $F_{\text{э}}$ и $\sigma_{\text{э}}$ — эксплуатационные нагрузка и напряжение;

f — коэффициент безопасности согласно нормам прочности (для летательных аппаратов $f = 1,3 \dots 2$).

Величины разрушающей нагрузки обычно получают экспериментальным путем, либо рассчитывают при минимальном запасе прочности:

$$F_{\text{разр}} = \sigma_B \cdot S_{\text{раб}} \cdot K,$$

где S — площадь рабочего сечения; K — коэффициент ослабления сечения, для летательных аппаратов $K = 0,85 \dots 0,95$.

На практике применяют как дифференциальный, так и табличный методы.

Выполнение всех видов прочностных расчетов для каждой детали займёт очень много времени. Поэтому инженер должен сначала изучить опыт эксплуатации подобных изделий. Это особенно удобно для типовых деталей и машин. Следует обратить внимание на то, какой вид поломок встречается чаще всего. Именно по этому виду поломок, точнее по вызывающим их напряжениям, следует выполнять предварительно проектировочный расчёт. По его результатам строится форма детали, а проверочный расчёт выполняется по напряжениям, вызывающим менее опасные дефекты.

В расчётах не следует гнаться за "абсолютной" точностью и использовать сложные "многоэтажные" формулы. Обширный опыт инженеров-расчётчиков показывает, что усложнение методик расчёта не даёт новых результатов.

Крупнейший советский специалист по прочностным расчётам деталей машин И.А. Биргер заметил, что в технических расчётах *"всё нужное является простым, а всё сложное – ненужным"*. Впрочем, похожая мысль высказывалась уже в библейских текстах, хотя и не по поводу машин.

В расчётах необходимо стремиться к корректным упрощениям.

Прочность деталей машин зависит от ряда конструктивно-технологических факторов. К числу важнейших относится конфигурация детали.

Сформулируем основные принципы образования конструктивных форм деталей машин.

1. При конструировании деталей не следует допускать резких переходов, т. е. резких изменений формы соседних поверхностей. Соблюдение этого положения очень важно, так как при резких переходах в зоне сопряжения сечений наблюдается значительная концентрация напряжений, снижающая прочность детали при действии в ее сечениях, как статических так и переменных напряжений.

2. Конструктивные формы детали должны обеспечить по возможности равнопрочность всех ее сечений.

3. Конструктивные формы детали должны обеспечивать близкое к равномерному распределение напряжений по сечению детали. С этой целью применяют тонкостенные прокатные и прессованные профили, трубы и т.д. Большинство деталей машин подвержено изгибу и кручению, при которых максимальные напряжения возникают в поверхностных слоях деталей. На поверхности расположены основные источники концентрации напряжений, поэтому разрушение деталей, как правило, начинается с поверхности. Для повышения конструкционной прочности деталей машин широко применяют различные способы поверхностного упрочнения.

Жесткостью называют способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой. Для некоторых деталей жесткость – основной критерий при определении их размеров. Например, размеры длинных валов точных зубчатых передач определяются расчетом на жесткость, так как значительный их прогиб во время работы изменит межосевое расстояние передачи и нарушит правильность зацепления. Или станина шлифовального станка испытывает небольшие нагрузки, но она должна быть жесткой, чтобы не деформироваться под действием внешних сил, чтобы исключить вибрацию при работе. Поэтому ее размеры определяются из условия жесткости, а не прочности. Многие детали (оси, валы, рычаги, рессоры, пружины и т.д.) рассчитывают не только на прочность, но и на жесткость.

Нормы жесткости устанавливают на основе обобщения опыта эксплуатации машин. Эти нормы приводятся в справочной литературе. Поскольку совершенство материала идет по повышению прочности, а модуль упругости остается без изменений, повышение жесткости достигается улучшением форм и размеров деталей.

Различают **собственную жесткость** детали (деформация основного объема материала) и **контактную жесткость** (деформация поверхностных слоев материала детали).

При оценке собственной жесткости пользуются коэффициентом жесткости (отношение силового фактора (сила или момент) к вызываемой им деформации).

Так, коэффициентом жесткости стержня постоянного сечения « F » и длиной « l », растягиваемого силой « P »:

$$C = \frac{P}{\Delta l} = \frac{P}{\frac{Pl}{EF}} = \frac{EF}{l}.$$

При кручении

$$C = \frac{G \cdot J_p}{l}.$$

При изгибе

$$C = \frac{kEJ_k}{l^3}.$$

Величину, обратную коэффициенту жесткости называют *коэффициентом податливости*:

$$\lambda = \frac{1}{C}.$$

Из приведенных зависимостей видно, что увеличить жесткость детали можно выбором соответствующего материала (E , G) и следующими конструктивными средствами:

- уменьшением плеч изгибающих и скручивающих моментов;
- введением дополнительных опор;
- уменьшением длины растягиваемых деталей и увеличением площади поперечных сечений.

На *контактную жесткость* рассчитываются детали, имеющие точечный или линейный контакт (шарикоподшипники – точечный контакт, роликоподшипники и зубчатые колеса – линейный). Повышение контактной жесткости можно добиться:

- улучшением качества обработки контактирующих поверхностей;
- введением сборки соединений и узлов с предварительным натягом и с предварительной затяжкой;
- уменьшением числа стыков;
- введением масляного слоя между контактирующими поверхностями.

В расчетах на жесткость ограничивают либо перемещения Δl , y , либо угол θ , обусловленного деформациями, в пределах допускаемых значений:

$$\Delta l \leq [\Delta l], \quad y \leq [y], \quad \theta \leq [\theta].$$

Износо-коррозионная стойкость – это свойство материала, оказывать сопротивление изнашиванию и коррозии.

Под **изнашиванием** понимают процесс разрушения поверхностных слоев при трении, приводящий к постепенному изменению размеров, формы и состояния поверхности детали. При этом увеличиваются зазоры в подшипниках, в направляющих, в зубчатых зацеплениях, в цилиндрах поршневых машин и т. п. Увеличение зазоров снижает качественные характеристики механизмов – мощность, КПД, надежность, точность и пр. Детали, изношенные больше нормы, бракуют и заменяют при ремонте. Несвоевременный ремонт приводит к поломке машины, а в некоторых случаях и к аварии.

Кроме обычных видов разрушения деталей (поломок), наблюдаются случаи, когда под действием нагрузок, прижимающих две детали одну к другой, возникают местные напряжения и деформации. Разрушения деталей в этом случае вызывают **контактные напряжения**. Контактные напряжения возникают при взаимном нажатии двух соприкасающихся тел, когда их первоначальный контакт был в точке или по линии (сжатие двух шаров, двух цилиндров и т.п.). Эти напряжения имеют местный характер и весьма быстро убывают по мере удаления от зоны соприкосновения тел, поэтому они не влияют на общую прочность. Однако надежность ряда деталей, например подшипников, зубчатых колес, элементов кулачковых механизмов, определяется, как правило, не общей их прочностью, а прочностью рабочих поверхностей. Если величина контактных напряжений больше допускаемой, то на поверхности деталей появляются вмятины, бороздки, трещины, мелкие раковины. Подобные повреждения наблюдаются, например, у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения.

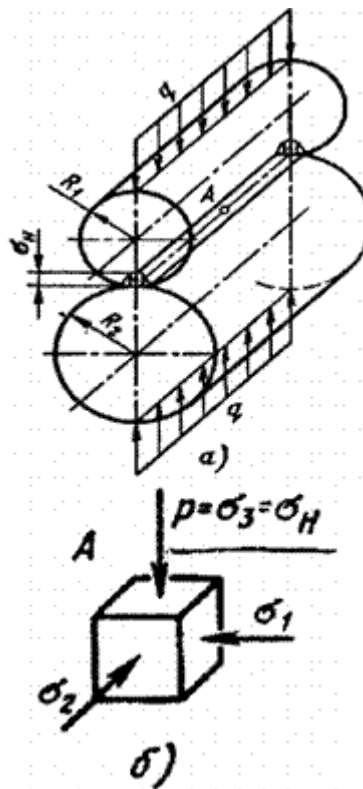


Рис. 10. Расчетная схема для определения контактного напряжения

Контактные напряжения определяют методами теории упругости при следующих допущениях: а) в зоне контакта возникают только упругие деформации; б) линейные размеры площадки контакта малы по сравнению с радиусами кривизны соприкасающихся поверхностей; в) силы давления, распределенные по поверхности контакта, нормальны к этим поверхностям. При этих допущениях контур поверхности контакта в общем случае представляет собой эллипс, давления по площадке контакта распределяются по закону поверхности эллипсоида, а максимальное давление действует в центре площадки контакта (рис. 10, а).

Если мысленно выделить бесконечно малый параллелепипед в окрестности некоторой точки, как показано на рис. 10, б, то заметим, что давление p , действующее на верхнюю грань параллелепипеда, должно вызвать деформации во всех направлениях. Но этим деформациям препятствует материал тела, окружающий мысленно выделенный параллелепипед, и, следовательно, на его гранях возникают напряжения сжатия, т.е. выделенный элемент находится в состоянии трехосного сжатия. Наибольшее (по абсолютной величине) главное напряжение σ_3 равно максимальному контактному давлению p .

Поскольку оценку прочности ведут по этому напряжению, то его принято называть *контактным напряжением* и обозначать σ_H (основоположником теории контактных напряжений является Н. Herz, в честь которого приписывают индекс H контактным напряжениям).

Приведем без вывода расчетные формулы для определения контактных напряжений, обычно называемые формулами Герца. В случае первоначального контакта по линии (два цилиндра с параллельными осями, цилиндр и плоскость)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad (1)$$

Здесь

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \quad (2)$$

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \quad (3)$$

где $E_{\text{пр}}$ и $\rho_{\text{пр}}$ — приведенные модуль упругости и радиус кривизны; E_1, E_2 — модули упругости цилиндров; ρ_1, ρ_2 — радиусы кривизны в точках контакта. При контакте цилиндра

с плоскостью $\rho_2 = \infty$. Знак минус в формуле (3) принимают в случае, когда поверхность одного из цилиндров вогнутая (внутренний контакт). В случае первоначального контакта в точке (два шара, шар и плоскость)

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt[3]{\frac{F E_{\text{пр}}^2}{\rho_{\text{пр}}^2}} \quad (4)$$

где $E_{\text{пр}}$ и $\rho_{\text{пр}}$ — приведенные модуль упругости и радиус кривизны, которые соответственно определяются по (2) и (3).

На основании формул для определения σ_H нетрудно установить, что контактные напряжения не являются линейной функцией нагрузки, с ростом сил они возрастают все медленнее. Это объясняется тем, что с увеличением нагрузки увеличивается и площадь контакта.

Трещины, как правило, начинаются с поверхности, поэтому оценку контактной прочности ведут по максимальным контактным напряжениям

$$\sigma_H < [\sigma]_H = \sigma_{\text{нр}}. \quad (5)$$

Допускаемое контактное напряжение устанавливают на основе экспериментальных исследований контактной прочности и опыта эксплуатации машин и сооружений. Допускаемое контактное напряжение, обозначаемое по международному стандарту $\sigma_{\text{нр}}$ в основном зависит от твердости соприкасающихся поверхностей и от характера изменений контактных напряжений во времени. При вращении цилиндров (или шаров) под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по отнулевому циклу (рис.11). Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра.

Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей. На поверхности образуются микротрещины с последующим выкрашиванием мелких частиц металла. Если детали работают в масле, оно проникает в микротрещины (рис.13, а). Попадая в зону в зону контакта (рис.13, б), трещина закрывается, находящаяся внутри трещины масло сжимается в замкнутом пространстве, и в нем создается высокое давление, распирающее стенки трещины. При повторных нагружениях трещина все более увеличивается, отделяемая ею частица металла откалывается от поверхности, образуя раковину (рис.13, в). Экспериментальные кривые, характеризующие стойкость материала в отношении усталостного выкрашивания, построенные в координатах контактное напряжение – число циклов нагружений (см. рис.12), подобны обычным кривым выносливости Вёлера.

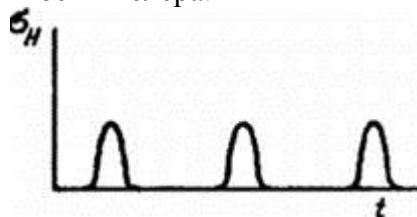


Рис.11. Изменение контактного напряжения при вращении

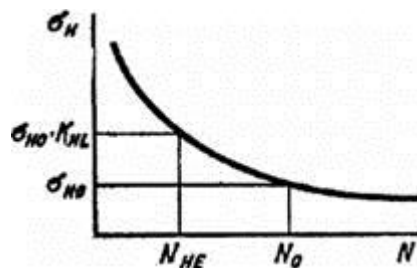


Рис.12. Кривая выносливости Вёлера

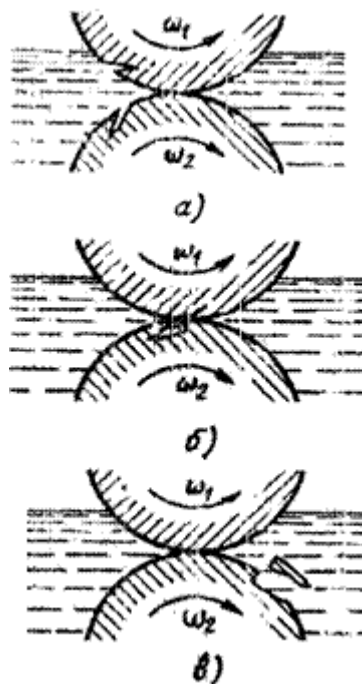


Рис.13. Образование раковины

Базовому числу циклов N_{Hlim} соответствует предел выносливости σ_{Hlim} , величина которого в основном зависит от твердости материала. По пределу выносливости определяют допускаемое напряжение, исключающее усталостное выкрашивание рабочих поверхностей.

При отсутствии смазки характер разрушения поверхностных слоев изменяется: трещины не успевают развиться в раковину, поскольку поверхностный слой, в котором возникают первичные трещины, истирается раньше.

Лекция №2. Механические передачи.

Классификация механических передач

Механические передачи, применяемые в машиностроении, классифицируют (рис.1 и 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.1, а и ременная — рис.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.1, б, червячные — рис.1, в; цепные — рис.2, б; передачи винт-гайка — рис.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.

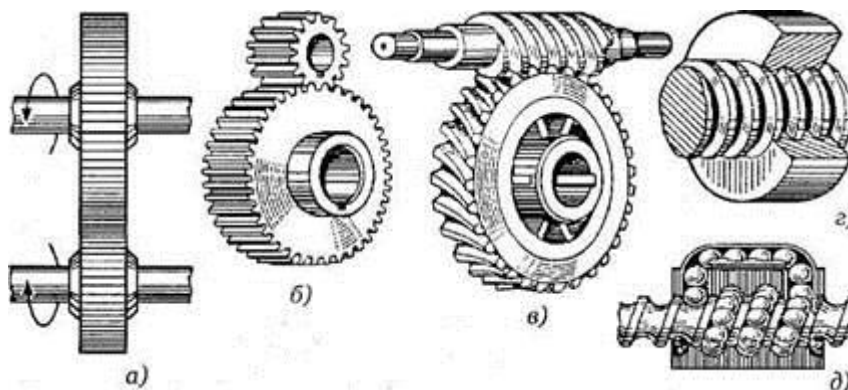


Рис.1. Механические передачи с непосредственным контактом тел вращения:
а — фрикционная передача; б — зубчатая передача; в — червячная передача;
г, д — передачи винт-гайка

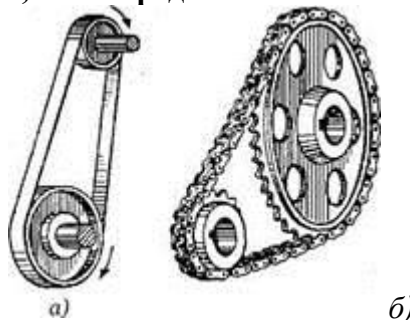


Рис.2. Передачи с гибкой связью: а — ременная; б — цепная
по способу соединения деталей:

- передачи с непосредственным контактом тел вращения (фрикционные, зубчатые, червячные, передачи винт-гайка — см. рис.1);

- передачи с гибкой связью (ременная, цепная — см. рис.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 пересекающимися валами - зубчатые и фрикционные конические, фрикционные лобовые;

– с перекрещивающимися валами - зубчатые - винтовые и конические, 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.

Основные кинематические и силовые отношения в передачах

При равномерном вращательном движении тела его любая точка имеет постоянную угловую скорость:

$$\omega = \frac{\varphi}{t} = \text{const}$$

где φ – угол поворота; t – время поворота.

Скорость вращения характеризуется также частотой вращения « n » (об/мин).

$$\varphi = 2\pi n \rightarrow \omega = \frac{2\pi n}{t} = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \text{ рад/с}$$

Линейная скорость (V) точки определяется зависимостью:

$$V = \omega \cdot R = \omega \cdot \frac{D}{2} \text{ м/с}$$

где D и R – диаметр и радиус точки, где определяют скорость.

Линейную скорость (V) называют *окружной скоростью*.

Сила (P), действующая на тело и вызывающая его вращение или сопротивление вращению, называется *окружной силой*.

Окружная сила направлена по касательной к траектории точки ее приложения. Связь между силой (P), окружной скоростью “ V ” и мощностью (N) выражается формулами:

$$N = PV, \quad \text{Вт};$$

здесь: P – окружная сила, Н

V – окружной скоростью, м/с.

Окружная сила (P) связана с передаваемым моментом (T) следующим образом:

$$P = \frac{2T}{D}$$

$$T = P \frac{D}{2}$$

Принято обозначать: для ведущего элемента использовать индекс –

1: $\omega_1, n_1, N_1, T_1, D_1$; для ведомого – индекс – 2: $\omega_2, n_2, N_2, T_2, D_2$.

Передаваемый момент (T) связан с мощностью (N), угловой скоростью ω и частотой вращения n следующим зависимостями:

$$T_1 = \frac{N}{\omega_1}, \quad \text{Нм};$$

$$T_1 = \frac{30N}{\pi n_1}, \quad \text{Нм};$$

здесь: N – Вт; n_1 – об/мин.

Основные характеристики передач

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. $d_1, v_1, \omega_1, P_1, T_1$ – соответственно диаметр, окружная скорость, угловая скорость, мощность, вращающий момент на ведущем валу; $d_2, v_2, \omega_2, P_2, T_2$ – то же, на ведомом.

Любая механическая передача характеризуется следующими основными параметрами (рис. 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 проекторочного расчета любой передачи.

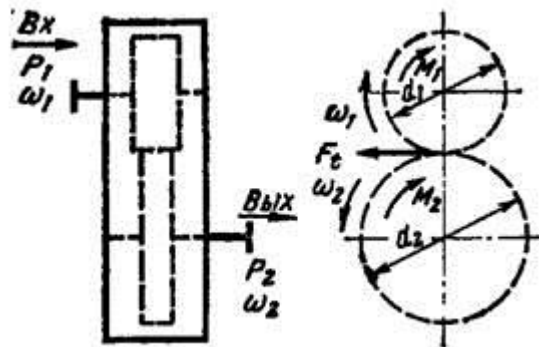


Рис. 3. Основные параметры передач

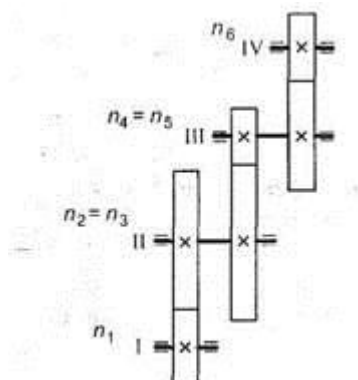


Рис. 4. Трехступенчатая передача

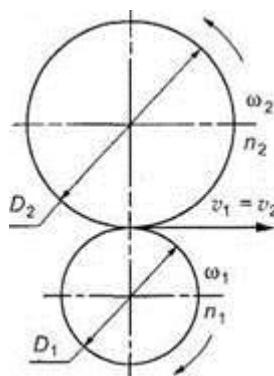


Рис. 5. Кинематика цилиндрической передачи

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 (рис. 4) обо значения 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.5), 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:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

Учитывая

$$\omega = \frac{\pi n}{30};$$

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:

$$D_{H_1} = m z_1; \quad D_{H_2} = m z_2.$$

Передаточное число:

$$u = \frac{D_{H_2}}{D_{H_1}} = \frac{m z_2}{m z_1};$$

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.

Лекция №3
Основные характеристики механической передачи

Общие сведения и классификация зубчатых передач

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

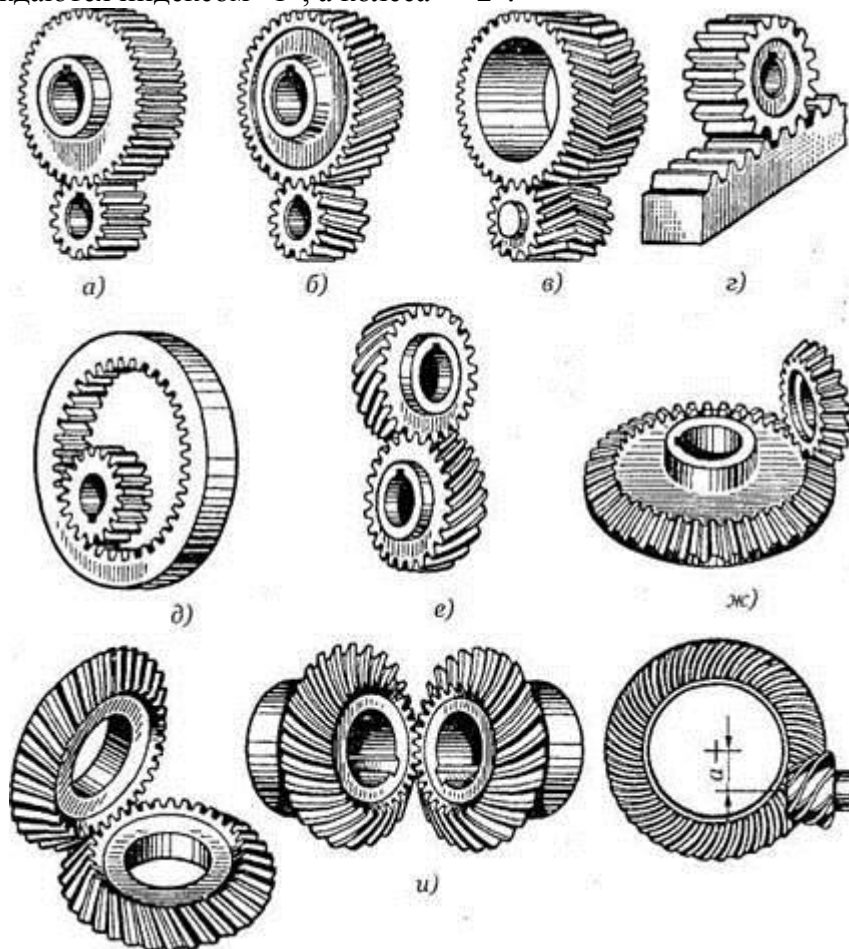


Рис. 1. Виды зубчатых передач: а, б, в — цилиндрические зубчатые передачи с внешним зацеплением; г — реечная передача; д — цилиндрическая передача с внутренним зацеплением; е — зубчатая винтовая передача; ж, з, и — конические зубчатые передачи; к — гипоидная передача

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. 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 элементы зубчатой передачи. Термины, определения и обозначения

Одноступенчатая зубчатая передача состоит из двух зубчатых колес - ведущего и ведомого. Меньшее по числу зубьев из пары колес называют **шестерней**, а большее **колесом**. Термин «зубчатое колесо» является общим. Параметрам шестерни (ведущего колеса) при обозначении нечетные индексы (1, 3, 5 и т. д.), а параметрам ведомого колеса — четные (2, 4, 6 и т. д.).

Зубчатое зацепление характеризуется следующими основными параметрами:

d_a — диаметр вершин зубьев;

d_f — диаметр впадин зубьев;

d_a — начальный диаметр;

d — делительный диаметр;

p_t — окружной шаг;

h — высота зуба;

h_a — высота ножки зуба;

c — радиальный зазор;

b — ширина венца (длина зуба);

e_t — окружная ширина впадины зуба;

s_t — окружная толщина зуба;

a_{\square} — межосевое расстояние;

a — делительное межосевое расстояние;

Z — число зубьев.

Делительная окружность - окружность, по которой обкатывается инструмент при нарезании. Делительная окружность связана с колесом и делит зуб на головку и ножку.

Основные элементы зубчатых колес представлены на рис.15.

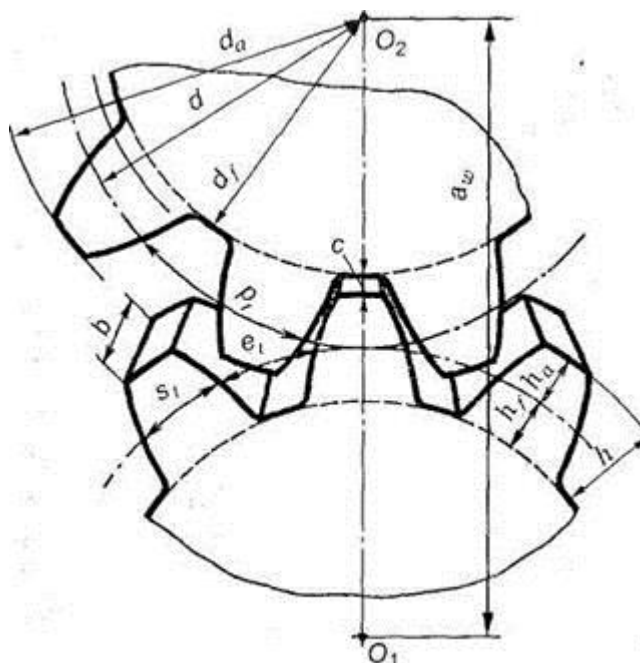


Рис. 15. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес

Модуль зубьев m называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

Линейную величину, в \square раз меньшую окружного шага зубьев, называют **окружным модулем зубьев** и обозначают m :

$$m = \frac{p_t}{\pi}$$

Геометрические соотношения размеров прямозубой цилиндрической передачи с эвольвентным профилем зуба.

Определим геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи в зависимости от модуля и числа зубьев (m и z).

Диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2h_a$ (рис. 31);

диаметр впадин $d_f = d - 2h_f$.

Из равенства $\pi d = p_t z$ делительный диаметр:

$$d = \left(\frac{p_t}{\pi}\right) z \quad \text{или} \quad d = mz \quad \text{где} \quad m = \frac{p_t}{\pi}$$

Согласно стандарту высота головки зуба $h_a = m$; высота ножки зуба $h_f = 1,25m$; высота зуба $h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m$. Отсюда диаметр вершин зубьев $d_a = mz + 2m = m(z + 2)$; диаметр впадин $d_f = mz - 2,5m = m(z - 2,5)$.

Разница в высоте ножки одного колеса и высоте головки другого образует радиальный зазор

$$c = h_f - h_a = 1,25m - m = 0,25m$$

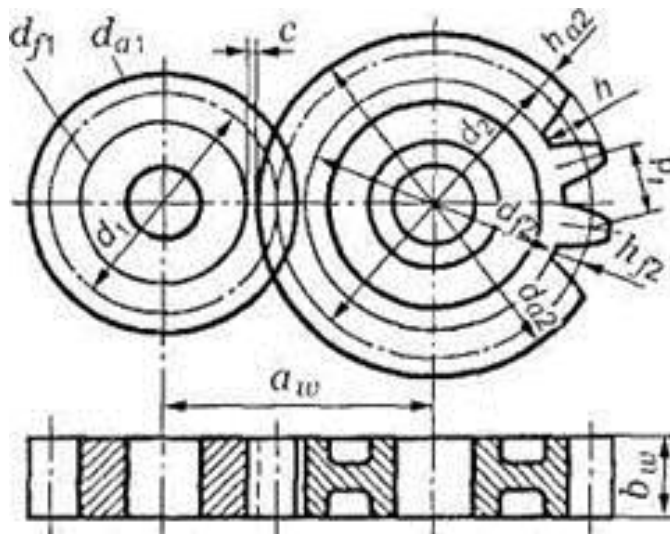


Рис. 31. Основные геометрические параметры передач с эвольвентным профилем зубьев

Лекция №4

Цилиндрические передачи. Общие сведения.

Основная теорема зубчатого зацепления. Профилирование зубьев

Для обеспечения нормальной работы пары зубчатых колес с постоянным передаточным числом профили зубьев должны быть очерчены по кривым, подчиняющимся определенным законам. Эти законы вытекают из основной теоремы зацепления, сущность которой заключается в следующем.

Пусть имеется пара зубчатых колес с центрами O_1 и O_2 , вращающихся соответственно с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 . На рис.18, а показаны сложения, которые последовательно занимает пара сопряженных (эвольвентных) зубьев в процессе их зацепления; прямую O_1O_2 называют межосевой линией зубчатой передачи. Проведем в точках касания зубьев K_1, K_2, K_3, \dots общие нормали к профилям. Все эти нормали NN должны пересекать межосевую линию O_1O_2 в *постоянной точке* P . Эту точку называют **полусом зацепления**; ее положение на **межосевой линии** определяется отношением угловых скоростей колес, т.е. их отношением:

$$\frac{O_2P}{O_1P} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = u.$$

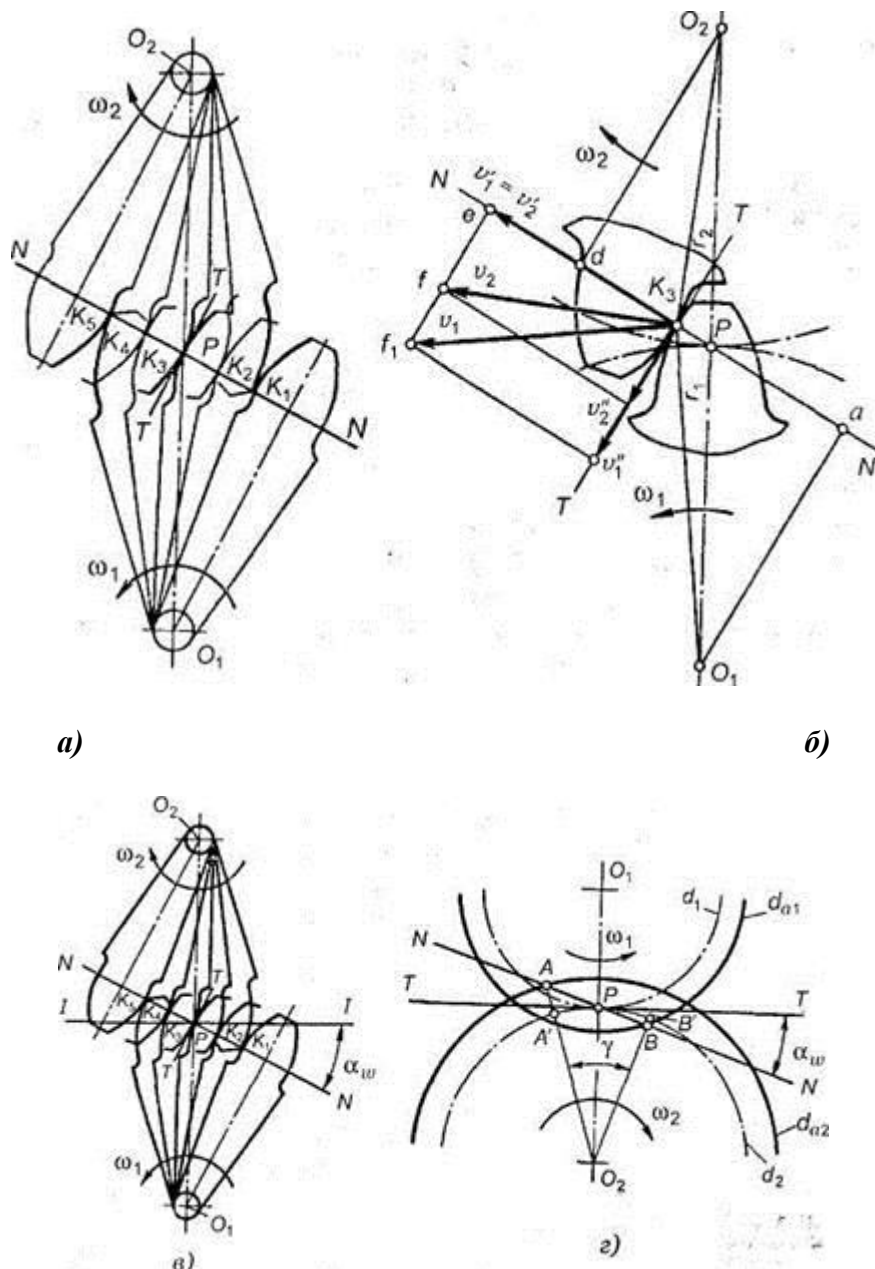


Рис. 18. Элементы зубчатого зацепления

Основную теорему зацепления можно сформулировать так: *общая нормаль к профилям зубьев в точке их касания пересекает межосевую линию в точке P , называемой полюсом зацепления и делящей межосевое расстояние на отрезки, обратно пропорционально угловым скоростям.*

Следствие: для обеспечения постоянного передаточного отношения положение полюса P на линии центров должно быть постоянным.

В процессе работы сопряженных (эвольвентных) профилей точка их касания все время перемещается по прямой NN . Эту прямую называют линией зацепления.

Место (точку) входа в зацепление и выхода из него сопряженных зубьев можно определить при следующем геометрическом построении.

Возьмем произвольное межосевое расстояние O_1O_2 (рис.18, г) и разделим его в произвольном отношении $O_2P/O_1P=u$. Радиусами O_2P и O_1P проведем начальные окружности зубчатых колес через точку P , касательную TT к этим окружностям и линию NN — нормаль к боковым поверхностям зубьев — под углом α_ω и касательной TT . Угол α_ω называют **углом зацепления**; в СНГ α_ω принят 20° .

Примем произвольную высоту головки зубьев и проведем радиусами, равными $1/2d_{a1}$ и $1/2d_{a2}$, окружности выступов зубчатых колес (высота головки зуба шестерни и колеса должна быть одинаковой). При направлении вращения колес, указанном на рисунке, зубья войдут в зацепление в точке A (точке пересечения нормали с окружностью выступов колеса) и выйдут из зацепления в точке B (точке пересечения нормали с окружностью выступов шестерни).

Все точки касания сопряженных зубьев будут лежать на участке AB линии зацепления. Участок AB называется **рабочим участком линии зацепления**.

Необходимое условие непрерывности зацепления: дуга зацепления должна быть больше шага. В противном случае при выходе из зацепления одной пары зубьев вторая пара еще не войдет.

Длина линии зацепления q_a — отрезок линии зацепления, отсекаемый окружностями вершин зубьев сопряженных колес. Он определяет начало и конец зацепления пары сопряженных зубьев. Длина зацепления — активная часть линии зацепления.

Коэффициент торцового перекрытия ε_α — отношение длины линии зацепления к шагу:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{q_a}{p_t}$$

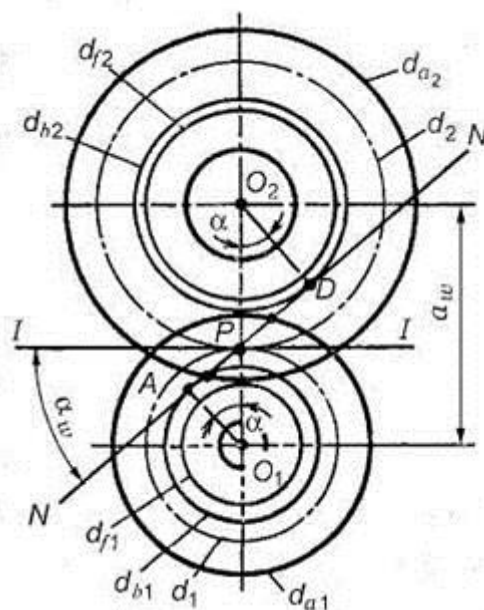


Рис. 19. Геометрические параметры зубчатой передачи

Полюс зацепления P (см. рис. 18, б) сохраняет неизменное положение на линии центров O_1O_2 . Следовательно, радиусы O_1P (r_1) и O_2P (r_2) также неизменны. Окружности радиусов r_1 и r_2 называют начальными (делительными). При вращении зубчатых колес эти окружности перекатываются одна по другой без скольжения, о чем свидетельствует равенство их окружных скоростей $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ (см. доказательство основной теоремы зацепления). Теоретически боковые поверхности зубьев (профили) могут быть очерчены любыми кривыми, удовлетворяющими основному закону зубчатого зацепления. Такие профили называют сопряженными.

В современном машиностроении для построения сопряженных профилей применяют ограниченное число кривых.

Лекция №5

Цилиндрические передачи. Геометрия.

Расчет цилиндрической прямозубой передачи на контактную прочность

Расчет прочности контактирующих поверхностей зубьев основан на ограничении наибольших нормальных напряжений.

При выводе формул приняты следующие допущения: зубья рассматривают как два находящихся в контакте цилиндра с параллельными образующими (радиусы этих цилиндров принимают равными радиусам кривизны профилей зубьев в полюсе зацепления); нагрузку считают равномерно распределенной по длине зуба; контактирующие профили предполагают не разделенными масляной пленкой.

На основании этих допущений к расчету зубчатых колес можно применить результаты исследований на контактную прочность цилиндрических роликов. Наибольшие нормальные контактные напряжения возникают в точках, лежащих на очень малой глубине под линией контакта по формуле Герца—Беляева:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q E_{\text{пр}}}{2\pi \rho_{\text{пр}} (1 - \mu)^2}} \quad (16)$$

где q — расчетная удельная нормальная нагрузка; $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости материалов зубьев; $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны профилей зубьев шестерни и колеса; μ — коэффициент Пуассона. Для прямозубых колес без учета коэффициентов нагрузки

$$q = F_n / l_{\Sigma}, \quad (17)$$

где $F_n = F_t / \cos \alpha_{\omega}$ — нормальная сила, действующая на зуб (см. рис. 35); F_t — окружная сила; $l_{\Sigma} = b_{\omega} K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha}$ — суммарная длина контактной линии (для прямозубых передач; $l_{\Sigma} = b_{\omega}$ — ширина венца, так как $K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha} \approx 1,0$; здесь $K_{\varepsilon} = 0,95$ — коэффициент, учитывающий непостоянство суммарной длины контактной линии); ε_{α} — коэффициент перекрытия.

Для учета неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, а также для учета динамических нагрузок вследствие погрешности изготовления и деформации деталей передачи вводят коэффициент нагрузки $K = K_{H\beta} K_{Hv}$ (см. табл. 6-7).

Отсюда

$$q = \frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv}}{b_{\omega} K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_{\omega}} \quad (18)$$

Приведенный модуль упругости $E_{\text{пр}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$, где E_1 и E_2 — модули упругости материалов шестерни и колеса.

Зубья рассматриваются как цилиндры длиной b_a (ширина зубчатого колеса) и радиусов ρ_1 и ρ_2 , где

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_{\omega}; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_{\omega}$$

Приведенный радиус кривизны зубьев в полюсе

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_1 d_2 \sin \alpha_{\omega}}{2(d_1 + d_2)} = \frac{d_1 \sin \alpha_{\omega}}{2} \frac{u}{u \pm 1}$$

Здесь знак «плюс» для внешнего зацепления, знак «минус» — для внутреннего зацепления.

Подставляя значения $\rho_{\text{пр}}$ и q в формулу (17), после преобразований получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_{\omega}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{2F_t K_{H\beta} K_{Hv}(u+1)}{b_{\omega} d_1 K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha} u}} \quad (19)$$

Обозначим в формуле (19) выражение $\sqrt{2/\sin 2\alpha_{\omega}}$ через Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$\sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{\pi(1-\mu^2)}} = Z_M$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес ($Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ — для стальных колес);

$\sqrt{\frac{1}{K_{\varepsilon\alpha}}} = Z_{\varepsilon}$ — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линии для
 $(\sqrt{\frac{1}{K_{\varepsilon\alpha}}} = Z_{\varepsilon} \approx 1)$ прямозубых передач.

Получим расчетную формулу, рекомендуемую для проверочного расчета:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 d_{\omega}} \frac{(u \pm 1)}{u} K_{H\beta} K_{H\nu}} \quad (20)$$

После подстановки значений $F_t = 2T_2/d_1 u$; $d_1 = 2a_{\omega}/(u \pm 1)$ и $b_{\omega} = \psi_{ba} a_{\omega}$ в формулу (20) и некоторых преобразований получим удобную для расчета формулу

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)}{\psi_{ba} a_{\omega}^3 u^2} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma]_H \quad (21)$$

Значение ψ_{ba} определяют по формуле $\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u \pm 1)$ (ψ_{bd} — см. табл. 9).

После некоторых преобразований формулы (21) получим формулу проектировочного расчета для определения межосевого расстояния прямозубых зубчатых передач:

$$a_{\omega} = (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{0,5 (Z_H Z_M Z_{\varepsilon})^2 K_{H\nu}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2} T_2 K_{H\beta}}$$

Обозначим $\sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_{\varepsilon})^2 K_{H\nu}}$ через вспомогательный коэффициент K_a (для прямозубых передач при $K_{H\nu} = 1,25$, $K_a = 49,5 \text{ МПа}^{1/3}$).

Тогда формула проектного расчета для определения межосевого расстояния закрытых цилиндрических передач

$$a_{\omega} = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}} \quad (22)$$

Допускаемые контактные напряжения (МПа) при расчете рабочих поверхностей на усталостное выкрашивание рассчитываются по формуле

$$[\sigma]_H = (\sigma_{Hlim\ b}/S_H) Z_R K_{HL},$$

Где $\sigma_{Hlim\ b}$ — предел выносливости рабочих поверхностей зубьев (табл. 11), соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений N_{Hlim} , МПа (база испытаний N_{H0} определяется по табл. 12);

S_H — коэффициент безопасности ($S_H = 1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке; при поверхностной закалке и цементации $S_H = 1,2$);

Z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных по поверхностям зубьев ($Z_R = 1 \div 0,9$);

K_{HL} — коэффициент долговечности, который учитывает влияние срока службы, режима нагрузки передачи и возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач.

Таблица 11. Пределы контактной выносливости $\sigma_{Hlim\ b}$

$\sigma_{Hlim\ b}$, МПа	Материал	Твердость поверхностей зубьев (средняя)	Термическая обработка зубьев
2 HB + 70 18 HRC + 150 17 HRC + 200	Сталь углеродистая и легированная	HB < 350 HRC 38-50 HRC 40-50	Нормализация, улучшение Объемная закалка Поверхностная закалка
23 HRC 1050	Сталь легированная	HRC > 56 HV 550-750	Цементация и нитроцементация Азотирование

Таблица 12. Базовое число циклов N_{H0}

Твердость поверхностей зубьев HB	До 200	250	300	350	400	450	500	550	600
N_{H0} , млн. циклов	10	17,0	26,4	38,3	52,7	70	90	113	140

При постоянной нагрузке $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_H}$; $N_H = 60nc t_\Sigma$ (или $N_H = 573\omega c t_\Sigma$) — циклическая долговечность.

При переменной нагрузке расчетная циклическая долговечность определяется по формуле:

$$N_{HE} = 60nc t_\Sigma K_{HE},$$

где K_{HE} — коэффициент приведения переменного режима нагружения к постоянному эквивалентному

$$K_{HE} = \Sigma \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \left(\frac{t_i}{t_\Sigma} \right)$$

В расчетные формулы (21) и (22) входит меньшее из допускаемых напряжений, установленных для шестерни и колеса. Так как материал колеса имеет обычно меньшую твердость, чем материал шестерни, то в большинстве случаев $[\sigma]_H$ для колеса меньше.

В табл. 11 даны значения предела выносливости σ_{Hlim} (база испытаний) для различных материалов зубчатых колес.

Цилиндрические косозубые и шевронные зубчатые передачи. Устройство и основные геометрические и силовые соотношения

Направление осевой силы зависит от направления вращения колеса (рис. 37), направления винтовой линии зуба, а также от того, каким является колесо — ведущим или ведомым. Осевая сила дополнительно нагружает валы и опоры, что является недостатком косозубых передач.

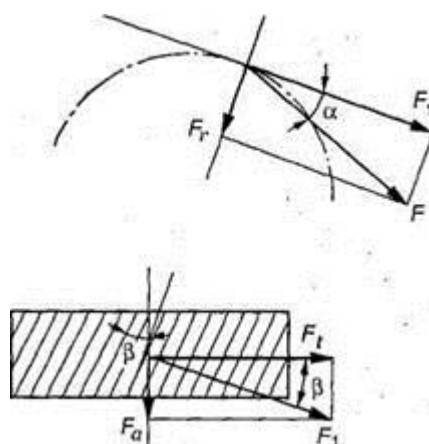


Рис. 37. Усилия в косозубой цилиндрической передаче

Для того чтобы исключить недостаток косозубых передач (осевую силу F_a) и сохранить их преимущества, применяют шевронные передачи.

Шевронные зубчатые колеса представляют собой разновидность косозубых колес (рис. 38).

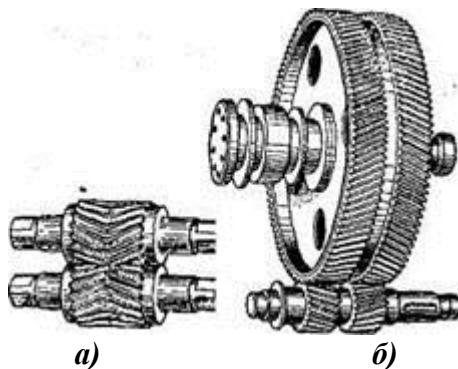


Рис. 38. Шевронная зубчатая передача

Цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с правыми и левыми зубьями (рис. 38, а), называют *шевронным колесом*. Часть венца зубчатого колеса, в пределах которого линии зубьев имеют одно направление, называют *полушевроном*. Различают шевронные колеса с жестким углом (рис. 38, б), предназначенным для выхода режущего инструмента при нарезании зубьев. Шевронные передачи обладают всеми преимуществами косозубых, а осевые силы (рис. 39) противоположно направлены и на подшипник не передаются.

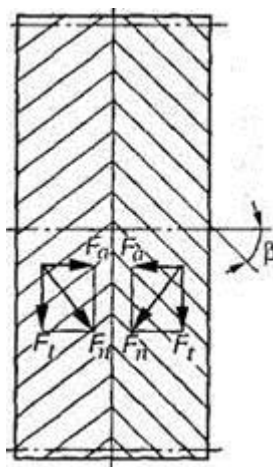


Рис.39. Усилия в зацеплении шевронных зубчатых колес

В этих передачах допускают большой угол наклона зубьев ($\beta=25\div40^\circ$). Ввиду сложности и высокой стоимости изготовления шевронные передачи применяют реже, чем косозубые, т.е. в тех случаях, когда требуется передавать большую мощность и высокую скорость, а осевые нагрузки нежелательны.



Рис. 40

Косозубые и шевронные колеса в отличие от прямозубых имеют два шага и два модуля: в нормальном сечении (см. рис. 44) по делительной окружности — нормальный шаг p_n , в торцевой плоскости — торцовый шаг p_t . Из условия, что модуль зацепления равен шагу, деленному на число π , имеем нормальный модуль $m_n=p_n/\pi$ и торцовый модуль $m_t=p_t/\pi$.

Для косозубых и шевронных колес значения нормального модуля m_n стандартизованы, так как профиль косо́го зуба в нормальном сечении соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, $m = m_n$ (косозубые и шевронные колеса нарезают, тем же способом и инструментом, что и прямозубые). Нормальный модуль m_n является исходным при геометрических расчетах.

Определим зависимость между нормальным и торцовым шагом и модулем через угол наклона зубьев.

$$p_n = p_t \cos \beta; \quad p_t = p_n / \cos \beta.$$

Если левую и правую части разделим на π , получим

$$m_n = m_t \cos \beta; \quad m_t = m_n / \cos \beta.$$

Геометрические параметры цилиндрической косозубой и шевронной передач с эвольвентным профилем зуба рассчитают по формулам, приведенным в табл. 15. По торцовому модулю m_t рассчитывают делительные (начальные) диаметры, а до m_n — все остальные размеры зубчатых колес.

Таблица 15. Геометрические параметры цилиндрической косозубой передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы
-----------------------	-------------------

Нормальный модуль m_n	$m_n = \frac{p_n}{\pi}; m_n = \frac{d}{z} \cos\beta; m_n = m_t \cos\beta$
Торцовый (окружной модуль) m_t	$m_t = \frac{p_t}{\pi}; m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}; m_t = \frac{d}{z}$
Диаметр вершин зубьев d_a	$d_a = m_t z + 2m_n; d_a = m_n(\frac{z}{\cos\beta} + 2)$
Делительный диаметр d	$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos\beta}$
Диаметр впадин зубьев d_f	$d_f = m_t z + 2,5m_n = \frac{m_n z}{\cos\beta} - 2,5m_n = m_n(\frac{z}{\cos\beta} + 2,5)$
Шаг нормальный p_n	$p_n = m_n \pi; p_n = p_t \cos\beta$
Шаг торцовый (окружной) p_t	$p_t = m_t \pi; p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}$
Окружная толщина зубьев S_t	$S_t = \frac{\pi m_n}{2}$
Ширина впадин зубьев e_t	$e_t = \frac{\pi m_n}{2}$
Высота зуба h	$h=2,25m_n$
Высота головки зуба h_a	$h_a=m_n$
Высота ножки зуба h_f	$h_f=1,25m_n$
Радиальный зазор c	$c=0,25m_n$
Межосевое расстояние a_ω	$a_\omega = \frac{m_t z_\Sigma}{2} = \frac{m_n z_\Sigma}{2 \cos\beta}$
Длина зуба b	$b = m_n \Psi_m (\Psi_m = 10 \div 10)$
Ширина венца b_ω	$b_\omega = b \cos\beta$

Расчет цилиндрической косозубой и шевронной передач на контактную прочность

Расчет на контактную прочность косозубых и шевронных колес производят аналогично расчету прямозубых колес, он является основным. Расположение зубьев в косозубом зацеплении повышает коэффициент перекрывания зубьев, так как в зацеплении находится одновременно несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб и повышает его контактную прочность, увеличивает прочность зубьев на изгиб, уменьшает динамические нагрузки. Для учета повышения контактной прочности косых зубьев по сравнению с прямыми в формулу (21) вводят поправочные коэффициенты.

Контактные напряжения, возникающие в поверхностном слое косых зубьев:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{0,5 T_2 (u \pm 1)^3}{\Psi_{bd} a_\omega^3 u^2}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \leq [\sigma]_H \quad (25)$$

где $Z_H=1,76 \cos\beta$ — коэффициент, учитывающий форму сопряжения по вершинам зубьев (среднее значение $Z_H \approx 1,71$); $Z_M=275$ МПа — коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных колес; $Z_\varepsilon = \sqrt{1/K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}$ — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий (для косозубых передач среднее значение $\varepsilon_\alpha=0,8$); $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (выбирается по табл. 16); $K_{H\beta}$ (табл. 6), $K_{H\nu}$ (табл. 7) — коэффициенты режима работы; $\Psi_{bd} = 2\Psi_{bd}/(u+1)$ — коэффициент длины зуба (Ψ_{bd} — табл. 9); a_ω — межосевое расстояние, мм; $u \geq 1$ — передаточное отношение; T_2 — момент на колесе, Нмм; $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение, МПа.

Расчет зубьев цилиндрической прямозубой передачи на изгиб

Ниже излагается упрощенный метод расчета зуба на изгиб, основанный на положениях сопротивления материалов.

На рис. 34 показаны схема зацепления двух зубьев в полюсе и силы, действующие на зубья колес со стороны шестерни; трение не учитывается. Нормальная сила F_n раскладывается на две составляющие: окружную силу F_t и радиальную или распорную — F_r .

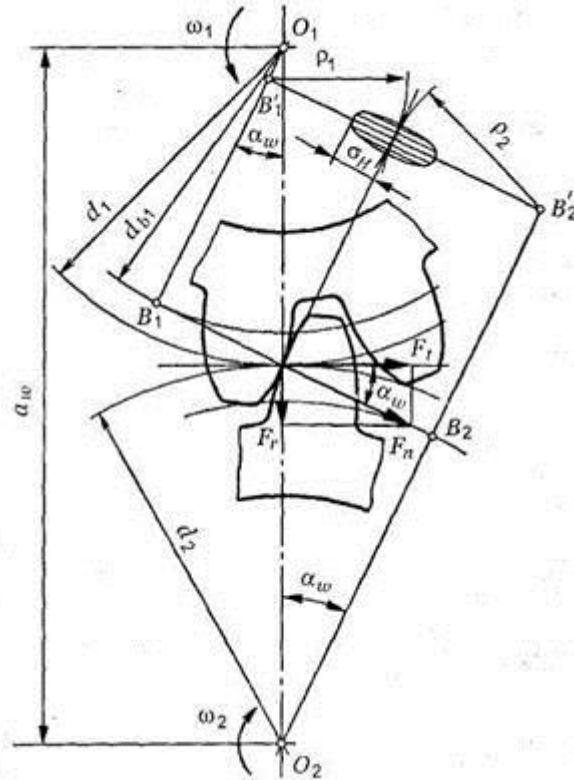


Рис. 34. Усилия в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

При выводе формул принимают следующие упрощения и допущения: зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного сечения, работающую на изгиб и сжатие; вся нагрузка, действующая в зацеплении, передается одной парой зубьев и приложена к их вершинам; нагрузка равномерно распределена по длине зуба b_w .

На рис.35 показан профиль балки равного сопротивления (s — толщина зуба в опасном сечении; l — плечо изгибающей силы; b_w — длина зуба; F_n — нормальная сила, действующая на зуб).

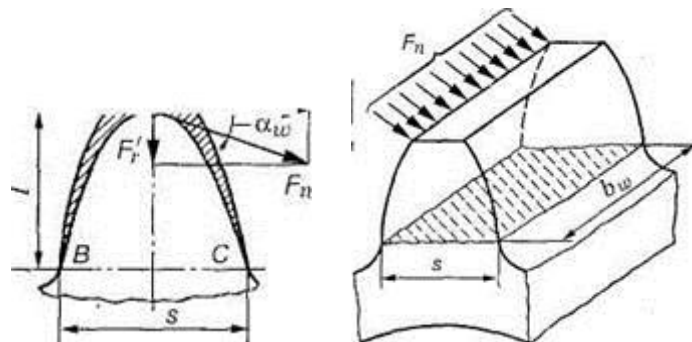


Рис.35. Схема расчета зубьев на изгиб

Определим силы в опасном сечении корня зуба. Разложим силу F_n в точке A на две составляющие: F'_t и F'_r , условно принимаем, что сила F_n приложена только к одному зубу (перекрытием пренебрегаем), а сила F_t равна окружной силе на начальной окружности.

Сила F'_t изгибает зуб, а сила F'_r сжимает его. Из рис. 35 находим

$$F'_t = F_n \cos \alpha'; \quad F'_r = F_n \sin \alpha'$$

где α' — угол направления нормальной силы F_n , приложенной у вершины, который несколько больше угла зацепления α_ω ; $F_n \cdot F_t / \cos \alpha_\omega$ — нормальная сила.

Исходя из изложенного выше, за расчетное напряжение принимают напряжения на растянутой стороне зуба:

$$\sigma_F = \sigma_{F_t} - \sigma_{F_r} \quad (1)$$

Для опасного сечения BC условие прочности

$$\sigma_F = \left(\frac{F'_t l}{W} - \frac{F'_r}{A} \right) \leq [\sigma]_F, \quad (2)$$

где σ_F — напряжение изгиба в опасном сечении корня зуба; W — осевой момент сопротивления; $A = b_\omega s$ — площадь сечения ножки зуба.

Выразим l и s в долях модуля зубьев: $l = km$; $s = cm$, где k и c — коэффициенты, зависящие от формы зуба, т.е. от угла α_ω и числа зубьев Z .

Тогда изгибающий момент в опасном сечении

$$M_B = F_t \cdot l = F_t \cdot km;$$

осевой момент сопротивления прямоугольного сечения зуба

$$W = \frac{b_\omega s^2}{6} = \frac{b_\omega c^2 m^2}{6}. \quad (3)$$

Подставим в формулу (2) входящие в него параметры M_B и W , введем коэффициенты расчетной нагрузки $K_{F\beta}$ (табл. 6), K_{Fv} (табл. 7) и теоретический коэффициент концентрации напряжений K_T .

В результате получим окончательную формулу проверочного расчета прямозубой передачи на усталость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_\omega m} \leq [\sigma]_F \quad (4)$$

где Y_F — коэффициент учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (табл. 8).

Таблица 6. Значение коэффициентов $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость H_B поверхностей зубьев колеса	$K_{F\beta}$ при $\psi_{bd} = b_\omega/d_1$						$K_{H\beta}$ при $\psi_{bd} = b_\omega/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6	0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное (опоры-шари коподшипники)	До 350	1,16	1,37	1,64				1,08	1,17	1,28			
	Св. 350	1,33	1,70					1,22	1,44				
Консольное (опоры-роли коподшипники)	До 350	1,10	1,22	1,38	1,57			1,06	1,12	1,19	1,27	-	
	Св. 350	1,20	1,44	1,71				1,11	1,25	1,45			
Симметричное	До 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,10
	Св. 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30		1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несимметричное	До 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	Св. 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73		1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	-

Таблица 7. Значение коэффициентов K_{Fv} и K_{Hv}

Степень точности и передач	Твердость H_B поверхности зубьев колеса	K_{Fv} (a/f_0) при окружной скорости, м/с					
		1	2	3	6	8	10

и							
7	До 350	1,08/1,03 (1,04/1,02)	1,16/1,06 (1,07/1,03)	1,33/1,11 (1,14/1,05)	1,50/1,16 (1,21/1,06)	1,62/1,22 (1,29/1,07)	1,80/1,27 (1,36/1,08)
	Св. 350	1,03/1,01 (1,03/1,00)	1,05/1,02 (1,05/1,01)	1,09/1,03 (1,09/1,02)	1,13/1,05 (1,14/1,03)	1,17/1,07 (1,19/1,03)	1,22/1,08 (1,24/1,04)
8	До 350	1,10/1,03 (1,04/1,01)	1,20/1,06 (1,08/1,02)	1,38/1,11 (1,61/1,04)	1,58/1,17 (1,24/1,06)	1,78/1,23 (1,32/1,07)	1,96/1,29 (1,40/1,08)
	Св. 350	1,04/1,01 (1,03/1,01)	1,06/1,02 (1,06/1,01)	1,12/1,03 (1,10/1,02)	1,16/1,05 (1,16/1,03)	1,21/1,05 (1,22/1,04)	1,26/1,08 (1,26/1,05)
9	До 350	1,13/1,04 (1,05/1,01)	1,28/1,07 (1,10/1,03)	1,50/1,14 (1,20/1,05)	1,72/1,21 (1,30/1,07)	1,98/1,28 (1,40/1,09)	2,25/1,35 (1,50/1,12)
	Св. 350	1,04/1,01 (1,04/1,01)	1,07/1,02 (1,07/1,01)	1,14/1,04 (1,13/1,02)	1,21/1,06 (1,20/1,03)	1,27/1,08 (1,26/1,04)	1,34/1,09 (1,32/1,05)

Примечание. В числителе — значения для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых.

Таблица 8. Коэффициент Y_F для эвольвентного наружного зацепления при $\alpha_\omega = 20^\circ$ (при $x = 0$)

Число зубьев	Y_F	Число зубьев	Y_F	Число зубьев	Y_F
17	4,26	28	3,81	65	3,62
20	4,07	30	3,79	80	3,60
22	3,98	35	3,75	100	3,60
24	3,92	40	3,70	150	3,60
26	3,88	45	3,66	300	3,60
		50	3,65	Рейка	3,63

Примечание. Выбор коэффициента Y_F можно производить по графику.

Выведем формулу проверочного расчета прямозубых передач на уста лопей при изгибе через вращающий момент T_2 .

С учетом того, что $F_t = 2T_1/d_1 = 2T_1/mz_1 = 2T_2/mz_1u$; $b_\omega = \psi_{bd} mz_1$ формула проверочного расчета (4) примет вид

$$\sigma_F = Y_F \frac{2T_2}{u z_1^2 m^3 \psi_{bd}} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_F, \quad (5)$$

где σ_F , $[\sigma]_F$, МПа; m , мм; T_2 — вращающий момент на колесе, Нмм; Z_1 — число зубьев шестерни; ψ_{bd} — коэффициент длины зуба (ширины венца) по делительному диаметру (табл. 9).

Таблица 9. Рекомендуемые значения коэффициента $\psi_{bd} = b_\omega/d_1$ в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев

Расположение колес относительно опор	HB ₂ ≤ 350 или HB ₁ ≤ 350	HB ₂ > 350
Симметричное	0,8-1,4	0,4-0,9
Несимметричное	0,6-1,2	0,3-0,6
Консольное	0,3-0,4	0,2-0,25

Из формул (5) и (6) получаем формулы проектировочного расчета на изгиб

$$P_1 = T_1 \omega_1; \quad (6)$$

$$T_2 = \frac{10^6 P_1}{\omega_1} \cdot u \cdot \eta \quad (7)$$

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_F \beta Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}, \quad (8)$$

где $K_m = 1,4$ для прямозубых колес.

В формулу (8) подставляют меньшее из двух отношений $[\sigma]_F/Y_F$, вычисленных для шестерни и колеса.

Выбор допускаемых напряжений изгиба. Выше отмечалось, что при чинной поломки зубьев, как правило, является усталость материала под действием повторных переменных изгибающих напряжений. Поэтому значения допускаемых напряжений должны быть определены исходя из предела выносливости зубьев. Допускаемое напряжение изгиба определяют по формуле

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flimb}^0 Y_R K_{FC} K_{FL}}{S_F}, \quad (9)$$

где σ_{Flimb}^0 — базовый предел выносливости зубьев при отнулевом цикле изменения напряжений (табл. 10); S_F — коэффициент безопасности ($S_F = 1,7 \div 2,2$; $S_F > 2,2$ — для литых заготовок); Y_R — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зуба ($Y_R = 1,05 \div 1,2$ — при полировании, в остальных случаях $Y_R = 1$); K_{FC} — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки ($K_{FC} = 1,0$ — при одностороннем приложении нагрузки, изгибающей зуб; $K_{FC} = 0,65$ — для нормализованных сталей, $K_{FC} = 0,75$ — для закаленных сталей с твердостью выше $HRC45$; $K_{FC} = 0,9$ — для азотированных сталей); K_{FL} — коэффициент долговечности.

Лекция №7
Конические передачи. Общие сведения.

Конические зубчатые передачи.

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

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колес (рис. 1) и служит для передачи вращающего момента между валами с пересекающимися осями под углом $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$ (рис.3). Наиболее распространена в машиностроении коническая передача с углом между осями $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 3), но могут быть передачи и с $\Sigma \geq 90^\circ$ до 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, а), косыми (рис. 2, б), круговыми зубьями (рис. 2, в). При окружных скоростях до 2... 3 м/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. 1. Коническая прямозубая передача

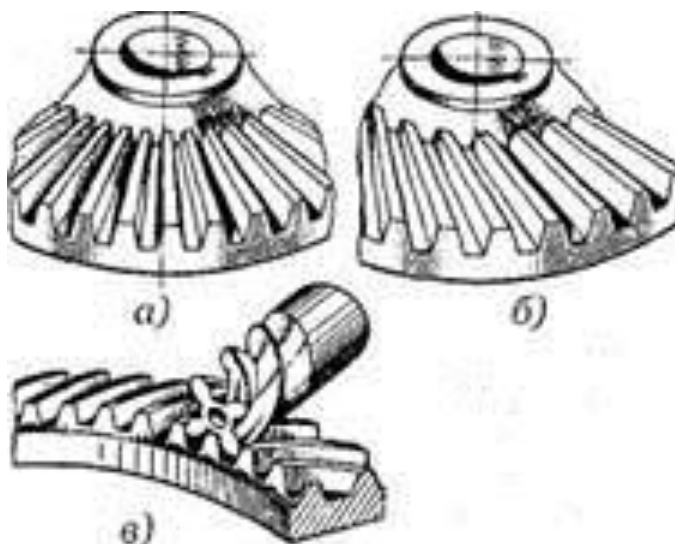


Рис. 2. Конические зубчатые колеса: а — колесо с прямыми зубьями; б — колесо с косыми зубьями; в — колесо с круговыми зубьями

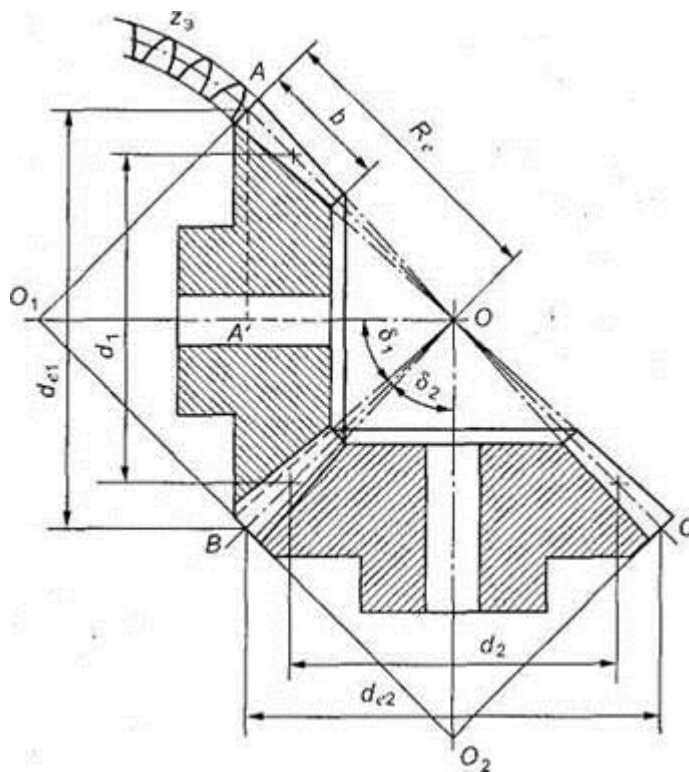


Рис. 3. Геометрические параметры конических зубчатых колес

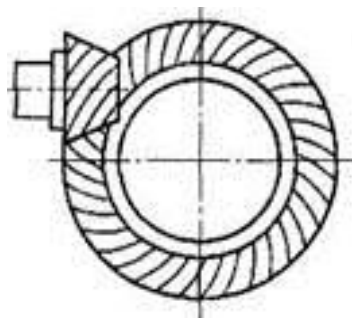


Рис. 4. Гипоидная передача

Передачу с коническими колесами для передачи вращающего момента между валами со скрещивающимися осями называют *гипоидной* (рис. 4). Эта передача находит применение в автомобилях.

По стоимости конические передачи дороже цилиндрических при равных силовых параметрах. Их применение диктуется только необходимостью передавать момент при пересекающихся осях валов. Передаточное число одной пары $u \leq 6,3$.

Лекция №8

Конические передачи. Геометрия.

Геометрические параметры конической передачи

Вершины начальных и делительных конусов конической передачи находятся в точке пересечения осей валов O (рис. 5). Высота и толщина зубьев уменьшаются по направлению к вершинам конусов. Геометрические параметры конической передачи (рис. 3 и 5):

AOB — делительный конус шестерни;

BOC — делительный конус колеса;

AO_1B — делительный дополнительный конус шестерни;

BO_2C — делительный дополнительный 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).

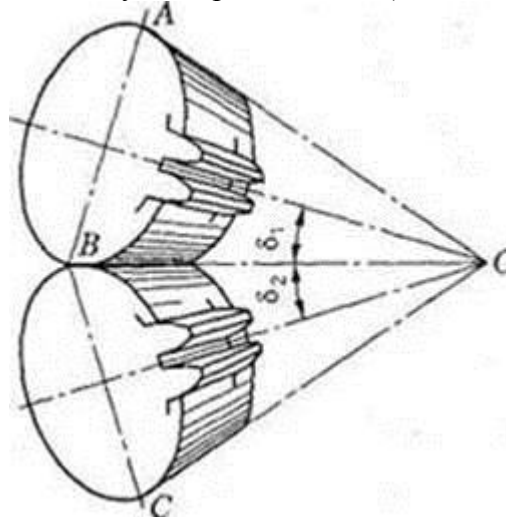


Рис. 5. Коническая прямозубая передача

Передаточное число конической передачи определяется так:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\tan \delta_1} = \tan \delta_2.$$

В конической передаче может быть бесчисленное множество делительных окружностей. Для расчета в машиностроении принимают внешнюю и среднюю делительные окружности (см. рис. 3).

Из условия, что в конической передаче модуль и делительный связаны теми же соотношениями, что и в цилиндрических передачах, т.е. $d = mz$ (рис. 6), определяют внешний d_e и средний d_m делительные диаметры:

$$d_e = m_e z; \quad d_m = m_m z,$$

где m_e — внешний окружной модуль; m_m — средний окружной модуль.

Внешний окружной модуль 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).

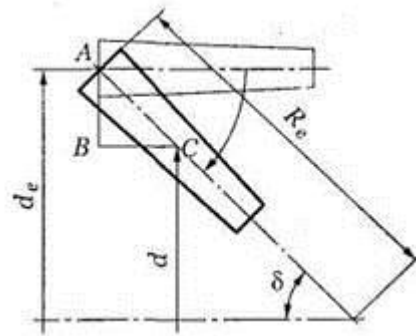


Рис. 6. Зуб конического колеса

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

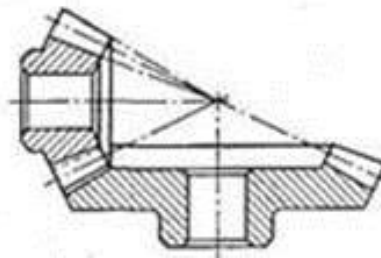


Рис. 7

Зависимость между m_e и m_m в конической передаче.

Из рис. 6 $R_e = r + AB$, где $AB = \frac{b}{2} \sin \delta$ (из $\triangle ABC$). Отсюда $R_e = r + \frac{b}{2} \sin \delta$.

Умножив левую и правую части равенства на два, получим $d_e = d + b \sin \delta$. Разделив левую и правую части равенства на z , получим

$$\frac{d_e}{z} = \frac{d}{z} + \frac{b}{z} \sin \delta \quad \text{или} \quad m_e = m_m + \frac{b}{z} \sin \delta$$

Геометрические соотношения размеров прямозубой конической передачи с эвольвентным профилем зуба.

Согласно рис. 8 внешний диаметр вершин зубьев

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

внешний диаметр впадин зубьев

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

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

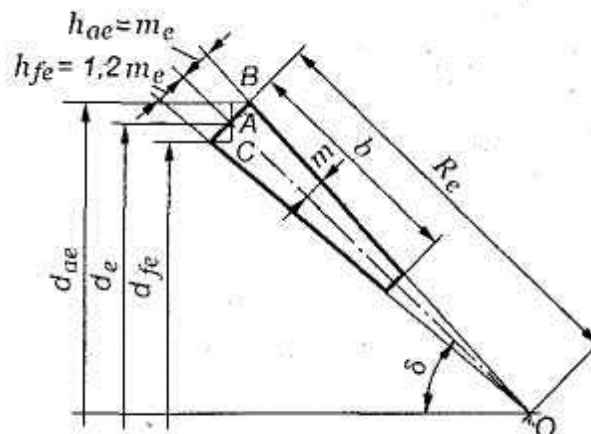


Рис. 8. Геометрия прямозубой конической передачи

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

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

Таблица 1. Геометрические параметры прямозубой конической передачи

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_{ac}	$d_{ac} = m_e(z + 2 \cos \delta)$
Внешний делительный диаметр d_e	$d_e = m_e z$
Внешний диаметр впадин зубьев d_{fe}	$d_{fe} = m_e(z - 2,4 \cos \delta)$
Высота зуба h_e	$h_e = 2,2 m_e$
Высота головки зуба h_{ae}	$h_{ae} = m_e$
Высота ножки зуба h_{fe}	$h_{fe} = 1,2 m_e$
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	$c_e = 0,25 m_e$
Ширина зубчатого венца b	$b = \Psi_{bd} d_1$
Внешнее делительное конусное расстояние R_e	$R_e = \frac{m_e z}{2 \sin \delta}$
Угол делительного конуса: шестерни δ_1	$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
колеса δ_2	$\operatorname{tg} \delta_2 = u$

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

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. 9). Эту силу разложим на две составляющие: F_{t1} и F'_{r1} . В свою очередь F'_{r1} разложим на F_{a1} и F_{r1} . Запишем:

$$F_{t1} = F_{n1} \sin \alpha;$$

$$F_{a1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{n1} \sin \alpha \cos \delta_1;$$

$$F_{r1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{n1} \sin \alpha \sin \delta_1.$$

Осевая сила на шестерне численно равна радиальной силе на колесе.

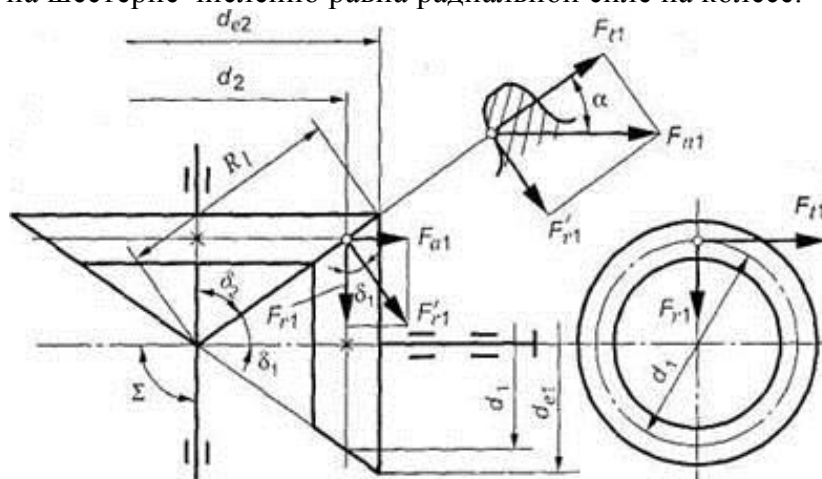


Рис. 9. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

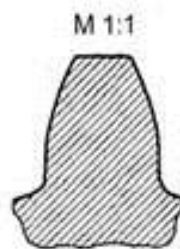


Рис.10

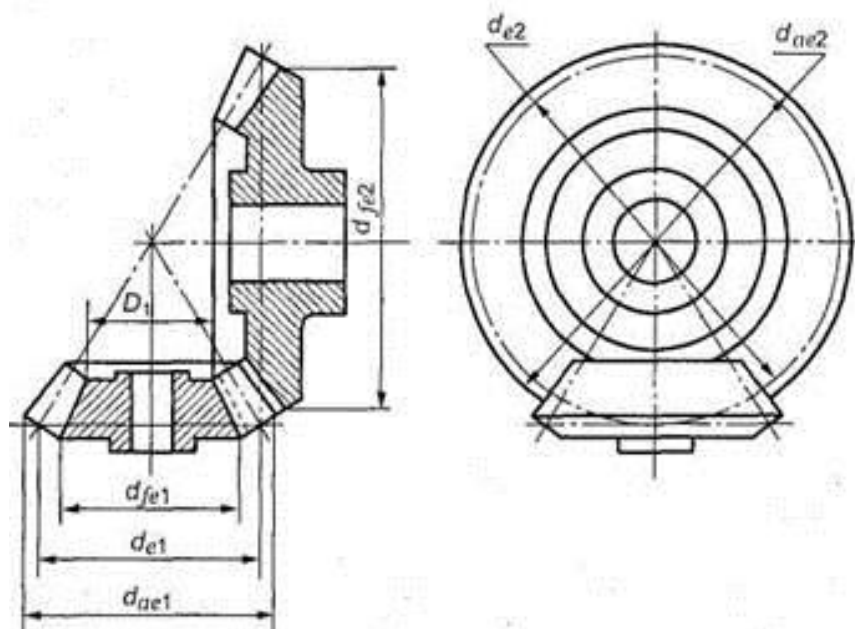


Рис. 11

Конические передачи. Прочность при контактной и изгибной напряженности**Расчет зубьев прямозубой конической передачи на изгиб**

Расчет производят по аналогии с расчетом цилиндрической прямозубой передачи.

Опытным путем установлено, что нагрузочная способность конической передачи ниже, чем цилиндрической. В соответствии с этим в расчетные формулы для зубьев конической передачи вводят коэффициент K_{F0} , учитывающий снижение их нагрузочной способности по сравнению с зубьями цилиндрических передач.

Расчет на прочность зубьев при изгибе производят по среднему значению модуля зубьев m . Коэффициент формы зуба Y_F выбирают по аналогии с цилиндрической прямозубой передачей, но в зависимости от числа зубьев эквивалентных колес $z_v = z / \cos \delta$.

Под числом зубьев z_v эквивалентных колес понимают такое число зубьев, которое может расположиться на длине окружности (см. рис. 3) радиусом, равным длине образующей дополнительного конуса O_1A .

Проверочный расчет следует проводить по аналогии с прямозубой передачей.

Расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие прочности выражаются формулой

$$\sigma_F = Y_F \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{Fv}}{K_{F\theta} u z_1^2 \Psi_{bd}} \quad (1)$$

где σ_F — возникающее напряжение изгиба, МПа; T_2 — вращающий момент на колесе, Нмм; $K_{F\beta}, K_{Fv}$ — коэффициенты нагрузки; Ψ_{bd} — коэффициент длины зуба; Y_F — коэффициент формы зуба (выбирают по табл. 8) в зависимости от z_v ; z_1 — число зубьев шестерни; u — передаточное число; $m = m_s - (b/z) \sin \delta$ — средний модуль, мм; $K_{F\theta} = 0,85$ — опытный коэффициент снижения нагрузочной способности; $[\sigma]_F$ — допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Проектировочный расчет. Средний модуль зубьев определяется по формуле

$$m_m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 [\sigma]_F}} \quad (2)$$

где m , мм; T_2 , Нмм; $[\sigma]_F$, МПа; $K_m = 1,45$ — вспомогательный коэффициент для стальных прямозубых конических колес; $\Psi_{bd} = b/d_t$ принимают $\Psi_{bd} = 0,3 \div 0,6$.

Расчет конических прямозубых передач на контактную прочность

В основу данного расчета берется формула (20) в параметрах эквивалентной цилиндрической прямозубой передачи по среднему дополнительному конусу

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t (u_v + 1)}{K_{H\theta} d_{v1} b u_v}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma]_H$$

Используем связь тригонометрических функций для определения передаточного числа и делительного диаметра эквивалентного колеса $d_{v1} = d_{e1} / \cos \delta_1$.

После подстановки в исходную формулу значений d_{v1} и u_v и несложных преобразований получим формулу проверочного расчета для стальных прямозубых конических колес

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t}{K_{H\theta} \Psi_{bd} d_1 b} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} K_{H\beta} K_{Hv} \quad (3)$$

или, заменив $F_t = 2T_2 / d_1 u$, $b = \Psi_{bd} d_1$, получим:

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{2T_2 \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \Psi_{bd} d_1^3 u^2}} K_{H\beta} K_{H\nu} \leq [\sigma]_H$$

$$Z = Z_H \cdot Z_M = 462 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2} \text{ (для стальных колес)}, \quad (4)$$

где σ_H — возникающее нормальное контактное напряжение, МПа; d_1 — средний делительный диаметр шестерни, мм; T_2 — вращающий момент на колесе, Нмм; Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхности зубьев; Z_M — коэффициент, учитывающий механические свойства материала; Ψ_{bd} — коэффициент ширины (длины) зуба; u — передаточное число; $K_{H\theta} = 0,85$ — коэффициент, учитывающий снижение контактной прочности конической передачи по сравнению с прямозубой; $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение. Из двух значений $[\sigma]_H$ выбирается меньшее.

Лекция №10
Червячные передачи. Общие сведения.

Общие сведения, устройство передачи

Червячная передача (или зубчато-винтовая передача) (рис. 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.1.1 показан привод от электродвигателя 3, соединенного муфтой 2 с ведущим валом червячного редуктора.

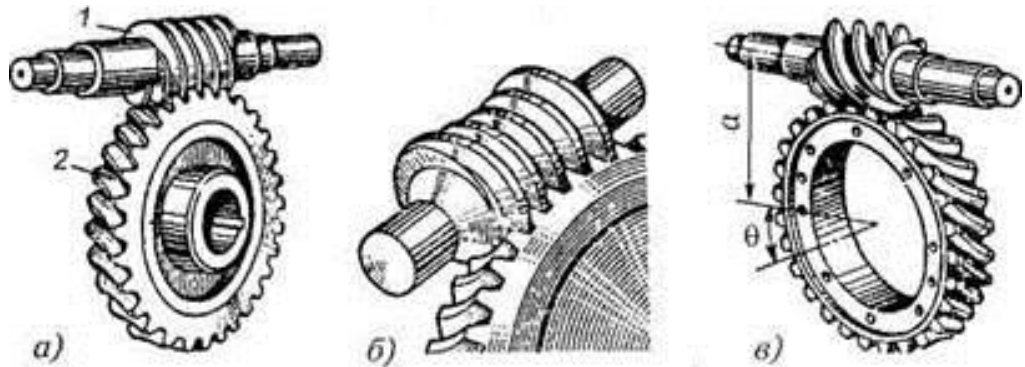


Рис. 1. Червячные передачи: 1 — червяк; 2 — червячное колесо

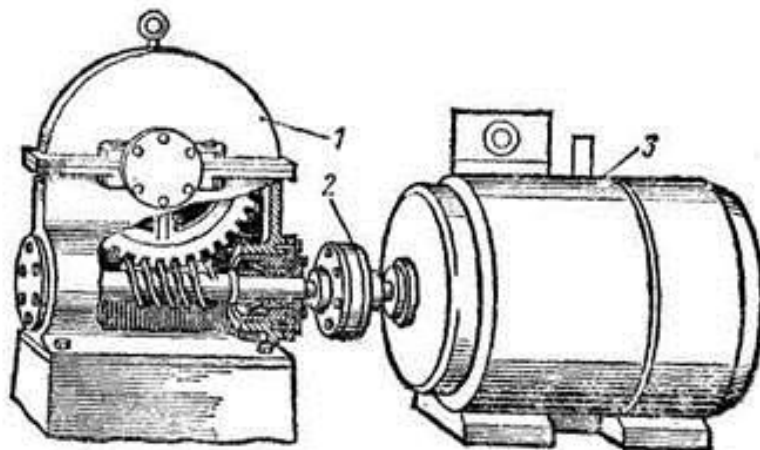


Рис.1.1. Привод червячного редуктора

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 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).

Классификация червячных передач

Различают два вида червячных передач: цилиндрические (с цилиндрическими червяками, см. рис. 1, а, в); глобоидные (с глобоидными червяками, см. рис. 1, б).

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

Червячную передачу, показанную на рис. 2, называют **глобоидной**.

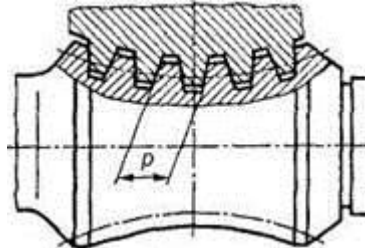


Рис. 2

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. 2.1). Расположение червяка определяет общую компоновку 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.

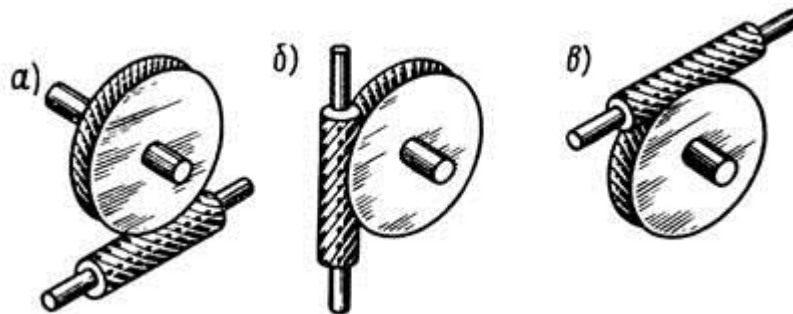


Рис. 2.1. Расположение червяка относительно колеса: а – верхнее, б – боковое, в – нижнее

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. 3, 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 (трапециевидальный 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. 3, б); 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.

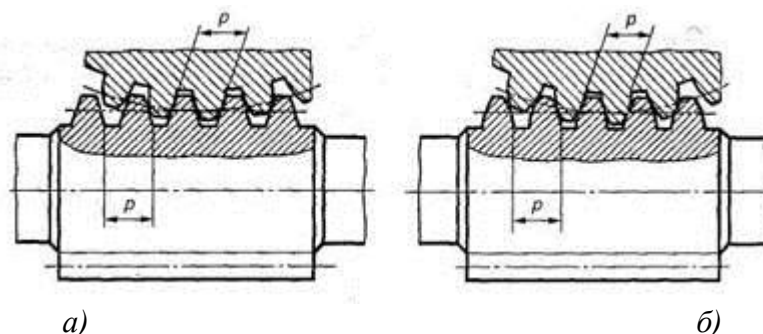


Рис. 3. Конструкции цилиндрических червяков: а — архимедов; б — эвольвентный

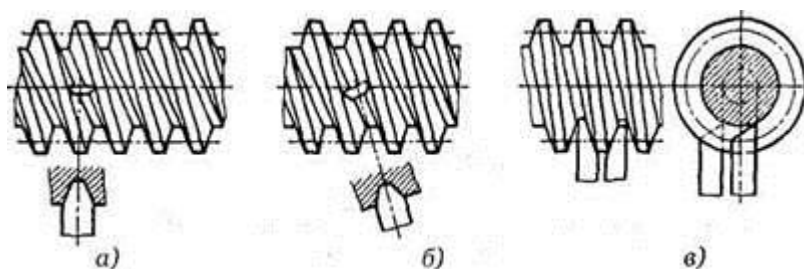


Рис. 4. Основные разновидности червяков и принцип образования профиля: а — архимедов; б — конволютный; в — эвольвентный

- Конволютный червяк (ZN1 или ZN2) - образуется при нарезании его витков резцом, главная режущая кромка которого устанавливается перпендикулярно направлению впадины или витков червяка (рис.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.

Нелинейчатые цилиндрические червяки, образующие конусом и шлифуемые конусными кругами:

ZK — червяк, у которого главная поверхность витка является огибающей производящего конуса при его винтовом движении относительно червяка с осью винтового движения, совпадающей с осью червяка.

ZK1 — червяк, ось которого скрещивается с осью производящего конуса под углом, равным делительному углу подъема линии витка червяка.

ZK2 — червяк, образованный производящим конусом, выполненным в виде пальцевого инструмента, где ось червяка пересекается с осью производящего конуса под прямым углом.

ZK3 — червяк, образованный производящим конусом, выполненным в виде чашечного инструмента, где ось червяка пересекается с осью производящего конуса под прямым углом.

ZK4 – червяк, образованный производящим конусом, выполненным в виде кольцевого инструмента, где ось червяка пересекается с осью производящего конуса под углом, равным делительному углу подъёма линии витка червяка.

В машиностроении из цилиндрических червяков наиболее распространены *архимедовы* червяки, как наиболее близкий к обычному винту с трапецидальной резьбой. Их можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных 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. Но для изготовления эвольвентных червяков требуются специальные шлифовальные станки. Эвольвентные червяки применяются сравнительно редко при необходимости высокой твердости ($HR_C > 45$) и малой шероховатости поверхности. Конволютные червяки шлифуют плоским торцом шлифовального круга на обычных резьбошлифовальных 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.

Глобoidные 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 (рис. 4.1).

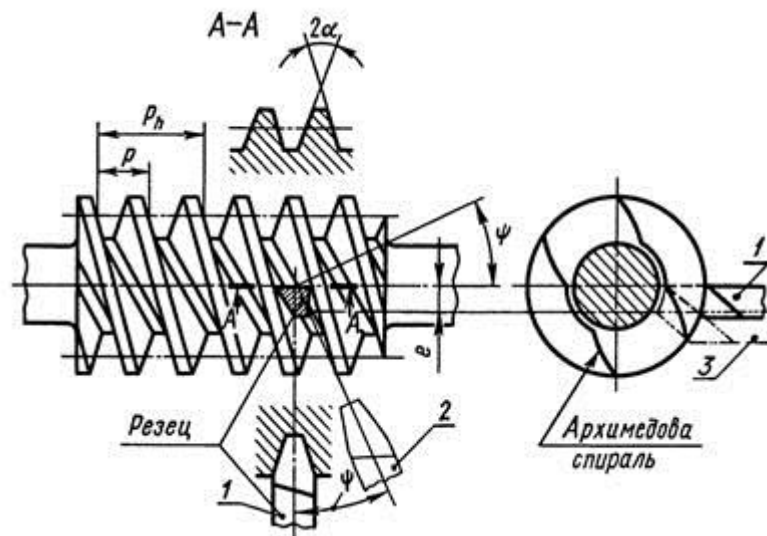


Рис. 4.1. Установка резца при нарезании архимедовых (1), конволютных (2) и эвольвентных (3) червяков.

Если резец, имеющий в сечении форму трапеции, установить на станке так, чтобы верхняя плоскость резца А-А проходила через ось червяка (положение 1 на рис. 4.1), то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую — архимедову спираль. Червяк с такой винтовой поверхностью называют архимедовым. Архимедов червяк в осевом сечении имеет прямолинейный профиль

витка, аналогичный инструментальной рейке. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$.

Если тот же резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка ψ (положение 2 на рис. 4.1) так, чтобы верхняя плоскость резца А-А была перпендикулярна винтовой линии, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую — конволюту, а червяк соответственно будет называться конволутным.

Если резец установить так, чтобы верхняя плоскость резца А-А (положение 3 на рис. 4.1), смещенная на некоторую величину e , была параллельна оси червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую — эвольвенту окружности, а червяк будет называться эвольвентным. Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу витков 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 : $z_{1u} > z_{2\min}$.

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 рекомендуются 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 изготавливают за одно целое с валом, реже — отдельно от вала, а затем закрепляют на нем.

Червячное колесо 2 (см. рис. 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 изготавливают цельными (см. рис. 1, а, б) или сборными (на рис. 1, в показан венец червячного колеса). Минимальное число зубьев колеса $z_{2\min}$ определяют из условия отсутствия подрезания и обеспечения достаточной поверхности зацепления. Для силовых передач рекомендуется принимать $z_{2\min}=28$, во вспомогательных кинематических

передачах $z_{2\min}=17\div 18$. Максимальное число зубьев не ограничено, но в силовых передачах чаще принимают 50—60 (до 80). В кинематических передачах z_2 может достигать до 600—1000.

Силы, действующие в червячном зацеплении

В червячной передаче сила F_n , 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. 6.2, 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. 6.2, б) $F_{t2} = F_{a1}$, $F_{a2} = F_{t1}$ и $F_{r2} = F_{r1}$.

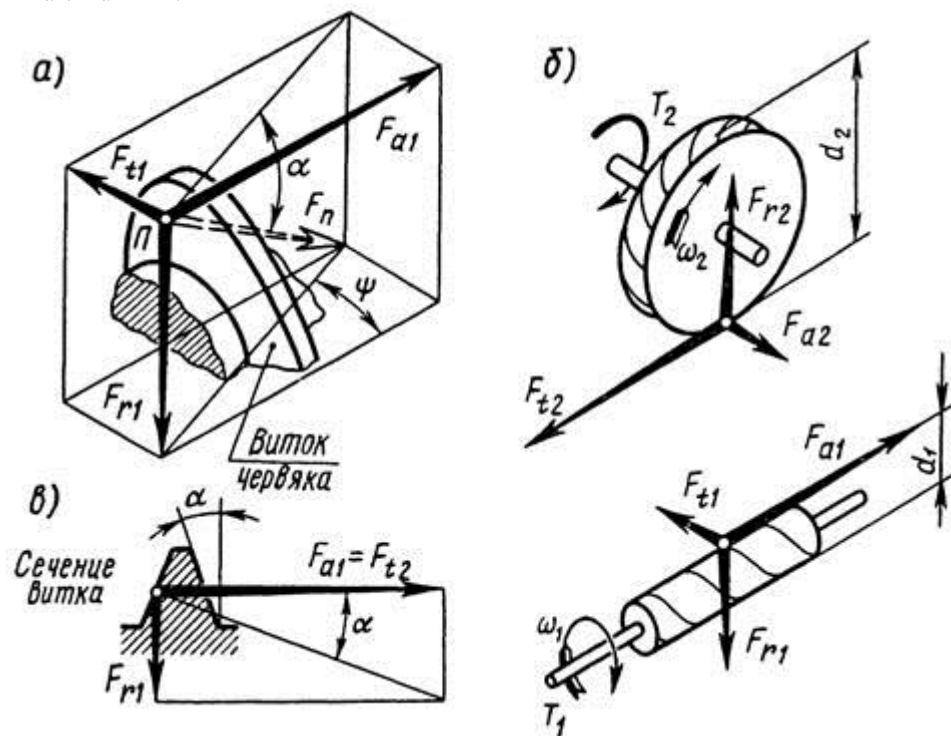


Рис.6.2. Силы, действующие в червячном зацеплении

Тангенциальные силы на червяке и червячном колесе наиболее удобно вычислить через вращающие моменты на соответствующих валах, тогда

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{u \cdot \eta \cdot d_1} = \frac{F_{t2} z_1}{q\eta} \quad (12)$$

и

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (13)$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (14)$$

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. 6.2, в).

Лекция №11

Червячные передачи. Тепловой расчет, способы охлаждения.

Тепловой расчет червячной передачи

В червячной передаче имеют место сравнительно большие потери передаваемой мощности на трение, передача работает с большим тепловыделением.

Если отвод тепла будет недостаточен, передача перегреется. Так как смазочные свойства масла при нагреве резко ухудшаются, то возникает опасность заедания передачи и выхода ее из строя. При установившемся режиме работы червячного редуктора количество тепла, выделяемого в нем, равно количеству отводимого от него тепла. Этот тепловой баланс устанавливается при определенном перепаде температур между находящимся в редукторе маслом и окружающим корпусом воздухом. Тепловой режим работы редуктора нормальный, если перепад температур находится в допустимых пределах. Допустимая температура масла в корпусе червячного редуктора обычно не должна превышать 70...90°C.

Для обеспечения нормальной работоспособности для червячных редукторов (закрытой передачи) производят тепловой расчет. *Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производят на основе теплового баланса, т. е. приравнивания тепловыделения теплоотводу.*

Условие нормального теплового режима:

$$t_M \leq [t]_M, \quad (53)$$

где t_M — температура масла в корпусе редуктора;

$[t]_M$ — допускаемая температура масла в корпусе редуктора. Допускаемое значение $[t]_M$ зависит от сорта масла, его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел допускают $[t]_M = 60...70^\circ\text{C}$, для авиационных масел $[t]_M = 100-120^\circ\text{C}$;

t_M определяют из условия теплового баланса, а именно: выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{отв}};$$

$Q_{\text{выд}}$ — количество теплоты, выделяемое передачей при непрерывной работе;

$Q_{\text{отв}}$ — количество теплоты, отводимое свободной поверхностью корпуса передачи за то же время.

Количество теплоты, выделяющейся в передаче в секунду, или тепловая мощность

$$Q_{\text{выд}} = P_1 (1 - \eta)$$

где P_1 — мощность на входном валу передаваемая червяком, Вт;

η — КПД передачи

Количество тепла, отводимое через поверхность охлаждения корпуса редуктора,

$$Q_{\text{отв}} = K_t (t_M - t_b) A$$

где t_M — внутренняя температура редуктора или температура масла, °C;

t_b — температура окружающей среды (воздуха), °C (при проектировании обычно принимают $t_b = 20^\circ\text{C}$);

K_t — коэффициент теплопередачи — количество теплоты, передаваемое в окружающую среду с единицы поверхности в 1 с при разности температур в 1°C, Вт/(м²·°C). При нормальной циркуляции воздуха вокруг корпуса $K_t = (14-17,5)$ Вт/(м²·°C), при плохой — $K_t = (8-10,5)$ Вт/(м²·°C). Для чугунных корпусов принимают $K_t = 8-17$ Вт/(м²·°C) — большие значения принимают при незначительной шероховатости поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка). При свободном конвективном охлаждении коэффициент теплоотдачи $K_T = 8...17$ Вт/м²·°C, при вентиляторном охлаждении (вентилятор обычно закрепляют на свободном конце вала-червяка) — $K_T = 20...28$ Вт/м²·°C, при водяном охлаждении — $K_T = 70...100$ Вт/м²·°C.

A — площадь поверхности корпуса передачи, соприкасающаяся с воздухом, м², определяемая по компоновочному чертежу (рис. 8, а); для облегчения определения площади поверхности редуктора компоновочный чертеж упрощают до формы, представленной на рис. 8, б. В площадь поверхности охлаждения A входит площадь наружной поверхности корпуса

редуктора без днища. Если корпус снабжен охлаждающими ребрами, то учитывают только 50% площади их поверхности.

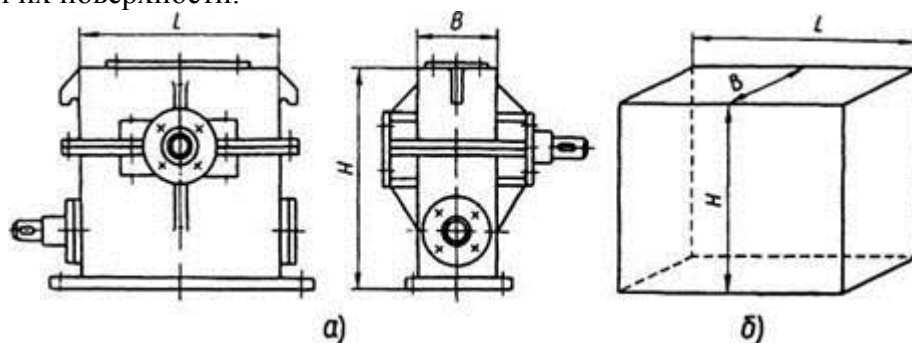


Рис.8. Компоновочный чертеж редуктора

Приблизленно поверхность охлаждения корпуса можно выбирать в зависимости от межосевого расстояния передачи.

Таблица 16. Примерные значения площади теплоотвода червячного редуктора

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0	1,2	1,4

Итак, на основании теплового баланса можно определить температуру масла

$$t_M = \frac{P_1(1 - \eta)}{K_t A} + t_B, \quad (54)$$

Тепловой расчет червячной передачи выполняют как проверочный.

При $t_M > [t]_M$, т.е. не удовлетворяет условию эксплуатации, то должен быть предусмотрен соответствующий отвод избыточной теплоты. Это достигается путем оребрения корпуса редуктора (если это ранее не предусматривалось конструкцией) или применения искусственного (воздушного) охлаждения установкой на червяк обдуваемого вентилятора; в особых случаях, предусматривают циркуляционное смазывание.

При средней температуре масла $\approx 70^\circ$ кинематическую вязкость масла и способ смазывания рекомендуется выбирать в соответствии с табл. 17.

Таблица 17. Рекомендуемые значения кинематической вязкости масла ν

Скорость скольжения $v_{СК}$	Кинематическая вязкость при 50°C (при 100°C) (сСт)	Способ смазывания
до 1*	450 (55)	окунанием
до 2,5*	300 (35)	
до 5**	180 (20)	
5–10	120 (12)	струйное или окунанием
10–15	80	струйное под давлением
15–25	60	
св. 25	45	
* Тяжелые условия работы		
** Средние условия работы		

Для смазывания червячных передач используются масла, приведенные в табл. 18 с указанием их вязкости при рабочей температуре.

Таблица 18. Масла, применяемые для смазки червячных передач

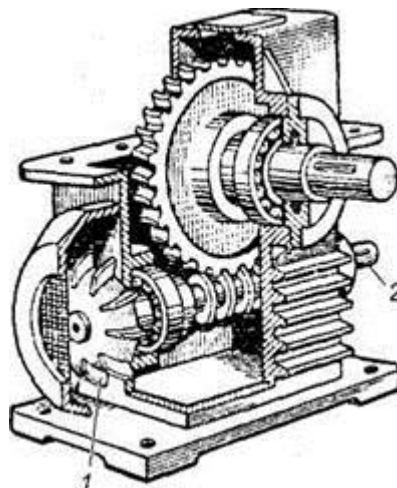
Масло	Вязкость масла $\nu_t \cdot 10^{-6}$, м ² /с, при t °C							
	40	50	60	70	80	90	100	

Цилиндровое 24 (вискозин)	550	270	140	76	48	35	24
Цилиндровое 52 (вапор)	1400	680	360	200	120	78	56
Трансмиссионное автотракторное летнее (нигрол летний)	850	400	220	95	65	47	32
Трансмиссионное с присадкой, летнее	850	400	220	95	65	47	32
Тракторное АК-15 (автол 18)	230	115	70	43	28	22	16
Автотракторное АКЗп-10	68	44	30	22	16	13	9
Автотракторное АКЗп-6	37	28	21	15	13	11	5

Способы предотвращения перегрева

1. изменение корпуса (ребра жесткости, которые выбирают из условия лучшего обтекания воздухом). При естественном охлаждении в соответствии с тем, что нагретый воздух идет вверх, ребра располагают вертикально;
2. установка вентилятора на валу червяка (ребра располагают вдоль направления потока) (рис.9);
3. установка масляного радиатора;
4. установка в масляную ванну змеевика, по которому пропускают проточную воду.

Глубина погружения колес в масло не должна превышать высоты зуба или витка червяка для быстроходных колес и $1/3$ радиуса тихоходных колес. Рекомендуемое количество масла, заливаемого в корпус, 0,5...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности. Сорт масла выбирают по справочникам в зависимости от окружной скорости и нагруженности передачи.



**Рис. 9. Червячный редуктор с нижним расположением червяка:
1 — вентилятор; 2 — ведущий вал редуктора**

Геометрическое соотношение размеров червячной некорригированной передачи с архимедовым червяком

Архимедовы червяки подобны винтам с трапецидальной нарезкой и имеют в осевом сечении прямолинейный профиль витков с углом при вершине, равным $2\alpha = 40^\circ$. Таким образом, осевое сечение червяка идентично профилю стандартной зубчатой рейки, и зацепление в червячной передаче представляет собой эвольвентное зацепление зубчатого колеса с зубчатой рейкой. Угол наклона линии зуба червячного колеса β равен углу подъема γ линии витков червяка.

Геометрические характеристики червячной передачи связаны между собой соотношениями, во многом аналогичными соотношениям зубчатых передач.

В цилиндрических червячных передачах с архимедовыми червяками осевой шаг нарезки червяка p и шаг зубьев червячного колеса равны между собой (рис. 5):

$$p = \pi m. \quad (8)$$

Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней нарезки червяка, называют **расчетным шагом нарезки червяка**.

Многозаходные червяки характеризуются еще и ходом p_z , причем $p_z = pz_1$, где z_1 - число витков червяка; m - расчетный модуль.

Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней, принадлежащих общей винтовой линии нарезки червяка, называют **ходом витка червяка**.

В осевом сечении витки червяка представляют собой рейку. За один оборот червяк смещает колесо на величину хода нарезки p_z . Окружная скорость на начальной (делительной) окружности червячного колеса равна линейной скорости v_1 движения витков червяка в осевом направлении. Поэтому за каждый оборот червяка червячное колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка, т.е. $v_1 = n_1 \pi m z_1$ и $v_2 = n_2 \pi m z_2$. При $v_1 = v_2$ получаем $n_1 z_1 = n_2 z_2$ или $\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$.

Тогда **передаточное число червячной передачи**

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (9)$$

где n_1 – частота вращения червяка (об/мин),

n_2 – частота вращения червячного колеса (об/мин),

z_2 - число зубьев колеса червячной передачи,

z_1 - число заходов червяка,

ω_1 – угловая скорость червяка (рад/с),

ω_2 – угловая скорость червячного колеса (рад/с).

Таким образом, **передаточное число червячной передачи равно отношению числа зубьев червячного колеса к числу заходов червяка**, т.е. за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу заходов червяка. Таким образом, передаточное число не зависит от соотношения диаметров.

По ГОСТ 2144-76 (передачи червячные цилиндрические) предусмотрено два ряда передаточных чисел u в пределах 8-80, осуществляемых при $z_1 = 1, 2$ или 4 (червяки с $z_1 = 3$ в ГОСТ не включены) и $z_2 = 30 \div 80$:

1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;

2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.

Первый ряд следует предпочитать второму. Отклонение фактического u от стандартного допускается не более 4%. Для получения больших u применяют двухступенчатые передачи.

Число витков (заходов) червяка определяется количеством винтовых линий (витков) нарезки, идущих друг от друга на расстоянии шага и имеющих свое начало на торцах нарезанной части червяка. Направление витков может быть правым или левым. Число заходов червяка выбирается в зависимости от передаточного числа. Обычно $z_1 = 1$; $z_1 = 2$; $z_1 = 4$. Более 4-х заходов изготовить червяк сложно. ГОСТ установил: $z_1 = 1$; 2; 4. Применение

однозаходных червяков без крайней необходимости не рекомендуется. Рекомендуют назначать: $z_1 = 4$ при $u = 8 \div 15$; $z_1 = 2$ при $u = 15 \div 30$ и $z_1 = 1$ при $u > 30$.

Во избежание подреза ножки зуба при нарезании число зубьев z_2 принимают больше 28; максимально 80. Оптимальным является $z_2 = 32 \dots 71$.

В ряде случаев целесообразно провести параллельно два расчета передачи при разных числах зубьев колеса и заходов червяка и затем уже, исходя из полученных габаритов и КПД передачи, выбрать оптимальный вариант. Например, при $u = 16$ следует произвести расчеты, принимая $z_1 = 2$, $z_2 = 32$ и $z_1 = 4$, $z_2 = 64$ (в учебных проектах можно допустить $z_1 = 3$ и $z_2 = 48$).

В червячной передаче в качестве расчетного модуля принимают осевой модуль червяка и окружной (торцовый) для червячного колеса m (в мм), равный окружному модулю червячного колеса m_1 . Значения модуля m червячных передач стандартизованы (табл. 3).

Таблица 3. Значения модуля m

m , мм	1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0
	2-й ряд	1,5	3,0	6,0	12,0										

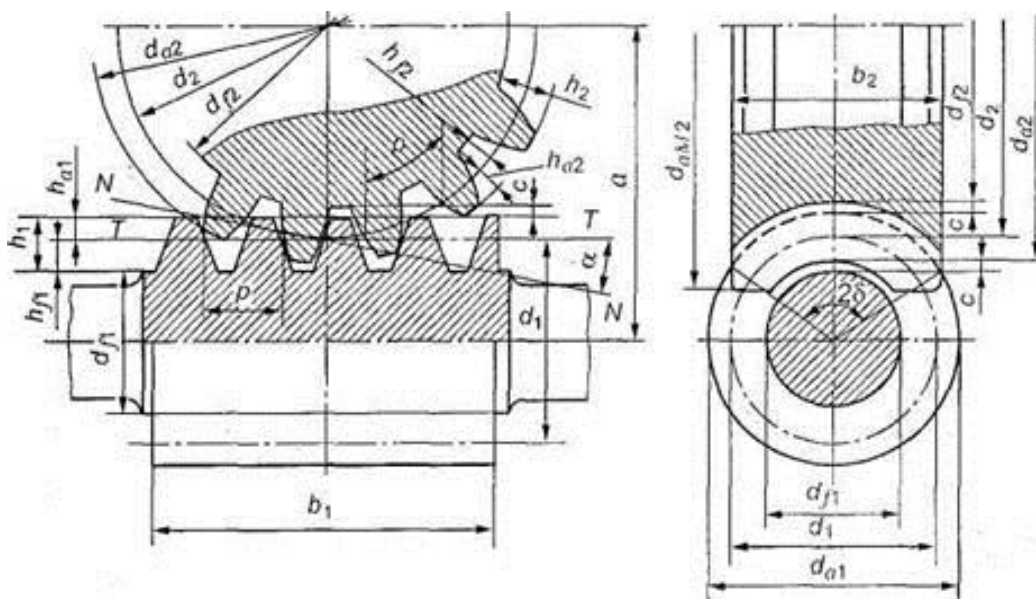


Рис. 5. Геометрические параметры червячной передачи

Угол γ (рис. 6), образованный винтовой линией по делительному цилиндру червяка с плоскостью, перпендикулярной к его оси, называют **углом подъема витка червяка на делительном цилиндре**:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{S}{\pi d_1} = \frac{p z_1}{\pi q m} = \frac{z_1}{q} \quad (10)$$

или

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q},$$

где z_1 — число витков червяка; $S = p z_1$ — ход винтовой линии червяка.

На работоспособность червячной передачи сильно влияет жесткость червяка. Для исключения маложестких червяков введен стандартный параметр q — **коэффициент диаметра червяка** (отношение делительного диаметра червяка d_1 к его расчетному модулю m : $q = \frac{d_1}{m}$), выбираемый по СТ СЭВ 267-76. Основной ряд: $q = 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25$. Дополнительный ряд: $q = 7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4$. Допускается: $q = 7; 11; 12$.

С увеличением q увеличивается жесткость червяка, но уменьшается угол γ и снижается КПД передачи. Поэтому целесообразно ориентироваться на минимальные значения q , однако с обеспечением достаточной жесткости. При больших z_1 возрастает расстояние между опорами червяка; для обеспечения достаточной жесткости червяка приходится увеличивать q или m . Меньшие значения " q " рекомендуются для быстроходных передач во избежание больших окружных скоростей. Большие значения

" q " применяются в передачах с большими передаточными числами, для обеспечения достаточной жесткости. Обычно для редукторов рекомендуют $q = 0,4$.

Значение коэффициента диаметра червяка по условию обеспечения достаточной его изгибной жесткости определяется как

$$q_{\min} = 0,212 \cdot z_2.$$

Полученное значение коэффициента диаметра червяка округляется до ближайшего большего стандартного значения и расчетом передачи на контактную выносливость определяется осевой модуль передачи.

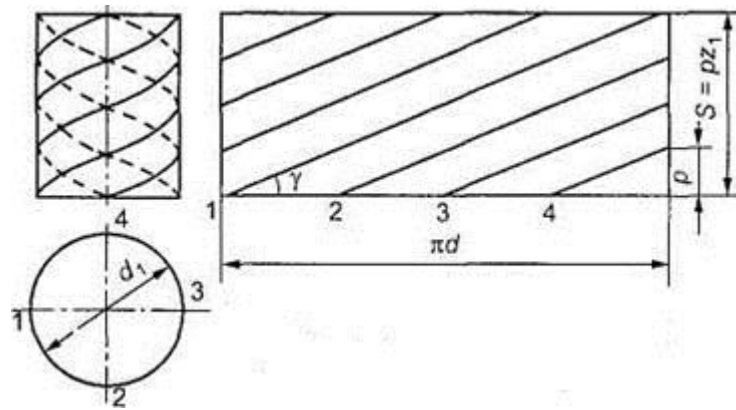


Рис.6. Схема образования винтовой линии червяка

Для сокращения числа размеров фрез, требуемых для нарезания червячных колес, рекомендуется придерживаться значений q , предусмотренных стандартом на червячные передачи.

Значения γ в зависимости от q и z приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1. Значения угла подъема γ на делительном цилиндре червяка

z_1	Коэффициент q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	14°02'	1°19'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
3	20°33'	16°42'	13°30'	12°06'	10°37'	8°35'
4	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

Геометрические параметры червяка и червячного колеса (см. рис.5) некорригированной червячной передачи

Зубья червячных колес нарезают червячными фрезами, которые являются копиями червяков с режущими кромками на витках и имеют больший (на два размера радиального зазора в зацеплении) наружный диаметр. Заготовка колеса и фреза совершают те же движения, какие имеют червячное колесо и червяк при работе.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении (рис.5).

Минимальное число зубьев z_2 червячных колес во вспомогательных кинематических передачах при $z_1 = 1$ принимают $z_2 = 17$, а в силовых $z_2 = 26 - 28$. Оптимальным в силовых передачах является $z_2 = 32 - 63$, но не более 80 (Но в приводах столов бывает $z_2 = 200 - 300$, а иногда 1000).

Высота витка $h_1 = 2,2m$;

высота зуба червячного колеса $h_2 = 2,2m$;

высота головки винта $h_{a1} = m$;

высота головки зуба $h_{a2} = m$;

высота ножки витка $h_{f1}=1,2m$;

высота ножки зуба колеса $h_{f2}=1,2m$, где 1,2 для архимедовых червяков;

расчетная толщина витка $p = 0,5\pi m$;

радиальный зазор $c=0,2m$.

Делительные диаметры:

червяка $d_1=mq$;

червячного колеса $d_2=mz_2$

Диаметры вершин:

витков червяка $d_{a1}=d_1+2h_{a1}=qm+2m=m(q+2)$;

зубьев червячного колеса $d_{a2}=d_2+2h_{a2}=m(z_2+2)$.

Особенностью червячного колеса является то, что диаметр вершин зубьев d_{a2} не самый большой его диаметр. Максимальный диаметр червячного колеса d_{aM2} устанавливается в некоторой степени произвольно. Увеличение этого диаметра способствует увеличению площади контактной поверхности зубьев колеса, а следовательно, и снижению контактных напряжений на этой поверхности, возникающих в процессе работы передачи. Однако чрезмерное его возрастание приводит к заострению периферийных участков зуба и исключению их из передачи рабочих нагрузок вследствие повышенной гибкости. Поэтому максимальный диаметр зубьев червячного колеса d_{aM2} имеет ограничение сверху по соотношению

Наружный диаметр червячного колеса: $d_{aM2} \leq \left(d_{a2} + \frac{6m}{z_1+2} \right)$.

Диаметры впадин в среднем сечении:

червяка $d_{f1}=d_1-2h_{f1}=qm-2\cdot1,2m=m(q-2,4)$.

червячного колеса $d_{f2}=d_2-2h_{f1}=m(z_2-2,4)$.

Межосевое расстояние червячной передачи $a=(d_1+d_2)/2=0,5(q+z_2)m$.

ГОСТ устанавливает определенные величины межосевых расстояний a (рис.5) 50; 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 мм.

С целью вписания передачи с произвольно заданным передаточным числом u в стандартное межосевое расстояние a_w выполняют смещение (xm) фрезы при нарезании зубьев колеса (рис. 6.1):

$$a_w = a + xm; \quad a = 0,5m(q + z_2 + 2x),$$

$$\text{отсюда } x = (a/m) - 0,5(q + z_2).$$

Если $a = a_w$, то $x = 0$ – передача без смещения. Предпочтительны положительные смещения – повышается прочность зубьев колеса.

Рекомендуют для передач с червяками:

1) ZA, ZN, ZI: $-1 \leq x \leq +1$ (предпочтительно $x = 0,5$). Из формулы (4) следует, что при $a_w = \text{const}$ за счет смещения в пределах $x = \pm 1$ можем иметь $z_2 = z_{2\text{ГОСТ}} \mp 2$, т.е. стандартное число зубьев $z_{2\text{ГОСТ}}$ можем изменять в пределах двух зубьев, что позволяет варьировать $u = z_2 / z_1$, отличая его от стандартного.

2) ZT : $1,0 \leq x \leq 1,4$ (предпочтительно $x = 1,1 \dots 1,2$).

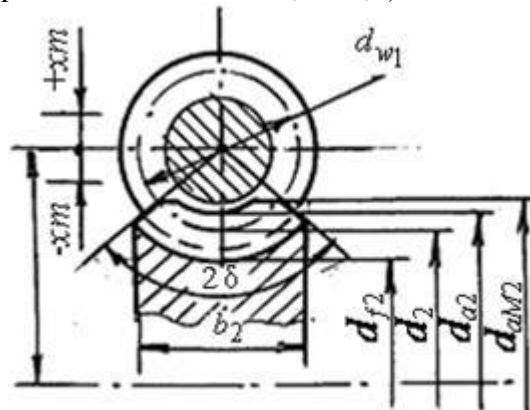


Рис.6.1

При прочностных расчетах червячной передачи возникает потребность в знании **условного угла 2α охвата витков червяка зубьями червячного колеса** (рис. 5). Этот угол определяют по точкам пересечения боковых (торцовых) поверхностей червячного колеса с условной окружностью, диаметр которой равен $d_{a1}-0,5m=m(q+1,5)$, следовательно

$$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a1}-0,5m} = \frac{b_2}{m(q+1,5)}, \quad (11)$$

где b_2 – ширина венца колеса.

Измеренный в плоскости осевого сечения угол α между касательной к боковой поверхности витков червяка и нормалью к оси его вращения для архимедовых червяков является величиной постоянной и называется **углом профиля**. Стандартный (ГОСТ) **угол профиля** (α) принят $\alpha = 20^\circ$: у архимедовых червяков – в осевом сечении, у конволютных – в нормальном сечении к направлению впадины или витков, а у эвольвентных – в нормальном сечении косозубой рейки, сцепляющейся с червяком. Для червяков *ZT* $\alpha = 22^\circ$.

Следовательно, угол между двумя касательными к противоположным боковым поверхностям одного витка (угол заострения гребня) составляет 2α или 40° .

Конструктивные элементы передачи: длину нарезной части червяка b_1 , ширину венца колеса b_2 и наружный диаметр колеса d_{aM2} определяют в зависимости от числа витков червяка z_1 , модуля m и числа зубьев колеса z_2 по соотношениям, приведенным в табл. 4.

Таблица 4. Формулы для расчета конструктивных элементов червячной передачи

Число заходов червяка z_1	Длина нарезанной части червяка b_1	Ширина венца колеса b_2	Наружный диаметр колеса d_{aM2}
1	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$	$d_{aM2} \leq d_{a2} + 2m$
2			$d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5m$
4	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$	$b_2 \leq 0,67d_{a1}$	$d_{aM2} = d_{a2} + m$

Для сокращения номенклатуры червячных фрез (копии червяков) по ГОСТ 2144 – 93 стандартизованы параметры: u, a, m, q, z_1, z_2 .

Определение допускаемых напряжений

В связи с тем, что поверхностное разрушение зубьев зависит от контактных напряжений, а поломка – от напряжений изгиба, зубья червячных колес рассчитывают на прочность по контактным напряжениям изгиба.

Допускаемые контактные напряжения для оловянистых бронз (первой группы) при шлифованных и полированных червяках вычисляют из условия обеспечения контактной выносливости материала:

$$[\sigma]_{\square P} = \sigma_{H0} \cdot C_v \cdot \square_{\square L},$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости рабочей поверхности зубьев, соответствующий числу циклов нагружения, равному 10^7 . Обычно принимают $\sigma_{H0} = (0,75 \dots 0,9)\sigma_B$, где σ_B – предел прочности материала зубчатого венца червячного колеса для разных материалов представлен в табл. 1.

C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев червячного колеса в зависимости от скорости скольжения v_s , при $v_s \leq 3$ C_v принимают равным 1,11, при $v_s \geq 8$ C_v принимают равным 0,8, а в интервале $3 < v_s < 8$ он может быть определен по эмпирической зависимости

$$C_v = 1,46 - \frac{v_s}{7,29} \cdot \left(1 - \frac{v_s}{20,2}\right). \quad (3)$$

или выбирают по таблице 2.

Таблица 2

$v_s \leq 1$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8_{м/с}$
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83

$\square_{\square L}$ – коэффициент долговечности передачи, вычисляемый по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}} \leq 1,15. \quad (4)$$

где N_H – эквивалентное число циклов перемен напряжений при расчёте на контактную выносливость:

$$N_H = N_\Sigma \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^4 \cdot \left(\frac{N_{ci}}{N_\Sigma} \right), \quad (5)$$

где T_i и N_{ci} – крутящий момент, N_m и число циклов нагружения, в течение которого действует этот момент; N_Σ – суммарное число циклов перемен напряжений в зубе червячного колеса:

Если по расчету циклическая долговечность передачи $N_H \geq 25 \cdot 10^7$, то в эту зависимость следует подставить $25 \cdot 10^7$, что дает $K_{HL} \approx 0,67$.

Допускаемые контактные напряжения для безоловянистых бронз (группа II) вычисляют из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25 v_{\text{ср}} \text{ (МПа)}$$

Допускаемые контактные напряжения для чугуна (группа III) определяют также из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (175 \dots 200) - 35 v_{\text{ср}} \text{ (МПа)}$$

Большие значения $[\sigma]_H$ принимают для червяков с твердостью рабочей поверхности витков $\geq 45 \text{ HRC}$.

После выбора материалов для элементов зубчато-винтового зацепления и определения допускаемых напряжений приступают к прочностному расчету передачи. При этом допускаемые напряжения изгиба зубьев определяют на стадии проверочного расчета с учетом конкретных параметров передачи.

Эти зависимости используются при длительном сроке службы и нагрузке, близкой к постоянной.

Допускаемые напряжения при расчёте передачи на выносливость при изгибе зубьев для бронзовых червячных колёс определяют по формуле

$$[\sigma]_{FF} = \frac{\sigma_F}{1,75} K_{FL} = \frac{\sigma_F}{1,75} \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \quad (6)$$

где σ_F – предел изгибной выносливости материала червячного колеса. При расчёте нереверсивных передач принимают $\sigma_F = 0,2 \sigma_B$ для оловянистых бронз и $\sigma_F = 0,3 \sigma_B$ для безоловянистых бронз, при расчёте передач реверсивных $\sigma_F = 0,1 \sigma_B$; N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений при расчёте на изгибную выносливость:

$$N_{FE} = N_\Sigma \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_2} \right)^9 \cdot \left(\frac{N_{ci}}{N_\Sigma} \right), \quad (7)$$

Для проверки червячных передач на прочность при кратковременных перегрузках, принимают следующие предельные допускаемые напряжения:

$$\text{оловянные бронзы } [\sigma]_{H\text{max}} = 4 \sigma_T;$$

$$\text{бронза БрАЖ9-4 } [\sigma]_{H\text{max}} = 2 \sigma_T;$$

$$[\sigma]_{H\text{max}} = 0,8 \sigma_T \text{ для бронзы всех марок.}$$

Расчет червячной передачи на контактную прочность

Червячные передачи так же, как и зубчатые, рассчитывают по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

В связи с тем, что в червячных передачах при работе происходит выделение большого количества тепла (что, в свою очередь, ухудшает условия смазывания, увеличивает изнашивание и опасность заедания), *закрытые передачи дополнительно рассчитывают на нагрев.*

Интенсивность изнашивания червячных передач во многом зависит от величины контактных напряжений, поэтому расчет по контактным напряжениям является основным. Он должен обеспечивать не только отсутствие усталостного выкрашивания зубьев, но и заедания. Для червячных закрытых передач расчет на контактную прочность является, как правило, и расчетом на заедание.

Расчет червячных передач по напряжениям изгиба производят, как проверочный. Значение расчетных напряжений изгиба в зубьях колес, раз меры которых найдены из расчета на контактную прочность, как правило, значительно ниже допускаемых.

После проведения этих расчетов производят тепловой расчет передачи.

Прочностной расчет червячной передачи включает два основных этапа: 1) проектный расчет, имеющий целью определение основных геометрических, кинематических и силовых параметров передачи, и 2) проверочный расчет, имеющий целью проверку сохранения работоспособности передачи в течение заданного срока работы.

Проектный расчет обычно выполняется по контактным напряжениям, а в основу вывода расчетных формул положены те же исходные зависимости и допущения, что и при расчете зубчатых передач (формула Герца для контакта двух упругих криволинейных поверхностей).

При аналогии с расчетом зубьев зубчатых колес наибольшие контактные напряжения в зоне зацепления определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_k E_{\text{пр}}}{2\pi \rho_{\text{пр}} (1 - \mu^2)}}, \quad (19)$$

где $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости материалов червяка и колеса;

$\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны профилей сцепляющихся зуба колеса и витка червяка;

μ — коэффициент Пуассона (для стали, бронзы и чугуна $\mu = 0,3$);

q_k — нормальная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактных линии L_k колеса и червяка (принимают $L_k = \frac{1,3 d_1}{\cos \gamma}$)

$$q_k = \frac{F_n}{L_k} = \frac{F_n \cos \gamma}{1,3 d_1}, \quad (20)$$

где $F_n = \frac{T_2}{d_2 \cos \alpha \cos \gamma}$ — нормальная нагрузка к поверхности зуба червячного колеса и витка червяка (ее условно считают приложенной в полюсе зацепления); T_2 — вращающий момент на червячном колесе; $\alpha = 20^\circ$ — угол зацепления; $\gamma = 4^\circ - 26^\circ$ — угол подъема линии витка по делительному цилиндру; d_2 — делительный диаметр червячного колеса.

Выражение для приведенного радиуса

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \gamma}. \quad (21)$$

Значение приведенного модуля упругости

$$E_{\text{пр}} = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}. \quad (22)$$

Для червячных передач принимают $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа (стальной червяк); $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (бронзовое или чугунное колесо).

Подставляя в формулу (19) вместо q_k , $\rho_{\text{пр}}$, $E_{\text{пр}}$ и μ их значения и решая это уравнение относительно межосевого расстояния a_ω , получим формулы для проверочного расчета червячных передач по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{T_{p2} \left(\frac{1 + z_2/q}{a_\omega} \right)^3} \leq [\sigma]_H, \quad (23)$$

где σ_H — расчетное контактное напряжение в поверхностных слоях зубьев колеса, МПа;

q — коэффициент диаметра червяка. По ГОСТ 2144-93 коэффициент диаметра червяка $q \geq z_2/4$. Поэтому при проектном расчете предварительно принимают $q \approx z_2/4$.

a_ω — межосевое расстояние, мм;

$T_{p2} = T_2 K_p K_v$ — расчетный момент на червячном колесе, Нмм;

z_2 — число зубьев колеса; K_p — коэффициент неравномерности на грузки (при постоянной нагрузке $K_p = 1,0$, при переменной нагрузке в зависимости от жесткости червяка $K_p = 1,1 \div 1,3$);

K_v — коэффициент динамической нагрузки (при окружной скорости $v_2 < 3$ м/с принимается $K_v = 1,1 \div 1,0$, при $v_2 > 3$ м/с $K_v = 1,1 \div 1,3$).

Допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ получают умножением табличных значений $[\sigma]_{H0}$ на коэффициент долговечности K_{HL} , т.е.

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} K_{HL},$$

при этом

$$K_{HL} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_H}}; \quad (0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15),$$

где N_H — циклическая долговечность.

Для постоянной нагрузки $N_H = 60n_2t_z$; для переменной $N_H = 60n_2t_zK_{HE}$, где n_2 — частота вращения червяка, об/мин; t_z — срок службы, ч; $K_{HE} = \Sigma \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 \frac{t_i}{t_z} \frac{n_i}{n_{Tmax}}$ — коэффициент приведения переменной нагрузки к постоянной. Здесь T_i и T_{max} — промежуточные и максимальные моменты; n_i , n_{Tmax} , t_i , t_z — соответствующие этим моментам частота вращения и продолжительность работы.

Значения $[\sigma]_{H0}$ можно выбрать по табл. 6 и 7.

Таблица 6. Значения $[\sigma]_{H0}$, МПа, для оловянистых бронз

Материалы и способ литья	Твердость поверхности витков червяка	
	до HRC 45	св. HRC 45
БрО10Ф1, в песчаные формы	130	160
БрО10Ф1, в кокиль	190	225
БрОНФ, центробежное	210	250

Таблица 7. Значения $[\sigma]_{H0}$, МПа, для твердых бронз и чугунов по условию стойкости передачи к заеданию

Червячное колесо — червяк	Скорость скольжения $v_{ск}$, м/с						
	0,5	1	2	3	4	5	8
БрА9Ж4 — закаленная сталь	250	230	210	180	160	120	90
СЧ15 или СЧ20 — сталь 20 или 20Х (цементованная)	130	115	90	—	—	—	—
СЧ10 или СЧ15 — сталь 45 или Ст6	ПО	90	70	—	—	—	—

Проектировочный расчет.

Решая уравнение (23) относительно параметра a_w , (межосевое расстояние), получим формулу проектировочного расчета червячных передач:

$$a_w = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 \sqrt[3]{T_{p2} \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2}, \quad (24)$$

где a_w , мм; T_{p2} , Нмм; $[\sigma]_H$, МПа.

Полученное значение межосевого расстояния a_w для стандартного редуктора следует округлить до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2144-93; табл.8), для нестандартной червячной передачи — до ближайшего значения по ряду Ra40 нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69).

Таблица 8. Ряды межосевых расстояний червячных передач

1-й ряд (предпочтительно)	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
2-й ряд	□	□	□	□	140	180	225	280	355	□

По величине найденного межосевого расстояния находят модуль:

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}. \quad (25)$$

Найденное значение модуля округляют до ближайшего стандартного (по ГОСТ 2144-93) (табл.3) и уточняют значение q и межосевое расстояние a_w . Для нестандартной

червячной передачи округляют до ближайшего значения по ряду Ra40 нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69).

В зависимости от необходимого передаточного числа u_H назначают число витков (число заходов) червяка z_1 по табл.9.

Таблица 9. Рекомендуемое число витков червяка в зависимости от передаточного числа червячной передачи

u_H	8...14	Св. 14...30	Св. 30
z_1	4	2	1

По выбранному числу заходов червяка z_1 и необходимому передаточному числу u_H вычисляют число зубьев червячного колеса

$$z_2 = u_H \cdot z_1, \quad (26)$$

и полученное значение z_2 округляют до ближайшего целого числа.

По принятым z_1 и z_2 уточняют фактическое передаточное число

$$u_{\Phi} = z_2 / z_1, \quad (27)$$

которое не должно отличаться от необходимого более чем на 4%.

Интервал, в котором должен лежать осевой модуль зацепления вычисляют по эмпирической зависимости

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}. \quad (28)$$

В выделенном интервале выбирают стандартное значение модуля m (табл. 10). По известному значению модуля m , межосевого расстояния a_w и числа зубьев колеса z_2 определяют необходимую величину коэффициента диаметра червяка q

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2. \quad (29)$$

Таблица 10. Сочетание модулей m и коэффициентов диаметра червяка q (ГОСТ 2144-93)

m	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00
q	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0	8,0	10,0	12,5; 16,0; 20,0	8,0; 10,0; 12,5; 16,0	8,0; 10,0

Примечание: Допустимо любое сочетание m и q из клеток, соседствующих по горизонтали.

Полученное значение коэффициента диаметра червяка q округляют до стандартной величины (табл. 10). При этом с целью обеспечения достаточной жесткости червяка должно удовлетворяться условие

$$q \geq 0,212z_2. \quad (30)$$

Материалы червячной передачи

Материалы в червячной передаче должны составлять антифрикционную пару и иметь в сочетании низкий коэффициент трения, обладать повышенной износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию в условиях больших скоростей скольжения при значительных нормальных силах между контактирующими поверхностями. Обычно это разнородные материалы. Выбор материала для изготовления червяка и червячного колеса определяется, в основном, скоростью скольжения зубьев и витков.

Червяки при работе испытывают большие напряжения изгиба и кручения, а также напряжения растяжения (сжатия). Вследствие этого, а также из-за высоких требований к жесткости их обычно изготавливают из углеродистых или легированных сталей.

Для изготовления червяков применяют все три типа сталей, распространенных в машиностроении:

1. Качественные среднеуглеродистые стали марок 40, 45, 50. Из них изготавливают малоответственные червяки. Заготовку перед механической обработкой подвергают улучшающей термической обработке ($HRC_{\leq 36}$). Червяк точат на токарном станке с

последующей ручной или механической шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей витков.

2. Среднеуглеродистые легированные стали марок 40X, 45X, 40XH, 40XHMA, 35XГСА. Из этих сталей изготавливают червяки ответственных передач. Улучшающей термообработке ($HRC_s \leq 45$) подвергают деталь после предварительной обработки на токарном станке. После термообработки рабочие поверхности витков шлифуют на специальных червячно-шлифовальных станках или на токарном станке с применением специальной шлифовальной головки.

3. Мало- и среднеуглеродистые легированные стали марок 20X, 12XH3A, 25XГТ, 38ХМЮА. Из этих сталей изготавливают червяки высоконагруженных передач, работающие в реверсивном режиме. Деталь, изготовленная с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т.п.) глубиной до 0,8 мм, после чего закаливается до высокой поверхностной твердости ($HRC_s 55 \dots 65$). Рабочая поверхность витков червяка шлифуется и полируется (иногда шевингуется).

Для получения высоких качественных показателей передачи применяют закалку до твердости $\geq 45 HRC_s$, шлифование и полирование витков червяка. Это обеспечивает наибольшую стойкость зубьев червячных колес против изнашивания и усталостного разрушения, а также способствует повышению КПД передачи.

В старых редукторах нашли применение эвольвентные червяки типа *ZI*, а перспективными являются нелинейчатые: образованные конусом типа *ZK* или тором типа *ZT* (по изобретению проф. Г. Ниманна). Рабочие поверхности витков нелинейчатых червяков шлифуют с высокой точностью конусным или тороидным кругом. Передачи с нелинейчатыми червяками характеризуют повышенной нагрузочная способность.

Термообработку – улучшение применяют для передачи малой мощности до 1,1 кВт. После термообработки рабочие поверхности червяка шлифуют и полируют.

Таким образом, для силовых передач следует применять эвольвентные нелинейчатые червяки.

В связи с тем, что для изготовления венцов червячных колес используют дефицитный цветной металл, лишь колеса малых диаметров (до 100 мм) изготавливают цельными. Колеса большого диаметра – преимущественно бандажированные (с венцом). Червяки бандажированными делают очень редко.

Материалы венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и рекомендуемым для применения скоростям скольжения можно условно свести к трем группам.

Группа I. Оловянные бронзы (марок БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1 и др.), применяют при высоких скоростях скольжения ($v_s = 5 \dots 25$ м/с). Обладают хорошими антизадирными свойствами, но имеют невысокую прочность.

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни применяют при средних скоростях скольжения (v_s до 3...5 м/с) и закрытых передачах. Чаще других применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза имеет высокую механическую прочность, но обладает пониженными антизадирными свойствами, поэтому ее применяют в паре с закаленными ($H > 45 HRC_s$) шлифованными и полированными червяками.

Группа III. Серые чугуны СЧ15, СЧ20 или ковкие чугуны КЧ15, КЧ20 применяют при малых скоростях скольжения ($v_s < 2 \dots 3$ м/с) и в открытых передачах. Чугунный венец может отливаться за одно целое с ободом червячного колеса при отливке последнего.

Бронзовые венцы червячных колёс обычно изготавливают отливкой в землю, в кокиль (металлическую форму) или центробежным литьём. При этом отливки, полученные центробежным литьём, имеют наилучшие прочностные характеристики.

Заготовка для зубчатого венца может быть отлита непосредственно на ободе червячного колеса, либо отливаться в виде отдельной детали, тогда венец выполняется насадным с закреплением его как от возможности проворота, так и от продольного смещения с помощью болтов и заклепок.

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость v_s скольжения, м/с:

$$v_s = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1^3 \sqrt{T_2}, \quad (1)$$

где v_s – скорость скольжения, м/с; n_1 – частота вращения червяка, мин⁻¹; T_2 – вращающий момент на червячном колесе, Н·м.

После этого определяют циклическую долговечность передачи

$$N_H = N_F = N_\Sigma = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (2)$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, мин⁻¹, L_h – ресурс работы передачи, час (например, при 300 рабочих днях в году и односменной восьмичасовой работе годовой ресурс составит $300 \cdot 8 = 2400$ часов).

Механические характеристики для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес приведены в табл. 1.

Практика показала, что большее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

Таблица 1. Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Группа материала	Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	σ_T	σ_B	$\sigma_{B\kappa}$	Скорость скольжения $v_{сз}$, М/с
			Н/мм ²			
I	БрО10Н1Ф1	Центробежный	165	285	—	>5
	БрО10Ф1	В кокиль	195	245	—	>5
	БрО10Ф1	В песок	132	215	—	>5
II	БрА9ЖЗЛ	Центробежный	200	500	—	2...5
	БрА9ЖЗЛ	В кокиль	195	490	—	2...5
	БрА9ЖЗЛ	В песок	195	395	—	2...5
III	СЧ15	В песок	—	—	320	<2

Примечание. σ_T — предел текучести; σ_B — временное сопротивление; $\sigma_{B\kappa}$ — предел прочности при изгибе.

Лекция №13

Ременные передачи. Общие сведения.

Устройство и назначение

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. 1, а) с изменением или без изменения значения угловой скорости. На рис. 1, б. показана схема ременной передачи, 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 $\eta = 0,92...0,97$.

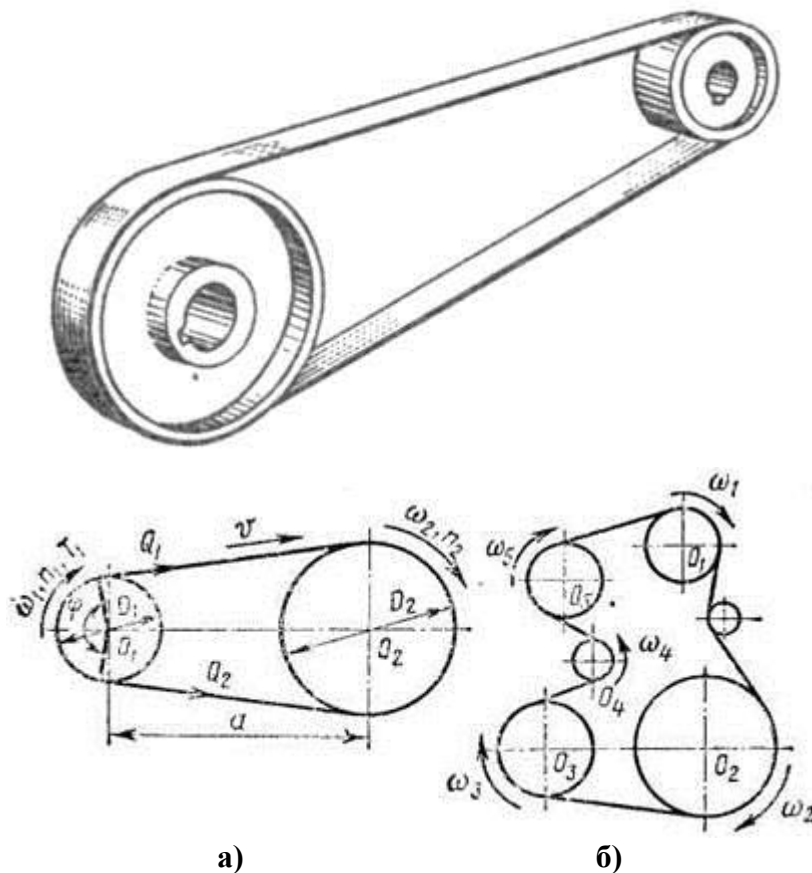


Рис. 1. Конструкция ременной передачи

Классификация ременных передач

Ременные передачи классифицируют по следующим признакам.

1. По форме сечения ремня:

- плоскоремные (поперечное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника, рис.2, а);

- клиноременные (поперечное сечение ремня в форме трапеции, рис.2, б);
- круглоременные (поперечное сечение ремня имеет форму круга, рис.2, 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, 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, з).

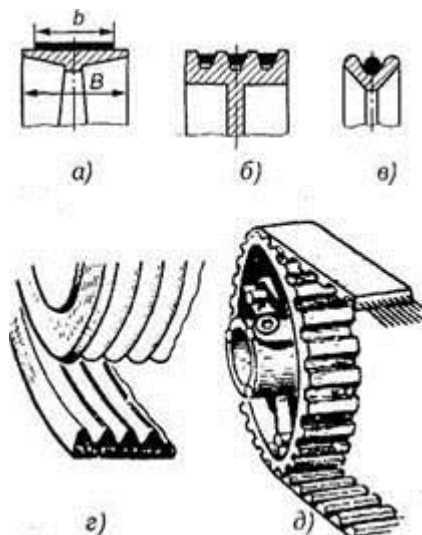


Рис.2. Типы ремней ременных передач: а — плоский ремень; б — клиновой ремень; в — круглый ремень; г — поликлиновый ремень; д — зубчатый ремень

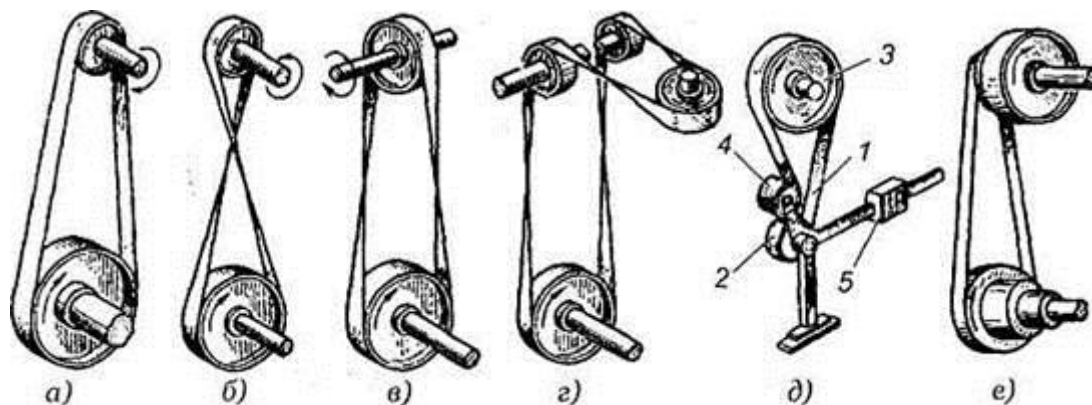


Рис.3. Виды ременных передач: а — открытая передача; б — перекрестная передача; в — полуперекрестная передача (со скрещивающимися валами); г — угловая передача (с направляющим роликом); д — передача с нажимным роликом; е — передача со ступенчатым шкивом

2. По взаимному расположению осей валов:

- с параллельными осями (см. рис.3, а, б);
- с пересекающимися осями — угловые (см. рис.3, г);
- со скрещивающимися осями (см. рис.3, в).

3. По направлению вращения шкива:

- с одинаковым направлением (открытые и полуоткрытые) (см. рис.3, а);
- с противоположными направлениями (перекрестные) (см. рис.3, б).

4. По способу создания натяжения ремня:

- простые (см. рис.3, а);
- с нажимным роликом (см. рис.3, д);
- с натяжным устройством (см. рис.3.3).

5. По конструкции шкивов:

- с однорядными шкивами (см. рис.3, а—д);
- с двухшкивным валом, один из шкивов которого холостой;
- со ступенчатыми шкивами для изменения передаточного числа (см. рис.3, е).

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.3.1,а)
- кордошнуровые ремни (рис.3.1,б).

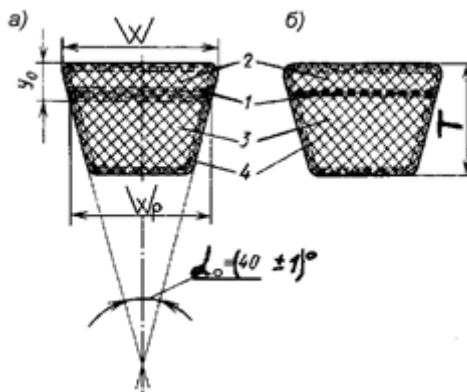


Рис.3.1

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.

Область применения

Ременные передачи относятся 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.

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 плоскоремennых 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 не сколькими 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 реко мендуется 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). Плоско ременные передачи в настоящее время применяют сравнительно редко (они вытесняются клиноремennыми). 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 си ловые) в машиностроении не применяются. Их используют в основном для маломощных устройств в приборостроении и бытовых механизмах (магни тофоны, 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 $v = 100$ м/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%.

Плоскоременная передача. Конструкция и основные геометрические соотношения

Ременную передачу с параллельными, пересекающимися или скрещивающимися осями с плоским приводным ремнем называют **плоскоременной**. На рис. 1 показаны варианты плоскоременной передачи. Эта передача проста по конструкции, может работать при весьма высоких скоростях (до 100 м/с) и больших межосевых расстояниях (до 15 м). Вследствие большой эластичности ремня она обладает сравнительно высокой долговечностью. Они требуют шкивов с простейшей формой обода, допускают передачу вращательного движения между валами, как угодно расположенными в пространстве, а вследствие малой толщины плоские ремни обладают наибольшей (по сравнению с другими видами приводных ремней) гибкостью, в связи с чем они испытывают меньшие напряжения изгиба при своем движении по шкивам передачи. Для плоскоременных передач рекомендуется принимать $u < 6$ (с на тяжным роликом — до 10). До появления клиноременной передачи плоскоременная имела преимущественное распространение.

Однако плоскоременные передачи требуют более высокого, чем остальные виды передач, значения усилия первоначального натяжения ремня F_0 , необходимого для работы без буксования на шкивах, вследствие чего повышаются нагрузки на валы передачи и их подшипники. Помимо этого, из-за особенностей технологии изготовления значительная часть плоских ремней выпускается не бесконечными (замкнутыми), а в виде лент конечной длины \square в рулонах. Поэтому при монтаже плоскоременной передачи концы ремня приходится соединять друг с другом. Соединение концов ремня в той или иной степени повышает его жесткость и вес в зоне этого соединения, что ухудшает работу ремня на шкивах и значительно снижает его долговечность.

Поэтому плоские ремни в настоящее время получили весьма ограниченное применение (только при необходимости передачи вращения на расстояние свыше 4 м и при скоростях движения ремня свыше 40 м/с).

На практике встречаются самые различные конструкции передач, с плоским ремнем. Рассмотрим наиболее типичные:

- **открытая** (см. рис. 3, а) — самая простая, надежная и удобная в работе передача; ее применяют при параллельных осях;
- **перекрестная** (см. рис.3, б) — используется при необходимости вращения шкивов в противоположных направлениях и параллельных осях. Имеет повышенное изнашивание кромки ремня. Эта передача не находит широкого применения;
- **полуперекрестная** (см. рис.3, в) — передача для перекрещивающихся осей;
- **угловая** (рис.3, г) — рекомендуется при пересекающихся осях (преимущественно под углом 90°).

Материалы плоскоременных передач

Общие требования к материалам приводных ремней: износостойкость и прочность при циклических нагрузках; высокий коэффициент трения со шкивами; малый модуль упругости и изгибную жесткость.

Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально закрученные ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками. На рис. 3.5 приведены конструкции основных типов плоских ремней: резинотканевые (рис. 3.5,а); прорезиненные кордошнуровые (рис.3.5,б); синтетические (рис. 3.5,в).

Шкивы изготавливают из чугуна марки СЧ10, СЧ15, СЧ25 и др. Шкив сварных конструкций изготавливают из стали марок Ст1, Ст2 и др. Для шкивов облегченных конструкций используют алюминиевые сплавы, текстолиты.

Для уменьшения проскальзывания ремня для изготовления шкивов ременной передачи желательно выбрать текстолит. По сравнению с перечисленными материалами в этом случае передача будет иметь большую надежность работы без пробуксовки.

Конструкции ремней для плоскоременных передач

По виду применяемого материала в современном машиностроении получили основное применение тканевые и прорезиненные ремни. В свою очередь, тканевые ремни бывают резинотканевыми и синтетическими (рис.3.6). Размеры и характеристики кожаных, прорезиненных и хлопчатобумажных ремней стандартизованы (табл. 1).

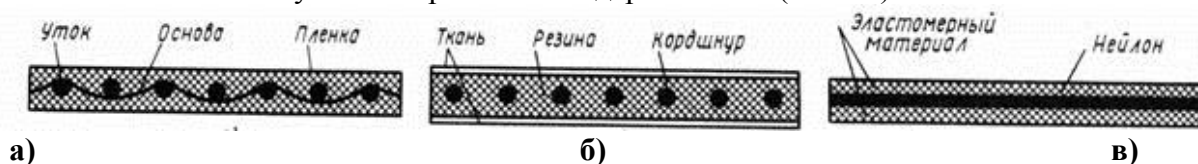


Рис.3.6. Основные типы плоских ремней: а — резинотканевый ремень; б — прорезиненный кордшнуровый ремень; в — синтетический ремень

Кожаные ремни изготавливают из кожи животных (кожу подвергают специальной дублению). Эти ремни обладают высокой тяговой способностью, эластичностью и износостойкостью, допускают меньшие диаметры шкивов, хорошо работают при переменных и ударных нагрузках. Однако из-за дефицитности и высокой стоимости в настоящее время их применяют редко, только для особо ответственных конструкций. Кожаные ремни не рекомендуются для эксплуатации в средах с высокой влажностью, с парами кислот и щелочей.

Основу **прорезиненного ремня** — прочная кордовая провulkanизованная крупноплетенная техническая хлопчатобумажная ткань (бельтинг) в 2-9 слоев связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая больший модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина повышает коэффициент трения, обеспечивает работу ремня как единого целого и защищает ткань от повреждений и истирания во время работы передачи. Вследствие прочности, эластичности, малой чувствительности к влаге и колебаниям температуры прорезиненные ремни широко распространены. В зависимости от варианта укладки тканевой основы перед вулканизацией ремни делят на три типа (рис.4): *А* — нарезные (ткань нарезается по ширине ремня), кромки защищены специальным водостойким составом, применяются наиболее часто, скорость ремня до 30 м/с; *Б* — послойно-завернутые, используются для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с; *В* — спирально-завернутые изготавливаются, из одного куска бельтинговой ткани без прослоек между прокладками, применяются при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с, обеспечивает повышенную износостойкость кромок. Наиболее гибкие ремни типа *А*, они получили преимущественное распространение. Недостатком этих ремней является разрушающее воздействие на них минеральных масел, бензина, щелочей. Прорезиненные ремни всех типов изготавливают как без резиновых обкладок (для нормальных условий работы), так и с обкладками (для работы в сырых помещениях, а также в среде, насыщенной парами кислот и щелочей).

Текстильные ремни (хлопчатобумажные и шерстяные) (ОСТ/НКТП 3157) изготавливают в несколько слоев из шерстяных и хлопчатобумажных нитей. Пропитываются составом из олифы, порошкового мела и железного сурика. Они менее чувствительны к повышенной температуре, влажности, парам кислот и щелочей, что и определяет их область применения. Изготавливаются конечной ширины от 50 мм до 500 мм, толщиной от 6 мм до 11 мм. Обладают упругостью, хорошо работают при неравномерной и ударной нагрузке. Максимально допустимая скорость $V = 30 \text{ м/с}$, предел прочности на разрыв, $\sigma_r =$

30 МПа. Пригодны для работы в атмосфере запыленной, насыщенной парами щелочей, бензина, при резких колебаниях нагрузки, но тяговая способность их сравнительно низкая.

Хлопчатобумажные ремни изготавливают на ткацких станках из хлопчатобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев (четыре-восемь) с последующей пропиткой азокеритом и битумом. Хлопчатобумажные ремни имеют меньшую стоимость, чем прорезиненные.

Шерстяные ремни изготавливают из шерстяной пряжи, переплетенной и прошитой хлопчатобумажной пряжей, пропитанной составом из олифы, мела и железного сурика. Нагрузочная способность этих ремней выше, чем хлопчатобумажных. Находят применение в химической промышленности.

Таблица 1. Основные технические характеристики плоских ремней

Параметры	Кожаные				Прорезиненные				Хлопчатобумажные
					Тип А (рис. 4)	Тип Б (рис. 4)		Тип В (рис. 4)	
Ширина ремней b , мм	16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 240; 250; 280; 355; 400; 450; 500; 560				20; 25; 30; 40; 45; 50; 60; 70; 75; 80; 85; 90; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 400; 450; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1100	20; 25; 30; 40; 45; 50; 200; 250; 300; 375; 400; 425; 450; 500		20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 75; 80; 85; 90; 110; 125; 150; 200; 250; 300; 375; 400; 425; 450; 500	30; 40; 50; 60; 75; 90; 100; 115; 125; 150; 175; 200; 224; 250
Толщина ремня, мм	3-6 (одинарные)				6; 8; 10; 12; 14; 16	3; 4; 5; 6; 7; 5; 9; 10,5; 12; 13,5		2,5; 3,75; 5; 6,25; 7,5; 8,75; 10; 11,25	4,5; 6,5; 8,5
Число прокладок (слоев)	—				3-9	2-9		3-9	4-8
Напряжение начального натяжения σ_0 , МПа	16	18	20	24	16	18	20	24	16; 18; 20; 24
s	2,7	2,9	3,2	3,6	2,3	2,5	2,7	3,1	2,0; 2,1; 2,3; 2,5; 4; 15; 17; 20
W	33	40	27	30	9	10	11	14	
Отношение $\frac{\sigma}{D_{mi}}$, n : рекомендуемое допускаемое	0,028 0,04				0,025 0,0033				0,025- 0,033 0,028-0,04
Наибольшая рекомендуемая скорость	40				30	20		15	25
Плотность, кг/м ³	980				1200-1500				750-1050
Модуль продольной упругости E , МПа а	98,1—147				78,5-118				29,4-59

Примечание: s , w — опытные коэффициенты.

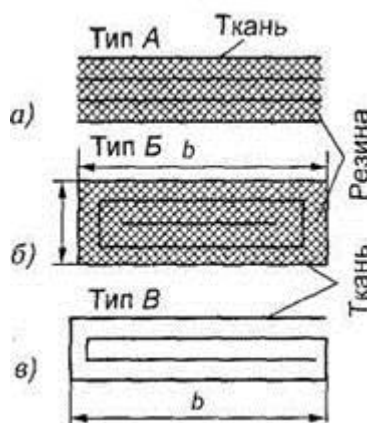


Рис.4. Конструкции плоских ремней

Синтетические тканевые ремни изготавливают из мешковых капроновых тканей просвечивающегося переплетения. Эти ткани пропитывают раствором полиамида С-6 и покрывают пленкой на основе этого полиамида с нитрильным каучуком.

Полиамидные ремни изготавливают из искусственных нитей, полученных путем холодной протяжки из полиамидной смолы или ленты. Ремни из этого материала пригодны для передач с малым межосевым расстоянием и для высокоскоростных передач ($V = 70$ м/с). Нейлоновый плоский ремень, покрытый каучуковой смесью, показал хорошие результаты работы при ($V = 100$ м/с). Полиамидные ремни бесшумны и имеют ничтожный износ. Двухслойные ремни из нейлона и хромовой кожи обладают очень большой прочностью и эластичностью. Хромовая: кожа при работе по металлу имеет высокий коэффициент трения. Такие ремни передают в три раза большую мощность на единицу ширины ремня, чем кожаные или хлопчатобумажные.

Широкое распространение получают пленочные ремни из капроновой ткани или саржи с фрикционным покрытием (пленкой). Высокая статическая и усталостная прочность синтетических материалов дала возможность снизить толщину ремня ($\delta = 0,4 \div 1,2$ мм), его массу и действие центробежных сил. Это позволило повысить скорость ремня от $25 \div 30$ (для обычных ремней) до $75 \div 150$ м/с и одновременно обеспечить большую плавность работы, что особенно важно для современного машиностроения.

Синтетические ремни ввиду их повышенной прочности и долговечности, а также возможности обеспечить достаточно высокое значение коэффициента трения являются наиболее перспективными из тканевых ремней. Эти ремни имеют малую массу и сравнительно высокий коэффициент трения с шкивом ($f < 0,5$). Применяются в приводах быстроходных и сверхбыстроходных передач ($[v] < 100$ м/с).

Однако до сих пор они изготавливаются в ограниченном диапазоне размеров, что сдерживает возможность их более широкого применения.

Примеры условных обозначений ремней:

- ремень резинотканевый шириной $b = 50$ мм с четырьмя прокладками из ткани Б-800 толщиной $\delta = 4,5$ мм из резины класса В: *Ремень 50 - 4- Б-800 - 4,5 - В ГОСТ 23831-79*

- ремень сечения В длиной $l = 2500$ мм с кордтканью: *Ремень В 2500 Т ГОСТ 1284.1-80 - ГОСТ 1284.2-80*

- ремень сечения Б длиной $l = 1800$ мм с кордшнуром: *Ремень Б 1800 Ш ГОСТ 1284.1-80 - ГОСТ 1284.2-80.*

Геометрия передачи, кинематические соотношения и КПД плоскоременной передачи

Основные геометрические параметры D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов; a — межосевое расстояние; B — ширина шкива; L — длина ремня; α — угол обхвата; β — угол между ветвями ремня (рис.6).

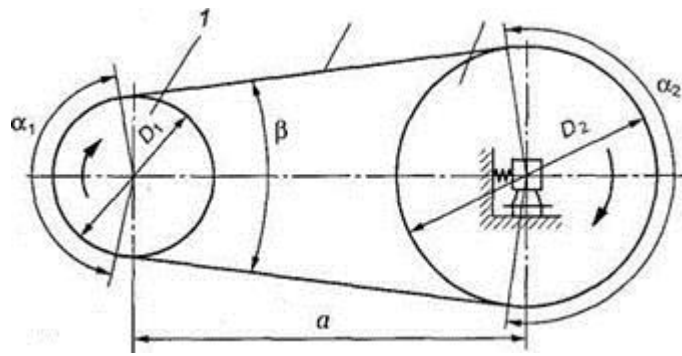


Рис.6. Основные геометрические параметры ременных передач

Углы α_1 и α_2 , соответствующие дугам, по которым происходит касание ремня и обода шкива, называют углами обхвата. Перечисленные геометрические параметры являются общими для всех типов ременных передач.

Расчет геометрических параметров.

1. Межосевое расстояние (расстояние между геометрическими осями валов) определяется конструкцией машины или ее привода

$$a = \frac{1}{8} \{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}\}, \quad (1)$$

где L — расчетная длина ремня; D_1 и D_2 — диаметры ведущего (1) и ведомого (2) шкивов.

Для нормальной работы плоскоремennой передачи должно соблюдаться условие:

$$\begin{aligned} a_{\min} &\geq 1,5(D_1 + D_2); \\ a_{\max} &\geq 2,5(D_1 + D_2) \end{aligned} \quad (2)$$

при этом a должно быть не более 15 м.

2. Расчетная длина ремня (без учета припуска на соединение концов)

$$L \cong 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}; \quad (3)$$

на сшивку добавляют еще 100-300 мм.

3. Диаметр ведущего шкива (малого), мм

$$D_1 = (520 \div 610) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}, \quad (4)$$

где P_1 — мощность на ведущем валу, кВт; ω_1 — угловая скорость ведущего вала, рад/с.

4. Диаметр ведомого шкива

$$D_2 = u D_1 (1 - \varepsilon) \approx u D_1; \quad (5)$$

где u — передаточное число; ε — коэффициент скольжения.

При диаметре $D > 300$ мм шкивы изготовляют с четырьмя—шестью спицами. Для шкивов, имеющих отклонения от стандартных размеров, производят расчет на прочность. Обод рассчитывают на прочность как свободно вращающееся кольцо под действием сил инерции; спицы рассчитывают на изгиб.

Допускаемые углы обхвата ременных передач.

Вследствие вытяжки и провисания ремня при эксплуатации углы обхвата α измеряются приближенно (в градусах):

$$\alpha \cong 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57,3^\circ. \quad (6)$$

В формуле (6) выражение

$$\frac{D_2 - D_1}{a} 57,3^\circ = \beta, \quad (7)$$

где β — угол между ветвями ремня (для плоскоремennой передачи ($\beta < 30^\circ$)). Угол β между ветвями ремня влияет на величину углов обхвата (α_1 и α_2). Рекомендуется принимать также значение диаметров шкивов (D_1 и D_2), чтобы соблюдалось условие

$$\alpha_1 = (180 - \beta) \geq [\alpha], \quad (8)$$

где для плоскоременной передачи $[\alpha] = 150^\circ$, для клиноременной — $[\alpha] = 120^\circ$.

Скорости ременных передач.

Окружные скорости на шкивах, м/с:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60000} \text{ и } v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60000}, \quad (8.1)$$

где D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм; n_1 и n_2 — частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин^{-1} .

Окружная скорость на ведомом шкиве v_2 меньше скорости на ведущем v_1 вследствие скольжения:

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon), \quad (8.2)$$

где ε — коэффициент скольжения.

$$\varepsilon = \frac{n_2 - n_2'}{n_2}, \quad (8.3)$$

где n_2 — частота вращения на холостом ходу; n_2' — частота вращения под нагрузкой.

Передаточное число.

В ременной передаче, как и во фрикционной, в результате упругого скольжения ремня окружные скорости не одинаковы. Отсюда передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{T_2}{\eta T_1}, \quad (9)$$

где ω_1 , n_1 — угловая скорость и частота вращения ведущего шкива; ω_2 , n_2 — то же, ведомого шкива; D_1 , D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов; ε — коэффициент скольжения; T_1 , T_2 — крутящие моменты на ведущем и ведомом валах; η — КПД передачи.

Относительная потеря скорости на шкивах характеризуется коэффициентом скольжения; при незначительном значении этого коэффициента ($\varepsilon < 0,02$) приближенно имеем

$$u \cong \frac{D_2}{D_1}. \quad (10)$$

Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного отношения в ременной передаче. При перегрузке дуга покоя уменьшается до 0, ремень начинает скользить по всей поверхности шкива, наступает режим буксования. При этом ведомый шкив останавливается, а КПД передачи равен 0.

КПД ременных передач.

Учитывая потери при работе, КПД передачи определяют из выражения

$$\eta = 1 - (\psi_y + \psi_{пп} + \psi_{св}), \quad (11)$$

где ψ_y — относительные потери, связанные со скольжением на шкивах и вследствие упругости ремня; $\psi_{пп}$ — относительные потери в опорах; $\psi_{св}$ — относительные потери от сопротивления воздуха (учитываются лишь при больших шкивах со спицами).

Если известна мощность P_1 на ведущем шкиве и мощность P_2 на ведомом (уменьшенная за счет потерь), то КПД передачи

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (12)$$

для плоскоременной открытой передачи среднее значение КПД 0,96-0,98; для клиноременной передачи 0,95-0,96; для передачи с натяжным роликом 0,95.

Клиноременная передача. Основные геометрические соотношения и конструкции

Ременную передачу с параллельными осями, приводной ремень которой имеет клиновую форму поперечного сечения, называют **клиноременной** (см. рис.3, б и 7). Клиноременную передачу выполняют только открытой. Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине.

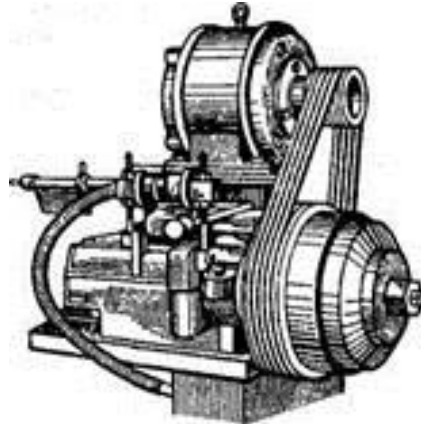


Рис.7. Механизм с клиноременной передачей

Клиновые ремни (рис.7.1) имеют трапецевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Это позволяет осуществить передачи с малым межосевым расстоянием, большим передаточным числом и с меньшим давлением на опоры. Работа передачи более спокойна т.к. отсутствует сшивка ремней, что важно при эксплуатации точных механизмов. При их вытяжке регулируется передвижение электродвигателя на салазках. Рекомендуемые угол обхвата малого шкива $\alpha = 120^\circ$, но передача хорошо работает и при $\alpha = 90^\circ$.

Максимально допустимая скорость $v_{max} = 35 \text{ м/с}$. Практикой установлено $D_{min}/h = 11$ для ремней малых сечений и $D_{min}/h = 27$ – для ремней больших сечений. Здесь h – высота профиля клинового ремня. Чем меньше отношение D_{min}/h , тем ниже КПД. Расчетным диаметром шкива считают диаметр его окружности по нейтральному слою. Кривые скольжения для клиновых ремней аналогичны кривым плоских ремней, но φ_0 для клиновых ремней больше.

Рассмотрим малый участок ремня длиной dl , для этого участка силу натяжения можно приближенно принять постоянной. Из рис. 7.1 следует, что сила dF_n , нормальная к поверхности канавки шкива, значительно больше силы натяжения dF :

$$dF_n = \frac{dF}{2 \sin \frac{\varphi}{2}}$$

тогда сила трения

$$F_{тр} = 2dF_n f = \frac{dF f}{\sin 20^\circ}.$$

Таким образом, клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими ремнями. Последнее обстоятельство позволяет использовать клиновой ремень для передачи вращательного движения от одного ведущего нескольким ведомым шкивам (например, в автомобильных ДВС используется ременный привод одним ремнем водяной помпы в системе охлаждения, электрогенератора и вентилятора). Однако из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня.

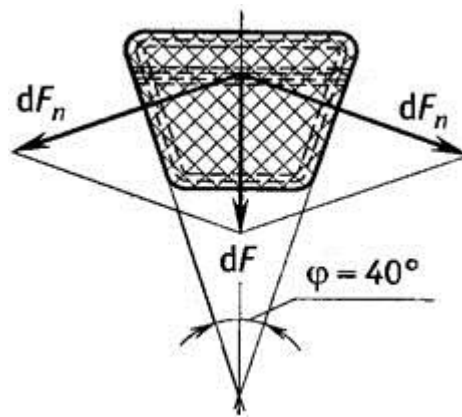


Рис.7.1

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива. Число клиновых ремней часто принимают от трех до пяти (максимально восемь ремней), но передача может быть и с одним ремнем. 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.

Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов). Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5—2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время узкие ремни становятся преобладающими.

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).

Из приводных ремней основное применение в настоящее время получили клиновые кордошнуровые ремни нормальных сечений, размеры которых регламентирует ГОСТ 1284.1 □ 89. Это обусловлено тем, что, несмотря на наличие у других типов ремней несомненных преимуществ, узкие клиновые, поликлиновые и зубчатые ремни до сих пор выпускают в ограниченном количестве.

В связи с этим в условиях единичного, мелкосерийного и даже среднесерийного типов производства ременных передач, к точности вращения валов которых не предъявляются особые требования, необходимо применять клиновые кордошнуровые ремни нормального сечения.

В условиях крупносерийного или массового типов производства ременных передач, к габаритам которых не предъявляют особых требований, рекомендуются к использованию узкие клиновые ремни, а при наличии таких требований – поликлиновые.

При наличии **особых** требований к **точности** вращения валов проектируемого изделия необходимо (**независимо** от типа производства) применять **зубчатые** ремни.

Форму ка навки шкива, называемой **ручьями**, проектируют так, чтобы между шкивом и ремнем постоянно был гарантированный радиальный зазор δ (рис.8, I). Рабочие поверхности — это боковые стороны ремня, поэтому клиновый ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива. Клиноременные передачи в машиностроении применяют чаще, чем плоскоремненные. Однако скорость этой передачи не должна превышать 30 м/с, так как при $v > 30$ м/с клиновые ремни начинают вибрировать. Оптимальная окружная скорость, при которой передача работает устойчиво, $v = 5-25$ м/с.

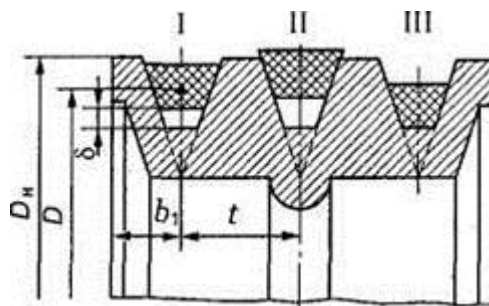


Рис.8. Установка клинового ремня на шкиве

Передаточное число для одноступенчатой клиноременной передачи $u < 8$.

Проектный расчет клиноременных передач выполняется достаточно просто методом подбора, поскольку в стандартах указывается мощность, передаваемая одним ремнем при определенном расчетном диаметре меньшего шкива и известной средней скорости ремня или частоте вращения шкива.

Ремни для клиноременных передач

Основное распространение по лучили ремни трапецевидного сечения (рис.9, а, б) с углом профиля $\varphi = 40^\circ$.

Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов). Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5-2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время узкие ремни становятся преобладающими. Ремни выпускают различными по площади поперечного сечения и по несколько штук в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

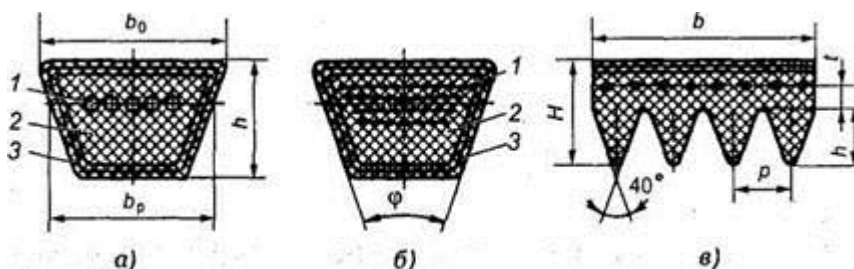


Рис.9. Конструкции клиновых ремней: а — кордшнуровой; б — кордтканевый; в — поликлиновой

Замкнутые бесшовные ремни изготавливают методом вулканизации в пресс-формах. Трапецевидная (клиновья) форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в 3 раза по сравнению с плоским ремнем, но вследствие большой высоты ремня эта форма неблагоприятна. Передача имеет более низкий КПД. Эти недостатки отчасти компенсируются тем, что ремень изготавливают из материала с малым модулем упругости (из резины), а несущие кордовые слои имеют наибольшую толщину и располагаются около нейтральной плоскости ремня. Промышленность выпускает клиновые ремни двух типов: кордшнуровые (рис.9, а) и кордтканевые (рис.9, б). Различаются они тем, что основной несущий слой у первого состоит из одного ряда толстых кордовых шнуров 1, а у второго — из не скольких рядов кордовой ткани 1. В верхней и нижней частях сечения (в зонах растяжения и сжатия) ремень заполнен резиной 2, а снаружи в не сколько слоев обмотан прорезиненной тканью — обертка 3. Большую гибкость и нагрузочную способность имеют кордошнуровые ремни, у которых верхний растягиваемый слой состоит из одного ряда анидных шнуров (намотанных по винтовой линии), заключенных в слой мягкой резины.

Размеры сечений клиновых ремней стандартизованы (ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.2-89, ГОСТ 1284.3-89). Стандартом предусмотрено 7 ремней нормального сечения

(Z(O), A, B(B), C(B), D(Г), И(Д), Е0(Е) (в скобках приведено обозначение сечений в международной системе ISO)), у которых $b_0/h \approx 1,6$, и 4 – узкого сечения (YZ, YA, YB, YC), у которых $b_0/h \approx 1,25$. Ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца, поэтому их длина тоже стандартизована. Для каждого типа (сечения ремня) в таблицах указываются: размеры сечения, площадь сечения, длина, минимальный диаметр шкива, допускаемая нагрузка и вес. Кроме ГОСТа существует еще, отличающийся от него, сортament ремней для автотракторной промышленности.

Размеры ремня (см. рис.9, а): ширина большого основания ремня b_0 ; расчетная ширина ремня b_p , высота ремня h ; длина ремня L — стандарты зованы (табл.3).

Таблица 3. Клиновые ремни

Сечение ремня	Размеры сечения, мм (см. рис. 9, а)			$A, \text{мм}^2$	Натяжение $2F_0, \text{Н}$	Рекомендуемая длина ремня $L, \text{мм}$
	b_p	b_p	h			
Z(O)	10	8,5	6	47	11	400-2500
A	13	И	8	81	20	560-4000
B(B)	17	14	10,5	138	30	800-6300
C(B)	22	19	13,5	230	75	1800-10 600
D(Г)	32	27	19	476	140	3150-15 000
И(Д)	38	32	23,5	692	180	4500-18 000
ЕО(Е)	50	42	30	1170	290	6300-18 000
Стандартный ряд предпочтительных расчетных данных длин $L, \text{мм}$ 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1200; 1250; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000.						

Разновидности клиноременных передач

На рис.10 показана разновидность клиновидного ремня. Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые(многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца).

Кордотканевые клиновые ремни состоят из корда – основного несущего слоя, выполненного из химических волокон: вискозы, капрон, лавсана. Корд располагается симметрично относительно нейтрального слоя ремня. Над кордом и под кордом находятся резиновые или резинотканевые слои, называемые слоями растяжения и сжатия. Все это содержится в обертке ремня, представляющей собой несколько слоев прорезиненной ткани.

Кордшнуровые клиновые ремни отличаются от кордотканевых тем, что вместо слоев кордткани предусматривается один слой кордшнура толщиной 1,6–1,7 мм. Эти ремни более гибки и долговечны, применяются при более тяжелых условиях работы.

Кордшнуровые или кордотканевые гофри рованные ремни применяют в передачах с малыми диаметрами шкивов. Для увеличения эластичности иногда применяют ремни с гофрами на внутренней и наружной поверхностях.Ременные передачи с зубчатыми ремнями способны передать большие мощность и окружную скорость (v до 70 м/с) при постоянном передаточном числе без проскальзывания (u до 15) (см. рис.2, д).

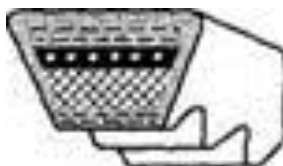


Рис.10. Клиновой ремень с гофрами на внутренней поверхности

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

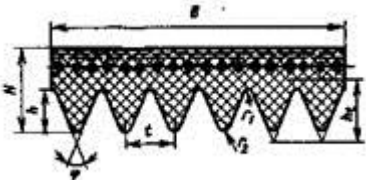
В ременных передачах специального назначения находят применение:

- *поликлиновые ремни* (см. рис.9, в). Поликлиновые ремни состоят из плоской и профильной частей. В плоской части размещено несколько слоев прорезиненной ткани и ряд кордшнура из синтетических волокон. Профильная часть, образуемая продольными клиньями, состоит из резины. Обе части свулканизованы в одно целое. Поликлиновые ремни выпускают трех типов: *К*, *Л*, *М* (табл.4). Ремень сечения *К* применяют вместо клиновых ремней сечений *О* и *А* для передачи момента $T_1 \leq 40$ Нм; ремень сечения *Л* - вместо клиновых ремней *А*, *Б* и *В* для передачи момента $T_1 = 18 \div 400$ Нм; ремень сечения *М* — вместо клиновых ремней *В*, *Г*, *Д* и *Е* для передачи момента $T_1 > 130$ Нм (где T_1 – момент на быстроходном валу). Если могут быть применены ремни двух сечений, предпочтение следует отдавать ремню с меньшим сечением.

При одинаковой передаваемой мощности ширина поликлиновых ремней в 1,5—2 раза меньше ширины клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости допускается применение шкивов меньшего диаметра, чем в обычной клиноременной передаче, большая быстроходность (до 40 – 50 м/с) и большие передаточные отношения. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней. Недостаток — передачи с поликлиновыми ремнями чувствительны к отклонениям от параллельности валов и осевому смещению шкивов.

В табл. 4 (составлена по РТМ 38-40528-74) приведены размеры сечений поликлиновых ремней, их длины и числа клиньев z . Рекомендуют применять ремни с четным числом клиньев.

Таблица 4. Размеры поликлиновых ремней, мм

 <p style="text-align: center;">$\varphi = 40^\circ$</p>					
Сечение ремня	t	H	r_1	r_2	h
К	2,4	4,0	0,1	0,4	2,35
Л	4,8	9,5	0,2	0,7	4,85
М	9,5	16,7	0,4	1,0	10,35

Примечания. 1. Расчетные длины L ремней: 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), (710), (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, (4750), 5000, (5300), 5600, (6000). В скобках указаны нерекомендуемые длины ремней.

2. Расчетная длина ремней - это длина его на уровне центра расположения кордшнура, находящегося на расстоянии $0,5(H - h)$. Разность между расчетной и наружной длиной ремня: 6,3 мм — для ремней сечения К; 15,1 мм — для ремней сечения Л и 21,3 мм — для ремней сечения М.

3. Число клиньев z и диапазон длин L ремней:

Число клиньев	Сечение ремней		
	К	Л	М
z рекомендуемое	2 - 36	4 - 20	2 - 20
z предельное	36	50	50
Диапазон длин L	400 - 2000	1250 - 4000	2000 - 6000

4. Пример условного обозначения ремня: 2500 Л 16 РТМ 38-40528-74, где 2500 – расчетная длина, мм, Л- сечение ремня и 16 – число клиньев.

Графики (рис. 10.1-10.3) предназначены для определения необходимого числа клиньев. Исходными данными для расчета передач поликлиновыми ремнями являются передаваемая мощность P , передаточное отношение i и коэффициент режима работы K_p , значения которого для различных машин приблизительно совпадают со значениями коэффициента C_p для плоскоремennых передач.

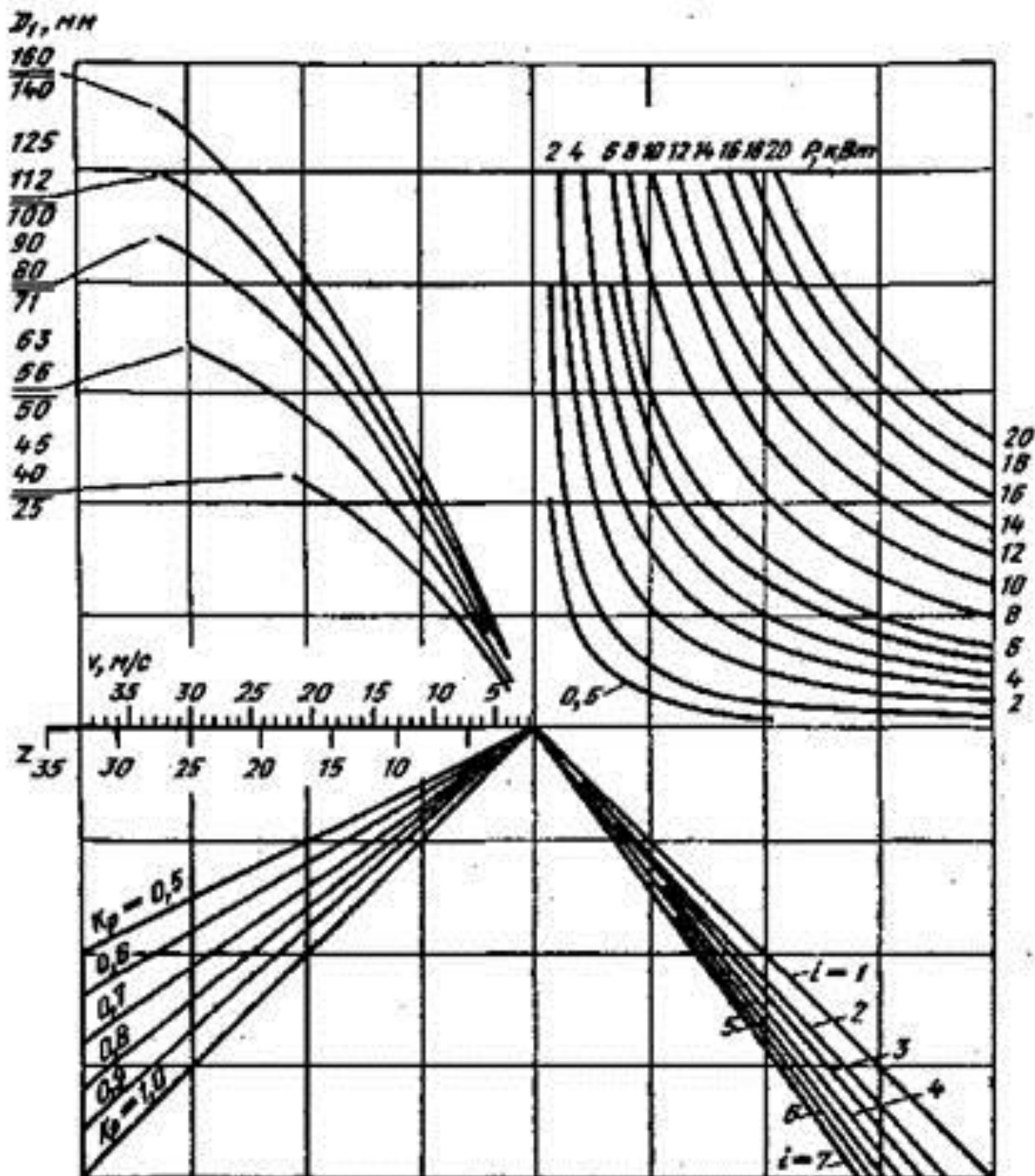


Рис. 10.1. Номограмма для определения числа клиньев поликлинового ремня сечением К

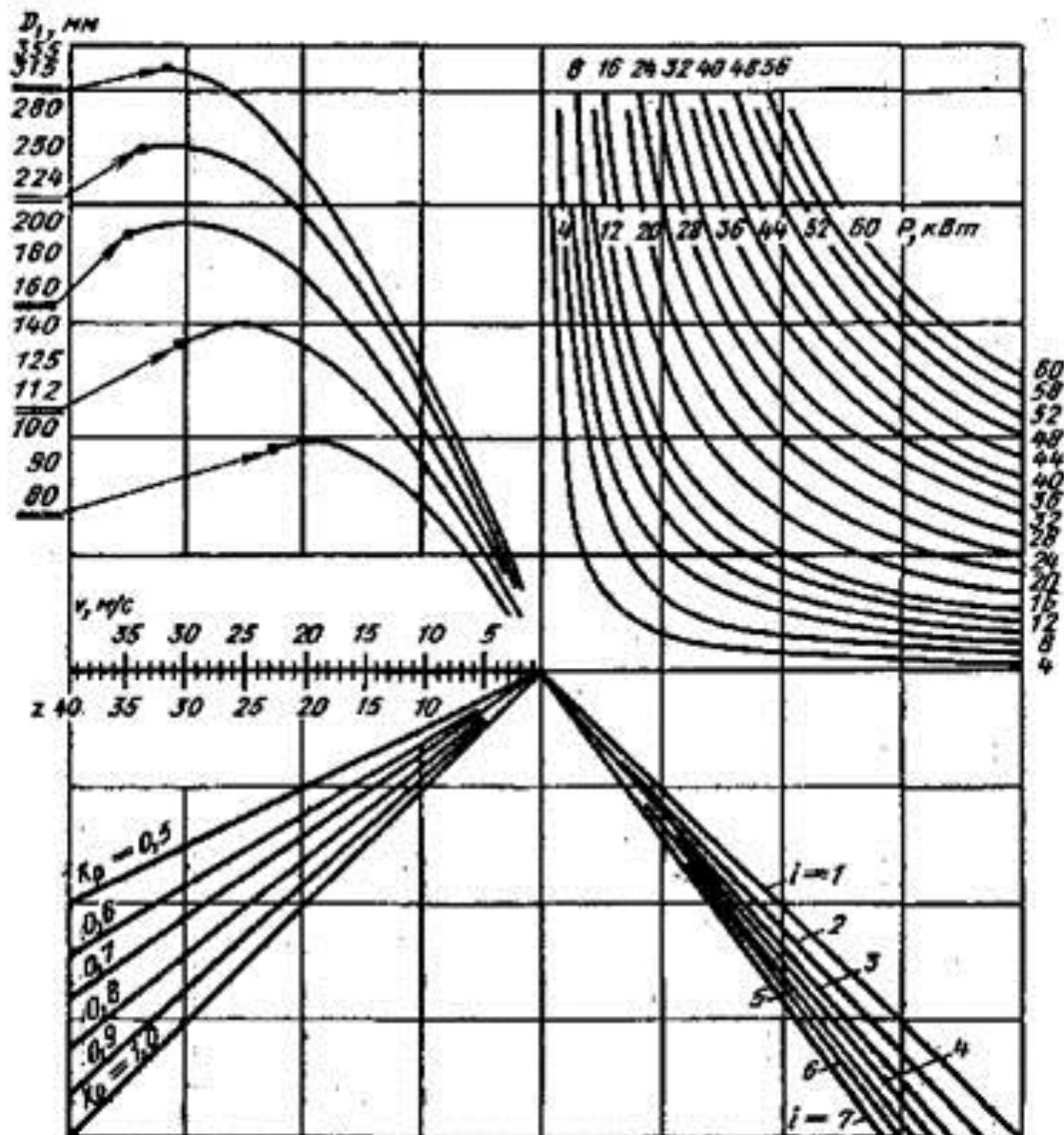


Рис.10.2. Номограмма для определения числа клиньев поликлинового ремня сечением Л

Рекомендуемые величины межосевых расстояний a в зависи мости от передаточного отношения i :

i	1	2	3	4	5	6	7 и более
a/d_1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5

Диаметр меньшего шкива выбирают по следующей прибли женной зависимости

$$d_1 \approx 3\sqrt[3]{T_1}$$

и округляют по стандарту (см. табл. 5.1). В этой формуле момент T_1 — в Нмм, диаметр d_1 — в мм.

Ниже приведены значения начальных натяжений на один клин поликлиновых ремней.

Сечение ремня.....	К	Л	М
250, Н.....	40-95	110-300	420-1200

- зубчатые ремни (см. рис.3, д), изготовленные из армированного стальным канатом неопрена, полиуретана, стекловолокна или полиамидного шнура. Эти ремни способны передавать вращающий момент при условии постоянства передаточного числа (проскальзывание ремня исключено) с высокими окружными скоростями (до 80 м/с); их применяют в кинематических механизмах станков.

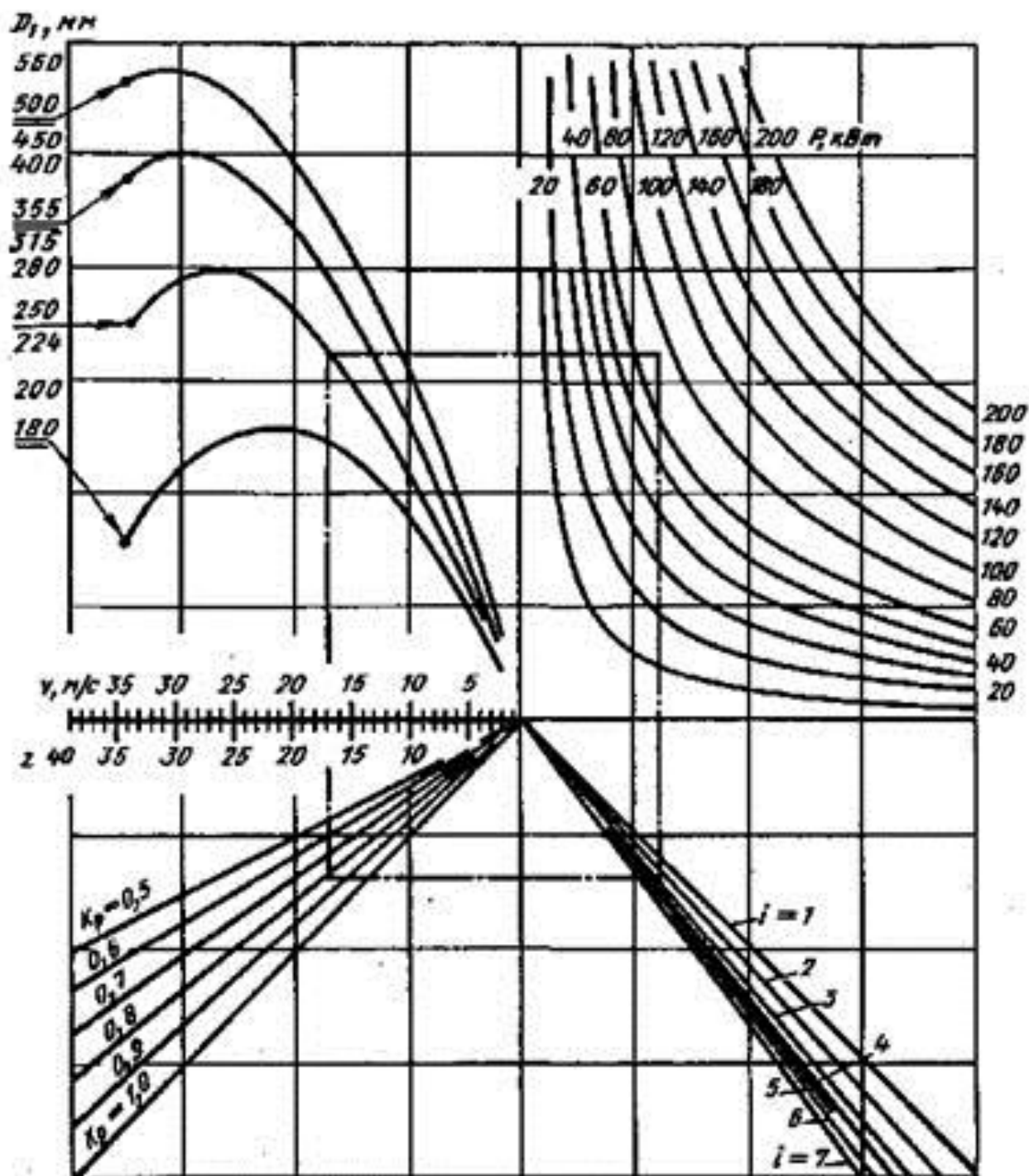


Рис. 10.3. Номограмма для определения числа клиньев поликлинового ремня сечением М

Расчет основных геометрических параметров клиноременной передачи

1. Межосевое расстояние a (см. рис.6) для клиноременных передач определяют по аналогии с плоскоремненной передачей [см. формулу (1)]. Для нормальной работы клиноременной передачи рекомендуется принимать:

$$\begin{aligned} a_{\min} &= 0,6(D_1 + D_2); \\ a_{\max} &= 1,5(D_1 + D_2); \end{aligned} \quad (13)$$

где D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Оптимальное межосевое расстояние $a_{\text{опт}}$ в зависимости от передаточного числа u и диаметра большого шкива D_2 следующее:

$$a_{\text{опт}}/D_2 \dots\dots\dots 1,5 \quad 1,22 \quad 1 \quad 0,95 \quad 0,9 \quad 0,85$$

и.....1 2 3 4 5 6 и более

2. Расчетную длину ремня L определяют по формуле (3), после чего округляют до ближайшей большей стандартной длины клинового ремня выбранного типа. Длину ремня определяют по линии, проходящей через нейтральный слой поперечного сечения ремня.

3. Диаметры шкивов D_1 и D_2 . В клиноременной передаче расчетными диаметрами шкивов являются диаметры, соответствующие окружности расположения нейтрального слоя (см. рис.8 — диаметр D).

В отличие от плоскоременной передачи диаметр малого шкива (в данном случае D_1) не рассчитывают, а принимают по стандарту. Диаметр большого шкива D_2 определяют, учитывая передаточное число по формуле (5).

4. Наружный диаметр шкива определяют по формуле (см. рис.11, а)

$$D_H = D + 2h_0, \quad (14)$$

где D — расчетный диаметр шкива; h_0 — высота канавки над расчетной шириной ремня.

5. Ширина шкива (см. рис.11, а)

$$B = (z - 1)t + 2b_1, \quad (15)$$

где z — число ремней в передаче; t — расстояние между осями клиновых канавок; b_1 — расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива.

Остальные размеры шкивов клиноременных передач рассчитывают как и для шкивов плоскоременных передач.

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

$$F_t = \frac{N_1}{v_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1}. \quad (15.1)$$

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

$$F_t = k_d \cdot \frac{N_1}{v_1}, \quad (15.2)$$

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

Для создания необходимого трения между ремнем и ободом шкива ремень должен иметь достаточную силу начального натяжения F_0 . Это достигается предварительным натяжением ремня при монтаже или с помощью подвижной опоры. Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. Но при большом начальном натяжении ремень получает и большую вытяжку, снижается его долговечность. Поэтому F_0 выбирают таким, чтобы ремень мог сохранить это натяжение достаточно длительное время, не подвергаясь большой вытяжке. Начальную силу натяжения ремня определяют по формуле

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

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 $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$; с автоматическими натяжными устройствами $\sigma_0 = 2 \text{ МПа}$; для клиновых стандартных ремней $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5 \text{ МПа}$; для полиамидных ремней $\sigma_0 = 3 \dots 4 \text{ МПа}$.

Приближенно можно считать, что в состоянии покоя и при холостом ходе каждая ветвь натянута одним и тем же усилием F_0 (рис. 12, а)

С приложением момента T_1 ведущая ветвь натягивается до значения F_1 , натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис.12, б). Силы натяжения F_1 и F_2 , можно определить из условия равновесия шкива

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

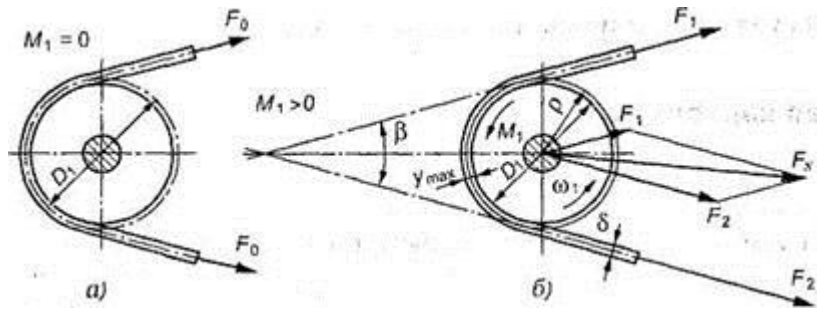


Рис.12. Усилия в ветвях ремня: а — на холостом ходу; б — при передаче нагрузки

Отсюда

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

С учетом того, что окружная сила на шкиве

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

получим

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

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

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

Из равенств (20) и (21) следует, что

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

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.5.1), α - угол обхвата шкива, e - основание натурального логарифма ($e \approx 2,7183$).

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 $\varphi_0 \approx 40^\circ$.

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_k для ремней из различных материалов и угла охвата ремнем стального ведущего шкива, равного 180° , представлены в табл. 5.1.

Таблица 5.1. Коэффициенты сцепления и коэффициент тяги для некоторых материалов ремней по стальному шкиву

Материал ремня	Коэффициент сцепления f	Оптимальный коэффициент тяги φ_k
Кожанные:		
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 α . Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение ремня F_0 , 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:

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

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

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

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

для ведущей ветви

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

для ведомой ветви

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

Натяжение F_v ослабляет полезное действие предварительного натяжения F_0 . 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: $v > 20 \text{ м/с}$.

Нагрузка на валы и опоры F_s .

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

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

где β — угол между ветвями ремня.

Поставим в выражение (29) вместо $(F_1 + F_2)$ величину $2F_0$ [см. формулу (21)]; получим

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

Выражение (30) можно преобразовать через окружную силу F_t . В этом случае можно считать, что для прорезиненных и кожаных ремней $F_s \gg 2,5F_t$; для хлопчатобумажных $F_s \gg 3F_t$; для шерстяных $F_s \gg 4F_t$). Таким образом, нагрузка на валы в 2,5—4 раза превышает окружную силу F_t , что является не 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.13).

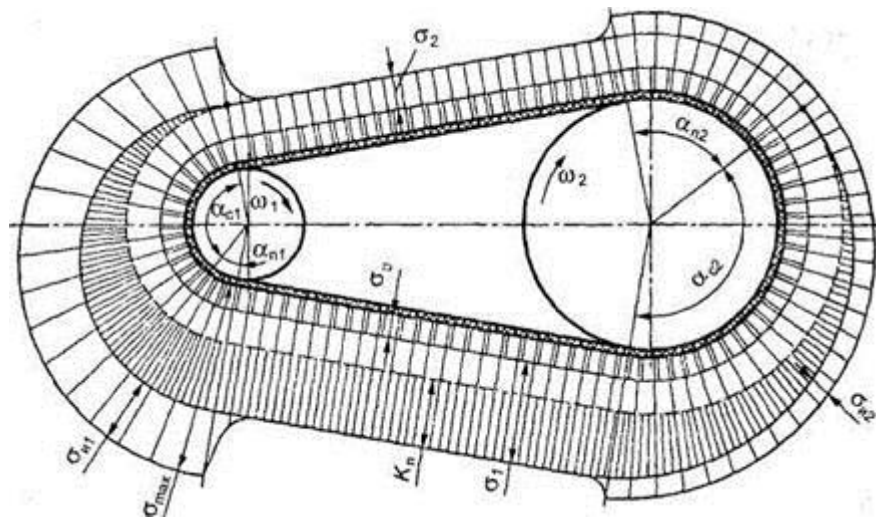


Рис.13. Напряжения в поперечных сечениях ремня

Различают следующие виды напряжений в ремне.

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

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

где A — площадь поперечного сечения ремня.

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

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

$$K_n = \frac{F_t}{A}. \quad (32)$$

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

$$K_n = \sigma_1 - \sigma_2 \quad (33)$$

где σ_1 и σ_2 — напряжения в ведущей и ведомой ветвях.

По значению K_n оценивается тяговая способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба σ_n , возникающее в сечениях ремня при огибании шкивов (см. рис.13) 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 $\sigma_u = sE$, где $s = y_{mm}/p$ — относительное удлинение волокон.

С учетом того, что $y_{max} = 0,5\delta$, а $p = 0,5(D_1 + 8)$ (см. рис.12, б), пренебрегая величиной δ по сравнению с D_1 , получим:

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

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

В расчетах для плоскоремennых передач σ_u ограничивается минимально допустимым значением δ/D_1 (см. табл.1).

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 ,

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

На рис.13 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 напряжений от центробежных сил (σ_v):

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

(σ_{max} возникает в ремне, в месте его набегания на малый шкив (см. рис.13)).

Передачи зубчатыми ремнями. области применения. Способы натяжения ременной передачи.

Передачи зубчатым ремнем

Зубчатые ремни выполняют плоскими с поперечными зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Передача зубчатым ремнем работает по принципу зацепления (рис. 10.1, а). Зубчатое зацепление ремня со шкивом устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении. Уменьшается влияние угла обхвата (межосевого расстояния) на тяговую способность, что позволяет уменьшить габариты передачи и реализовывать большие передаточные числа.

Достоинства передач зубчатым ремнем.

1. Постоянное передаточное число.
2. Малое межосевое расстояние.
3. Небольшие нагрузки на валы и подшипники.
4. Большое передаточное число ($i < 12$).
5. Низкий уровень шума и отсутствие динамических нагрузок вследствие эластичности ремня и упругости зубьев.

Недостатки передач зубчатым ремнем.

1. Сравнительно высокая стоимость.
2. Чувствительность к отклонению от параллельности осей валов.

Применение.

Передачу зубчатым ремнем применяют как в высоконагруженных передачах (например, кузнечно-прессовое оборудование), используя ее высокую тяговую способность, так и в передачах точных перемещений (в связи с постоянством передаточного числа): приводы печатающих устройств ЭВМ, киносъёмочная аппаратура, робототехника и др.

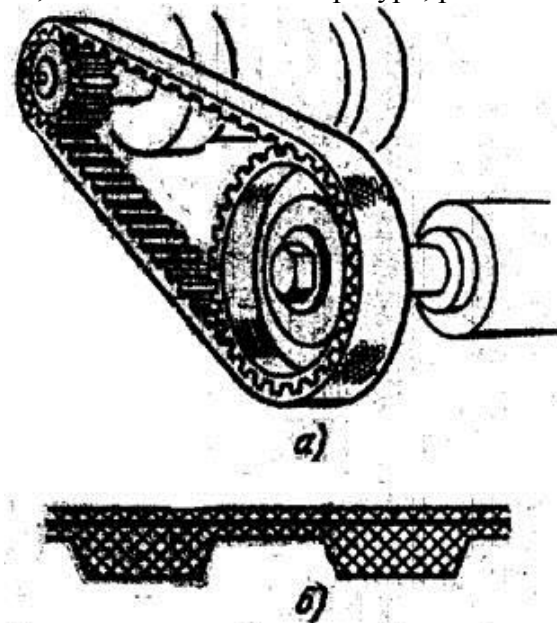


Рис.16

Мощность, передаваемая зубчатым ремнем, до 200 кВт, скорость ремня до 60 м/с, КПД передачи 0,94...0,98.

В зависимости от способа изготовления зубчатые ремни выпускают двух видов: сборочные и литые.

Сборочные ремни состоят из несущего слоя — металлокорда стеклокорда, резины и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, свулканизированных в одно целое. Отличаются от литых более высоким качеством. Литые ремни состоят из металлокорда, резины или полиуретана и не имеют тканевого

покрытия. Металлокорд представляет собой стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм, стеклокорд — крученые нити диаметром 0,35...1,1 мм из стекловолокна.

Зубья ремня имеют трапецеидальную форму с углом профиля $\gamma = 50^\circ$ и 40° (рис. 16, б).

Размеры ремня и параметры передачи зависят от модуля m — основной расчетной характеристики передачи (табл. 12 и 13).

Таблица 12 Зубчатые ремни (выборка). Размеры в мм

Модуль m	p	s	h	H	t
2	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6
3	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8

Таблица 13 Основные параметры передач с зубчатым ремнем (выборка)

Модуль m	2	3	4	5	7
Число зубьев шкива					
z_{min}	10	10	14	14	17
z_{max}	115	120	120	120	120
Число зубьев ремня					
z_{pmin}	40	40	48	48	56
z_{pmin}	160	160	250	200	140
Ширина ремня b , мм	5... 20	12,5...50	20-100	25...100	40...125

Примечания. 1. Длину L_p ремня в шагах или число z_p зубьев ремня выбирают из ряда: 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235.

2. Расчетная длина ремня в мм: $L_p = z_p p$.

3. Ширину b ремня выбирают из ряда: 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 мм.

Расчет передачи зубчатым ремнем

Основной критерий работоспособности передачи — тяговая способность ремня, которую оценивают допускаемой приведенной удельной силой $[K]_0$ (Н/мм), передаваемой 1 мм ширины ремня.

Значение $[K]_0$ зависит от модуля m ремня:

m , мм	2	3	4	5	7
$[K]_0$, Н/мм	5	9	25	30	32

Модуль ремня m и рекомендуемое число z_1 зубьев малого шкива в зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения малого шкива n_1 , выбирают по табл. 14.

Таблица 14. Рекомендуемые значения модуля m и числа z_1 зубьев шкива

n_1 , мин ⁻¹	Значения m , мм (числитель) и z_1 (знаменатель) при передаваемой мощности P_1 , кВт											
	0,6	1,1	1,5	2,2	3	4	5,5	7,5	11	15	22	30
3000	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{4}{20}$	$\frac{4}{20}$	$\frac{4}{20}$	$\frac{4}{20}$	$\frac{5}{20}$	$\frac{5}{20}$	$\frac{5}{20}$	$\frac{7}{26}$
1500	$\frac{3}{14}$	$\frac{3}{14}$	$\frac{3}{14}$	$\frac{4}{18}$	$\frac{4}{18}$	$\frac{4}{18}$	$\frac{4}{18}$	$\frac{5}{18}$	$\frac{5}{18}$	$\frac{5}{18}$	$\frac{7}{26}$	$\frac{7}{26}$
1000	$\frac{3}{12}$	$\frac{3}{12}$	$\frac{4}{16}$	$\frac{4}{16}$	$\frac{4}{16}$	$\frac{4}{16}$	$\frac{5}{18}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{7}{24}$
750	$\frac{3}{12}$	$\frac{4}{16}$	$\frac{4}{16}$	$\frac{4}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{18}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{22}$	$\frac{7}{22}$	$\frac{7}{22}$	$\frac{7}{22}$

Расчет передачи ведут по допускаемой удельной силе $[K]$:

$$[K] = [K]_0 / C_p - qv^2 \quad (48)$$

где C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 7);

qv^2 — центробежная сила, возникающая при прохождении ремнем шкивов; здесь q — масса 1 м ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм):

m , мм	2	3	4	5	7
q , кг/(м·мм)	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008

Таблица 15. Значения коэффициента C_p для передач зубчатым ремнем от электродвигателей общепромышленного применения (выборка)

Тип машины	C_p при числе смен работы		
	1	2	3
Легкие конвейеры, оборудование деревообработки	1,3...1,5	1,4...1,6	1,5...1,7
Типографские машины, металлообрабатывающие станки	1,4...1,6	1,5...1,7	1,6...1,8
Подъемные механизмы, текстильные машины	1,5...1,7	1,6...1,8	1,7...1,9
Тяжелые конвейеры, оборудование резиновой промышленности	1,6...1,8	1,7...1,9	1,8...2,0

Примечание. Меньшие значения C_p при умеренных колебаниях нагрузки и возможных кратковременных перегрузках до 150%,

большие — при значительных колебаниях нагрузки и перегрузках до 250%.

Из условия тяговой способности необходимая ширина ремня

$$b' > F_t / [K], \quad (49)$$

где $F_t = 10^3 P / v$ — передаваемая окружная сила, Н. Здесь P — кВт, v — м/с.

Полученное значение b' уточняют

$$b = b' / C_b \quad (50)$$

Значения коэффициента C_b , учитывающего неполные витки троса у боковых поверхностей ремня:

b , мм	<8	8...16	16...25	25	25...40	40...65	65...100	>100
C_b	0,7	0,85	0,95	1	1,05	1,10	1,15	1,2

Ширину b ремня принимают из стандартного ряда (табл. 13).

Делительные диаметры шкивов

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2, \quad (51)$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев шкивов.

Из условия долговечности ремня число зубьев меньшего шкива z_1 принимают не менее рекомендуемого (табл. 14).

Межосевое расстояние передачи a принимают из условия

$$a > 0,5(d_2 + d_1) + (2...3)m \quad (52)$$

Длину ремня L_p в шагах (число зубьев ремня) вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня передачи плоским ремнем:

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}; \quad (53)$$

где p — шаг ремня.

Полученную длину L_p округляют до стандартного значения (см. табл. 13).

Окончательное значение a при выбранной длине L_p ремня:

$$a = \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (54)$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом,

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360^\circ \geq [z]_0 \quad (55)$$

где α_1 — угол обхвата на меньшем шкиве.

Из условия равнопрочности зубьев ремня на срез и тросов на растяжение рекомендуют $[z]_0 > 6$. При $z_0 < [z]_0$ увеличивают межосевое расстояние a или число зубьев z_1 .

Предварительное натяжение F_0 в передаче необходимо для устранения зазоров в зацеплении и правильного набегания ремня на шкивы. Оно должно быть больше значения

натяжения от центробежной силы, чтобы под действием последней не нарушалось зацепление ремня со шкивом:

$$F_0 = F_y b + qbv^2, \quad (56)$$

где b — мм; q — в кг/(м·мм); v — в м/с; F_y — удельное натяжение, Н/мм:

m , мм	2	3	4	5	7
F_y , Н/мм	1,0	1,5	4,0	5,0	6,0

Сила, действующая на валы, направлена по линии центров передачи и равна

$$F_n = 1,1F_t, \quad (57)$$

Средний ресурс зубчатых ремней в эксплуатации 2000 ч.

Устройства для натяжения ремня

Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень—шкив). Оно осуществляется: 1) вследствие упругости ремня — укорочением его при сшивке, передвижением одного вала или с помощью нажимного ролика; 2) под действием силы тяжести качающейся системы мы или силы пружины; 3) автоматически, в результате реактивного момента, возникающего на статоре двигателя; 4) с применением специальных натяжных устройств (рис.3, д и рис.3.2). Так как на практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением в период недогрузок оказываются излишне натянутыми, что ведет к резкому снижению долговечности. С этих позиций целесообразнее применять третий способ, при котором натяжение меняется в зависимости от нагрузки и срок службы ремня наибольший. Однако автоматическое натяжение в реверсивных передачах с непараллельными осями валов применить нельзя.

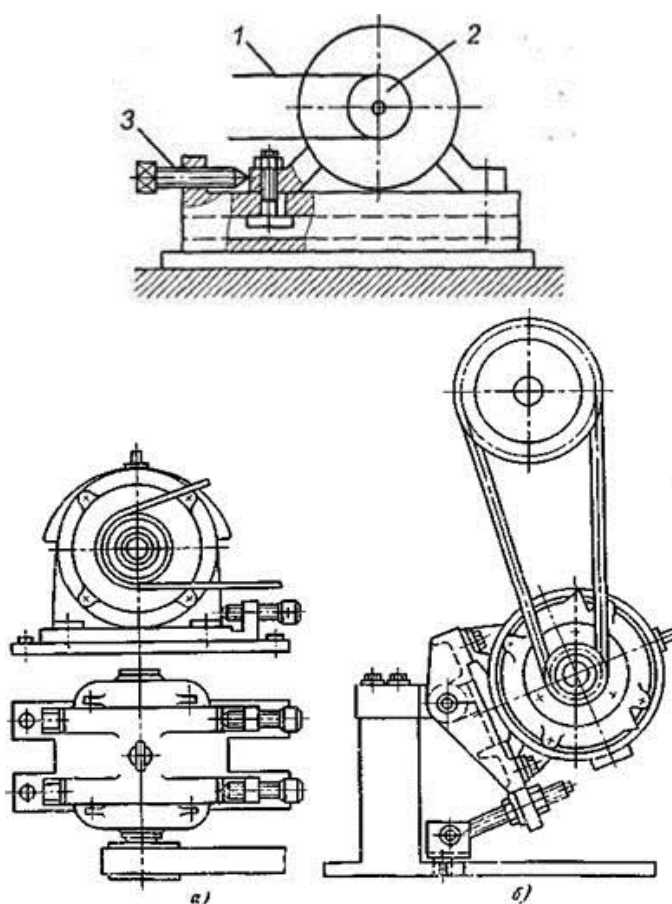


Рис.3.2. Регулировка натяжения ремня перемещением двигателя:

1 — ремень; 2 — шкив; 3 — натяжное устройство

Способы регулировки натяжения ремней установки электродвигателя

а) на салазках; б) на шарнирной плите

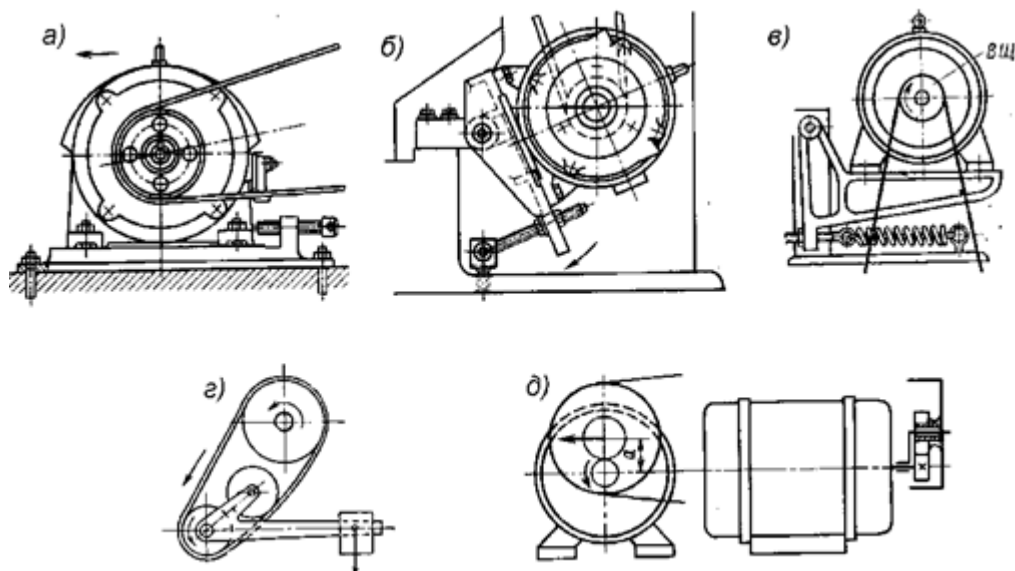


Рис.3.3. Способы предварительного натяжения приводных ремней

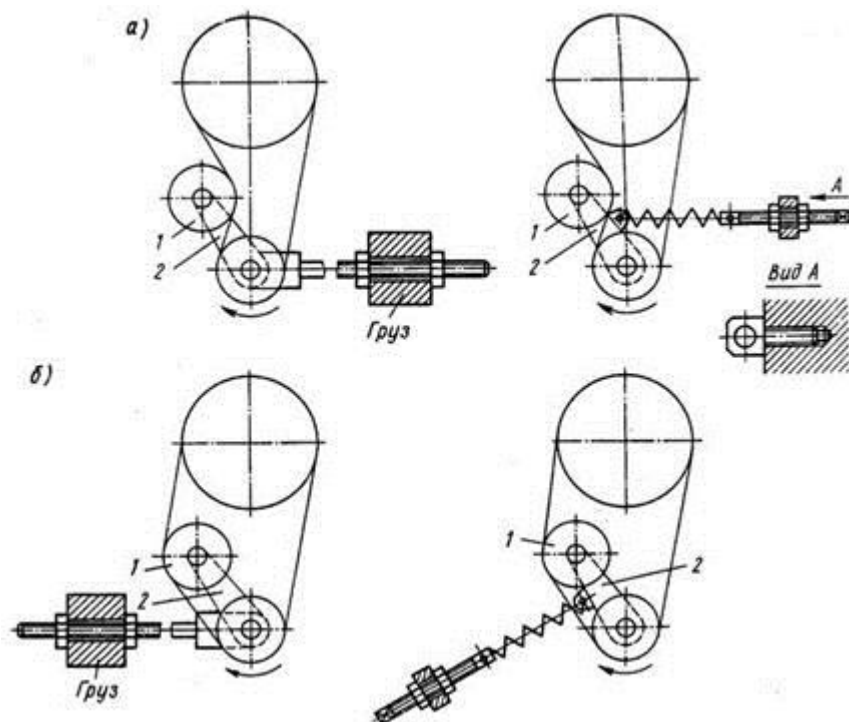


Рис.3.4. Натяжные устройства а) с отклоняющим роликом; б) с оттяжным роликом

Первоначальное натяжение ремня обеспечивают одним из следующих способов:

- периодическим перемещением в процессе эксплуатации ременной передачи одного из её шкивов при помощи передачи “Винт-гайка” (рис. 3.3, а; б);
- автоматическим перемещением одного из шкивов передачи, вызываемым силой тяжести вспомогательных грузов или упругости пружины (рис. 3.3, в);
- перемещением (периодическим или автоматическим, используя дополнительные грузы или пружины) специального натяжного или оттяжного ролика (рис. 3.3, г, рис.3.4, а, б), обычно взаимодействующего с внутренней стороной (что повышает долговечность ремня из-за отсутствия его перегибов в противоположную сторону) ведомой ветви ремня;
- специальными устройствами (рис. 3.3, д), автоматически обеспечивающими в процессе эксплуатации передачи необходимое значение натяжения её ремня в зависимости от конкретного значения внешней нагрузки;

- предварительным упругим растяжением ремня (наименее надежный способ, практически не применяемый в настоящее время).

В ременных передачах со шкивом, расположенным на валу электродвигателя, наибольшее применение получили натяжные устройства, которые предусматривают периодическое (при помощи передачи “Винт-гайка”) перемещение (осуществляемое при профилактических работах, проводимых в процессе эксплуатации передачи) этого шкива вместе с электродвигателем, устанавливаемым в этом случае на салазках (рис. 3.3, а) или поворотной плите (рис. 3.3, б).

В передачах, имеющих шкив, установленный на приводном валу проектируемого изделия, основное применение получили устройства с натяжным роликом (рис. 3.3, г).

Первоначальное усилие натяжения ремня F_0 оказывает значительное влияние на работоспособность фрикционной ременной передачи. Так при заниженном (по сравнению с необходимым) значении усилия F_0 возникает пробуксовка ремня по шкиву, вследствие чего повышается интенсивность изнашивания рабочих поверхностей ремня, снижается КПД передачи, увеличиваются колебания передаточного числа и неравномерность вращения ведомого шкива передачи, а при длительной пробуксовке ремня возможен его перегрев, вызывающий расслаивание ремня и потерю работоспособности передачи. Завышенное значение усилия F_0 резко снижает долговечность ремня, повышает нагрузки, действующие на валы передачи и их подшипники.

В связи с этим контроль величины F_0 для фрикционных ременных передач является весьма актуальным не только при монтаже передачи, но и в процессе её эксплуатации.

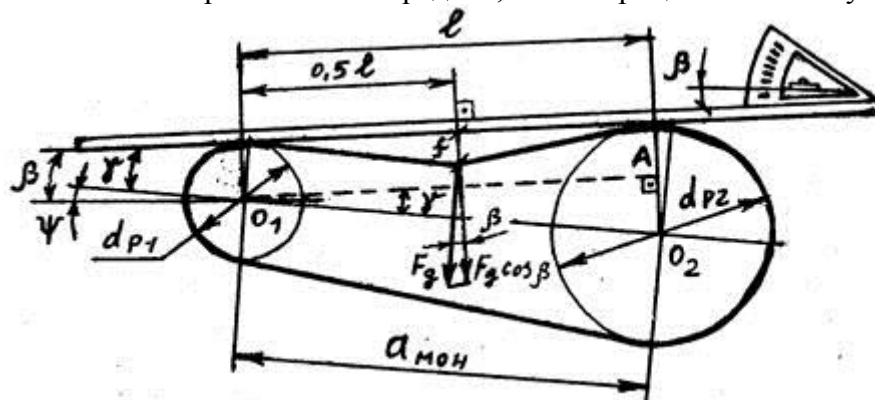


Рис.3.5. Схема контроля величины усилия первоначального натяжения ремня

Обычно первоначальное натяжение ремня контролируют путем подвешивания посередине верхней его ветви небольшого (весом $F_g = 10 \dots 50$ Н, чтобы существенно не изменять натяжение ремня) контрольного грузика и измерения стрелы провисания ветви ремня f под этим грузиком (рис. 3.5).

Измеренное значение стрелы провисания $f_{изм}$ должно отличаться от ее необходимого значения f не более, чем на $\pm 1,0$ мм.

Необходимое значение стрелы провисания ветви ремня f , мм, под контрольным грузом, имеющим вес F_g , находят по следующей зависимости, полученной из разложения сил (рис. 3.5):

$$f = \frac{F_g \cdot a_{мон}}{4F_0} \cos^2 \beta,$$

где $F_g = (10 \dots 15)$ Н — вес контрольного грузика;

$a_{мон}$ — необходимое значение монтажного межосевого расстояния передачи, мм;

β — угол наклона к горизонтали верхней ветви ремня, град;

F_0 — необходимое значение усилия первоначального натяжения ветви ремня, Н.

Необходимое значение монтажного межосевого расстояния передачи $a_{мон}$ определяют исходя из нижеследующих соображений.

При подтягивании ремня винтовым устройством или пружиной необходимое значение упругого удлинения ветви ремня Δl , мм, которое должно быть создано в процессе подтягивания, составляет:

$$l = l_{\text{мон}} - l_{\text{ном}} = K_{\text{в}} \frac{F_0 \cdot l_{\text{ном}}}{EA},$$

где $l_{\text{мон}}$ — длина ветви ремня после его натяжения, мм;

$l_{\text{ном}}$ — длина ветви ремня в исходном состоянии передачи, мм;

$K_{\text{в}} = 1,2 \dots 1,4$ — коэффициент запаса натяжения, учитывающий вытягивание ремня: больший — для новых ремней и меньший — для ремней, уже подвергшихся вытягиванию в процессе их эксплуатации;

F_0 — необходимое значение усилия первоначального натяжения ветви ремня, Н;

E — модуль продольной упругости материала ремня, МПа (для новых кордотканевых ремней $E = 250$ МПа, а для кордошнуровых $E = 500$ МПа; для кордотканевых ремней, уже подвергнутых вытягиванию в процессе их эксплуатации, $E = 400$ МПа, а для кордошнуровых в этом случае принимают $E = 600$ МПа);

A — площадь поперечного сечения ремня, мм².

В свою очередь, из тригонометрических соотношений вспомогательного прямоугольного треугольника O_1AO_2 (рис. 3.4) имеем

$$l_{\text{мон}} = a_{\text{мон}} \cos \varphi; \quad l_{\text{ном}} = a_{\text{ном}} \cos \varphi,$$

где $a_{\text{мон}}$; $a_{\text{ном}}$ — соответственно монтажное и номинальное межосевые расстояния передачи, мм;

φ — угол наклона ветви ремня к линии центров передачи O_1O_2 , град, (рис. 3.4).

С учетом найденных значений получим:

$$a_{\text{мон}} \cos \varphi - a_{\text{ном}} \cos \varphi = K_{\text{в}} \frac{F_0 a_{\text{ном}} \cos \varphi}{EA}.$$

Откуда искомое значение необходимого монтажного межосевого расстояния передачи составит:

$$a_{\text{мон}} = a_{\text{ном}} \left(K_{\text{в}} \frac{F_0}{EA} + 1 \right).$$

Угол наклона к горизонтали верхней ветви ремня β , град, вычисляется по очевидной зависимости (рис. 3.4)

$$\beta = \psi + \varphi$$

где ψ — угол наклона к горизонтали линии центров передачи, град;

φ — угол наклона ветви ремня к линии центров передачи O_1O_2 , град.

Угол наклона ветви ремня к линии центров передачи φ , град, определяют из тригонометрических соотношений вспомогательного прямоугольного треугольника O_1AO_2 (рис. 3.4)

$$\varphi = \arcsin \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2a_{\text{мон}}},$$

где d_{p1} ; d_{p2} — расчётные диаметры соответственно малого и большого шкивов передачи, мм;

$a_{\text{мон}}$ — монтажное межосевое расстояние передачи, мм.

Найденное необходимое значение стрелы провисания верхней ветви ремня f , округлённое до ближайшего меньшего целого числа, должно быть указано в одном из пунктов технических требований, помещаемых на монтажном чертеже передачи, сформулированном по типу: "Натяжение ремней при окончательном монтаже передачи проводить до обеспечения стрелы провисания верхней ветви ремня под грузом, имеющим вес ... Н, в пределах ... $\pm 1,0$ мм".

В **зубчаторемённых** передачах (в отличие от фрикционных) первоначальное натяжение ремня необходимо только для устранения зазоров в зацеплении ремня со шкивами и обеспечения правильного набегания ремня на шкивы. В связи с этим требуемое значение усилия первоначального натяжения зубчатого ремня F_0 значительно ниже, чем для других видов приводных ремней.

Общие сведения

Фрикционная передача — механическая передача, служащая для передачи вращательного движения (или для преобразования вращательного движения в поступательное) между валами с помощью сил трения, возникающих между катками, цилиндрами или конусами, насаженными на валы и прижимаемыми один к другому.

Фрикционные передачи состоят из двух катков (рис.1): ведущего 1 и ведомого 2, которые прижимаются один к другому силой F_r (на рисунке — пружиной), так что сила трения F_t в месте контакта катков достаточна для передаваемой окружной силы F_t .

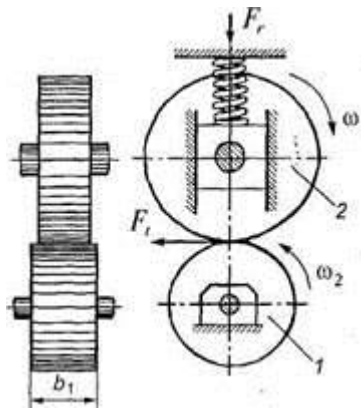


Рис.1. Цилиндрическая фрикционная передача:
1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

На практике применяют два способа прижатия катков: *постоянной силой* и *автоматическое*. Постоянная по значению прижимная сила катков допустима при передаче постоянной нагрузки. При переменной нагрузке прижатие катков должно изменяться автоматически — пропорционально изменению передаваемого вращающего момента. В этом случае снижаются потери на трение, повышается долговечность передачи.

В первом случае сила прижатия, осуществляемая обычно с помощью пружин, в процессе работы изменена быть не может; во втором случае сила прижатия изменяется с изменением нагрузки, что положительно сказывается на качественных характеристиках передачи. Однако применение специальных нажимных устройств (например, шариковое самозатягивающее устройство) усложняет конструкцию.

Один каток к другому может быть прижат:

- предварительно затянутыми пружинами (в передачах, предназначенных для работы при небольших нагрузках);
- гидроцилиндрами (при передаче больших нагрузок);
- собственной массой машины или узла;
- через систему рычагов с помощью перечисленных выше средств;
- центробежной силой (в случае сложного движения катков в плане тарных системах).

Условие работоспособности передачи:

$$F_r \geq F_t \quad (1)$$

Нарушение условия (1) приводит к буксованию и быстрому износу катков. Для того чтобы передать заданное окружное усилие F_t , фрикционные катки надо прижать друг к другу усилием F_r так, чтобы возникающая при этом сила трения F_t была бы больше силы F_t на величину коэффициента запаса сцепления β , который принимают равным $\beta = 1,25 \dots 2,0$.

Значения коэффициента трения между катками в среднем:

- сталь или чугун по коже или ферродо насухо $f = 0,3$;
- то же в масле $f = 0,1$;
- сталь или чугун по стали или чугуну насухо $f = 0,15$;

- то же в масле $f = 0,07$.

Подставив эти значения в уравнение, можно убедиться в том, что усилие прижатия фрикционных катков во много раз превышает передаваемое окружное усилие.

Классификация

Фрикционные передачи классифицируют по следующим признакам:

1. По назначению:

- с нерегулируемым передаточным числом (рис.1-3);
- с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (вариаторы).

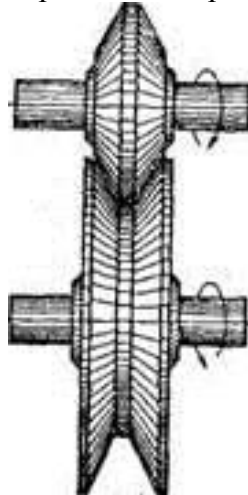


Рис.2. Цилиндрическая фрикционная передача с катками клиноватой формы

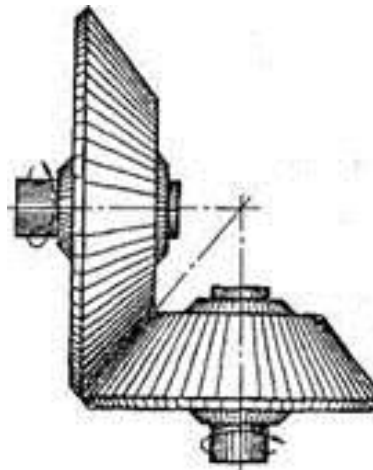


Рис.3. Коническая фрикционная передача

2. По взаимному расположению осей валов:

- цилиндрические или конусные с параллельными осями (рис.1, 2);
- конические с пересекающимися осями (рис.3).

3. В зависимости от условий работы:

- открытые (работают всухую);
- закрытые (работают в масляной ванне).

В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимное усилие катков F_n меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

4. По принципу действия:

- нереверсивные (рис.1-3, 11 и 12);
- реверсивные (рис.10).

5. Различают также передачи с постоянным или автоматическим регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него.

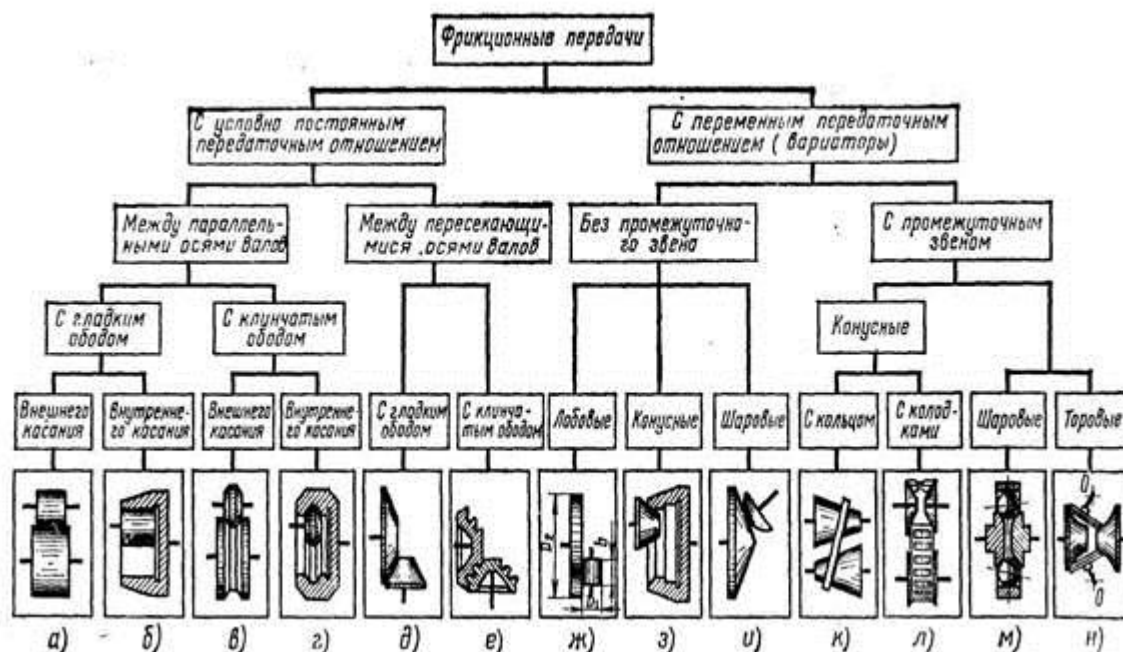


Рис.3.1. Классификация фрикционных передач

Материалы катков фрикционных передач

К материалам трущихся поверхностей катков предъявляют следующие требования: высокие износостойкость, хорошей теплопроводностью, поверхностная прочность, коэффициент трения f (во избежание больших сил сжатия), модуль упругости E (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы), влагостойкость и во время работы не засаливаться. Первые два свойства особенно важны для передач, работающих в сухую. Катки фрикционных передач изготовляют из однородных или разнородных материалов. При этом целесообразно ведомый каток выполнять из более износостойкого материала. Передачи с металлическими рабочими поверхностями катков могут работать в масле или всухую, а с неметаллическими – только всухую.

Применяют следующие сочетания материалов.

1. Для быстроходных закрытых силовых передач - закаленная сталь по закаленной стали (стали ШХ15, 40ХН, 18ХГТ и др.). Такое сочетание обеспечивает наибольшую компактность передачи, но требует более точного изготовления и малых параметров шероховатости поверхностей.

2. Для открытых тихоходных силовых передач - чугун по чугуну (СЧ15; СЧ20; СЧ25 и др.) или чугун по стали. Чаще применяют чугун по стали, что обеспечивает меньший шум при работе передачи.

3. Для малонагруженных открытых передач, не требующих большой долговечности, — текстолит, гетинакс или фибра по стали или по чугуну.

Такое сочетание материалов позволяет уменьшить требования к качеству обработки контактирующих поверхностей, так как они хорошо прирабатываются (рис.4, в).

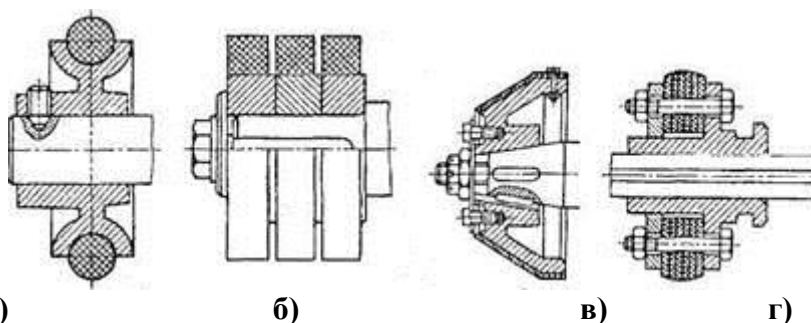


Рис.4. Материалы трущихся поверхностей катков: а, б — резина; в — фибра; г — кожа

4. Для передачи незначительных вращательных моментов - кожа, ре зина, прорезиненная ткань, ферродо, пластмасса по стали или чугуноу. Один из катков изготовляют из стали или чугуна (чаще ведомый), а вто рой покрывают одним из перечисленных неметаллических материалов (рис.4, а, б, в).

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5.

Более надёжны передачи, у которых ведущий каток твёрже, чем ведомый, т.к. тогда при пробуксовке не образуются лыски.

Применяются обрешиненные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха.

Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

Геометрические параметры, кинематические и силовые соотношения во фрикционных передачах

Основные геометрические параметры фрикционной передачи:

D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого катков;

a — межосевое расстояние;

b — ширина катка;

d_1 и d_2 — диаметры валов ведущего и ведомого катков (рис.5). Методика определения диаметров катков D_1 , D_2 и их ширины, как относящихся к параметрам фрикционной передачи, рассмотрена в настоящей главе. Диаметры валов d_1 и d_2 рассчитывают по известным формулам курса «Сопротивление материалов».

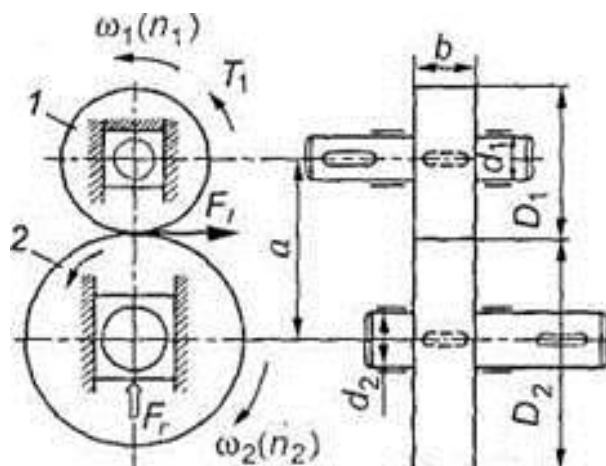


Рис.5. Геометрические параметры фрикционных передач

Передаточное число.

Если допустить, что во фрикционной передаче скольжение отсутствует, то окружные скорости катков по дуг равны, т.е. $v_1=v_2$. Для передачи, пока занной на рис.1:

$$v_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2}; \quad v_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2},$$

Приравнивая правые части равенств, по лучим $\frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{\omega_2 D_2}{2}$ или $\omega_1 D_1 = \omega_2 D_2$. Отсюда

$$\omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1 = u,$$

где u — передаточное число.

В действительности скольжение между катками есть, т. е. $v_1 \neq v_2$. Величина скольжения оценивается коэффициентом скольжения $\varepsilon = \frac{\omega_1^T - \omega_2}{\omega_1^T}$; $\varepsilon=0,005 \div 0,03$ (здесь ω_1^T — теоретическая угловая скорость).

Передаточное отношение цилиндрической фрикционной передачи с учетом скольжения (для практических расчетов)

$$u \approx \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1}. \quad (2)$$

КПД фрикционных передач зависит от следующих потерь:

- связанных с использованием катков, имеющих формы, не позволяющие им перекатываться один по другому без проскальзывания; это отчетливо видно, например, в передаче с клиновыми катками (см. рис.2.2) и лобовой передаче (см. рис.2.11);
- проскальзывания, обусловленного масляной пленкой на рабочих поверхностях и т. д.;
- трения качения, вызванного деформацией поверхностей катков в зоне контакта;
- в подшипниках. Потери в подшипниках зависят от величины нагрузки на валы, которая определяется прижимным усилием F_{η} .

КПД фрикционной передачи определяют по формуле

$$\eta = 1 - \Sigma \psi, \quad (3)$$

где $\Sigma \psi$ — сумма относительных потерь.

Для закрытых фрикционных передач $\eta = 0,88 - 0,93$, для открытых $\eta = 0,68 - 0,86$.

Цилиндрическая фрикционная передача. Устройство, основные геометрические и силовые соотношения

Фрикционную передачу с параллельными осями валов и с рабочими поверхностями цилиндрической формы называют **цилиндрической**. Простейшая фрикционная передача с гладкими катками и постоянным передаточным числом показана на рис.5.

Один вал диаметром d_x устанавливают на неподвижных подшипниках, подшипники другого вала диаметром d_2 — плавающие. Катки 1 и 2 закрепляют на валах с помощью шпонок и прижимают один к другому специальным устройством с силой F_r . Цилиндрические фрикционные передачи с гладкими катками применяют для передачи небольшой мощности (в машиностроении до 10 кВт); эти передачи находят широкое применение в приборостроении. Для одноступенчатых силовых цилиндрических фрикционных передач рекомендуется $u \leq 6$.

В некоторых случаях применяется цилиндрическая **фрикционная передача с катками клинчатой формы** (см. рис.2).

В передачах с клинчатыми катками при данной силе F_r прижатия одного катка к другому нормальные силы между рабочими поверхностями, а следовательно, и силы трения значительно больше, чем в передачах с гладкими катками (тем больше, чем меньше угол клина).

Это позволяет снизить в передачах с клинчатыми катками силу F_r в 2-3 раза.

Число клиновых выступов для катков принимают равным $z = 3 \div 5$ (рис.7). При $z > 5$ условие равномерного прилегания всех рабочих поверхностей таких катков ухудшается.

Цилиндрические фрикционные передачи могут быть выполнены с гладкими, выпуклыми и выпукло-вогнутыми катками (рис. 8, а, б, в). Имеются и другие конструктивные разновидности фрикционных цилиндрических передач.

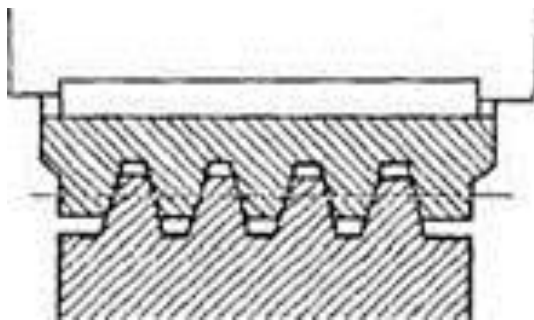


Рис.7. Катки клинчатой передачи



а) б) в)

**Рис.8. Типы катков: а — гладкие катки:
б — выпуклые катки: в — выпукло-вогнутые катки**

Геометрические параметры передачи (см. рис. 5).

Межосевое расстояние

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(1 + u)}{2}, \quad (6)$$

Диаметр ведущего катка

$$D_1 = \frac{2a}{1 + u}, \quad (7)$$

Диаметр ведомого катка

$$D_2 = D_1 u = \frac{2au}{1 + u}, \quad (8)$$

Рабочая ширина обода катка

$$b = a\psi_a, \quad (9)$$

где $\psi_a = 0,2 \div 0,4$ — коэффициент ширины обода катка по межосевому расстоянию.

Для компенсации неточности монтажа на практике ширину малого катка (см. рис.9) принимают, мм:

$$b_1 = b + (5 \div 10). \quad (10)$$

Силы в передаче.

Для обеспечения работоспособности фрикционных передач необходимо прижать катки (см. рис.5) силой нажатия F_r таким образом, чтобы соблюдалось условие (1), т. е.

$$F_r = F_t \cdot f \geq F_t \quad (11)$$

где F_t — максимальная сила трения; F_t — передаваемая окружная сила; f — коэффициент трения (выбирается по табл.1). Отсюда сила нажатия $F_r > F_t/f$ или

$$F_r = \frac{K_c F_t}{f}, \quad (12)$$

где K_c — коэффициент запаса сцепления; вводится для предупреждения пробуксовки от перегрузок в период пуска передачи (для силовых передач $K_c = 1,25 \div 1,5$; для передач приборов $K_c = 3 \div 5$).

По схеме, показанной на рис.5,

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{T_1(1 + u)}{a}, \quad (13)$$

Подставив формулу (13) в формулу (12), определим силу нажатия

$$F_R = \frac{K_c T_1 (1 + u)}{f a}, \quad (14)$$

Большие силы прижатия катков создают значительные радиальные нагрузки на опоры валов и вызывают появление больших контактных напряжений на рабочих поверхностях катков, что делает силовые фрикционные передачи громоздкими, а их нагрузочную способность сравнительно невысокой.

Расчет на прочность цилиндрической фрикционной передачи**Проверочный расчет передач с металлическими катками.**

Критерием работоспособности фрикционных передач является износостойкость рабочих поверхностей тел качения. В процессе работы на поверхности тел качения возникают циклические изменяющиеся контактные напряжения (см. рис. 6, а), которые вызывают усталостное изнашивание поверхностей катков. Подставив в формулу (4) формулу Герца (5) для определения наибольших контактных напряжений и выполнив некоторые преобразования, получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_c (1+u)^3}{b u f}} \leq [\sigma]_H, \quad (15)$$

где a — межосевое расстояние, мм; E_{np} — приведенный модуль упругости, МПа; f — коэффициент трения (см. табл. 1); T_1 — момент на ведущем валу, Нмм; K_c — коэффициент запаса сцепления; $u \geq 1$ — передаточное число; b — рабочая ширина обода катка, мм; $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного материала, МПа (табл. 2).

Таблица 1. Значения коэффициента трения скольжения для различных материалов

Материал контактирующей пары	f
Сталь по стали или по чугуну (со смазочным материалом)	0,04-0,05
Чугун (всухую) по:	
стали или чугуну	0,1-0,18
текстолиту	0,15-0,25
фибре	0,15-0,30
коже	0,20-0,50
прессованной бумаге	0,40-0,50
резине	0,35-0,70
ферродо	0,30-0,35

Таблица 2. Допускаемые контактные напряжения, модуль упругости для катков из различных материалов

Материал	$[\sigma]_H$	E
	МПа	
Закаленная сталь (при хорошем смазывании)	600-800	$2,1 \cdot 10^5$
Серый чугун марок от СЧ 10 до СЧ 30	420—720	$1,1 \cdot 10^5$
Текстолит	80-100	$6 \cdot 10^3$

Проектировочный расчет.

Подставив выражение (9) в формулу (15) и выполнив некоторые преобразования, получим формулу проектировочного расчета для определения межосевого расстояния фрикционной передачи из условия контактной прочности:

$$a = (1+u)^3 \sqrt{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{E_{np} T_1 K_c}{u f \psi_a}}, \quad (16)$$

где ψ_a — коэффициент ширины обода катка по межосевому расстоянию, $\psi_a = \frac{a}{b}$.

Проверочный расчет передач с неметаллическими катками (текстолит, фибра, резина и т. п.).

Для этих передач основным критерием работоспособности является износостойкость. Материал не подчиняется закону Гука.

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий

$$q = \frac{F_r}{b} = \frac{T_1 K_c (1 + u)}{b f a} \leq [q], \quad (17)$$

где T_1 — момент на ведущем катке, Нмм; K_c — коэффициент запаса сцепления (см. табл.1); $u \geq 1$ — передаточное число; b — ширина обода меньшего катка, мм; f — коэффициент трения (см. табл. 1); a — межосевое расстояние, мм; $[q]$ — допускаемая нагрузка на единицу длины контактной линии для менее прочного материала, Н/мм.

Значения $[q]$ для некоторых материалов контактирующих пар (один материал сталь или чугун) следующие:

$[q]$, Н/мм	
Фибра.....	34-39
Резина.....	10—30
Кожа.....	14,5-24,5
Дерево.....	2,4-4,9

Проектировочный расчет.

Подставив в формулу (17) $b = a \cdot \psi_a$ и решив уравнение относительно a , получим формулу проектировочного расчета для определения межосевого расстояния фрикционной передачи из условия износостойкости:

$$a = \sqrt{\frac{T_1 K_c (1 + u)}{[q] f \psi_a}}. \quad (18)$$

Общие сведения

Передачу вращательного движения между параллельными валами, осуществляемую с помощью двух колес — звездочек 1 и 2 и охватывающей их бесконечной цепи 3, называют **цепной передачей** (рис. 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.

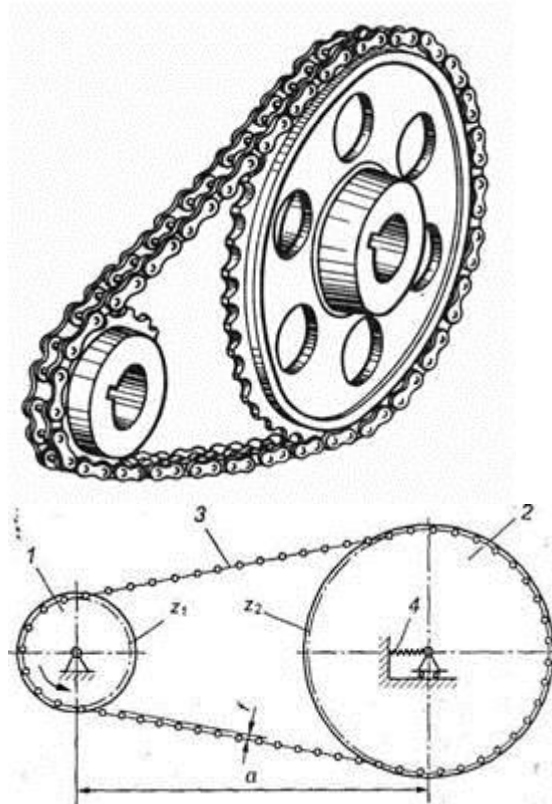


Рис.1. Цепная передача: 1 — ведущая звездочка; 2 — ведомая звездочка; 3 — цепь; 4 — натяжное устройство

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 компенсации 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.2.1).

Их выполняют как понижающими, так и повышающими (например, повышающая передача к заднему колесу велосипеда). В приводах их устанавливают как понижающие, обычно после редуктора.

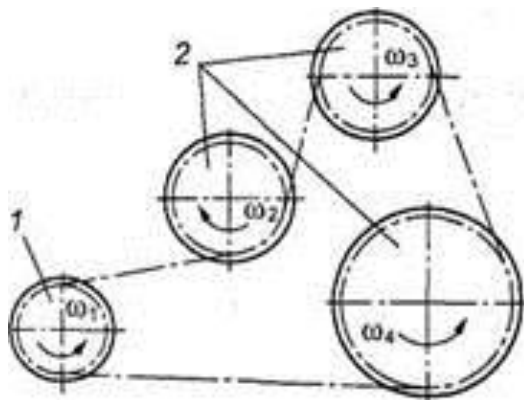


Рис.2.1. Схема многозвенной передачи: 1 — ведущая звездочка; 2 — три ведомых звездочки



Рис.2.2. Многозвенная передача

Классификация

В машиностроении и народном хозяйстве находят применение следующие группы цепей:

грузовые (рис.3.1), 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.

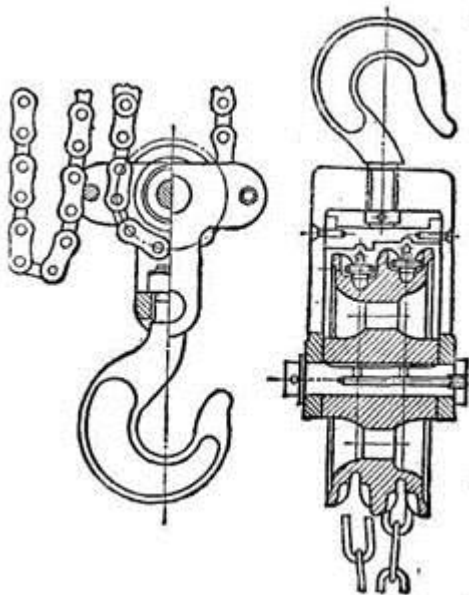


Рис.3.1. Грузовая цепь

тяговые (рис.3.2), применяемые для транспортировки грузов (транспортёры, 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 звёздочками, габариты которых нежестко ограничены.

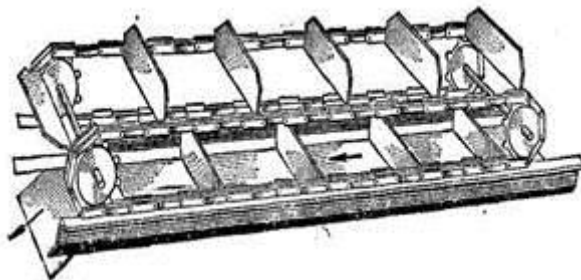


Рис.3.2. Тяговая цепь

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.

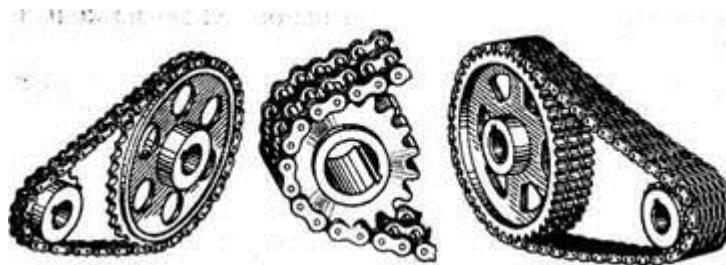
Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

По типу цепей: с роликовыми (рис.4, а); с втулочными (рис.4, б); с зубчатыми (рис.4, в).

По числу рядов роликовые цепи делят на однорядные (см. рис.4, а) и многорядные (например, двухрядные, см. рис.4, б).

По числу ведомых звёздочек: нормальные двухзвенные (см. рис.1, 4, 5); специальные — многозвенные (см. рис. 2, 3).

По расположению звёздочек: горизонтальные (рис.5, а); наклонные (рис.5, б); вертикальные (рис.5, в) (требуется систематическое регулирование межосевого расстояния).



а)

б)

в)

Рис. 4. Типы цепных передач: а — с роликовой цепью; б — с втулочной цепью; в — с зубчатой цепью

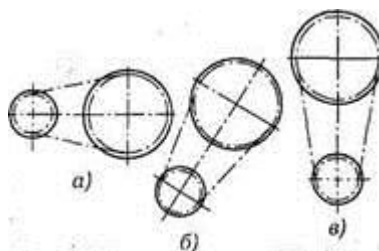


Рис. 5. Виды цепных передач: а — горизонтальная; б — наклонная; в — вертикальная

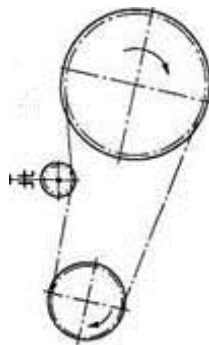


Рис. 6. Цепная передача с натяжным роликом

5. По способу регулирования провисания цепи: с натяжным устройством (см. рис. 1); с натяжной звездочкой (роликом, рис.6).

6. По конструктивному исполнению: открытые (см. рис.3), закрытые (рис.7).

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).

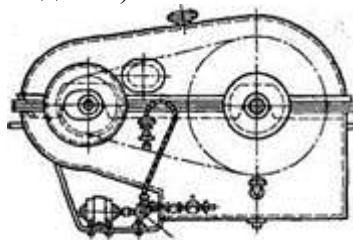


Рис.7. Установка с цепной передачей

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.1). В СНГ приводные цепи стандартизованы и изготавливаются 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)

В России изготавливают следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75* (рис.8.1):

- ПРЛ - роликовые однорядные нормальной точности;
- ПР - роликовые повышенной точности;
- ПРД - роликовые длиннорядные;
- ПВ - втулочные;
- ПРИ - роликовые с изогнутыми пластинами,
- ПРУ - однорядные усиленные;
- ПРИ – с изогнутыми пластинами;
- двух (2ПР)-, трех (3ПР)-и четырехрядные (4ПР),

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834—76* для буровых установок (в бы строходных передачах).

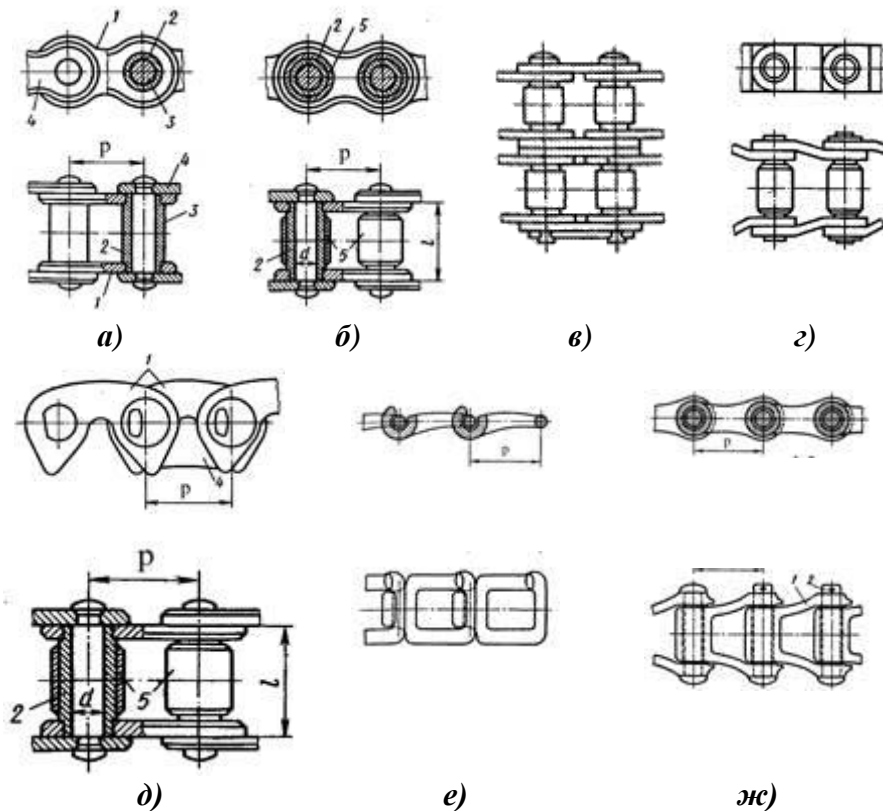


Рис.8.1. Виды приводных цепей: а – втулочная однорядная, б – роликовая однорядная, в – роликовая двухрядная, г – роликовая с изогнутыми пластинами, д – зубчатая, е – фасонозвенная крючковая, ж – фасонозвенная штыревая.

Основные геометрические и кинематические соотношения, КПД передачи

Геометрические параметры передачи (см. рис.15).

1. **Шаг цепи** является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Плавность, долговечность и бесшумность работы цепной передачи в значительной степени зависят от величины шага цепи; чем меньше шаг, тем меньше динамические нагрузки и выше качество работы передачи. Вместе с тем статическая прочность и нагрузочная способность цепей возрастают с увеличением шага, так как увеличиваются размеры деталей, составляющих шарниры цепи. При больших скоростях выбирают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные. Поэтому величина шага цепи ограничивается максимально допускаемым значением угловой скорости малой звездочки.

2. Межосевое расстояние.

Ориентировочно оптимальное межосевое расстояние цепной передачи выбирают в зависимости от шага цепи t , обычно в пределах

$$a \geq (30 \div 50)t \text{ (меньшие значения при малых передаточных числах)} \quad (1)$$

Минимальное межосевое расстояние a_{min} цепной передачи принимают в зависимости от передаточного числа u передачи и условия, что угол обхвата цепью меньшей звездочки составляет не менее 120° , т. е. при $u < 3$:

$$a_{min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \div 50), \quad (2.1)$$

при $u > 3$

$$a_{min} = \frac{9 + u}{20} \cdot (d_{a1} + d_{a2}), \quad (2.2)$$

где d_{a1} , d_{a2} — диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой звездочек.
Максимальное межосевое расстояние $a_{\max} = 80t$.

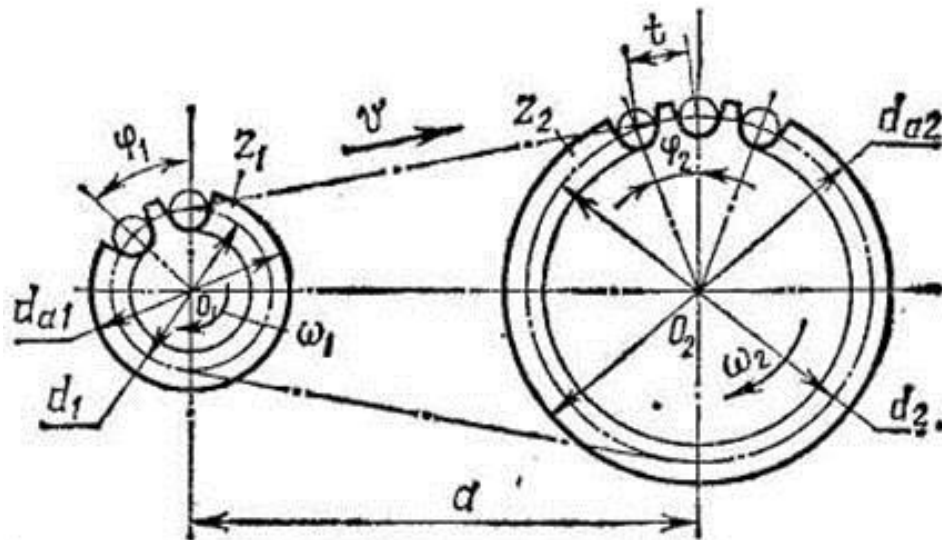


Рис.15. Схема цепной передачи

При известной длине цепи **межосевое расстояние**

$$a = \frac{t}{4} \left[z_{\text{ц}} - \frac{z_1 + z_2}{a} + \sqrt{\left(z_{\text{ц}} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right], \quad (3)$$

где $z_{\text{ц}}$ — длина цепи в шагах (или число звеньев цепи); z_1 , z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

3. **Число звеньев цепи** определяют по приближенной формуле

$$z_{\text{ц}} = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (4)$$

Значение $z_{\text{ц}}$ округляют до целого числа, которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев.

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи. Поэтому расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшить примерно на $(0,002 - 0,004)a$.

4. **Длина цепи** $L = z_{\text{ц}} \cdot t$

5. **Допускаемая величина стрелы провисания**

$$f = (0,002 \div 0,004)a. \quad (5)$$

6. **Делительный диаметр звездочки** где располагаются центры шарниров цепи при зацеплении с зубьями звездочки

$$d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}. \quad (6)$$

7. **Диаметр вершин зубьев:**

для втулочных и роликовых цепей

$$d_a = t \left[\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} + (0,5 \div 0,6) \right]; \quad (7)$$

для зубчатых цепей

$$d_a = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z}.$$

Звенья цепи, находящиеся в зацеплении с зубьями звездочек, располагаются на звездочке в виде сторон многоугольника (рис.15.1), поэтому за один оборот ведущей звездочки цепь перемещается на значение периметра многоугольника, в котором стороны равны шагу цепи p , а число сторон равно числу зубьев z_1 звездочки. Вследствие того, что звенья цепи располагаются вокруг звездочки по сторонам многоугольника, то скорость цепи переменна.

Колебания передаточного отношения передачи, а значит скорости тем больше чем меньше число зубьев на ведущей звездочке. При выполнении рекомендаций по выбору чисел

зубьев звездочек и параметров передачи колебания скорости не превышают 1...2%, поэтому расчеты выполняют по среднему передаточному отношению и средней скорости цепи.

8. Средняя (за оборот) скорость цепи

$$v = \frac{t \cdot z_1 \cdot \omega_1}{2\pi \cdot 1000} = \frac{t \cdot z_2 \cdot \omega_2}{2\pi \cdot 1000}, \quad (8)$$

где t — шаг цепи, мм; z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек; ω_1 и ω_2 — средние угловые скорости ведущей и ведомой звездочек, рад/с.

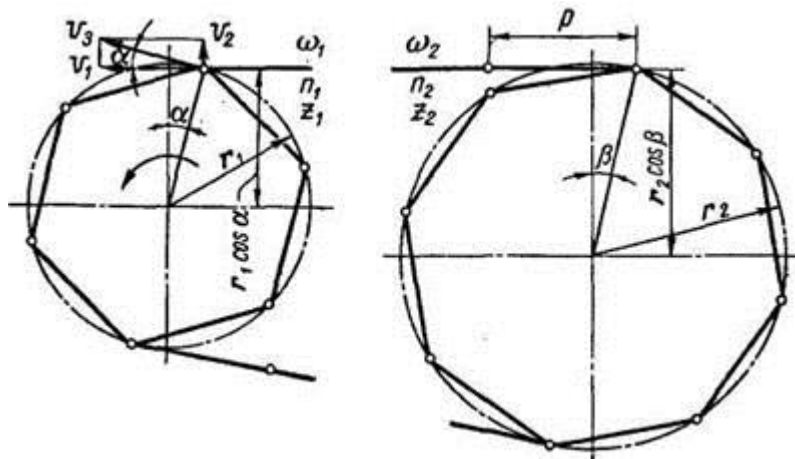


Рис.15.1

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с v до 15 м/с и n до 500 мин⁻¹. **Вбыстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.**

9. **Передаточное отношение.** Из формулы (8) имеем среднее за оборот передаточное отношение

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (9)$$

Распространенные значения u до 6. При больших значениях u становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

Передаточное число цепной передачи меняется в пределах поворота звездочки на один зуб, что заметно при малом числе z . Непостоянство u не превышает 1...2%, но вызывает неравномерность хода передачи и поперечные колебания цепи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для одноступенчатых цепных передач рекомендуется $u \leq 7$ (в отдельных случаях принимают $u \leq 10$).

Из схемы цепной передачи видно, что скорость цепи определяется горизонтальной составляющей v_r окружной скорости v_0 звездочки, причем

$$v_r = v_0 \cdot \cos \gamma, \quad v_b = v_0 \cdot \sin \gamma.$$

Вертикальная составляющая v_b изменяется в пределах $\pm v_0 \cdot \sin 2\pi/z$, что приводит к соударению шарниров цепи о впадины звездочки, поперечным колебаниям цепи и динамическим нагрузкам на всю передачу. Очевидно, что с уменьшением числа зубьев звездочки увеличивается скорость и сила ударов, возрастают колебания передаточного отношения и увеличиваются динамические нагрузки в передаче. Кроме того, с уменьшением числа зубьев звездочки увеличивается угол относительного поворота соседних звеньев, что способствует изнашиванию шарниров. Поэтому числа зубьев малой звездочки ограничивают допускаемыми минимальными значениями.

10. **Числа зубьев звездочек.** Минимальное число зубьев малой звездочки для роликовых и втулочных цепей определяют в зависимости от передаточного числа по эмпирической формуле

$$z_{1\min} = 29 - 2 \cdot u \geq 13.$$

для зубчатых цепей

$$z_{1\min} = 35 - 2 \cdot u.$$

В зависимости от частоты вращения z_{1min} выбирают при высоких частотах вращения $z_{1min}=19...23$; средних $17...19$, а при низких $13...15$. В передачах зубчатыми цепями z_{1min} следует принимать на $20...30\%$ больше.

Число зубьев большой звездочки $z_2 \approx u \cdot z_1$. Следует помнить, что при нечетном числе зубьев хотя бы одной из звездочек и четном числе звеньев цепи изнашивание зубьев и шарниров более равномерно. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

В результате изнашивания шарниров шаг цепи увеличивается и может произойти нарушение работы передачи, когда шарниры будут попадать не во впадину, а на окружность вершины зубьев звездочки, что приводит к соскакиванию или разрыву цепи. Этот процесс резче проявляется на звездочках с большим числом зубьев, поэтому максимальное число зубьев тоже ограничивают: для втулочных и роликовых цепей $z_{2max} \leq 120$; для зубчатых цепей $z_{2max} \leq 140$ (для стандартных передач $z=17...96$).

В цепной передаче

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \neq \frac{z_2}{z_1},$$

т.е. $d_2/d_1 \neq u$.

11. **КПД передачи** зависит от следующих потерь: на трение в шарнирах (и между пластинами смежных звеньев), на трение в подшипниках и потери на взбалтывание (разбрызгивание) масла.

Для повышения КПД цепной передачи желательно улучшить условия смазывания шарниров и подшипников. Это снизит потери и повысит КПД. Средние значения КПД при передаче полной расчетной мощности достаточно точно изготовленных и хорошо смазываемых передач составляют $0,96...0,98$.

Лекция №20 Расчет цепные передачи.

Силы в ветвях цепи

Упрощенная схема передачи сил в цепной передаче аналогична, силовой схеме в ременной передаче.

Окружная сила

$$F_t = 2T/d, \quad (10)$$

где T — вращающий момент на звездочке; d — делительный диаметр ведущей звездочки (см. рис. 12 и 13).

Силы натяжения:

- ведущей ветви цепи работающей передачи (рис. 16)

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v; \quad (11)$$

- ведомой ветви цепи

$$F_2 = F_0 + F_v; \quad (12)$$

- от провисания цепи

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (13)$$

где K_f — коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и величины стрелы провисания цепи f

При $f = (0,01 \div 0,002)a$ для горизонтальных передач $K_f = 6$; для наклонных ($\approx 40^\circ$) — $K_f = 3$; для вертикальных $K_f = 1$

q — масса 1 м цепи, кг (см. табл.1);

a — межосевое расстояние, м; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

- от центробежных сил;

$$F_u = qv^2, \quad (14)$$

где v — средняя скорость цепи в м/с.

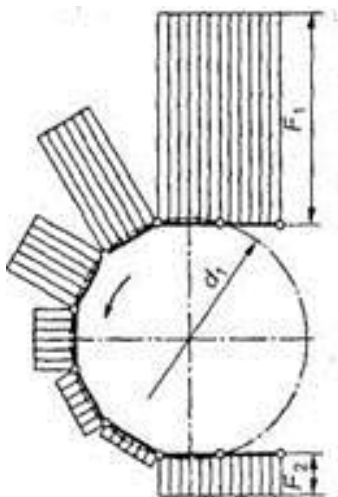


Рис. 16. Силы натяжения в цепной передаче

Нагрузка на валы и опоры. Вал и опора воспринимают силы натяжения от провисания цепи и от окружной силы. Приблизительно

$$F_s = F_t \cdot K_B + 2F_0, \quad (15)$$

где F_s — нагрузка на вал;

K_B — коэффициент нагрузки на вал (табл.3).

Нагрузка на валы и опоры в цепной передаче значительно меньше, чем в ременной передаче.

Таблица 3. Значение коэффициента нагрузки на вал K_6

Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	Характер нагрузки	K_6
0÷40	Спокойная	1,15
	Ударная	1,30
40÷90	Спокойная	1,05
	Ударная	1,15

Методика подбора и проверки цепей с учетом их долговечности

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, нагрузочная способность цепи прямо пропорциональна давлению в шарнирах, а долговечность – обратно пропорциональна.

Расчет цепи на износостойкость шарниров. Среднее давление p в шарнире не должно превышать допускаемого (указанного в табл.1), т. е.

$$p = \frac{F_t K}{m A} \leq [p], \quad (16)$$

где $F_t=2t/d$ — окружная сила, передаваемая цепью; T - вращающий момент; d - диаметр делительной окружности звездочки (если задана мощность P передачи, то $F_t=P/v$, где v – скорость цепи); A — площадь проекции опорной поверхности шарнира, для роликовых и втулочных цепей $A = d^2$; для зубчатых цепей $A = 0,76d^2$; m — число рядов цепи; K — коэффициент эксплуатации;

$$K=K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \quad (17)$$

(значения коэффициентов $K_1 \div K_6$ — см. табл.4).

Значение давления в шарнире должно находиться в пределах $0,6[p] \leq p \leq 1,05[p]$.

Если полученное значение давления в шарнире превышает или значительно меньше допустимого, то, меняя d , T , рядность цепи m или параметры, влияющие на K , добиваются выполнения указанного условия.

Таблица 4. Значение различных коэффициентов при расчете цепи по износостойкости шарниров

Коэффициент	Условия работы	Значение
K_1 — динамичности	При спокойной нагрузке	1,0
	При толчкообразной или переменной нагрузке	1,25-1,5
K_2 — межосевого расстояния	$a < 25t$	1,25
	$a = (30 \div 50)t$	1,0
	$a = (60 \div 80)t$	0,8
K_3 — способа смазывания	Смазывание:	
	непрерывное	0,8
	капельное	1,0
K_4 — наклона линии центров в горизонту	периодическое	1,5
	При наклоне линии центров к горизонту, град.:	
	до 60	1,0
K_5 — режима работы	свыше 60	1,5
	При работе:	
	односменной	1,0
K_6 — способа регулирования натяжения цепи	двухсменной	1,25
	непрерывной	1,5
	При подвижных опорах	1,0
	При оттяжных звездочках	1,1
	При отжимном ролике	1,25

Преобразуем формулу (16):

а) выразим окружную силу через вращающий момент на ведущей звездочке T_1 , шаг цепи t и число зубьев этой звездочки z_1 ;

б) представим площадь опорной поверхности шарнира в виде функции от шага t . После чего получим выражение для определения шага цепи:

для роликовой и втулочной цепей

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{m z_1 [p]}}, \quad (18)$$

для зубчатой цепи с шарниром скольжения

$$t \geq 3,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{\psi_p z_1 [p]}}, \quad (19)$$

где m — число рядов в роликовой или втулочной цепи;

$\psi_p = B/t = 2 \div 8$ — коэффициент ширины зубчатой цепи.

Расчет цепи по разрушающей нагрузке (по запасу прочности). В ответственных случаях выбранную цепь проверяют по коэффициенту запаса прочности

$$s = \frac{F}{\Sigma F_1} \geq [s], \quad (20)$$

где F — разрушающая нагрузка цепи (см. табл.1);

$\Sigma F_1 = F_t \cdot K_B + F_v + F_0$ — суммарная нагрузка в ведущей цепи;

$[s]$ — требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности (выбирают по табл.1).

Долговечность по числу входов в зацепление с обеими звездочками (число ударов) проверяют по формуле

$$U = \frac{z_n}{30 z_{\text{ц}}} = \frac{2v}{L} \leq [U] \quad (21)$$

где $z_{\text{ц}}$ — общее число звеньев цепи; z_n — число зубьев и частота вращения звездочки (ведущей или ведомой); U — действительное число входов звеньев цепи в зацепление за 1 с; v — окружная скорость, м/с; L — длина цепи, м; $[U]$ — допускаемое число входов цепи в зацепление за 1 с (см. табл.1).

Последовательность проекторочного расчета цепных передач.

1. Выбрать тип цепи по ее предполагаемой скорости и из условий работы передачи (роликовая, втулочная, зубчатая).

2. По передаточному числу u выбрать по табл.1 число зубьев малой звездочки z_1 , по формуле (9) определить число зубьев большей звездочки z_2 . Проверить выполнение условия $z_2 < z_{2\text{max}}$.

3. Определить вращающий момент T_x на малой звездочке, по табл.1 выбрать допускаемое давление в шарнирах $[p]$, задать расчетные коэффициенты $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$ и по формуле (17) определить коэффициент эксплуатации K . После чего из условия износостойкости шарниров [см. формулы (18), (19)] определить шаг цепи. Полученное значение шага t округлить до стандартного (см. табл.1).

4. Принятый шаг проверить по допустимой угловой скорости малой звездочки (см. табл.1). При несоблюдении условия $\omega = \omega_{\text{max}}$ увеличить число рядов роликовой (втулочной) цепи или ширину зубчатой цепи.

5. По формуле (8) определить среднюю скорость цепи v и силу F_t , после чего по формуле (16) проверить износостойкость цепи. При несоблюдении условия $p < [p]$ увеличить шаг цепи и расчет повторить.

6. Определить геометрические размеры передачи.

7. Для особо ответственных цепных передач по формуле (20) проверить выбранную цепь по коэффициенту запаса прочности.

8. По формуле (21) проверить передачу по числу ударов за 1 с.

Расчет передачи зубчатой цепью

Шаг цепи t выбирают в зависимости от максимально допустимой частоты вращения n_{1max} меньшей звездочки.

Число зубьев z_1 меньшей звездочки принимают по формуле, при этом учитывают, что с увеличением числа зубьев z_1 давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность цепи соответственно увеличивается.

Диаметры окружностей звездочек:

Делительной

$$d_a = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}; \quad (22)$$

Наружной

$$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}}. \quad (23)$$

Числа зубьев звездочек: $z_1 = 37 - 2u$ (но не меньше 17), $z_2 = z_1$ (но не больше 140):
здесь $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$.

Угол вклинивания цепи $\alpha = 60^\circ$ (см. рис. 13.2).

Двойной угол впадины зуба: $2\beta = \alpha - \varphi$.

Угол заострения зуба: $\gamma = 30^\circ - \varphi$,

где $\varphi = 360^\circ / Z$.

Ширина зубчатого венца звездочки: $B = b + 2S$,

где S – толщина пластины цепи.

Параметры цепной передачи – межосевое расстояние a , длину цепи L — определяют по формулам для роликовых цепей.

Силы, действующие в передаче, определяют так же, как и в случае передачи роликовыми цепями.

Главный параметр зубчатой цепи – ее ширину в мм, определяют по формуле

$$b \geq 10 \frac{PK}{[P_{10}]}. \quad (24)$$

Здесь P – передаваемая мощность, кВт; коэффициент K имеет то же значение, что и в передаче роликовой цепью [см. формулу (17)]; $[P_{10}]$ — мощность, кВт, до пускаемая для передачи зубчатой цепью шириной 10 мм (см. табл. 5). Так как значения P_{10} приведены в таблице в зависимости от шага t и скорости v , а в начале расчета эти величины неизвестны, то приходится выполнять расчет методом последовательных приближений: принимая предварительно ориентировочное значение шага t , находят скорость цепи

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} \text{ м/с}, \quad (25)$$

По этим величинам определяют из табл. 5 значение $[P_{10}]$ и вычисляют по формуле (24) ширину цепи b . Полученный результат округляют до ближайшего большего значения по табл. 2. Оптимальные результаты могут быть получены на основе просчета ряда вариантов на ЭВМ с различными сочетаниями величин t , z_1 , b ; при этом исходные данные (P , n_1 , n_2 , условия монтажа и эксплуатации) не должны, как правило, изменяться.

Таблица 5. Значения $[P_{10}]$, кВт, для приводных зубчатых цепей типа 1 (одностороннего зацепления) условной шириной 10 мм

t , мм	Скорость цепи v , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,35
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Расчет заканчивается определением геометрических параметров передачи, нагрузок, действующих в ней, проверкой коэффициента прочности цепи – аналогично тому, как это из

ложено выше в расчете передачи приводными роликовыми цепями, с тем, однако, отличием, что расчетный коэффициент прочности должен быть не меньше нормативного $[s]$, указанного в табл. 6.

Таблица 6. Нормативный коэффициент запаса прочности $[s]$ приводных зубчатых цепей типа 1 (с односторонним зацеплением)

t , мм	Частота вращения меньшей звездочки n_1 об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	26	30	32	35	40	-

**Передачи винт-гайка. Области применения, виды, используемые материалы.
Скорости и допускаемая напряжения.**

Устройство и назначение передач «винт-гайка»

Во многих приводах машин и оборудования используется преобразование вращательного движения в поступательное. Это относится к таким распространенным приводам, как приводы подач станков и роботов, измерительных машин, сканирующих столиков, регулировки клапанов и задвижек, различных мехатронных устройств и т.д. Требуемые линейные перемещения – от миллиметров до десятков метров, усилия – от единиц ньютонов до тысяч килоньютонов. Допуски на кинематические погрешности могут выражаться единицами микрометров, а требуемая разрешающая способность шагового привода ограничиваться сотыми долями микрометров.

Для преобразования вращательного движения в поступательное наиболее широко используются передачи винт – гайка. Передачи винт – гайка являются изделиями общемашиностроительного применения, и их качество непосредственно сказывается на качестве машин и оборудования, в состав которых они входят.

Передача винт-гайка (рис. 1) состоит из винта 1 и гайки 2, соприкасающихся винтовыми поверхностями.

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное (при больших углах подъема винтовой линии, порядка $\gamma > 12^\circ$). При этом вращение закрепленной от осевых перемещений гайки вызывает поступательное перемещение винта, или вращение закрепленного от осевых перемещений винта приводит к поступательному перемещению гайки. Когда угол подъема больше угла трения, эту передачу можно использовать для преобразования поступательного движения во вращательное.

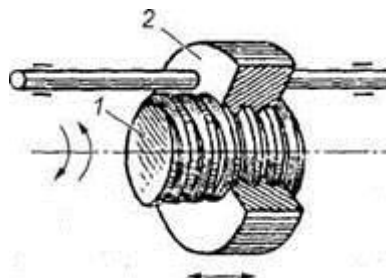


Рис. 1. Передача винт-гайка

Различают два типа передач винт-гайка:

- передачи трения скольжения или винтовые пары трения скольжения (рис. 1-3);
- передачи трения качения или шариковинтовые пары (рис. 4) Ведущим элементом в передаче, как правило, является винт, ведомым - гайка. В передачах винт-гайка качения на винте и в гайке выполнены винтовые канавки (резьба) полукруглого профиля, служащие дорожками качения для шариков.

Конструктивно передача винт-гайка может быть выполнена:

- передачи с вращающимся винтом и ведомой, поступательно перемещающейся гайкой (наиболее распространенное исполнение) (см.рис.1). Такая схема обычно используется в силовых передачах при больших перемещениях (например, роботы, механизмы изменения стреловидности крыла);
- с вращающимся и одновременно поступательно перемещающимся винтом при неподвижной гайке (простые домкраты) (см. рис. 2);

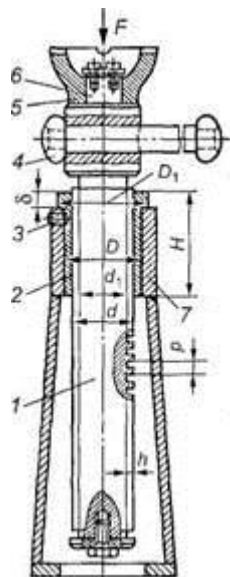


Рис. 2. Винтовой домкрат: 1—винт; 2 — гайка; 3 — стопорный винт; 4 — рукоятка; 5 — чашка домкрата; 6— шип, 7 — корпус

- передачи с вращающейся гайкой и ведомым поступательно перемещающимся винтом. Такие передачи применяются при небольших перемещениях и значительных осевых нагрузках (например, в механизмах управления стабилизаторами летательных аппаратов) (см. рис. 3).

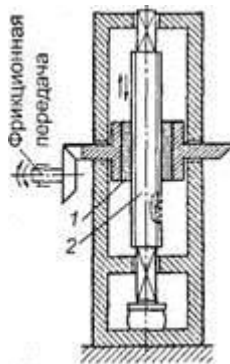


Рис. 3. Передача винт-гайка: 1 — гайка; 2 — винт

- дифференциальная винтовая передача, которая состоит из винта с двумя участками резьбы разных шагов (P_1 и P_2), но одного направления (см.рис.3.3). При вращении винта 1 гайка 2 совершает два поступательных движения: относительно винта 1 и вместе с винтом 1 относительно стойки 3.

Полное поступательное перемещение гайки 2 относительно стойки 3 пропорционально разности шагов ($P_1 - P_2$).

$$S_2 = \frac{\varphi_1 (P_1 - P_2)}{2\pi} \text{ мм.}$$

Следовательно, дифференциальная передача винт-гайка обеспечивает малые линейные перемещения.

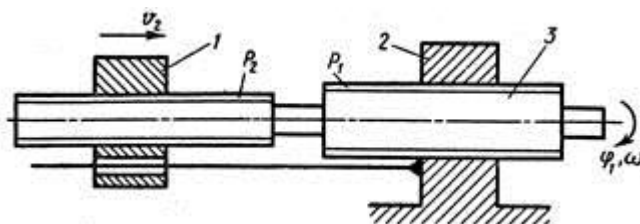


Рис.3.3. Схема винтовой дифференциальной передачи

- интегральная винтовая передача. Она устроена аналогично дифференциальной, но имеет различные направления резьбы на участках винта. Здесь осевое перемещение гайки относительно стойки пропорционально сумме шагов ($P_1 + P_2$).

$$S_2 = \frac{\varphi_1 (P_1 + P_2)}{2\pi} \text{ мм.}$$

При небольшом угле поворота винта интегральная передача обеспечивает увеличение осевого перемещения гайки.

- несоосная винтовая передача (рис.3.4). Она состоит из винта 1, гайки 2, свободно вращающейся в подшипниках 3, нагружение кольца которых установлены в корпусе 4. Корпус 4 в осевом направлении перемещается вместе с гайкой 2.

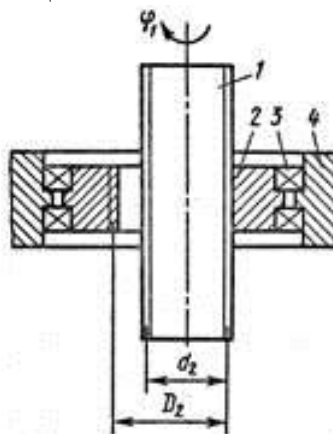


Рис.3.4. Интегральная винтовая передача

В зависимости от назначения передачи винты бывают:

- **грузовые**, применяемые для создания больших осевых сил. При знакопеременной нагрузке имеют трапецидальную резьбу, при большой односторонней нагрузке — упорную. Гайки грузовых винтов цельные. В домкратах (рис. 2) для большего выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема;

- **ходовые**, применяемые для перемещений в механизмах подачи. Для снижения потерь на трение применяют преимущественно трапецеидальную многозаходную резьбу.

- **установочные**, применяемые для точных перемещений и регулировок. Имеют метрическую резьбу. Для обеспечения безлюфтовой передачи гайки делают сдвоенными.

Большое внимание в винтовых передачах, применяемых в металлорежущих станках и приборах, уделяют устранению мертвого хода, возникающего при изменении направления движения. Наличие мертвого хода объясняется зазором в резьбе вследствие неизбежных ошибок при изготовлении и износа в течение эксплуатации. Для устранения мертвого хода винтовые механизмы снабжают специальными устройствами. При этом различают два способа выборки зазора в резьбе - осевое, применяемое для трапецидальных резьб и радиальное смещение гайки - для треугольных резьб. Первый способ достигается установкой двух раздвигаемых гаек, например, пружиной, второй - разрезной гайки, втягиваемой цанговым зажимом.

Основные показатели качества передач винт – гайка как составной части привода:

- а) диапазон выбора передаточного отношения;
- б) предельная частота вращения винта;
- в) статическая грузоподъемность;
- г) динамическая грузоподъемность и долговечность;
- д) приведенный момент инерции;
- е) жесткость;
- ж) кинематическая точность;
- з) силы трения и КПД.

По конструкции винт представляет собой цилиндрический стержень цельной (см. рис.2) или сборной конструкции с резьбой.

Резьба образуется путем нанесения на цилиндрический стержень винтовых канавок с сечением определенного профиля.

По форме профиля резьбы делят на треугольные (рис. 19, а), прямоугольные (рис. 19, б), трапецидальные (рис. 19, в), упорные (рис. 19, г), круглые (рис. 19, д).

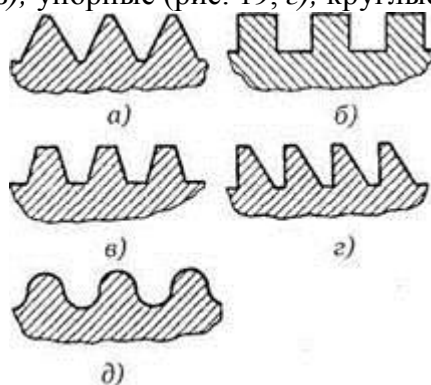


Рис. 19. Профили резьб: а — треугольная; б — прямоугольная; в — трапецидальная; г — упорная; д — с круговым профилем

Винтовая линия образуется, если прямоугольный треугольник AA_1C (рис.20) огибать вокруг прямого кругового цилиндра.

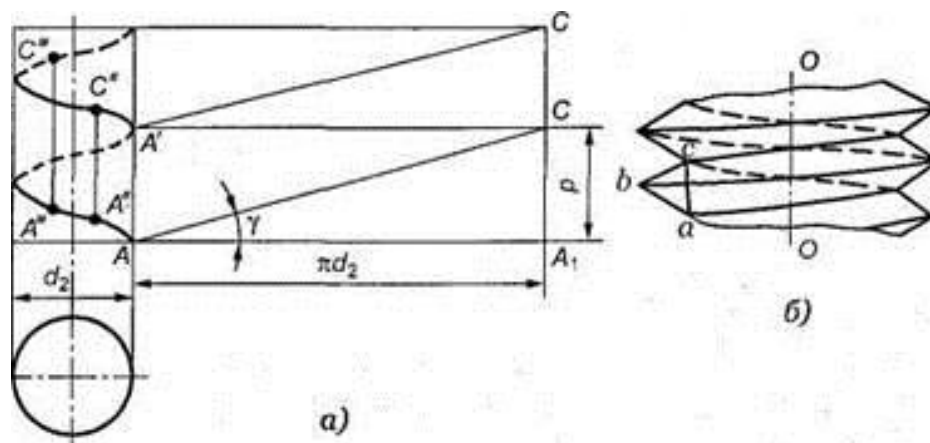


Рис. 20. Схема образования резьбы

Винтовую линию образует навиваемая на цилиндр гипотенуза AC треугольника, при этом один из катетов, совпадающий с плоскостью основания цилиндра по длине, равен длине окружности основания πd_2 , а второй катет — шагу винтовой линии.

На рис. 20, б показана резьба треугольного профиля. При перемещении плоской фигуры, например треугольника abc (см. рис. 20, б), по винтовой линии так, чтобы ее плоскость всегда проходила через ось $O—O$, боковые стороны этой фигуры (ab и bc) описывают поверхность резьбы.

Винтовая линия (и соответственно резьба) может быть правой и левой.

Правая винтовая линия идет слева направо и вверх, левая — справа налево и вверх.

Наиболее распространенной в машиностроении является правая резьба. Угол γ (рис. 20, а), образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы d_2 и плоскостью, перпендикулярной к оси винта, называют углом подъема винтовой линии (резьбы):

$$tgy = \frac{S}{\pi d_2}$$

где S — ход резьбы (рис. 21).

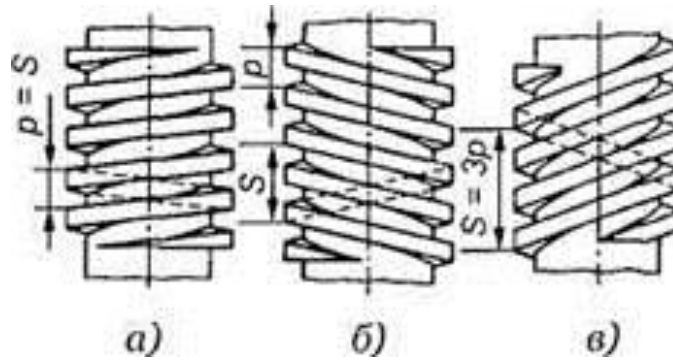


Рис. 21. Виды резьб: *а* — однозаходная; *б* — двухзаходная; *в* — трехзаходная

Длину катета A_1C (см. рис. 20, *а*) обозначают p и называют **шагом винтовой линии**. Если по «параллельным» винтовым линиям перемещаются два или несколько рядом расположенных профиля, то они образуют многозаходную резьбу. По числу заходов резьбы делятся на однозаходную (см. рис. 21, *а*), двухзаходную (см. рис. 21, *б*), трехзаходную (см. рис. 21, *в*) и т. д. Наибольшее распространение имеет однозаходная резьба.

Для однозаходной резьбы $p = S$. Для многозаходной резьбы $S = pz$, где S — ход резьбы; p — шаг резьбы; z — число заходов.

Длинные винты путем свинчивания делают составными (рис. 22). В передаточных (грузовых и ходовых) винтах чаще применяют *трапецеидальную резьбу* со средним шагом. Резьбу с мелким шагом применяют для делительных перемещений повышенной точности, с крупным — при тяжелых условиях работы силовой передачи.

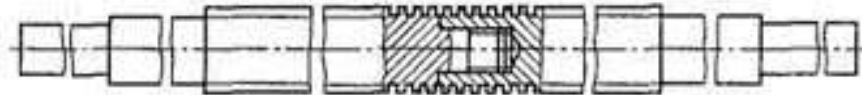


Рис. 22. Составной винт

Наибольшее распространение имеет трапецеидальная резьба со средним шагом. Трапецеидальную резьбу с мелким шагом используют при относительно небольших перемещениях, а с крупным шагом — при тяжелых условиях эксплуатации. Эта резьба обладает высокой прочностью витков, технологична в изготовлении и имеет сравнительно небольшие потери на трение. Трапецеидальная резьба стандартизована (ГОСТ 9484 – 81, ГОСТ 24737 – 91, ГОСТ 24739 – 81).

Для передач с большими односторонними нагрузками (прессы, домкраты, нажимные устройства прокатных станов и др.) применяют упорную резьбу.

Для точных винтов измерительных и делительных механизмов иногда применяют метрическую резьбу мелкого шага.

Реже (для передаточных винтов) применяют прямоугольную резьбу. Прямоугольная резьба не стандартизована и применяется сравнительно редко, ее нельзя фрезеровать, а нарезание на токарном станке менее производительно, чем фрезерование.

В некоторых случаях применяется также резьба круглого профиля (там, где имеется опасность повреждения острых кромок, например, в пожарном оборудовании, в цоколях электрических ламп).

Для шариковых винтовых пар применяют специальные профили резьб, одна из которых показана на рис. 4.

Конструкции винтов должны удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к конструкции валов, т.е. не иметь резких переходов, кольцевых выступов большого диаметра и т. п.

Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару, т.е. быть износостойкими и иметь малый коэффициент трения. Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы.

Слабонапряженные и тихоходные винты не подвергаемые закалке, изготавливают из стали 45, 50 или А45, А50, У10 А. Тяжелонагруженные винты подвергают закалке и изготавливают из сталей 65Г, 40Х, 40ХН с последующей шлифовкой резьбы. Для получения особо твердой поверхности витков применяют азотирование (сталь 18ХСТ, 40 ХФА, 12ХН3А). Азотирование обеспечивает высокую износостойкость и минимальное деформирование при упрочнении, поэтому его рекомендуют применять при изготовлении ходовых винтов станков.

Гайку в большинстве случаев выполняют в форме втулки 2 (рис. 1), иногда с фланцем для ее осевого крепления (см. рис. 2), цельной или разъемной конструкции (например, гайка, состоящая из двух частей, охватывающих ходовой винт в токарно-винторезном станке). В отдельных случаях выполняют гайки более сложных конструкций (с компенсацией износа и т. п.).

Основной причиной выхода из строя передач винт-гайка скольжения является изнашивание гайки (реже винта). Для уменьшения трения и изнашивания резьбы гайки передачи изготавливают из антифрикционных материалов: оловянистых (Бр.ОФ 10-1, Бр.ОЦС 6-6-3) и безоловянистых (Бр.Аж 9-4, АЖ Мц 0-3-1,5) бронз, способных воспринимать большие удельные нагрузки и обладающих хорошими антикоррозионными свойствами и прирабатываемостью. Оловянистые бронзы применяют при окружных скоростях 0,2...0,25 м/с. При меньших скоростях применяют безоловянистые бронзы, которые менее дефицитны, но в паре со сталью имеют более высокий коэффициент трения. При малых скоростях и нагрузках гайки изготавливают из серого (СЧ20, СЧ25) и антифрикционного чугунов АВЧ-1, АКЧ-1 и др. Для уменьшения расхода бронзы гайки делают из двух металлов: корпус гайки — из стали или чугуна; рабочую часть гайки — из бронзы, а иногда из баббита.

В шариковинтовой передаче твердость контактируемых поверхностей резьбы винта и гайки определяет нагрузочную способность и долговечность передачи. Рабочие поверхности закаливают до твердости 60 HRC и выше. Винты изготавливают из сталей: ХВГ и 7ХГ2ВМ с объемной закалкой, 8ХФ с закалкой ТВЧ и 20Х3МВФ с азотированием. Для гаек применяют стали 9ХС, ШХ15 с объемной закалкой и цементируемые стали 18ХГТ, 12ХН3А и др. Твердость поверхности шариков должна быть не ниже 63HRC (при допускаемых контактных напряжениях 2500 ... 3000 МПа).

Силовые соотношения в винтовой паре передачи

Для удобства рассмотрения сил в винтовой паре развернем виток резьбы по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку представим в виде ползуна (рис. 23).

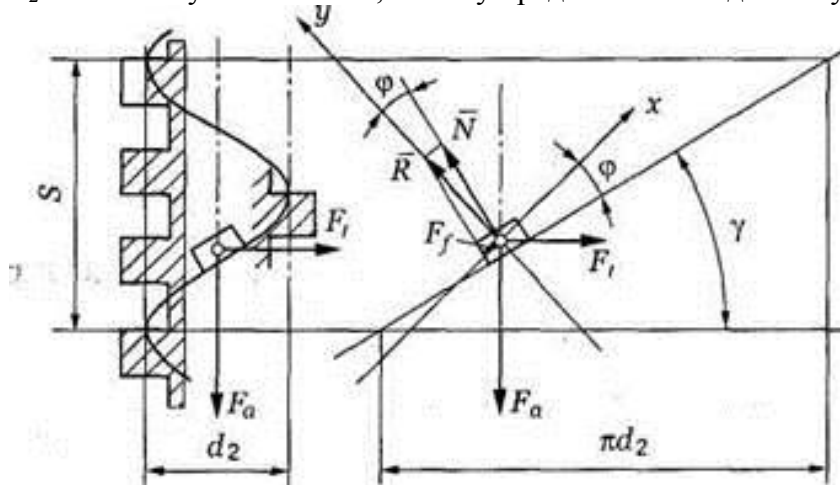


Рис. 23. Силовые соотношения в винтовой передаче

Силы, возникающие в резьбе: F_a — осевая сила; F_t — окружная сила ($F_t = 2T/d_2$; $F_f = fN$, где f — коэффициент трения; N — нормальная реакция).

На рис. 23 R — равнодействующая сил N и F_f , угол φ между векторами сил R и N — угол трения. Зависимость между F_a и F_t найдем из уравнения равновесия гайки под действием сил F_t , F_a , R :

$$\vec{F}_t + \vec{F}_a + \vec{R} = 0,$$

откуда получим соотношение модулей сил

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi). \quad (1)$$

Формула (1) справедлива только для прямоугольной резьбы. Для трапецеидальной или трапецеидальной резьбы

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (2)$$

где $\varphi' = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ — приведенный угол трения; α — угол профиля резьбы.

Самоторможение в передаче «винт-гайка»

В этом случае под действием силы F_a гайка не может поворачиваться (из-за трения) относительно неподвижного винта. Условие самоторможения

$$\gamma \leq \varphi'. \quad (3)$$

По условию (3) проверяют, например, винтовые домкраты (см. рис. 2). Груз не должен опускаться, пока к рукоятке не приложена сила. Резьбы многозаходные для передачи движения (специальные) имеют угол подъема винтовой линии резьбы $\gamma = 8^\circ - 16^\circ$, угол трения $\varphi = 2^\circ - 6^\circ$ (для стального винта и бронзовой гайки) и $\varphi = 4^\circ - 8^\circ$ (для стального винта и чугунной гайки).

Формула (3) определяет условие самоторможения, а именно для самоторможения передачи винт-гайка необходимо, чтобы угол подъема винтовой линии резьбы (γ) был меньше приведенного угла трения φ' .

Определение угла φ' :

$$\varphi = \arctg f \text{ — угол трения;} \quad (4)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \text{ — приведенный угол трения.} \quad (5)$$

Передаточное число передачи винт-гайка условно можно записать

$$u = \frac{C}{S}, \quad (6)$$

где $C = \pi D$ — длина окружности маховичка, с помощью которого осуществляется вращение винта (рис. 24); S — ход винта.

При малом ходе винта и большом диаметре маховика можно получить большое передаточное отношение u .

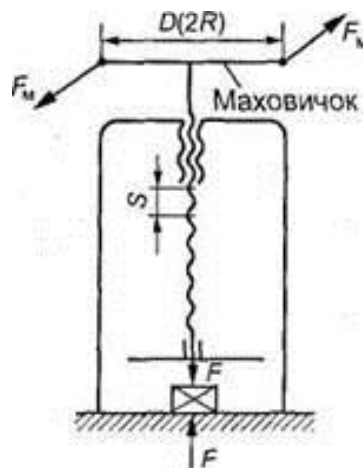


Рис. 24. Кинематическая схема передачи винт-гайка

Проектный расчет передачи «винт-гайка скольжения»

Как показывает опыт, неудовлетворительная работа винтовых передач чаще всего вызывается износом резьбы. Поэтому основным расчетом всех винтовых передач является расчет на износ, в результате которого определяют диаметр винта и высоту гайки. Проверяя среднее давление p в резьбе, полагают, что все витки резьбы нагружены равномерно.

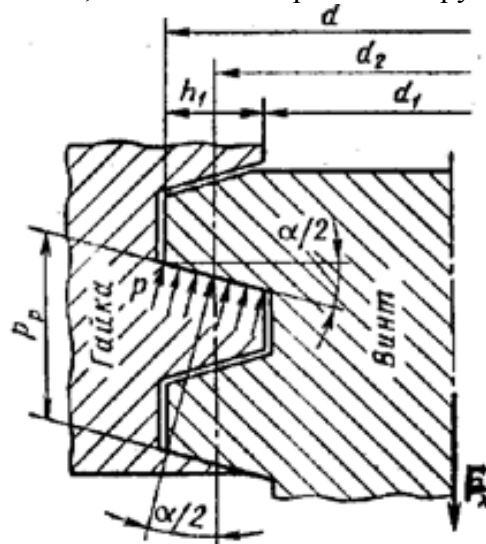


Рис. 25

Тогда (рис. 25)

$$p_{изн} = \frac{F_a}{Az_g} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z_B} \leq [p]_{изн} \quad (7)$$

где F_a — внешняя осевая сила; A — площадь рабочей поверхности витка; d_2 — средний диаметр резьбы; H_1 — рабочая высота профиля резьбы; z_B — число витков в гайке высотой H : $z_B = H/p$ (здесь p — шаг резьбы); $[p]_{изн}$ — допускаемое давление (выбирается по табл. 1).

Таблица 1. Допускаемое давление в резьбе для пары винт-гайка

Материал винтовой пары	$[p]_{изн}$, МПа
Закаленная сталь—бронза	10-12
Незакаленная сталь—бронза	8-10
Закаленная сталь—антифрикционный чугун АЧВ-1, АЧК-1	7-9
Незакаленная сталь—антифрикционный чугун АЧВ-2, АЧК-2	6-7
Незакаленная сталь—чугун СЧ20, СЧ25	5

Примечание:

1) При редкой работе, а также для гаек малой высоты значение $[p]_{изн}$ может быть повышено на 20%.

2) При проектировании нажимных устройств прокатных станков принимают $[p]_{изн} = 15 \dots 20$ МПа.

3) Давление в резьбе винтов, служащих для точных перемещений (делительные цепи станков) должно быть в 2...3 раза меньше, чем в резьбе винтов общего назначения.

Для проектного расчета полученную формулу целесообразно преобразовать, заменив z на H/p , обозначив $\Psi_H = H/d_2$ — коэффициент высоты гайки, $\Psi_h = h/p_p$ — коэффициент высоты резьбы.

Тогда

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \Psi_H \Psi_h [p]_{изн}}} \quad (8)$$

Принимают $\Psi_h = 0,5$ для трапецеидальной и $\Psi_h = 0,75$ для упорной резьбы; $\Psi_H = 1,2 - 2,5$ в зависимости от конструктивных соображений (большие значения для резьб меньших диаметров). Полученное значение d_2 согласуется со стандартом.

По найденному значению среднего диаметра резьбы и соответствующему стандарту находят все остальные параметры резьбы, а затем проверяют прочность витков резьбы гайки на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{\pi D \xi H} \leq [\tau_{ср}], \quad (8.1)$$

где ξ — коэффициент полноты резьбы (трапецеидальная $\xi = 0,65$);

D — номинальный диаметр резьбы;

H — высота гайки;

$[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез, $[\tau_{ср}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$.

После расчета резьбы сильно нагруженные винты, например винты домкратов, проверяют на прочность, принимая $[\sigma] = 0,3 \sigma_T$, и на устойчивость. Потеря устойчивости длинных сжатых винтов может быть также причиной разрушения передачи.

Расчет передачи на износостойкость ведут из условия невыдавливания смазочного материала, предполагая, что вследствие приработки нагрузка по виткам резьбы распределяется равномерно формула (7).

Наружный диаметр гайки D и диаметр борта D_δ принимают конструктивно: $D = 1,5d$; $D_\delta = 1,25D$, где d — наружный диаметр резьбы.

Проверку прочности тела гайки проводят по напряжениям растяжения с учетом кручения

$$\sigma_p = \frac{4F_{расч}}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\sigma]_p \quad (9)$$

где $F_{расч}$ — расчетная сила.

Опорную поверхность борта гайки проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{сн}} = \frac{4F_a}{\pi(D_s^2 - D^2)} \leq [\sigma]_{\text{сн}}, \quad (10)$$

Высоту a борта гайки принимают: $a = 0,25H$.

Длину винта назначают конструктивно в зависимости от требуемой величины перемещения l_0 . Для домкратов обычно $l_0 = (8...12)d$.

Допускаемые напряжения для расчета деталей передачи винт-гайка скольжения принимают по следующим рекомендациям:

- допускаемое давление в резьбе: сталь по чугуна $[p]_{\text{изн}} = 5...6 \text{ Н/мм}^2$; сталь по бронзе $[p]_{\text{изн}} = 8...10 \text{ МПа}$; закаленная сталь по бронзе $[p]_{\text{изн}} = 10...12 \text{ МПа}$. Для винтов домкратов и струблинок, т.е. сравнительно редко работающих механизмов, значения $[p]_{\text{изн}}$ повышают на 30...40%.

- допускаемое напряжение $[\sigma]$ на растяжение или сжатие стальных винтов вычисляют при $[s]_T = 3$;

- допускаемые напряжения для материала гайки: на смятие бронзы и чугуна по чугуна или стали $[\sigma]_{\text{сн}} = 42...55 \text{ МПа}$;

- допускаемые напряжения на растяжение: для бронзы $[\sigma]_p = 34...44 \text{ МПа}$, для чугуна $[\sigma]_p = 20...24 \text{ МПа}$.

Проверка винта на устойчивость

Стержень винта работает на сжатие и имеет большую свободную длину.

Поэтому сжатые винты проверяют расчетом на устойчивость по условию

$$s_y = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma} \geq [s_y], \quad (11)$$

где s_y - расчетный коэффициент запаса устойчивости;

$[s_y]$ - допускаемый коэффициент запаса устойчивости: для грузовых и ходовых винтов принимают $[s_y] = 4...5$;

$\sigma = 4N/(\pi d_s^2)$ — расчетное напряжение сжатия в поперечном сечении винта;

$\sigma_{\text{кр}}$ - критическое напряжение, возникающее в поперечном сечении винта;

N - продольная сила.

За расчетное принимают крайнее положение гайки, когда винт подвергается сжатию на максимальной длине.

В зависимости от метода определения $\sigma_{\text{кр}}$ при расчете на устойчивость винты делятся на три группы:

1-я группа. Винты большой гибкости, для которых должно соблюдаться условие $\lambda > \lambda_{\text{пред}}$, где λ — гибкость винта, зависящая от его приведенной длины и внутреннего диаметра резьбы;

$\lambda_{\text{пред}}$ — предельная гибкость для материала винта, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу пропорциональности (табл. 2).

Таблица 2. Значения $\lambda_{\text{пред}}$, λ_0 , a , b

Марка стали	$\lambda_{\text{пред}}$	λ_0	a , МПа	b , МПа
45	85	60	578	3,75
50	82	50	404	1,23
40ХГ	55	28	100	5,40

Для этой группы винтов критическое напряжение определяют по формуле Эйлера

$$\sigma_{\text{кр}} = \pi^2 E / \lambda^2, \quad (11, a)$$

где E — модуль продольной упругости материала винта.

2-я группа. Винты средней гибкости, для которых должно соблюдаться условие $\lambda_0 < \lambda < \lambda_{\text{пред}}$, где λ_0 — гибкость, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу текучести σ_m (табл.2).

Для этой группы винтов критическое напряжение определяют по формуле Ясинского

$$\sigma_{\text{кр}} = a - b\lambda, \quad (11.6)$$

где a и b — эмпирические коэффициенты, имеющие размерность напряжения и зависящие от материала винта (табл.2).

3-я группа. Винты малой гибкости, для которых соблюдается условие $\lambda < \lambda_0$. Для этой группы винтов принимают $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_m$, т. е. нет надобности в расчете на устойчивость.

Из курса сопротивления материалов известно, что гибкость винта

$$\lambda = \mu l / i, \quad (12)$$

где l — расчетная длина винта. Для винтов, у которых второй опорой служит гайка, l равно расстоянию между опорой и серединой гайки;

$i = 2/d_3 \sqrt{J/\pi}$ — радиус инерции поперечного сечения винта; J — момент инерции поперечного сечения винта:

$$J = \frac{\pi d_3^4}{64} (0,4 + 0,6 \frac{d}{d_3}); \quad (13)$$

μ — коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта: $\mu = 1$ — оба конца опоры шарнирно; $\mu = 2$ — один конец свободен, другой заделан; $\mu = 0,7$ — один конец заделан, другой закреплен шарнирно; $\mu = 0,5$ — оба конца заделаны.

Опоры скольжения при $l/d_1 \leq 2$ и опоры качения с одним подшипником эквивалентны шарнирной опоре; гайки с опорой рассматриваются как заделка. Для винтов, одной из опор которых служит гайка, учитывая наличие зазоров в сопряжении винт-гайка, закрепление в этой опоре считают шарнирным.

Расчет шариковинтовой передачи

Основные геометрические параметры шариковинтовой передачи d_0 — номинальный диаметр резьбы; p — шаг резьбы; d_w — диаметр шарика; α — угол контакта ($\alpha = 45^\circ$); z — число заходов резьбы (обычно $z = 1$); d_3 — внутренний диаметр резьбы винта (по дну впадины):

$$d_3 = d_0 - 1,0212 d_w; \quad (16)$$

d — наружный диаметр резьбы винта:

$$d = d_0 - 0,35 d_w; \quad (17)$$

Чтобы в процессе работы не произошло раскрытия стыка между одной из гаек и корпусом, создают силу F_H (Н) предварительного натяга, равную:

$$F_H = (0,1 \dots 0,2) C_{ar} \text{ при условии } F_H \geq F_a / 4, \quad (18)$$

где C_{ar} — скорректированная динамическая грузоподъемность шариковинтовой передачи, Н [см. ниже формулу (13.15)]; F_a — внешняя осевая сила, Н. Если на передачу, собранную с силой предварительного натяга F_H , со стороны левой гайки действует осевая сила F_a , то осевые силы F_a и F_n , действующие в контакте с винтом соответственно левой и правой гаек, находят по формулам:

$$F_L = F_H (1 + 0,25 F_a / F_H)^2; \quad F_{II} = F_L - F_a \quad (19)$$

За расчетное значение осевой силы F_E в передаче принимают большее из двух: $F_E = F_L$ или $F_E = F_{II}$,

В передачах без предварительного натяга $F_E = F_a$.

В станкостроении шариковинтовые передачи стандартизованы. Для гаек применяют стали 9ХС, ШХ15, 18ХГТ. Винты изготавливают из сталей ХВГ, 8ХФ, 20Х3МВФ. Рабочие поверхности закаливают до твердости $H \geq 61HRC_2$.

Расчет шариковинтовой передачи на прочность

Основными критериями работоспособности для хорошо смазываемых и защищенных от загрязнений передач являются сопротивление рабочих поверхностей контактной усталости и отсутствие у них пластических деформаций.

Подобно подшипникам качения шариковинтовые передачи не конструируют, а подбирают по каталогу. Расчет ведут по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивания рабочих поверхностей) и по статической грузоподъемности для предупреждения пластических деформаций.

В табл. 3 приведены значения базовых динамической C_a и статической C_{0a} грузоподъемностей шариковинтовых передач.

Таблица 3. Шариковинтовые передачи (выборка)

Номинальный диаметр резьбы d_0 , мм	Шаг резьбы p , мм	Диаметр шарика d_w , мм	Базовая грузоподъемность, Н	
			динамическая C_a	статическая C_{0a}
25	5	3	16580	28100
25	10	6	46400	48800
32	5	3	17710	37500
32	10	6	49800	65000

Примечание. 1. Базовая динамическая грузоподъемность C_a представляет собой осевую силу в Н, которую шариковинтовая передача может воспринимать при базовой долговечности, составляющей 10^6 оборотов винта.

2. Базовая статическая грузоподъемность C_{0a} представляет собой статическую осевую силу в Н, которая вызывает общую остаточную пластическую деформацию шарика, канавок винта и гайки, равную 0,0001 диаметра шарика.

Базовая динамическая грузоподъемность соответствует 90%-ной надежности и распространяется на обычно применяемые стали. При отличии свойств материала от обычных, а также при повышенных требованиях к надежности передачи вычисляют значение скорректированной динамической грузоподъемности C_{ar} по формуле:

$$C_{ar} = K_M K_p C_a \quad (20)$$

где K_M — коэффициент, учитывающий качество материала (обычная плавка $K_M=1$, плавка с вакуумной дегазацией $K_M=1,25$, вакуумный переплав $K_M=1,7$); K_p — коэффициент надежности передачи (при 90%-ной надежности $K_p=1$, при 95%-ной $K_p=0,85$, при 97%-ной $K_p=0,75$); C_a — базовая динамическая грузоподъемность шариковинтовой передачи (см. табл. 3). Показателем долговечности шариковинтовых передач служит ресурс, т.е. наработка до предельного состояния (усталостного выкрашивания поверхностей качения), выраженная в миллионах оборотов L или в часах L_h :

$$L = (C_{ar}/F_E)^3, \text{ млн. об.}; \quad (21)$$

$$L_h = 10^6 L / (60n), \text{ ч.}; \quad (22)$$

где C_{ar} — скорректированная динамическая грузоподъемность, Н; F_E — расчетная осевая сила, Н; n — частота вращения винта, мин^{-1} .

Условием пригодности шариковинтовой передачи является:

$$L_h > L'_h \quad (23)$$

где L_h — расчетный ресурс, ч;

L'_h — требуемый ресурс, ч.

Статическая контактная прочность обеспечивается при выполнении условия:

$$F_E < C_{0a}, \quad (24)$$

где F_E — расчетная осевая сила;

C_{0a} — базовая статическая грузоподъемность, Н.

Расчет передачи на устойчивость проводят так же, как для передач винт-гайка скольжения [см. формулы (11) — (13)].

КПД шариковинтовой передачи

Как и в передаче винт-гайка скольжения в шариковинтовой передаче потеря возникают в опорах и в резьбе:

$$\eta_{в.пер} = \eta_{оп} \eta_{в.п.}$$

Опорами винтов являются подшипники качения, поэтому $\eta_{оп} = 0,98$. Главную часть составляют потери в резьбе. Для ведущего винта (вращательное движение винта преобразуется в поступательное перемещение гайки) КПД винтовой пары:

$$\eta_{в.пер} = \frac{K_\eta \operatorname{tg} \Psi}{\operatorname{tg}(\Psi + p)}, \quad (25)$$

$$\text{Здесь } \Psi = \operatorname{arctg}[Pz/(\pi d_0)], \quad (26)$$

$$p = \operatorname{arctg}\left[\frac{f_k}{0,5d_w \sin 45^\circ}\right], \quad (27)$$

где Ψ — угол подъема резьбы; p — приведенный угол трения в резьбе; f_k — коэффициент трения качения (обычно $f_k = 0,01$ мм); K_η — коэффициент КПД передачи: при малой величине силы предварительного натяга ($F_H \leq F_E/3$) $K_\eta = 1$; при большой ($F_H > F_E/3$):

$$K_\eta = K_F / K_R, \quad (28)$$

где $K_F = F_E / F_H$

$$K_R = 1 + 0,65K_F - \frac{(1 + 0,35K_F)\operatorname{tg}(\Psi - \rho)}{\operatorname{tg}(\Psi + \rho)}.$$

Вследствие высокого КПД шариковинтовые передачи характеризуются малыми моментами сопротивления в резьбе (малыми моментами закручивания $T_{зав}$, Нм:

$$T_{зав} = \frac{F_E z p}{2\pi 10^3 \eta_{в.пер}}, \quad (29)$$

здесь F_E — в Н, ρ — мм.

Назначение, конструкция и материалы 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 или 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.1) имеет опоры 2, называемые подшипниками. Часть вала, охватываемую опорой, называют цапфой. Концевые цапфы именуют шипами 3, а промежуточные – шейками 4.

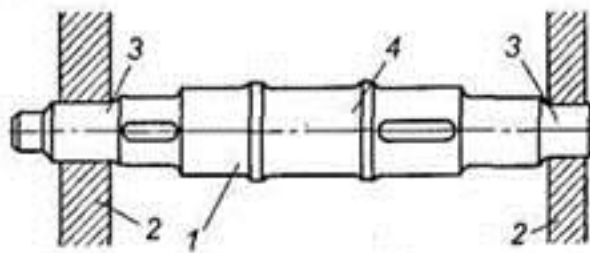


Рис.1. Прямой вал: 1 — вал; 2 — опоры вала; 3 — цапфы; 4 — шейка

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.

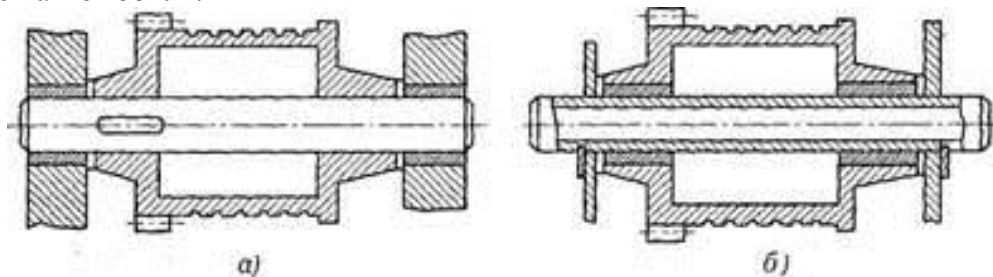


Рис.2. Конструкции осей:

а — вращающаяся ось; б — неподвижная ось

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). Поэтому поломки валов и осей имеют усталостный характер.

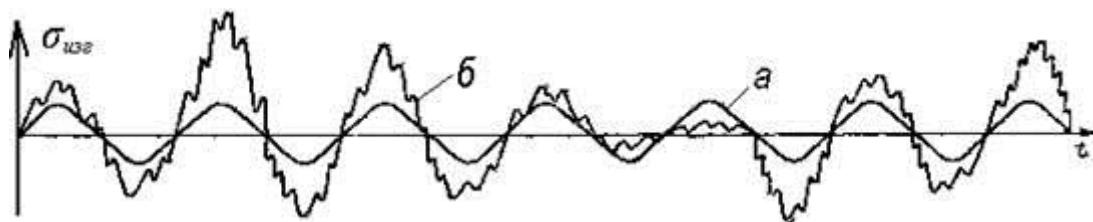


Рис. 3. Колебания изгибных напряжений оси колёсной пары в движении
а — на малой скорости; б — на эксплуатационной скорости

Классификация валов и осей

По назначению валы подразделяют на **передаточные** (рис. 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. 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 настоящей лекции рассматриваются только передаточные валы. Проектирование коренных валов изучается в специальных курсах, например, «Теория, конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания», «Металлорежущие станки» и т.п.

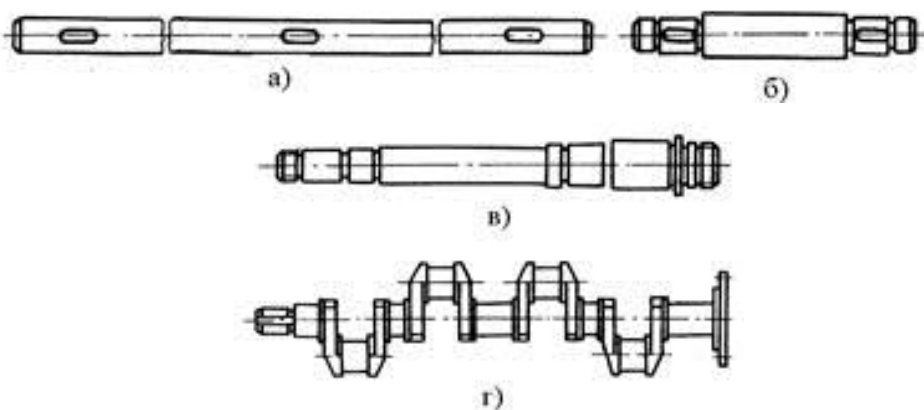


Рис.4. Типы валов: а — гладкий трансмиссионный вал; б — ступенчатый передаточный вал;
в — шпиндель станка; г — коленчатый вал

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 (см. рис. 1); кривошипные (рис.4.1, а); коленчатые (рис.4.1, б); гибкие (рис.4.1, в); телескопические (рис.4.1, г); карданные (рис.4.1, д).

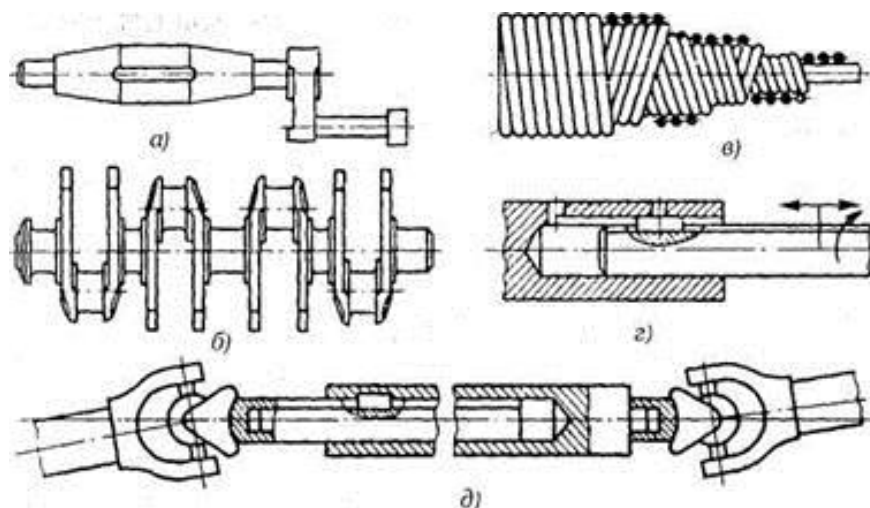


Рис.4.1. Типы валов: а — кривошипный вал; б — коленчатый вал; в — гибкий вал; г — теле скопический вал; д — карданный вал

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, зубоорудные 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 увеличении 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 изготавливают прямыми.

По виду формы осевого сечения различают валы с постоянными по своей длине размерами поперечных сечений (рис. 4, *а*) и ступенчатые (фасонные) валы (рис. 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. 4.2, *а*) и полые (рис. 4.2, *б*) валы с круглым (рис. 4.2, *а, б*) и некруглым (рис. 4.2, *в, г*) поперечным сечением. К некруглым поперечным сечениям относятся и сечения, имеющие шпоночные канавки (рис. 4.2, *д*), шлицы (рис. 4.2, *е*), поперечное отверстие (рис. 4.2, *ж*).

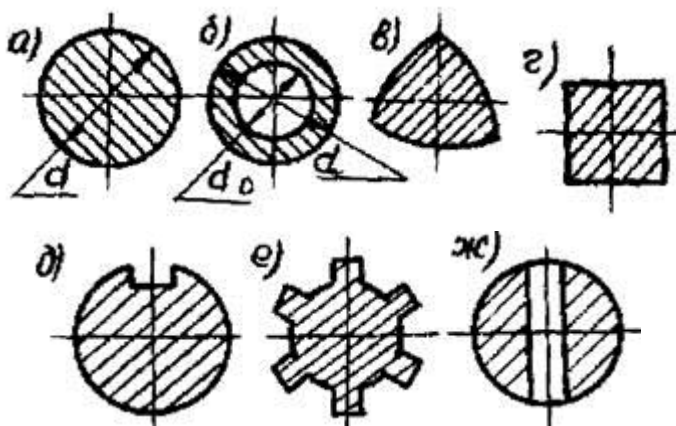


Рис. 4.2. Виды поперечных сечений валов

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 получают 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.

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 (HRC₃ 55...65). Рабочие поверхности шлицов, посадочные поверхности и поверхности цапф шлифуются после термической обработки с целью получения необходимой точности.

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.

Критерии работоспособности и расчет валов и осей

В процессе работы валы и оси испытывают постоянные или переменные по величине и направлению нагрузки. Прочность валов и осей определяется величиной и характером напряжений, возникающих в них под действием нагрузок. Постоянные по величине и направлению нагрузки вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях (и валах) — переменные.

Влияние растягивающих и сжимающих сил незначительно, поэтому, как правило, в расчетах не учитывается.

Методом оценки прочности осей и валов является сравнение расчетных напряжений с допускаемыми по следующим условиям прочности:

$$\sigma_u \leq [\sigma]_u; \tau_k \leq [\tau]_k, \quad (1)$$

где σ_u, τ_k — возникающие (расчетные) напряжения изгиба и кручения в опасном сечении вала, оси; $[\sigma]_u$ и $[\tau]_k$ — допускаемые напряжения на изгиб и на кручение.

На первом этапе (предварительный) при отсутствии данных об изгибающих моментах определяют диаметр вала по известному крутящему моменту из условия прочности по заниженным касательным напряжениям

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

где T — вращающий момент; $[\tau]=12...20$ МПа — допускаемое напряжение на кручение.

Предварительно оценить диаметр проектируемого вала можно, также ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется (валы передают одинаковый момент T). Если

выходной конец ведущего вала соединяется стандартной муфтой с валом электродвигателя, то он должен быть принят близким к диаметру вала электродвигателя.

Полученные значения диаметров вала округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 6636-69.

При составлении расчётной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах (рис.7.2). При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой.

Большинство муфт, вследствие несоосности соединяемых валов, нагружают вал дополнительной силой F_M . Направление силы F_M по отношению к силе F_t может быть любым, которое зависит от случайных неточностей монтажа. В расчетной схеме силу F_M направляют таким образом, чтобы деформация вала была максимальной.

На рис. 7.2 вал нагружен силами: окружной силой F_t , радиальной силой F_r , осевой силой F_a , силой от муфты F_M .

Эти силы действуют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Изобразим их в вертикальной и горизонтальной плоскости и приведем к оси вала.

После приведения сил к оси вала возникают изгибающий момент $m = F_a \frac{d}{2}$ и крутящий момент $T = F_t \frac{d}{2}$. Здесь d - делительный диаметр колеса.

Строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной M_y и горизонтальной плоскости M_x , эпюру суммарных изгибающих моментов M и эпюру крутящих моментов T .

Суммарный изгибающий момент определяется по зависимости

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

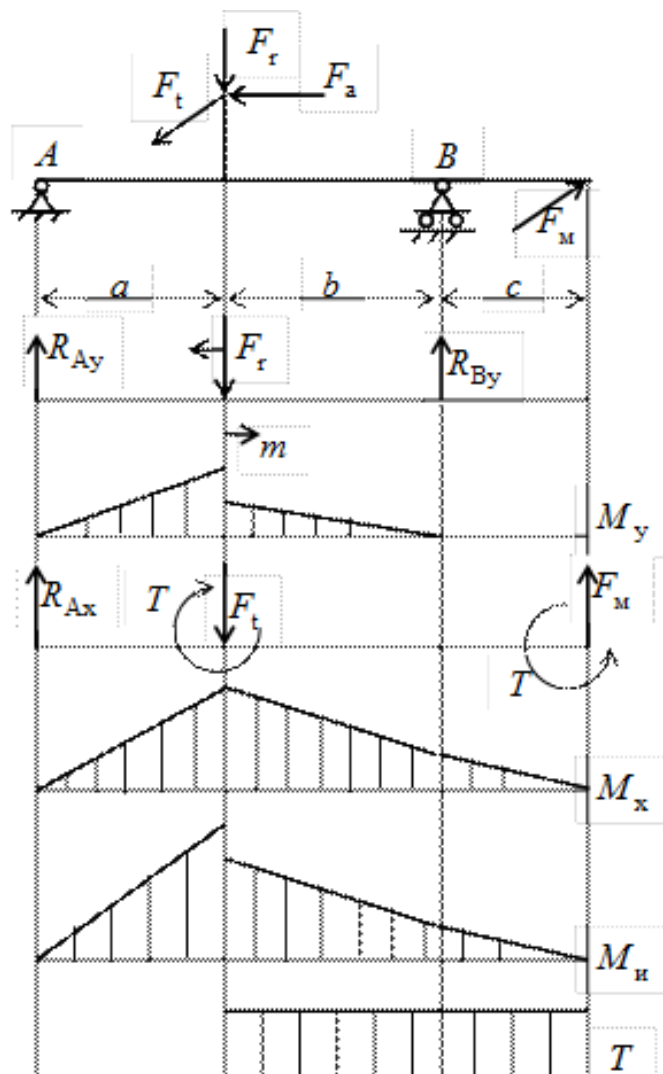


Рис.7.2. Пример расчетной схемы вала

Последовательность проекторочного расчета.

По конструкции узла (рис.9, а) составляют расчетную схему (рис.9, б), определяют силы, действующие на ось, строят эпюры изгибающих моментов; диаметр оси d определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,1[\sigma]_u}}, \quad (3)$$

где M_u — максимальный изгибающий момент; $[\sigma]_u$ — допускаемое напряжение изгиба.
Выбор $[\sigma]_u$.

Во вращающихся осях напряжение изгиба изменяется по симметрично му циклу: для них принимают $[\sigma]_u = [\sigma_{-1}]_u = (0,5 \div 0,6)[\sigma_0]_u$, в неподвижных $[\sigma]_u = [\sigma_0]_u$. Для вращающихся осей из Ст5 $[\sigma]_u = 50 \div 80$ МПа, для невращающихся $[\sigma]_u = 100 \div 160$ МПа (меньшие значения рекомендуется принять при наличии концентраторов напряжений).

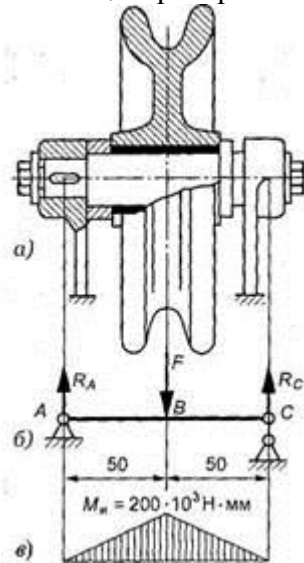


Рис. 9. Расчетная схема оси: а — конструкция; б — расчетная схема; в — эпюра изгибающих моментов

Полученное значение диаметра оси d округляют до ближайшего большего стандартного размера:

16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 23; 24;
25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40;
42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65;
70; 75; 80; 85; 90; 95; 100.

Если ось в расчетном сечении имеет шпоночную канавку, то ее диаметр увеличивают на 10 %.

Проверочный расчет осей на статическую прочность.

Этот расчет производят по формуле

$$\sigma_u = \frac{M_u}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{M_u}{0,1d^3} \leq [\sigma]_u, \quad (4)$$

где σ_u — расчетное напряжение изгиба в опасном сечении оси.

Расчет валов на кручение.

При этом расчете обычно определяют диаметр выходного конца вала или диаметр вала под подшипником (под опорой), который испытывает только кручение.

Исходя из условия прочности (1) выполняют проекторочный расчет

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_k}}, \quad (5)$$

и проверочный расчет

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_\rho} = \frac{M_k}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{M_k}{0,2d^3} \leq [\tau]_k, \quad (6)$$

где d — расчетный диаметр вала; M_k — крутящий момент в опасном сечении вала; τ_k и $[\tau]_k$ — расчетное и допускаемое напряжения кручения в опасном сечении вала (для сталей 45 и Ст5 $[\tau]_k = 25 \div 35$ МПа).

Расчет валов на совместное действие кручения и изгиба.

Большинство валов работают на изгиб и кручение. Кроме этого некоторые участки вала под действием осевых сил могут дополнительно работать на растяжение или сжатие. Однако эти напряжения невелики по сравнению с $[\sigma]_u$ и их обычно не учитывают.

Для расчета вала на сложное сопротивление необходимо знать величины M_u в опасных сечениях. С этой целью по предварительно принятому или рассчитанному диаметру вала намечают местоположение опор и составляют расчетную схему, определяют все силы, действующие на вал, строят эпюры M_u и M_k , намечают опасные сечения, а затем производят расчет вала.

Результирующие опорные реакции R_i и результирующие изгибающие моменты определяют по формулам:

$$R_i = \sqrt{R_x^2 + R_y^2};$$

$$M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}.$$

где R_x, R_y, M_{ux}, M_{uy} — соответственно опорные реакции и изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Участок вала между опорами (под шестерней, колесом и т.п.) рассчитывают на совместное действие кручения и изгиба по эквивалентному моменту $M_{экр}$.

Эквивалентный момент вычисляют обычно по формуле (при расчете по теории максимальных касательных напряжений):

$$M_{экр} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2}, \quad (7)$$

где M_u и M_k — изгибающий и крутящий моменты.

По аналогии с рассмотренными выше случаями расчета выполняют: проекторочный расчет

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экр}}{0,1[\sigma]_u}} \quad (8)$$

и проверочный расчет

$$\sigma_{экр} = \frac{M_{экр}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_u, \quad (9)$$

где $\sigma_{экр}$ — эквивалентное напряжение для расчетного сечения вала.

Получив расчетным путем размеры, с учетом технологии изготовления проектируют конструктивную форму вала.

Приближенный расчет на совместное действие кручения и изгиба для неответственных конструкций валов можно считать основным. Уточненный расчет на выносливость можно не производить, если соблюдается условие

$$\sigma_{экр} = \frac{M_{экр}}{0,1d^3} \leq \frac{\sigma_{-1} \cdot K_d}{[s] \cdot K_\sigma}, \quad (9a)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала при изгибе (симметричный цикл); K_d — масштабный коэффициент; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении; $[s]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности по выносливости.

Уточненный расчет валов (осей) на выносливость

После предварительных расчетов и конструктивного оформления валов (осей) фасонных конструкций, имеющих ряд ступеней, отверстий, канавок кольцевых и шпоночных и т.п., в ответственных случаях производят уточненный (проверочный) расчет валов (осей) на усталостную прочность (на выносливость).

При расчете вращающихся осей и валов на выносливость учитывают все основные факторы, влияющие на усталостную прочность: характер изменения напряжений, статические и усталостные характеристики материалов, изменение предела выносливости вследствие концентрации напряжений и влияние абсолютных размеров осей или валов, состояние поверхности. Для учета всех этих факторов конструкция вала должна быть известна.

Усталостная прочность вала (оси) обеспечена, если соблюдается условие

$$s \geq [s], \quad (13)$$

где s и $[s]$ — фактический (расчетный) и допускаемый коэффициенты запаса прочности для опасного сечения; (обычно $[s] = 1,5 \dots 2,5$; для валов пере дач $[s] > 1,7 \dots 3$).

Для опасных сечений определяют коэффициенты запаса сопротивления усталости и сравнивают их с допускаемыми. При одновременном действии напряжений изгиба и кручения коэффициент запаса сопротивления усталости определяют по формуле

$$S = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 1,5 \dots 2,5 \quad (14)$$

где s_σ — коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям при изгибе

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma}\right) \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (15)$$

s_τ — коэффициент запаса сопротивления усталости по касательным напряжениям при кручении

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau}\right) \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (16)$$

В этих формулах σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости соответственно при изгибе и при кручении при симметричном цикле изменения напряжений. Это характеристики материала, которые выбираются по справочникам или по приближенным формулам:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B,$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1};$$

σ_a и τ_a — амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m и τ_m — средние напряжения циклов соответственно при изгибе и кручении.

При расчете принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу

$$\sigma_a = \sigma_k = \frac{M}{W_k}; \quad \sigma_m = 0; \quad (17)$$

а касательные — по пульсирующему отнулевому циклу

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \frac{T}{W_p} \quad (18)$$

Ψ_σ и Ψ_τ — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений на прочность вала соответственно при изгибе и при кручении. Эти значения зависят от механических характеристик материала.

Коэффициенты Ψ_σ и Ψ_τ выбираются из ряда:

σ_B , МПа	550	750	1000
Ψ_σ	0,05	0,075	0,10
Ψ_τ	0	0,025	0,05

β — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности вала. Его значение выбирают в интервале $\beta = 0,9 \dots 1,0$;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ — масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений, выбираемые интерполированием по данным таблицы 17.

K_d — масштабный фактор, то есть коэффициент, учитывающий влияние размеров сечения вала на прочность (выбирают по справочникам в зависимости от диаметра и марки материала); K_F — фактор шероховатости поверхности (выбирают по справочникам в зависимости шероховатости поверхности и предела прочности σ_B стали);

K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (выбирают по табл.16 в зависимости от вида концентратора в расчетном сечении и σ_B).

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив один из методов поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, дробеструйный наклеп, обкатку роликами и т.п. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более. Чувствительность деталей к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров.

Проверочный расчет осей на усталостную прочность ведут аналогично расчету валов при $M_k = 0$.

Таблица 16. Значения коэффициентов K_σ и K_τ

Размеры		K_σ при σ_B , МПа			K_τ при σ_B , МПа		
t/r	r/d	500	700	900	500	700	900
Для ступенчатого перехода с канавкой							
≤ 1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,30	1,30	1,30
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,35	1,35	1,40
	0,03	1,65	1,70	1,80	1,40	1,45	1,45
	0,05	1,60	1,70	1,80	1,45	1,45	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,40	1,40	1,45
≤ 2	0,01	1,55	1,60	1,65	1,40	1,40	1,45
	0,02	1,80	1,90	2,00	1,55	1,60	1,65
	0,03	1,80	1,95	2,05	1,55	1,60	1,65
	0,05	1,75	1,90	2,00	1,60	1,60	1,65
≤ 3	0,01	1,90	2,00	2,10	1,55	1,60	1,65
	0,02	1,95	2,10	2,20	1,60	1,70	1,75
	0,03	1,95	2,10	2,25	1,65	1,70	1,75
≤ 5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,20	2,30	2,40
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,10	2,15	2,25
Для шпоночных пазов, выполненных фрезой							
Концевой		1,60	1,90	2,15	1,40	1,70	2,00
Дисковой		1,40	1,55	1,70			

Таблица 17. Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Сталь	ε	Диаметр вала, мм					
		20	30	40	50	70	100
Углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Легированная	$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Валы и оси поддерживаются специальными деталями, которые являются опорами. Название "подшипник" происходит от слова "шип" (англ. *shaft*, нем. *zapfen*, голл. *shiffen* – вал). Так раньше называли хвостовики и шейки вала, где, собственно говоря, подшипники и устанавливаются.

Подшипником принято называть часть опоры, непосредственно взаимодействующей с цапфой вала или оси.

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей, воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на корпус машины. При этом вал должен фиксироваться в определенном положении и легко вращаться вокруг заданной оси. Во избежание снижения КПД машины потери в подшипниках должны быть минимальными.

По характеру трения подшипники разделяют на две большие группы:

- подшипники скольжения (трение скольжения);
- подшипники качения (трение качения).

Назначение, типы, область применения, разновидности конструкций подшипников скольжения и подпятников, материалы для их изготовления

Подшипником скольжения называют опору для поддержания вала (или вращающейся оси). В таком подшипнике цапфа вращающегося вала (или оси) проскальзывает по опоре.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения различают:

- радиальные (воспринимают радиальные нагрузки);
- упорные (подпятники) – воспринимают осевые нагрузки;
- радиально-упорные – одновременно воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Радиальные подшипники скольжения (или просто подшипники скольжения) предназначены для восприятия радиальной нагрузки. В таких подшипниках поверхности цапфы вала (или оси) и подшипника находятся в условиях относительного скольжения. При этом возникает трение, которое приводит к изнашиванию пары вал (ось) — подшипник.

Подшипники скольжения применяются ограниченно и лишь в тех областях, где они сохранили свои преимущества, а именно: для весьма быстроходных валов, в режиме работы которых долговечность подшипников качения очень мала; для осей и валов, требующих весьма точной установки; для валов очень большого диаметра (при отсутствии стандартных подшипников качения); когда по условиям сборки подшипник должен быть разъемным; при работе подшипника в воде, агрессивной среде для тихоходных валов неотвественных механизмов и в особых условиях.

Подшипник скольжения должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- а) конструкции и материалы должны быть такими, чтобы потери на трение и износ их и вала были минимальными;
- б) должны быть достаточно жесткими и прочными;
- в) размеры их трущихся поверхностей должны быть достаточными для восприятия действующего на них давления;
- г) сборка, установка и обслуживание должны быть простыми.

Для уменьшения трения и нагрева, повышения КПД подшипники смазывают.

Подшипники качения. Общие сведения. Классификация и область применения

Подшипники качения, как и подшипники скольжения, предназначены для поддержания вращающихся осей и валов.

Подшипники качения – это опоры вращающихся или качающихся деталей, использующие элементы качения (шарики или ролики) и работающие на основе трения качения.

Электродвигатели, подъемно-транспортные и сельскохозяйственные машины, летательные аппараты, локомотивы, вагоны, металлорежущие станки, зубчатые редукторы и

многие другие механизмы и машины в настоящее время немыслимы без подшипников качения. В настоящее время подшипники качения являются основным видом опор в машиностроении. Это самые массовые стандартизованные изделия в мире. Их изготавливают на специализированных подшипниковых заводах с наружным диаметром 1,0... 2600 мм и массой 0,5 г... 3500 кг. Самый большой подшипник качения имеет наружный диаметр – 14 м, внутренний – 12 м и массу – 130 тонн. Отечественная промышленность производит свыше 15 тыс. типоразмеров подшипников с внутренними посадочными диаметрами от 0,5 мм до 2 м и более общим количеством до миллиарда штук ежегодно.

Подшипник качения имеет, как правило, более сложную конструкцию в сравнении с подшипником скольжения и, в подавляющем большинстве случаев, является готовым (то есть изготовленным на специализированном предприятии) изделием, устанавливаемым в механизм или машину без какой-либо дополнительной доработки.

Подшипники качения состоят из двух колец — внутреннего 1 и наружного 3, имеющих дорожки качения, тел качения 2 (шариков, роликов или иголок) и сепаратора 4, разделяющего тела качения (рис. 16, а). Однако при необходимости снижения радиальных габаритов подшипниковых узлов одно или оба кольца подшипников, а также сепаратор могут отсутствовать. В этом случае тела качения катятся непосредственно по канавкам (дорожкам качения) вала или корпуса. В зависимости от формы тел качения различают подшипники шариковые (рис. 16, б, в, ж, и) и роликовые (рис. 16, г, з, е, з, к). Разновидностью роликовых подшипников являются игольчатые подшипники (рис. 16, д).

Основными элементами подшипников качения являются тела качения — шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые сепаратором на определенном расстоянии друг от друга.

Роликовые тела качения бывают короткие $l/d = 1 \dots 1,25$, длинные $l/d = 2 \dots 2,5$, игольчатые $l/d = 10 \dots 20$.

Внутреннее кольцо устанавливают на валу (оси), а наружное - в корпусе. Таким образом, цапфа вала и корпус разделяются телами качения. Это позволяет заменить трение скольжения трением качения и существенно снизить коэффициент трения. Основные стандартные размеры подшипника: d и D - внутренний и наружный диаметры; B - ширина колец.

Размеры подшипника - внутренний d и наружный D диаметры, ширина B (высота H) и радиусы r фасок колец - установлены ГОСТ 3478-79. Подшипники качения в диапазоне внутренних диаметров 3...10 мм стандартизованы через 1 мм, до 20 мм – через 2...3 мм, до 110 мм – через 5 мм.

Подшипниковые узлы, кроме подшипников качения, имеют корпус с крышками, устройства для крепления колец, защитные и смазочные устройства.

Материалы подшипников качения.

Материалы подшипников качения назначаются с учётом высоких требований к твёрдости и износостойкости колец и тел качения. Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А. Твёрдость колец и роликов обычно $HRC\ 60 \dots 65$, а у шариков немного больше – $HRC\ 62 \dots 66$, поскольку площадь контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс. Сепараторы высокоскоростных подшипников называют **массивными** и выполняют из текстолита, фторпласта, латуни, бронзы с предпочтительным центрированием их по наружному кольцу ПК.

Классификация подшипников качения.

Выпускаемые в СНГ подшипники качения классифицируют по направлению воспринимаемой нагрузки, в соответствии с ГОСТ 3395-75 — радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

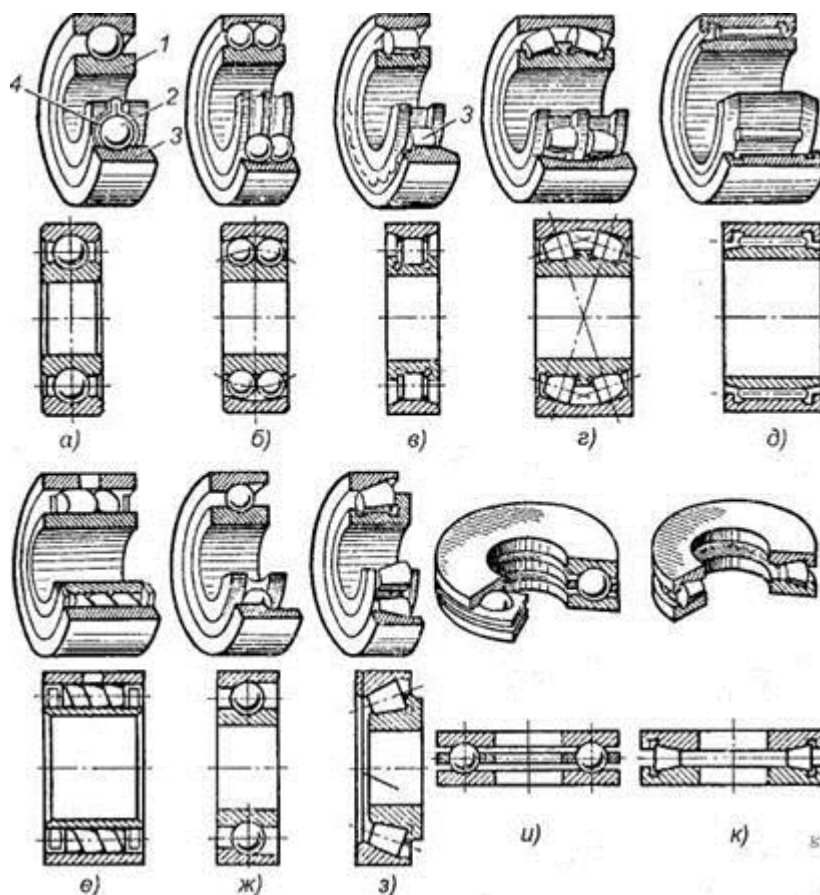


Рис. 16. Подшипники качения: а, б, в, г, д, е — радиальные подшипники; ж, з — радиально-упорные подшипники; и, к — упорные подшипники; 1 — внутреннее кольцо; 2 — тело качения; 3 — наружное кольцо; 4 — сепаратор

Радиальные подшипники (см. рис. 16, а-е) воспринимают (в основном) радиальную нагрузку, т. е. нагрузку, направленную перпендикулярно к геометрической оси вала.

Упорные подшипники (см. рис. 16, и, к) воспринимают только осевую нагрузку.

Радиально-упорные (см. рис. 16, ж, з) и упорно-радиальные подшипники могут одновременно воспринимать как радиальную, так и осевую нагрузку. При этом упорно-радиальные подшипники предназначены для преобладающей осевой нагрузки.

В зависимости от соотношения радиальных габаритных размеров (рис.16.1) наружного и внутреннего диаметров подшипники делят на серии (7 серии, при $d = \text{const}$, $D - \text{var}$): сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю, тяжелую, легкую широкую, среднюю широкую. Основное распространение имеют легкие и средние узкие серии.

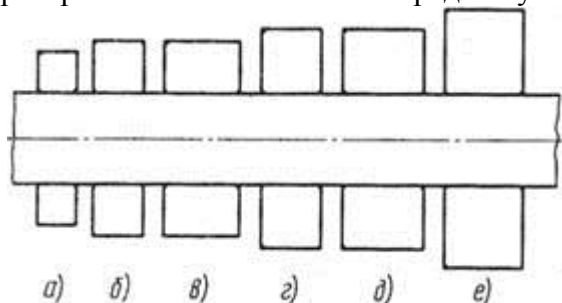


Рис. 16.1. Размерные серии подшипников качения: а- особо легкая; б –легкая; в – легкая широкая; г- средняя; д – средняя широкая; е -тяжелая

по ширине (5 серии, при d и $D = \text{const}$, $B(T) - \text{var}$): особоузкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

В зависимости от серии при одном и том же внутреннем диаметре кольца подшипника наружный диаметр кольца и его ширина изменяются.

Точность подшипников качения определяется:

- а) точностью основных размеров;
- б) точностью вращения.

Точность основных размеров определяется отклонениями размеров внутреннего и наружного диаметров и ширины кольца. Отклонения размеров диаметров определяет характер посадки.

Точность вращения характеризуется радиальным и боковым биением дорожки качения. В РФ подшипники качения выпускаются следующих классов в порядке возрастания точности:

По классам точности подшипники различают следующим образом (по ГОСТ 520-89):

- "0" – нормального класса (радиальное биение внутреннего кольца 20 мкм);
- "6" – повышенной точности (радиальное биение внутреннего кольца 10 мкм);
- "5" – высокой точности (радиальное биение внутреннего кольца 5 мкм);
- "4" – особовысокой точности (радиальное биение внутреннего кольца 3 мкм);
- "2" – сверхвысокой точности (радиальное биение внутреннего кольца 2,5 мкм);
- 8 и 7 – грубые ниже 0;
- 6X – только для роликовых конических подшипников.

Лекция №25

Расчет подшипники скольжения. Конструкции подшипники скольжения и трения.

Конструкции подшипников скольжения

Подшипники скольжения составляют из корпуса; вкладышей, поддерживающих вал; смазывающих и защитных устройств.

Форма рабочей поверхности подшипника скольжения так же, как и форма цапфы вала, может быть цилиндрической, плоской, конической или шаровой. Большинство радиальных подшипников может воспринимать также и небольшие осевые нагрузки (фиксируют вал в осевом направлении). Для этого вал изготавливают ступенчатым с галтелями, а кромки подшипников закругляются. Подшипники с конической поверхностью применяются редко. Их используют при небольших нагрузках в тех случаях, когда необходимо систематически устранять зазор от износа подшипника. Также редко встречаются и шаровые подшипники. Они допускают перекося оси вала, т.е. обладают свойством самоустанавливаться.

Корпус подшипника может быть отдельной, литой или сварной деталью, выполненной цельной или разъемной.

Подшипники бывают неразъемные и разъемные:

Неразъемные подшипники могут быть выполнены за одно целое со станиной (рис. 1) или в виде втулки 1, установленной в корпус подшипника 2 (рис. 2).

В первом случае станину 1, а во втором — втулку 1 изготавливают из материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами: антифрикционного чугуна; бронзы оловянной; латуни; баббитов; алюминиевых сплавов; порошковых материалов; текстолита; капрона; специально обработанного дерева; резины (при смазывании водой); графита (в виде порошка, из которого прессуют вкладыши) и др.

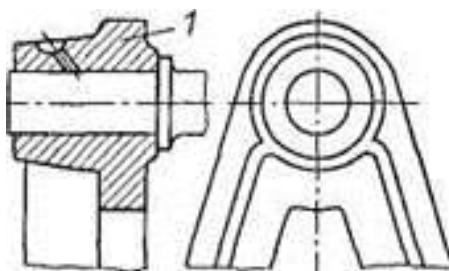


Рис. 1. Неразъемный подшипник скольжения: 1 — станина

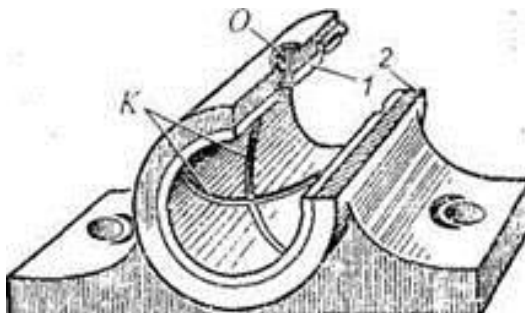


Рис.2. Неразъемный подшипник скольжения: 1 — втулка; 2 — корпус

Корпуса подшипников можно изготовлять из чугуна или стали литыми или сварными. Конструкции (конфигурации) корпусов подшипников могут быть самыми разнообразными (рис. 2; рис. 3).

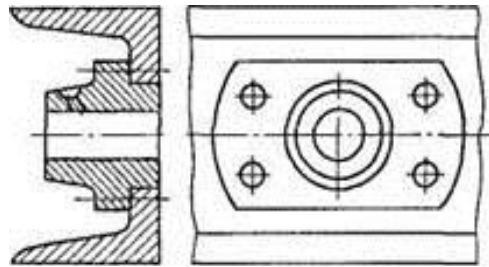


Рис. 3. Неразъемный подшипник скольжения

Неразъемные подшипники делятся по ГОСТу на узкие (рис.3.1,а), широкие (рис.3.1,б), фланцевые (рис.3.1,в, г) и гнездовые (рис.3.1,д).

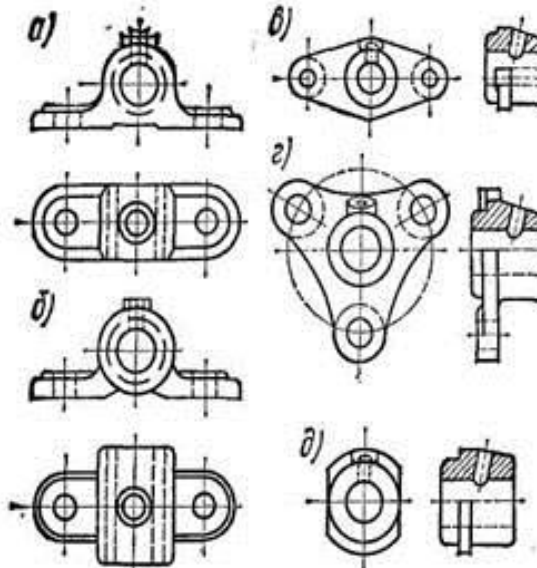


Рис.3.1.

Разъемный подшипник (рис.4) отличается от неразъемного тем, что в нем втулка заменена вкладышами 2 и 3, корпус подшипника разъемный и состоит из собственно корпуса 7 и крышки 4, соединенных болтами или шпильками 5. Вкладыши применяют для того, чтобы не выполнять весь корпус подшипника из дорогого антифрикционного материала и для облегчения ремонта. Вкладыши устанавливают в корпус с натягом и предохраняются от проворачивания установочными штифтами. Износ рабочей поверхности вкладыша компенсируется поджатием крышки к верхней половине вкладыша.

Вкладыши изготовляют из антифрикционных материалов или двух металлов (тело вкладыша из стали, а рабочую часть толщиной 1-3 мм заливают баббитом или свинцовой бронзой). Во внутренней полости вкладышей делают канавку 1 (рис.5), в которую через отверстие 2 подводят смазочный материал.

Материал вкладышей выбирают с учетом условий работы, назначения и конструкции опор, а также стоимости и дефицитности материала и должен иметь:

1) малый коэффициент трения и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия режима жидкостного трения (пуски, торможение и т. п.);

2) достаточную износостойкость наряду со способностью к приработке. Износостойкость вкладыша должна быть ниже износо стойкости цапфы, так как замена вала обходится значительно дороже, чем замена вкладыша;

3) достаточно высокие механические характеристики и особенно высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок.

При невысоких скоростях скольжения ($v_s \leq 5$ м/с) применяют чугуны. Чугун обладает хорошими антифрикционными свойствами благодаря включениям свободного графита, но прирабатывается хуже, чем бронзы, имеет высокую хрупкость и высокую стоимость.

При значительных нагрузках (p до 15 МПа) и средних скоростях скольжения (v_s до 10 м/с) широко используют бронзу. Бронзы оловянные, свинцовые, кремниевые, алюминиевые и прочие обладают достаточно высокими механическими характеристиками, но сравнительно плохо прирабатываются и способствуют окислению масла. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы.

Баббиты разных марок применяют для подшипников скольжения, работающих в тяжелых условиях; баббиты хорошо прирабатываются, стойки против заедания, мало изнашивают вал, не окисляет масло, но имеют невысокую прочность и низкую температуру плавления и поэтому их используют для заливки чугунных и бронзовых вкладышей. Лучшими являются высокооловянные баббиты Б88, Б83.

Металлокерамические вкладыши вследствие пористости пропитываются маслом и могут длительное время работать без подвода смазки. Из неметаллических материалов для вкладышей применяют текстолит, капрон, нейлон, резину, дерево и др. Неметаллические материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать без смазки или с водяной смазкой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, пищевых машин и т.п.

В целях повышения прочности подшипников, в особенности при переменных и ударных нагрузках, применяют так называемые биметаллические вкладыши, у которых на стальную основу наплавляют тонкий слой антифрикционного материала — бронзы, серебра, сплава алюминия.

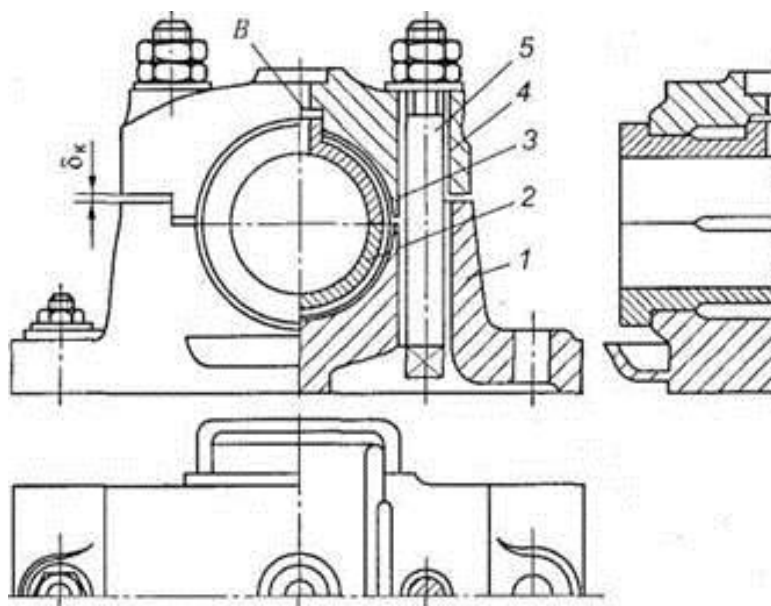


Рис. 4. Разъемный подшипник скольжения: 1 — станина; 2, 3 — вкладыши (полукольца); 4 — крышка; 5 — болт

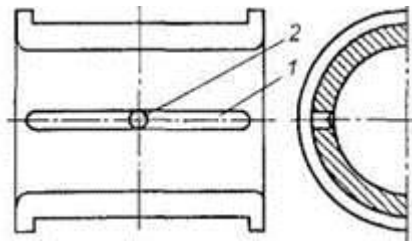


Рис. 5. Вкладыш: 1 — канавка; 2 — отверстие для подвода смазки

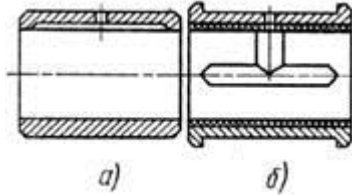


Рис.5.1. Конструкция вкладыша подшипника скольжения
а) вкладыш-втулка; б) вкладыш из двух половин с заливкой

Смазочные канавки делают в верхнем вкладыше (в ненагруженной зоне подшипника), как показано на рис. 5. Для того чтобы вкладыши не имели осевых перемещений, их изготавливают с буртиками. Для удержания вкладышей от вращения вместе с валом предусматривают их закрепление с помощью штифтов и т.п. При укладке вкладышей в разъемный корпус между ними устанавливают регулировочные прокладки из тонколистовой стали или латуни.

Между крышкой и корпусом подшипника имеется зазор $\delta_k < 5$ мм (см. рис. 4). При небольшом изнашивании вкладыша благодаря этому зазору можно компенсировать величину износа под тягиванием болтов. Это одно из достоинств разъемного подшипника по сравнению с неразъемным. Кроме того, к достоинствам такого подшипника относится возможность быстрой смены изношенного вкладыша.

Самоустанавливающиеся подшипники скольжения могут быть разъемными и неразъемными. От описанных выше они отличаются тем, что вкладыш 1 (рис. 6) имеет шаровую опорную поверхность.

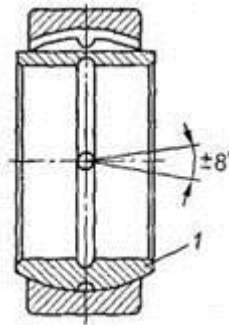


Рис. 6. Самоустанавливающийся подшипник: 1 — вкладыш

Такая конструкция допускает небольшой угловой поворот оси вкладыша, что положительно сказывается на работе трущейся пары вал—подшипник (при этом давление распределяется по всей длине цапфы почти равномерно).

Вкладыши самоустанавливающихся подшипников изготавливают из чугуна или стали с последующей заливкой баббитом, свинцовой бронзой и т. п.

Существенное значение в подшипниках скольжения имеет отношение длины (l) подшипника к диаметру (d). С увеличением (l) уменьшается среднее давление в подшипнике, резко возрастают кромочные давления и повышается температура.

Уменьшение длины подшипника ниже некоторого предела приводит к усиленному вытеканию масла и к снижению несущей способности.

Оптимальное отношение $l/d = 0,6 \dots 1,0$.

У коротких $l/d = 0,3 \dots 0,4$; у длинных $l/d = 1,0 \dots 1,5$.

В прецизионных подшипниках скольжения производят регулировку зазора. Оптимальный зазор устанавливают на заводе-изготовителе, а компенсация выработки – при ремонтах.

Разъемные подшипники регулируют, сближая вкладыши, путем уменьшения толщины прокладок между ними или снятием слоя металла с поверхности контакта крышки и корпуса

Подпятники (опорные подшипники) служат для поддержания вращающихся осей и валов при действии нагрузки, направленной вдоль оси вращения (т. е. при осевой нагрузке).

Подпятники могут быть с плоской пятой (рис. 7, а), с кольцевой пятой (рис. 7, б) и с гребенчатой пятой (рис. 8).

Подпятник (рис. 9) состоит из стального или чугунного корпуса 7, крышки 2 и опорного вкладыша 4. Для возможности самоустановки опорный вкладыш 4 может опираться на сферическую поверхность. Опорные вкладыши изготавливают из тех же антифрикционных материалов, что и вкладыши радиальных подшипников. Деталь 3 — втулка радиального подшипника.

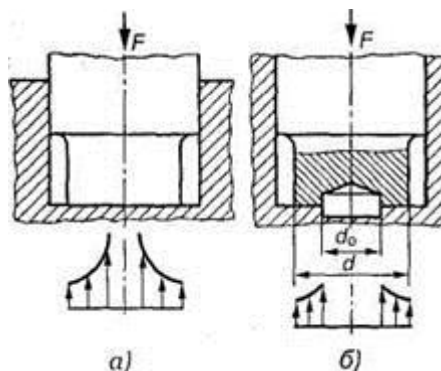


Рис. 7. Подпятники: а — с плоской пятой; б — с кольцевой пятой

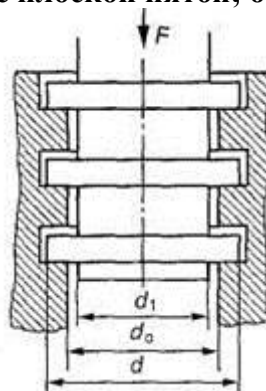


Рис. 8. Подпятник с гребенчатой пятой

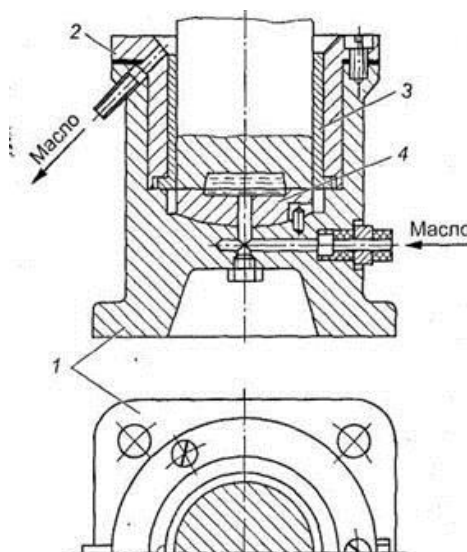


Рис. 9. Опора вала: 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — втулка радиального подшипника; 4 — опорный вкладыш

Смазывание подшипников скольжения

Смазыванием называется подведение смазочного материала в зону трения, **смазкой** – действие смазочного материала.

Подвод смазочного материала к подшипникам и подпятникам скольжения осуществляется следующими способами:

- периодическим смазыванием (через отверстие) жидким смазочным материалом (см. рис. 1);
- смазыванием набивкой (солидол и т. д.) с помощью масленки с шаровым клапаном (рис. 10, а);
- периодической заливкой жидкого смазочного материала или набивкой консистентного смазочного материала с помощью колпачковой масленки (рис. 10, б);
- смазыванием жидким смазочным материалом с помощью масленки с фитилем (рис. 10, в);

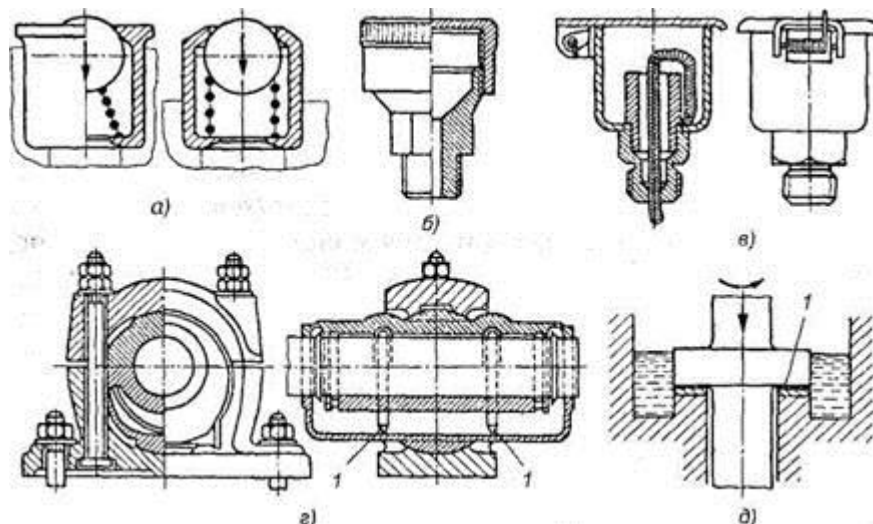


Рис. 10. Способы смазывания подшипников: а — масленка с шаровым клапаном; б — колпачковая масленка; в — масленка с фитилем; г — смазывание кольцом; д — смазывание окунанием

- смазыванием кольцом 1 (при специальной конструкции корпуса под шипника (рис. 10, г) при этом способе нижнюю часть подшипника выполняют как резервуар для масла, в верхнем вкладыше прорезают щель, пропускающую смазочные кольца 1 (рис. 11). Масло подается к поверхностям трения кольцом, увлекаемым во вращение валом;
- применение масляной ванны: при этом способе подпятник 7 (рис. 10, д) находится в масляной ванне.

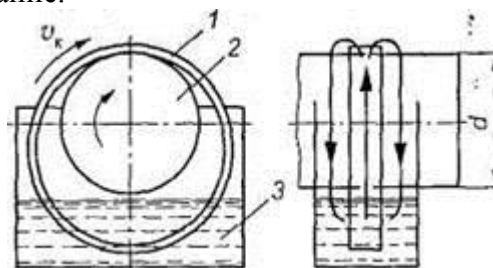


Рис. 11. Смазывание подшипника кольцом: 1 — кольцо; 2 — цапфа; 3 — резервуар для масла

Кроме указанных существует еще много других способов, в том числе принудительное смазывание под давлением, капельное, разбрызгиванием, смазыванием масляным туманом и т. д.

Смазывание подшипника по схеме, показанной на рис. 11, осуществляется кольцом. Металлическое кольцо 1 большего, чем у цапфы вала 2, диаметра свободно висит на цапфе вала, нижней частью погруженное в масляную ванну 3. При вращении вала вращается и

кольцо. Масло с кольца стекает на цапфу вала и, растекаясь вдоль него, попадает в зону трения.

Условный расчет подшипников скольжения и подпятников

Подшипники скольжения чаще всего выходят из строя вследствие абразивного изнашивания или заедания. В машинах, где подшипники воспринимают большие ударные и вибрационные нагрузки, возможно усталостное разрушение рабочего слоя вкладышей.

Условный расчет подшипников скольжения проводят для подшипников, работающих в условиях граничного трения (режим полужидкостной смазки), когда трущиеся поверхности гарантированно не разделены слоем смазочного материала, а на рабочей поверхности вкладыша имеется лишь тонкая масляная пленка, которая может разрушиться. Этот расчет проводят для обеспечения износостойкости и отсутствия заедания. К таким подшипникам относятся подшипники грубых тихоходных механизмов, машин с частыми пусками и остановками, неустановившимся режимом нагрузки, плохими условиями подвода смазки и т. д.

Для подшипников жидкостного трения производят специальный расчет, основанный на гидродинамической теории смазывания.

Интенсивность изнашивания зависит от давления между цапфой и вкладышем, материалов, из которых они изготовлены, стойкости масляной пленки и долговечности сохранения смазывающих свойств масла.

Подшипники, работающие в условиях граничного трения, рассчитывают по условной методике. Во-первых, ограничивают среднее давление p_c между цапфой и вкладышем, что обеспечивает ограничение износа и невыдавливание смазки между рабочими поверхностями вкладыша подшипника и цапфы. Во-вторых, по произведению $p_c v$ (v – окружная скорость вращения цапфы) пару «цапфа – вкладыш» рассчитывают на нагрев с тем, чтобы обеспечить нормальный тепловой режим работы подшипника. Произведение $p_c v$ характеризует удельную мощность трения, поэтому при превышении допускаемого значения $[p_c v]$ температура локально повышается настолько, что происходит разрыв масляного слоя, и, как следствие, схватывание поверхностей цапфы и вкладыша.

Одна из основных условностей расчета состоит в том, что давление считают равномерно распределенным по поверхности контакта цапфы и вкладыша, как показано на рис.12.1. Установить истинный закон распределения давлений практически невозможно, так как он зависит от большого числа факторов, в частности, от жесткости цапфы и вкладыша, погрешностей монтажа, режима эксплуатации и т. д.

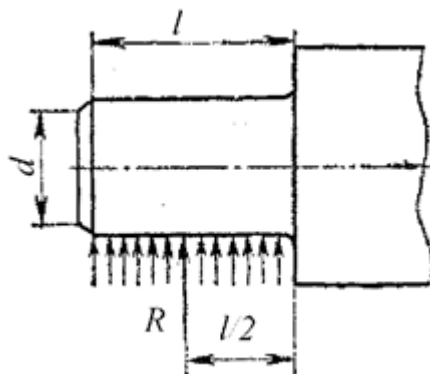


Рис.12.1

Расчет по среднему давлению p_c гарантирует невыдавливаемость смазочного материала и представляет собой расчет на износостойкость, а расчет по $p_c v$ обеспечивает нормальный тепловой режим и отсутствие заеданий.

Условие нормальной работоспособности подшипников скольжения и подпятников в условиях граничного трения:

$$p_c \leq [p_c], \quad (1)$$

$$p_c v \leq [p_c v], \quad (2)$$

где p_c — действительное среднее давление между цапфой и вкладышем (или пятой); v — окружная скорость цапфы; $[p_c]$ — допускаемое давление и $[p_c v]$ — допускаемое значение критерия (можно выбирать по табл. 1.1).

Если при расчете условия не выполняются, то необходимо изменить материал или ширину вкладыша и повторить расчет.

Условный расчет для подшипников, работающих в условиях граничного трения, является основным, его выполняют в большинстве случаев как проверочный, а для подшипников жидкостного трения — как ориентировочный.

Таблица 1.1. Допускаемые значения давления $[p_c]$ и критерия $[p_c v]$ для подшипников скольжения и подпятников

Материал цапфы и вкладыша	$[p_c]$, МПа	$[p_c v]$
Сталь по чугуну	2-4	1-3
Сталь по бронзе БрОБЦ6СЗ	4-6	4-6
Сталь закаленная по бронзе БрА9Ж4	15-20	18-12
Сталь по антифрикционному чугуну АЧК-1, АЧК-2 при $v = 0,2$ м/с	9	1,8
То же, при $v = 2$ м/с	0,05	0,1
Сталь по антифрикционному чугуну АЧК-1, АЧК-2 при $v = 1$ м/с	12	12
То же, при $v = 5$ м/с	0,5	2,5
Сталь закаленная по баббиту	6-10	12-25

Среднее рабочее давление между цапфой и вкладышем (рис. 12.2) определяют по формуле

$$p_c = \frac{F_r}{dl}, \quad (3)$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник; d — диаметр цапфы; l — длина цапфы; dl — проекция опорной поверхности на диаметральную плоскость.

Длину цапфы назначают в зависимости от диаметра вала $l = \varphi d$, где $\varphi = 0,5 \dots 1,2$ выбирают из опыта эксплуатации.

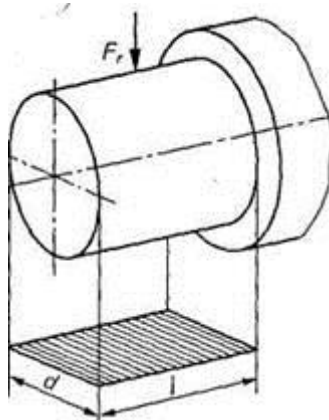


Рис. 12.2. Расчетная площадь смятия подшипника

Расчетная окружная скорость цапфы

$$v = \frac{\omega d}{2}, \quad (4)$$

где ω — угловая скорость цапфы; d — ее диаметр.

Среднее рабочее давление под пятой (рис. 7, б)

$$p_c = \frac{F_a}{\pi/4(d^2 - d_0^2)K_\psi} \quad (5)$$

где F_a — осевая нагрузка; d и d_0 — диаметры пяты;

$K = 0,8 \dots 0,9$ — коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности из-за наличия смазочных канавок.

Расчетная окружная скорость вала

$$v = \omega R_{\text{пр}}, \quad (6)$$

где ω — заданная угловая скорость вала;

$$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2} - \text{приведенный радиус;}$$

d и d_0 — диаметры пяты.

Тепловой расчет подшипников скольжения

Для современных быстроходных машин тепловой расчет подшипников имеет решающее значение. Расчет ведут на основе теплового баланса, т.е. приравнивание теплообразования в подшипнике к теплопередаче.

Теплообразование в подшипнике

$$W = \frac{M_w \cdot 3600}{427}, \text{ ккал/час.}$$

Т.е. количество тепла, выделяющегося в подшипнике в единицу времени.

$$W = (W_1 + W_2).$$

Теплоотдача происходит:

- а) через корпус и вал;
- б) через смазку, вытекающую из подшипника.
- в) через корпус и вал.

$$W_1 = K_T \cdot F \cdot (t_M - t_0), \text{ ккал/ч,}$$

где F — свободная площадь подшипника,

K_T — коэффициент теплоотдачи.

$$K_T = 6 + 10 \sqrt{V_\beta},$$

где V_β — скорость омывания корпуса воздухом. Наименьшее значение $V_\beta = 1$ м/с.

$(t_M - t_0)$ избыточная t° подшипника.

б) теплоотвод через смазку, вытекающую из подшипника

$$W_2 = 60C \cdot Q \cdot \nu (t_{\text{вых}}^0 - t_{\text{вх}}^0), \text{ ккал/ч,}$$

где Q — объем масла, прокачиваемого через подшипник, л/мин;

ν — плотность масла, равная 0,87-0,89;

C — теплоемкость масла $C = (0,4 \dots 0,5)$ ккал/кг

$t_{\text{вых}}^0, t_{\text{вх}}^0$ — температура масла на входе и выходе в подшипник.

Уравнение баланса

$$W = (W_1 + W_2).$$

Температура подшипника должна быть не выше $60 \dots 75^\circ \text{C}$.

Приведенный вид расчёта обычно используется при проектировании опор с необеспеченным жидкостным трением либо является предварительным при проектировании опор жидкостного гидродинамического трения, параметры которых уточняются в последующем в процессе гидродинамического расчёта подшипника скольжения.

Подшипники качения. Виды и характеристика подшипники качения.

Подшипники имеют *условные обозначения*, составленные из цифр и букв (ГОСТ 3189-89). Условные обозначения разделяют на *основное и дополнительное*.

Основное условное обозначение подшипника характеризует его размер внутреннего диаметра, серию, тип и конструктивные разновидности. Очередность знаков в основном обозначении - справа налево.

Первая и вторая цифры справа условно обозначают его *номинальный внутренний диаметр d* (диаметр вала). Для определения истинного размера d (в миллиметрах) необходимо указанные две цифры умножить на пять. Например, подшипник ...04 имеет внутренний диаметр $04 \cdot 5 = 20$ мм. Это правило распространяется на подшипники с цифрами ...04 и выше, до ...99, т. е. для подшипников с внутренним посадочным диаметром $20 \leq d < 500$ мм. Подшипники с цифрами... 00 имеют $d = 10$ мм; ...01 $d = 12$ мм; ...02 $d = 15$ мм; ...03 $d = 17$ мм.

Третья цифра справа обозначает *серию подшипника*, определяя его на *ружный диаметр D* : сверхлегкая (цифры обозначения 8; 9), особолегкая (1; 7), легкая (2 или 5), средняя (3 или 6) и тяжелая (4), а по *ширине B* - особозукая (8), узкая (0; 7), нормальная (1), широкая (2), особоширокая (3; 4; 5; 6). На практике наибольшее распространение имеют подшипники легкой и средней серий. На рис. 16.2 приведены сравнительные параметры подшипников некоторых типов и серий для номинального внутреннего диаметра $d = 80$ мм.

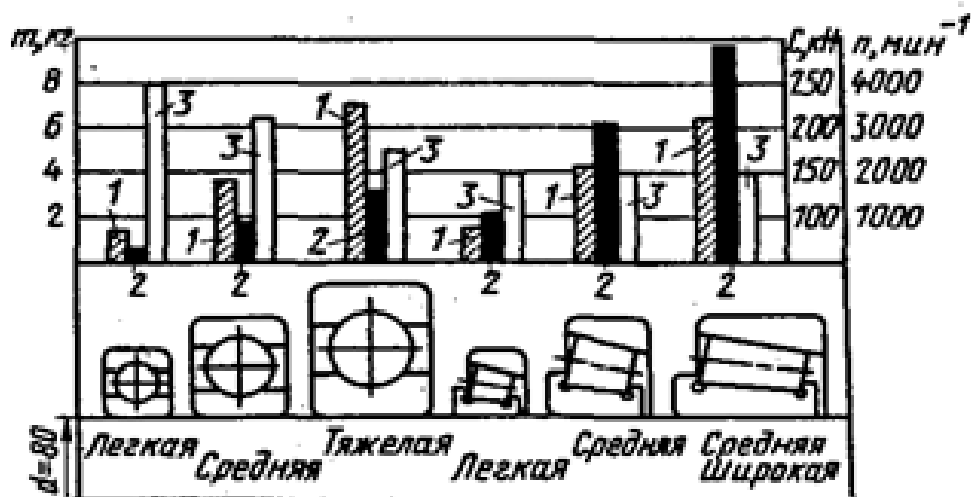


Рис.16.2. Сравнительные параметры подшипников различных типов и серий при внутреннем диаметре $d=80$ мм:

1—масса m ; 2—динамическая грузоподъемность C ; 3—предельная частота вращения n

Четвертая цифра справа обозначает *тип подшипника*. Если эта цифра 0, то это означает, что подшипник радиальный шариковый одно рядный; шариковый однорядный (если левее 0 нет цифр, то 0 не указывают); 0 — радиальный шариковый; 1 — радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 — радиальный роликовый двухрядный сферический; 4 — игольчатый или роликовый с длинными цилиндрическими роликами; 5 — радиальный с витыми роликами; 6 — радиально-упорный шариковый; 7 — роликовый конический (радиально-упорный); 8 — упорный шариковый; 9 — упорный роликовый.

Так, например, подшипник 7208 является роликовым коническим.

Пятая и шестая цифры справа характеризуют *конструктивные особенности подшипника*, так называемое «исполнение» подшипника, не влияющие на основные характеристики (ГОСТ 3395-89) (неразборный, с защитной шайбой, с закрепительной втулкой, величину угла контакта α , наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие уплотнений с заложённой смазкой, наличие канавки на наружном кольце

шарикоподшипника, предназначенной для стопорного пружинного кольца, на наличие встроенных уп лотнений и т.п.).

Например:

50312 — радиальный однорядный шарикоподшипник средней серии со стопорной канавкой на наружном кольце;

150312 — тот же подшипник с защитной шайбой;

36312 — радиально-упорный шариковый однорядный подшипник сред ней серии, неразборный.

60 205 – подшипник шариковый (0 – четвертая цифра) радиальный однорядный с одной защитной шайбой (6) – пятая цифра. Внутренний диаметр $d = 05 \times 5 = 25$ мм. Цифры 6, 5, 4, 2, которые ставятся перед обозначением через тире (5-60205) обозначающий класс точности. Нормальный класс точности обозначается цифрой «0», которая не указывается.

Седьмая цифра справа характеризует серию подшипника по ширине.

ГОСТом установлены следующие классы точности подшипников каче ния: 0 — нормальный класс (как правило, 0 в обозначении не указывают); 6 — повышенный; 5 — высокий, 4 — особо высокий, 2 — сверхвысокий. Цифру, обозначающую класс точности, ставят слева от условного обозна чения подшипника и отделяют от него знаком тире; например, 206 означа ет шариковый радиальный подшипник легкой серии с номинальным диа метром 30 мм, класса точности 0.

Кроме цифр основного обозначения слева и справа от него могут *дополнительные* буквенные или цифровые знаки, характеризующие специальные условия изготовления данного подшипника.

Дополнительное условное обозначение проставляют слева и справа от основного условного обозначения. Так, класс точности маркируют цифрой слева через тире от основного обозначения. В порядке повышения точности классы точности обозначают: 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности, обозначаемой цифрой 0 и соответствующей нормальной точности, не проставляют, так как это позволяет сократить обозначения для часто употребляемых подшипников. В общиммашиностроение применяют подшипники классов 0 и 6. В изделиях высокой точности или работающей высокой частотой вращения (шпиндельные узлы скоростных станков, высокооборотный электродвигатели и др.) применяют подшипники класса 5 и 4. подшипники класса точности 2 используют в гироскопических приборах. Помимо приведенных выше имеются и дополнительные (более высокие и более низкие) классы точности.

Так, например, подшипник 7208 — класса точности 0.

Диаметральный зазор подшипника обозначают номером ряда и указывают перед классом точности подшипника.

Характеристики подшипников качения

Наибольшее распространение получили ***шариковые радиальные одноряд ные подшипники*** (см. рис. 16, а). *Шариковый однорядный радиальный* (тип 0000) является базовым для сравнения с ним других типов; это наиболее быстроходный и дешевый подшипник, но с меньшей грузоподъемностью. Эти подшипники допускают сравнительно большую угловую скорость, особенно с сепараторами из цветных металлов или из пластмасс, допускают небольшие перекосы вала (от 15' до 30') и могут воспринимать незначительные осевые нагрузки. Допустимая осевая нагрузка для радиальных несамостоятельных подшипников не должна превышать 70% от неиспользованной радиальной грузоподъемности подшипника. По сравнению с под шипниками других типов имеют минимальные потери на тре ние; фиксируют положение вала относительно корпуса в двух осевых направлениях. Радиальные однорядные шарикоподшипники с двумя защит ными шайбами заполняются на заводе-изготовителе пластичным смазочным материалом и в допол нительном смазывании не нуждаются.

Роликовые радиальные подшипники с короткими роликами (см. рис. 16, в) (типы 2000, 32000, 52000 – без бортов на том или ином кольце) по сравнению с аналогичными по габаритным размерам шар и коподшипниками обладают увеличенной

грузоподъемностью, хорошо выдерживают ударные нагрузки. Однако они совершенно не воспринимают осевых нагрузок и не допускают перекоса вала (ролики начинают работать кромками, и подшипники быстро выходят из строя). Нагрузочная способность таких подшипников по сравнению с однорядными шариковыми больше примерно в 1,5 раза, а долговечность в 3,5 раза. Конструктивные разновидности этих подшипников зависят от наличия и расположения бортов на наружных и внутренних кольцах. Подшипники без бортов на наружном или внутреннем кольцах дают возможность валу перемещаться относительно корпуса в осевом направлении (также подшипники широко используются как плавающие опоры).

Роликовые радиальные подшипники с витыми роликами (см. рис. 16, е) применяют при радиальных нагрузках ударного действия; удары смягчаются податливостью витых роликов. Эти подшипники менее требовательны к точности сборки и к защите от загрязнений, имеют незначительные радиальные габаритные размеры.

Игольчатые подшипники (см. рис. 16, д) (тип 4000) отличаются малыми радиальными габаритными размерами, находят применение в тихоходных (до 5 м/с) и тяжело нагруженных узлах, так как выдерживают большие радиальные нагрузки. В настоящее время их широко используют для замены подшипников скольжения. Эти подшипники воспринимают только радиальные нагрузки и не допускают перекоса валов. Для максимального уменьшения размеров применяют подшипники в виде комплекта игл, не посредственно опирающихся на вал, с одним наружным кольцом.

Самоустанавливающиеся радиальные двухрядные сферические шариковые (рис. 16, б) и роликовые (см. рис. 16, г) подшипники применяют в тех случаях, когда перекося колец подшипников может составлять до $2\text{--}3^\circ$. Эти подшипники допускают незначительную осевую нагрузку (порядка 20% от не использованной радиальной) и осевую фиксацию вала. Подшипники имеют высокие эксплуатационные показатели, но они дороже, чем однорядные.

Конические роликоподшипники (см. рис. 16, з) находят применение в узлах, где действуют одновременно радиальные и односторонние осевые нагрузки. Эти подшипники могут воспринимать также и ударные нагрузки. Радиальная грузоподъемность их в среднем почти в 2 раза выше, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников. При чисто радиальной нагрузке в подшипнике возникает осевая составляющая, которую компенсируют осевой нагрузкой противоположного направления: поэтому для фиксации вала в обе стороны подшипники устанавливают парно. Подшипники допускают регулирование осевой игры и радиального зазора; перекося вала относительно оси конуса недопустим. Их рекомендуется устанавливать при средних и низких угловых скоростях вала (до 15 м/с).

Аналогичное использование имеют **радиально-упорные шарикоподшипники** (см. рис. 16, ж), применяемые при средних и высоких угловых скоростях. Радиальная грузоподъемность у этих подшипников на 30—40% больше, чем у радиальных однорядных. Их выполняют разъемными со съемным наружным кольцом и неразъемными.

Шариковые и роликовые упорные подшипники (см. рис. 16, и, к) предназначены для восприятия односторонних осевых нагрузок. Применяются при сравнительно невысоких угловых скоростях, главным образом на вертикальных валах. Упорные подшипники радиальную нагрузку не воспринимают. При необходимости установки упорных подшипников в узлах, где действуют не только осевые, но и радиальные нагрузки, следует дополнительно устанавливать радиальные подшипники. Подшипники очень чувствительны к несоосности и перекосам осей; их не следует устанавливать в опорах горизонтальных валов, имеющих высокие частоты вращения, так как под действием центробежных сил шарики могут выйти из беговых дорожек, при этом возрастает сила трения, увеличивается нагрев.

В некоторых конструкциях, где приходится бороться за уменьшение радиальных габаритов, применяются т.н. "бескольцевые" подшипники, когда тела качения установлены непосредственно между валом и корпусом. Однако нетрудно догадаться, что такие конструкции требуют сложной, индивидуальной, а, следовательно, и дорогой сборки-разборки.

Расчет подшипников качения на долговечность

Часто подшипники предварительно выбирают по конструктивным соображениям. Тогда расчетом проверяют их долговечность (ресурс). Под номинальной долговечностью (расчетным сроком службы) понимают срок службы подшипников, в течение которого не менее 90% из данной группы при одинаковых условиях должны проработать без появления признаков усталости металла.

Долговечность подшипника L зависит от величины и направления действия нагрузки, частоты вращения, смазки и т. д., а также и от его динамической грузоподъемности C . Из формулы (8) долговечность подшипника

$$L = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C_r}{P_3} \right)^a ;$$

$$L_h = \left(\frac{10^6 L}{60n} \right),$$

где C_r принимают по каталогу, P_3 определяют по формуле 9.

Расчетный ресурс подшипников в машинах определяется технико-экономическими показателями. Его выбирают тем большим, чем важнее бесперебойная работа машины, чем труднее разборка машины для замены подшипников и т.д. Средние значения расчетного ресурса, характерные для машин, работающих с перерывами, составляют 2500... 10000 ч. Для непрерывно работающих машин и для машин тяжелого машиностроения расчетный ресурс подшипников выбирают выше.

Подшипники явились первой группой деталей, для которой был введен расчет на долговечность.

Муфты, их классификация и особенности применения

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 толчки, предохраняют машину от аварий при перегрузках.

Назначение муфт

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. 1.1). 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.

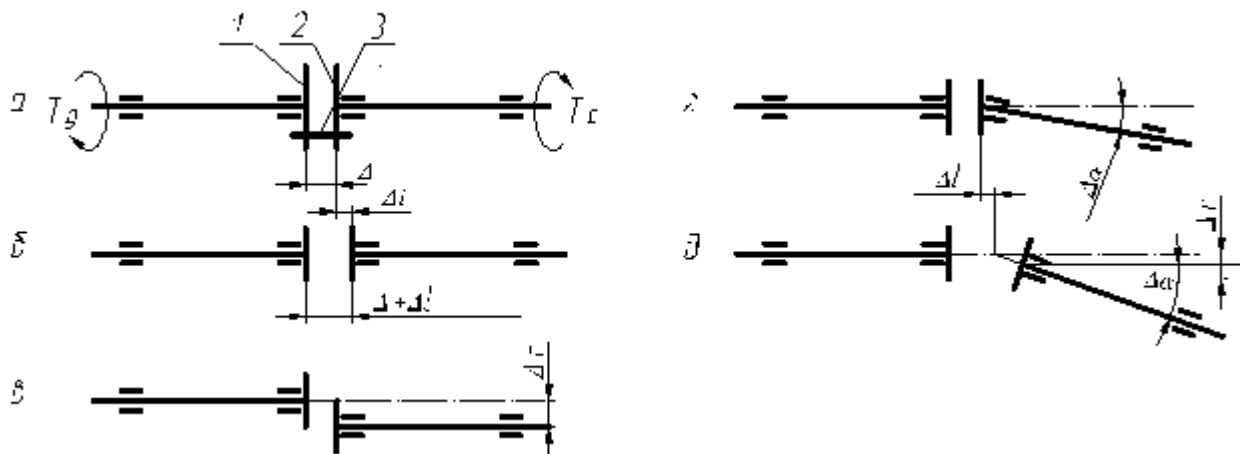


Рис.1.1. Отклонения от соосности соединяемых валов: а – соосное расположение валов; б, в, г, д – оси валов имеют смещения (осевое – Δl , радиальное – Δr , угловое – $\Delta \alpha$ и комбинированное)

- 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 перекося геометрии 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).

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.

Муфты нерасцепляемые жесткие

Жесткие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов. Они не компенсируют ошибок изготовления и сборки, требуют точной центровки валов.

Длинные валы по условиям изготовления, сборки и транспортировки иногда изготавливают составными. В этом случае валы, соединенные глухой муфтой, работают как

одно целое, поэтому наряду с крутящим муфта может воспринимать изгибающий момент, поперечные и осевые нагрузки. В некоторых случаях глухие муфты применяют и для соединения строго соосных валов агрегатов.

Глухой называют такую муфту, которая обеспечивает при соединении валов полное совпадение их геометрических осей.

К муфтам жестким нерасцепляемым (глухим) относят втулочные, фланцевые (поперечно-разъемные) и продольно-свертные.

Втулочные муфты (рис. 1.5) относятся к наиболее простым по конструкции и изготовлению типам и представляет собой втулку, одетую на концы соединяемых валов. Вращающий момент от ведущего вала к ведомому передается втулкой через штифты, установленные в отверстия, просверленные диаметрально сквозь втулку и концы валов, через шпонки, или через шлицы. Они имеют минимальные значения габаритных размеров, массы и момента инерции, а также минимальны по стоимости изготовления. К недостаткам втулочных муфт следует отнести невозможность разобщения соединяемых валов без демонтажа соединяемых узлов и низкую изгибную жесткость, необходимость при монтаже и демонтаже раздвигать концы валов на полную длину муфты либо сдвигать втулку вдоль вала не менее чем на половину ее длины; необходимость очень точного совмещения валов, так как эти муфты не допускают радиального или углового смещения осей валов.

Целесообразно использовать в узлах с повышенными требованиями к ограничению радиальных габаритов, массы, момента инерции и при возможности обеспечения незначительных смещений осей валов в пределах допустимой соосности. Муфты данного типа могут применяться при окружных скоростях на наружном диаметре до 70 м/с при частотах вращения (84000...9550) об/мин в соответствии с диаметром валов от 10 до 100 мм. Серийные отечественные втулочные муфты (ГОСТ 24246–96) выпускаются для диаметров валов в диапазоне (6...105) мм, номинальных крутящих моментов (1,0 ... 12500) Н·м и удельной массой (0,01...0,001) кг/Н·м (табл. 1.1). Используются только для соединения цилиндрических концевиков валов и имеют четыре конструктивных типа в зависимости от вида соединения «вал – ступица»: 1 – со штифтами; 2 – с призматической шпонкой; 3 – с сегментной шпонкой; 4 – со шлицами (рис. 1.5).

Муфты второго типа имеют два исполнения: для концевиков длинных (первого исполнения) и коротких (второго исполнения) валов по ГОСТ 12080. Принцип работы муфты очевиден из рисунка. Передача движения осуществляется сопротивлением соединений «вал – ступица» деформациям сдвига и смятия, тело муфты при этом скручивается. Осевая фиксация тела муфты на валу в первом типе осуществляется непосредственно штифтом, а в остальных – с помощью радиального винта, который удерживается от самоотвинчивания пружинным кольцом для стопорения винтов, укладываемым в специальную канавку тела муфты (рис. 1.5 б, в, г).

Прочность муфты определяется прочностью соединения и прочностью самой втулки.

Материал для изготовления втулки — сталь 45; для муфт больших размеров — чугун СЧ25.

Пример обозначения муфты исполнения 1, при $T_{\text{ном}} = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d = 36 \text{ мм}$, в климатическом исполнении У и категории 3:

Муфта втулочная 1–200–36–У3 ГОСТ 24246-80.

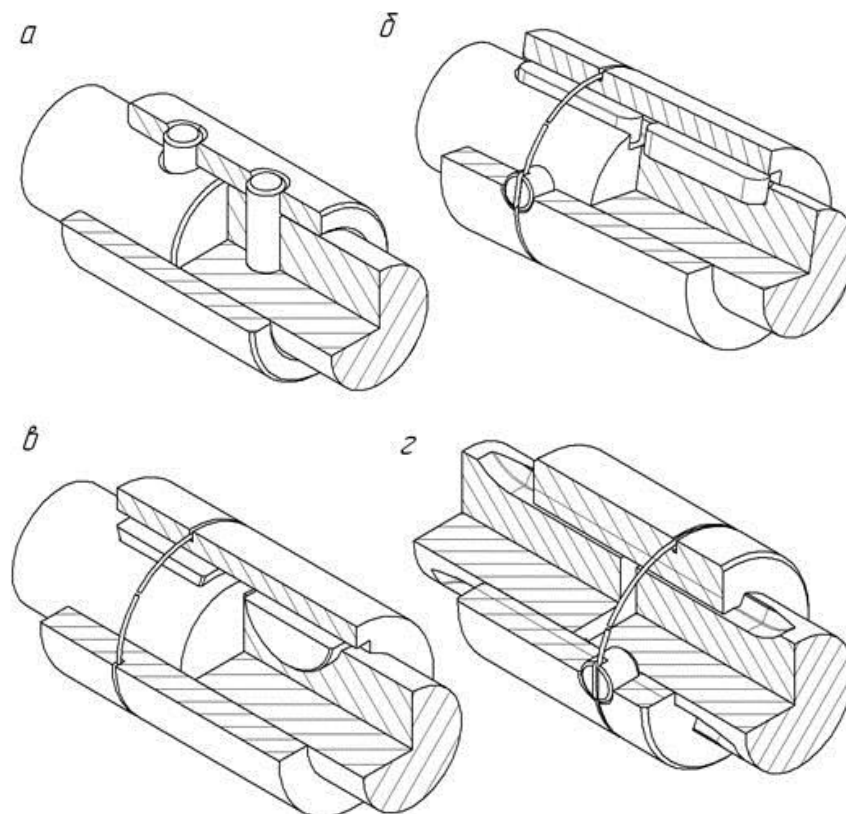


Рис. 1.5. Конструкция муфты втулочной и ее типы: а – тип 1 со штифтом по ГОСТ 3129; б – тип 2 со шпоночным пазом по ГОСТ 10748 или 23360 под призматическую шпонку; в – тип 3 со шпоночным пазом по ГОСТ 24071 под сегментную шпонку; г – тип 4 со шлицевым посадочным отверстием по ГОСТ 1139

Муфты упругие компенсирующие с неметаллическими элементами

Муфты с неметаллическими упругими элементами имеют нелинейную упругую характеристику и в силу этого обеспечивают как снижение динамических нагрузок, так и устранение возможных резонансных явлений. Рассматриваемые муфты сравнительно просты по конструкции и недороги в изготовлении, монтаже и эксплуатации; обладают хорошими электроизолирующими свойствами. Однако муфты этого типа имеют меньшую нагрузочную способность и менее долговечны по причине малой прочности неметаллических упругих элементов, большие размеры, они не могут эксплуатироваться при повышенных температурах. В соответствии с указанными позитивными и негативными качествами такие муфты чаще используются при малых и средних крутящих моментах.

Муфты с резиновой звездочкой (рис. 1.13) наиболее просты по конструкции, обладают сравнительно большой нагрузочной способностью и соответственно имеют меньшие размеры и материалоемкость по сравнению с другими муфтами рассматриваемого типа, но при монтажных работах требуют осевого перемещения соединяемых валов на величину толщины звездочки и обладают повышенной радиальной и угловой крутильной и изгибной жесткостью. Допустимое смещение осей соединяемых валов в радиальном направлении не превышает 0,4 мм, а в угловом – $1^{\circ}30'$. Диапазон изменения основных параметров стандартных муфт (ГОСТ 14084–93) приведен в таблице 1.2. Указанным нормативом предусмотрены муфты для передачи номинальных крутящих моментов от 2,5 до 400 Н·м с диаметром посадочных отверстий от 6 до 48 мм, имеющих удельную массу (0,06...0,03) кг/Н·м. Стандартные муфты производятся только с цилиндрическими отверстиями и предусматривают исполнение 1 для длинных и 2 – для коротких концевиков валов.

Муфта с резиновой звёздочкой состоит из практически одинаковых ведущей 3 и ведомой 5 (или наоборот) полумуфт с торцевыми кулачками, между лучами которых устанавливается резиновая звёздочка 4. Для номинальных крутящих моментов до

6,3 Нм звёздочки выполняются с четырьмя лучами (лепестками) (рис. 1.13 в), а в более нагруженных муфтах количество лучей увеличивают до 6. В серийных муфтах лучи звёздочек работают на сжатие через один. При изменении направления вращения рабочие лучи становятся недеформируемыми. По длине концевиков валов стандартом предусмотрено два исполнения: исполнение 1 для длинных и 2 – для коротких концевиков в соответствии с ГОСТ 12080-83. Стандартом не регламентирована осевая фиксация полумуфт на валах. На рис. 1.13 для этой цели использованы стопорные винты 1 с пружинными кольцами 2.

Основные направления совершенствования муфт данного типа связаны с профилированием кулачков и звездочек, обеспечивающим их линейный или точечный контакт, снижение контактной жесткости и повышение компенсирующих свойств. В муфтах с профилированными кулачками и звездочками, к примеру, допустимые радиальные смещения возрастают до 1...2 мм при углах перекоса осей валов 2...3 градуса. Среди таких разработок можно выделить муфты французской «Пуль» и итальянской «Сага» фирм. Основные параметры этих муфт также включены в табл. 1.2.

Пример обозначения упругой муфты со звездочкой при $T = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d = 28 \text{ мм}$. с полумуфтами исполнения 1, климатического исполнения У, категории размещения 3:

Муфта упругая со звездочкой 125 – 28 – 1 У3 ГОСТ Р 50894-96.

То же, с полумуфтами: одна – $d = 32 \text{ мм}$ исполнения 1, другая – $d = 36 \text{ мм}$ исполнения 2:

Муфта упругая со звездочкой 125 – 32 – 1–36 – 2 У3 ГОСТ Р 50894-96.

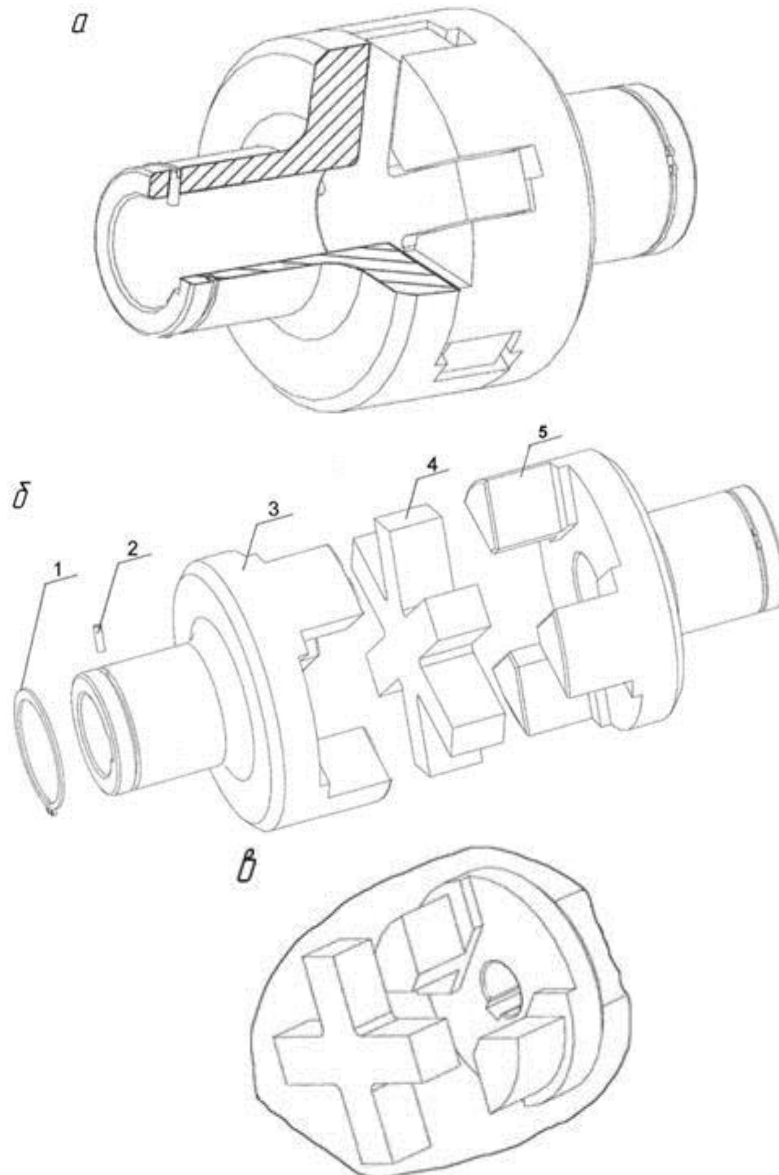


Рис. 1.13. Конструкция муфты с упругой звездочкой: а,б – шестилепестковой; в – четырехлепестковой

Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) (рис. 1.19) состоят из полумуфт 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. 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.

Муфта упругая втулочно-пальцевая 250 – 40 – 1 УЗ ГОСТ 21424-93.

То же, одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм, исполнения 1, другая – $d = 40$ мм, исполнения 4:

Муфта упругая втулочно-пальцевая 250 – 32 – 1 – 40 – 4 УЗ ГОСТ 21424-93.

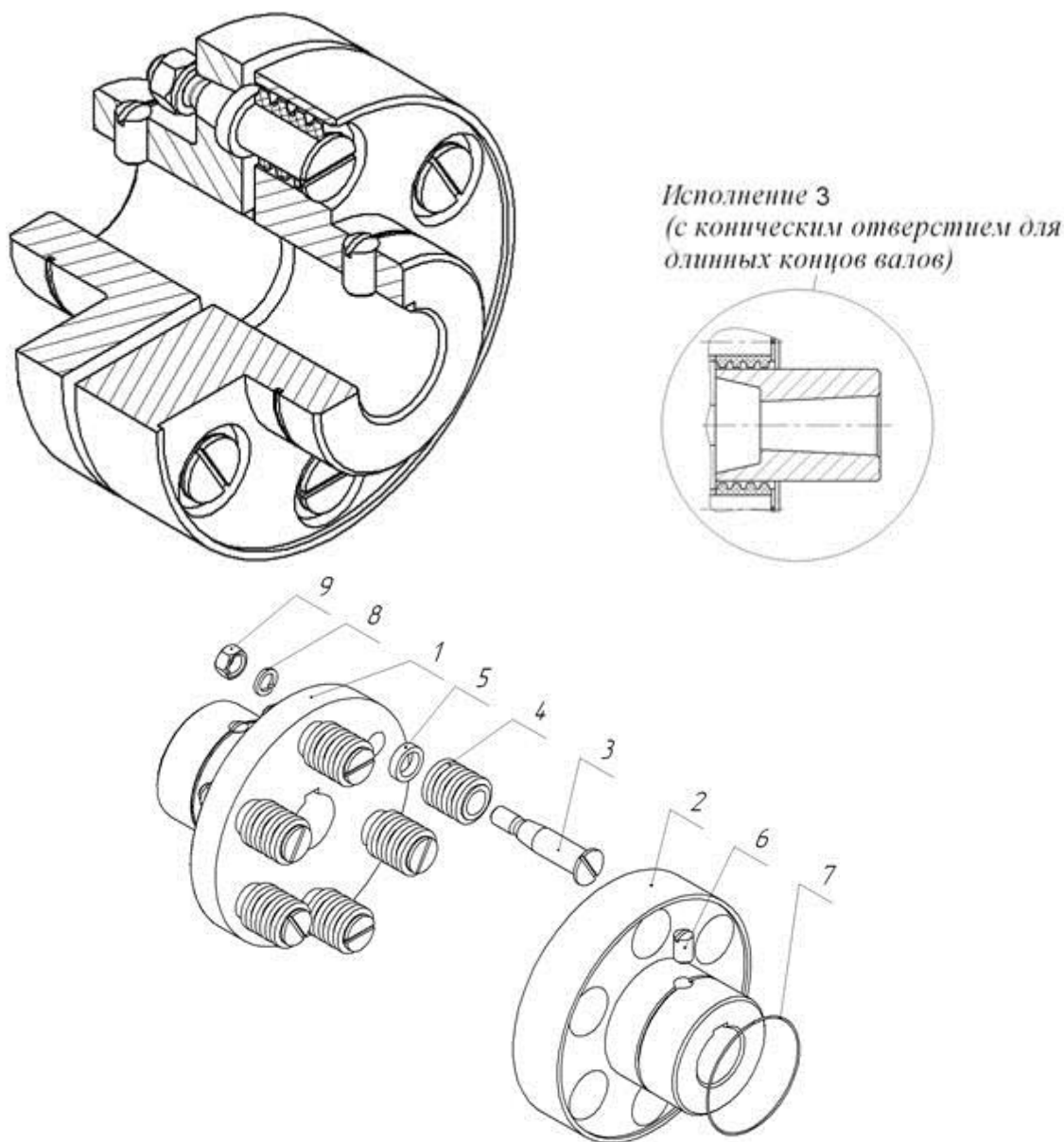


Рис. 1.19. Конструкция муфты упругой втулочно-пальцевой (МУВП)

Фрикционные предохранительные муфты

Фрикционные муфты (рис.1.29) в отличие от кулачковых, допускают включение на ходу под нагрузкой. Фрикционные муфты передают вращающий момент за счет сил трения. Фрикционные муфты допускают плавное сцепление при любой скорости, что успешно используется, например, в конструкции автомобильного сцепления. Кроме того, *фрикционная муфта не может передать через себя момент больший, чем момент сил трения*, поскольку начинается проскальзывание контактирующих фрикционных элементов, поэтому фрикционные муфты являются эффективными неразрушающимися предохранителями для защиты машины от динамических перегрузок.

Широкое распространение фрикционных муфт обусловлено их несомненными достоинствами:

1. допускают включение при любом различии угловых скоростей соединяемых валов (не нужно их предварительно синхронизировать);
2. обеспечивают плавный разгон ведомого вала;
3. позволяют плавно регулировать скорость вращения ведомого вала и время его разгона;
4. выполняют предохранительную функцию, ограничивая величину нагрузочного момента, передаваемого от ведомого вала ведущему.

Основным недостатком фрикционных муфт является неспособность обеспечить полную синхронность вращения ведущего и ведомого валов вследствие проскальзывания.

Пример обозначения предохранительной фрикционной муфты с $T_{ном} = 63 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d = 25 \text{ мм}$, исполнения 1, климатического исполнения У категории 3:

Муфта 63 – 25 – У3 ГОСТ 15622-77.

То же, исполнения 2:

Муфта 63 – 6х21х25 – У3 ГОСТ 15622-77.

То же, исполнения 3:

Муфта 63 – Эв.25х1,5х16 – У3 ГОСТ 15622-77.

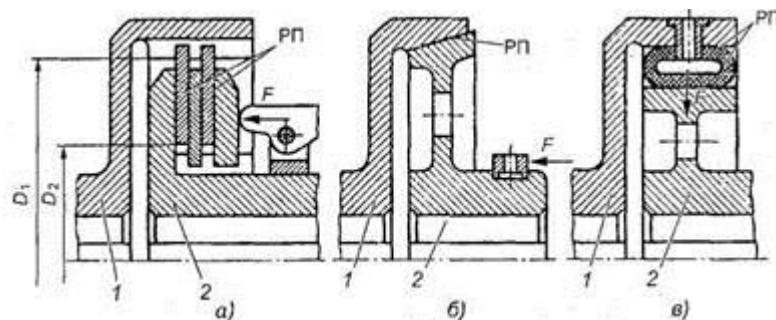


Рис. 1.29. Фрикционные муфты: а — дисковая; б — конусная; в — цилиндрическая

Основными критериями работоспособности фрикционные муфт являются надежность сцепления, высокая износостойкость и теплостойкость трущихся деталей.

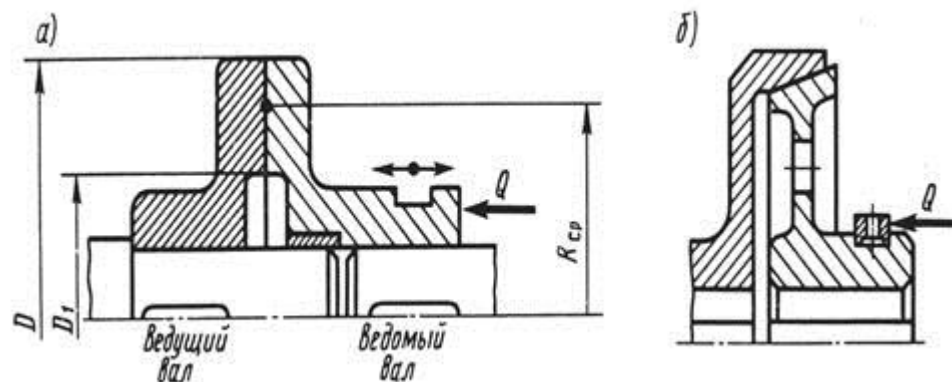


Рис.1.30. Схема дисковой фрикционной муфты

Схему простейшей дисковой муфты можно представить так: одна полумуфта укреплена на валу неподвижно, а другая полумуфта - подвижно в осевом направлении, на торцевой поверхности каждой полумуфты укреплена фрикционная прокладка (рис.1.30).

Лекция №28

Управляемые (автоматик) муфты и виды. Предохранительные муфты. Центробежные муфты.

Самоуправляемые муфты

Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в зависимости от изменения одного из следующих параметров: вращающего момента — *предохранительные* муфты, направления вращения — *обгонные*, и скорости вращения - *центробежные*. Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по тем или иным показателям.

Муфты свободного хода (обгонные) (рис.1.32) предназначены для передачи вращающего момента в одном заданном направлении. Их применяют в станках, автомобилях, мотоциклах, велосипедах и т.д. В велосипедах, например, они передают крутящий момент от педалей на колесо и в то же время позволяют колесу свободно катиться при неподвижных педалях. 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. На рис.1.32 показана трехроликовая муфта, встроенная в соединение шестерни с валом.

Термин “обгонные” отражает то, что муфты допускают обгон ведущего вала ведомым, отключая валы, если ведомый получает более быстрое вращение от другой кинематической цепи. Различают два вида муфт: *фрикционные* и *храповые*.

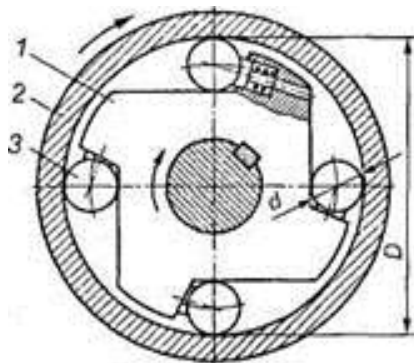


Рис. 1.32. Роликовая муфта свободного хода

Наибольшее применение получили фрикционные обгонные муфты с роликами, способные передавать значительные вращающие моменты при высоких скоростях, любом числе включений, обладающие бесшумностью и малым “мертвым” ходом. Муфты применяют в станках, автомобилях, вертолетах, велосипедах и т.д.. Диапазон передаваемых муфтами моментов T от 0,1 до 100000 Н·м. Недостатками обгонных муфт с роликами являются строгая соосность валов, повышенная точность изготовления, невозможность регулирования.

Муфты свободного хода работают бесшумно, допускают большую частоту включений.

Простейшим представителем муфт свободного хода является устройство с храповиком. Вследствие шума на холостом ходу и резкого ударного включения муфты с храповиком применяют сравнительно редко и только при низких скоростях. Бесшумную работу обеспечивают фрикционные роликовые или шариковые муфты. Если шестерня

вращается по часовой стрелке, то ролик скатывается в узкую часть паза и здесь заклинивается. Образуется жесткое соединение шестерни с валиком через ролик. При вращении шестерни в противоположном направлении ролик выходит в широкую часть паза и шестерня оказывается разъединенной с валом. В этом направлении она может вращаться свободно.

Центробежные муфты (рис.1.33) служат для автоматического включения (выключения) валов при заданных угловых скоростях. Таким образом, эти муфты являются самоуправляемыми по угловой скорости. Их применяют в качестве пусковых для приводов с большими инерционными массами (грузоподъемные машины, прокатные станы, прессы и др.) при двигателе с малым пусковым моментом. Центробежные муфты позволяют электродвигателю легко (без нагрузки) разогнаться и, по достижении им определенной частоты вращения, начать плавный разгон привода без больших инерционных нагрузок деталей. Пусковые муфты одновременно являются и предохранительными.

Центробежные муфты подразделяют на муфты с грузами (с колодками) (рис. 1.33, а) и муфты с наполнителем (стальными шариками, дробью, смесью стального и графитового порошка с маслом) (рис. 1.33, б).

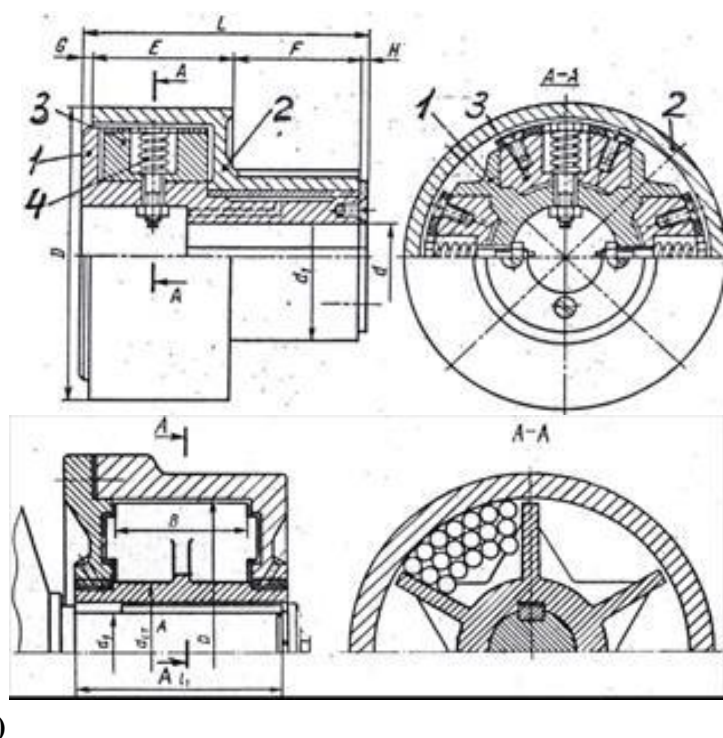


Рис. 1.33. Центробежные муфты: а) с грузами; б) с наполнителем

На рис. 1.33, а приведена центробежная муфта с грузами, которая представляет собой фрикционную муфту. При достижении ведущим валом и полумуфтой 1 заданной частоты вращения центробежные силы, перемещая грузы 3 с фрикционными накладками в радиальном направлении по направляющим ведущей полумуфты 1, плавно прижимают их к ведомой полумуфте 2 – включают муфту. При снижении частоты вращения ведущей полумуфты грузы возвращаются в исходное положение пружинами 4.

В показанной на рис.1.33 конструкции любая из полу муфт (1 или 2) может быть ведущей. Передача вращающего момента осуществляется силами трения, значение которых пропорционально квадрату угловой скорости. Центробежная муфта допускает частые включения, обеспечивает плавное включение и имеет сравнительно небольшие габаритные размеры.

Муфты кулачковые предохранительные

Муфты кулачковые и шариковые предохранительные используются главным образом в тихоходных ступенях приводов при частотах вращения, не превышающих (1620...300) об/мин в

диапазоне изменения моментов от 4 до 400Н·м и малых маховых массах соединяемых технических объектов. Эти муфты предъявляют повышенные требования к соосности соединяемых валов, поэтому чаще применяются при установке на одном валу для соединения вала с деталями типа зубчатые колеса, звездочки, шкивы и т.п.

Достоинство кулачковых муфт — простота конструкции и малые габаритные размеры; *недостаток* — невозможность, как правило, включения на ходу.

Конструкция стандартной кулачковой предохранительной муфты (ГОСТ 15620-96) представлена на рис. 1.25. Ведущая 1, ведомая 4 (возможно наоборот) полумуфты установлены на концевике одного вала и разделены втулкой подшипника скольжения 2. Передача момента осуществляется посредством кулачков, сформированных на торцевых поверхностях ведомой полумуфты и подвижной втулки 5, устанавливаемой на шлицы ведущей полумуфты. Кулачки трапецеидальной (реже треугольной) формы втулки 5 входят в зацепление с кулачками полумуфты 4 под действием пружин 6 и передают движение с ведущего элемента на ведомый. Регулировка нажатия пружины $F_{пр}$ осуществляется с помощью упорного стакана 7, регулировочной гайки 9 и фиксирующей многолапчатой шайбы 8. Шпонка 10 предназначена для передачи движения с ведомой полумуфты 4 на сопряженную с ней деталь (зубчатое колесо, звездочку), а пружинные кольца 3 — для ее фиксации. При передаче момента T на боковых рабочих поверхностях кулачков возникает осевая сила, уравниваемая силой прижатия пружин. С ростом T осевая сила увеличивается и дополнительно деформирует пружины. При определенном уровне нагрузки силовой цепи муфты и величине соответствующей деформации осевая составляющая F_a может превосходить силу $F_{пр}$ и силу трения, возникающую на сопряженных поверхностях кулачков. В этот момент кулачки выходят из зацепления и ведущая полумуфта свободно поворачивается на один или несколько угловых шагов кулачков до снижения нагрузки в силовой цепи, при котором сила сопротивления осевому перемещению кулачков снизится до уровня $F_{пр}$. При этом кулачки вновь войдут в зацепление, восстановится передача движения по силовой цепи. Пересопряжение кулачков происходит со значительными ударами. Для исключения разрушения рабочих поверхностей кулачков их подвергают химико-термической обработке, обеспечивающей твердость не ниже (56...57) HRC. Количество кулачков Z_k с целью упрощения технологии их формообразования рекомендуют принимать нечетным в диапазоне 3...15.

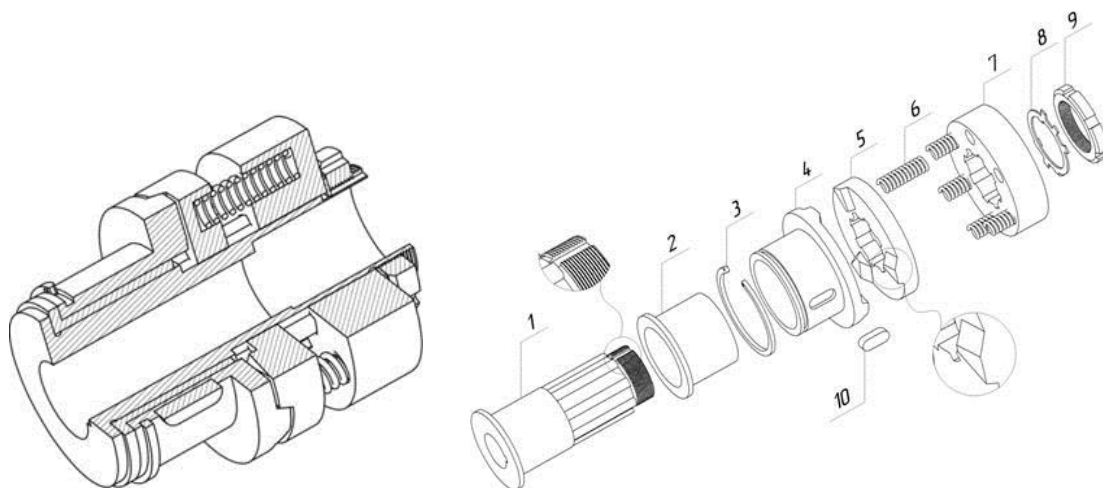


Рис. 1.25. Конструкция муфты кулачковой предохранительной

Зубчатые предохранительные муфты

В зубчатых сцепных муфтах одна полумуфта представляет собой зубчатое колесо с внутренними зубьями, а вторая — с наружными при одинаковых модулях и числах зубьев (рис.1.27). В отличие от кулачковых муфт у зубчатых зубья расположены не на торце, а на цилиндрической поверхности и имеют эвольвентный профиль, поскольку зубья с таким профилем легко нарезаются на широко распространённом зуборезном оборудовании, предназначенном для изготовления зубчатых колёс.

Для облегчения включения осевых перемещений полумуфты торцы зубьев закругляют.

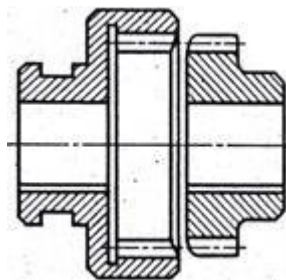


Рис.1.27. Зубчатая сцепная муфта

Муфты комбинированные

Муфты комбинированные применяются при необходимости объединения функциональных возможностей нескольких типов муфт. Возможности по созданию различных комбинаций муфт практически не ограничены. Однако наиболее часто в конструкторской практике встречаются объединения компенсирующих муфт с предохранительными, а также упругих и предохранительных (см. рис. 1.2). Как следует из рисунка, различные комбинации муфт по функциональным признакам могут реализовываться с помощью комбинирования по конструктивным признакам. К примеру, среди компенсирующих предохранительных муфт часто применяются разнообразные зубчатые и цепные муфты со срезными штифтами, а также многообразными фрикционными устройствами. Подобные комбинации выполняются не простой последовательной установкой двух рассматриваемых муфт, а объединением их в единый узел, позволяющий существенно сократить габариты, материалоёмкость, трудоёмкость изготовления. Использование комбинированных муфт в курсовых проектах будет весьма полезно студентам, желающим приобрести расширенную конструкторскую подготовку.

На рис. 1.34 показана конструкция комбинированной муфты, в которой компенсирующее зубчатое устройство сочленено с разрушающимся предохранительным элементом в виде срезаемых штифтов. Передача движения от ведущей, к примеру, зубчатой полумуфты 18 с помощью зубчатого зацепления передается к обойме 13 и далее болтовым соединением, включающим болты 15 с соответствующими шайбами и гайками 11 и 10 – на обойму 12. Эта обойма зубчатым зацеплением передает движение на втулку 6, которая имеет два консольных выступа с расположенными в них втулками 2 и срезными штифтами 3. Втулки 2 изготавливаются из материалов, обеспечивающих твердость поверхности после соответствующей термической обработки не ниже 50 HRC. Данные втулки предназначены для снижения давления в месте их контакта со втулкой 6. В дальнейшем движение от втулок 2 передается на штифты 3 и вновь на втулки 2, установленные в ведомой полумуфте 4. Для исключения выпадения втулок со штифтами отверстия под втулки закрываются винтовыми пробками 1. При достижении передаваемым моментом предельного значения напряжения сдвига в штифтах становятся равными пределу прочности, и они разрушаются. В этом случае движение на ведомую полумуфту не передается, и она останавливается. Для возобновления движения необходима замена штифта.

Поскольку нормальные условия работы зубчатых зацеплений требуют смазки, то в полости зубчатых обойм 12 и 13 предусмотрены пробки 17 с соответствующей прокладкой 16 для подачи смазывающих материалов. С целью удержания смазки со стороны ведущей полумуфты устанавливаются крышки 19 и 21 с уплотнением 20, закрепляемые к зубчатой обойме винтами 7. Аналогичную задачу со стороны обоймы 12 выполняет разъемная крышка с уплотнением 8. Для обеспечения возможности сборки крышка выполнена в виде полуколец 9, соединяемых с помощью болтового соединения на основе болтов 14.

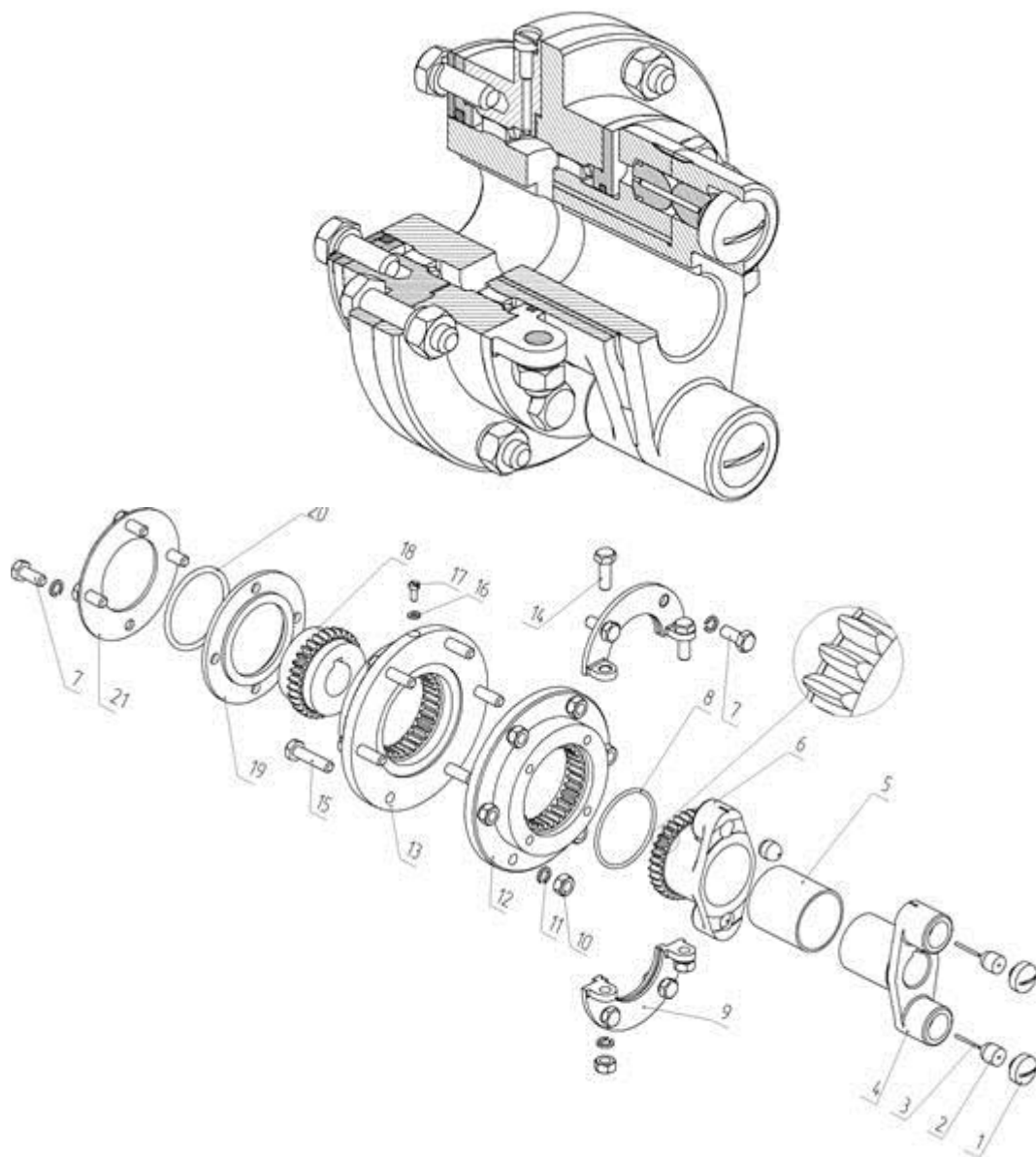


Рис. 1.34. Конструкция муфты комбинированной компенсирующей предохранительной

Соединения деталей машин

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.

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.

Сварные соединения

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, которое 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 1.

Таблица 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

По взаимному расположению свариваемых элементов различают следующие виды соединений

- стыковые С (рис.8);
- нахлесточные Н, лобовые (рис. 9, а); фланговые (рис. 9, б);
- с накладками (рис. 10);
- тавровые Т (рис. 11, а, б). Свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть выполнено угловыми (рис.11, а) или стыковыми (рис. 11, б) швами.
- угловые У (рис. 11 в, г). Применяются для изготовления тары из листовой стали, ограждений и др. Выполняются угловыми швами. Эти соединения передают малые нагрузки и поэтому не рассчитываются на прочность.



Рис.8. Стыковое соединение

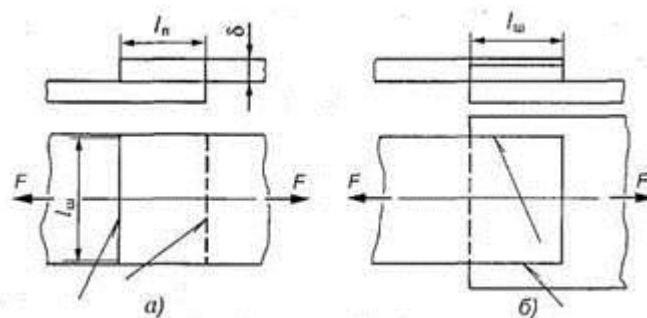


Рис. 9. Нахлесточное соединение: а — соединение лобовыми швами; б — соединение фланговыми швами

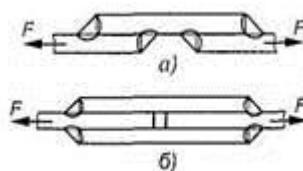


Рис. 10. Соединения с накладками

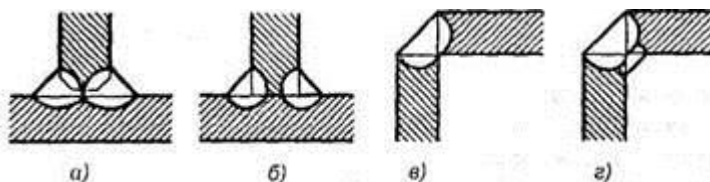


Рис. 11. Соединения тавровые и угловые

Стыковые соединения выполняют так называемыми стыковыми швами, а остальные — угловыми. Наиболее просты и прочны стыковые швы.

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. 17.1), 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.

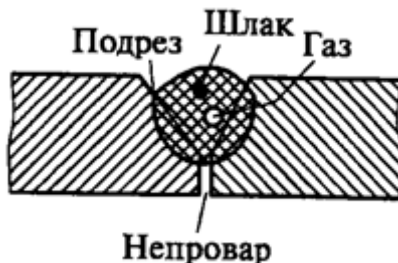


Рис. 17.1

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.

Многообразие факторов, влияющих на прочность сварных соединений, а также приближенность и условность расчетных формул вызывают необходимость экспериментального определения допускаемых напряжений. Принятые нормы допускаемых напряжений для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей, а также низколегированных сталей (типа 14ГС, 15ГС, 15ХСНД, 09Г2, 19Г и пр.) при статических нагрузках см. в табл. 3.

Таблица 3. Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке

Вид деформации, напряжение	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручная дуговая электродами	
		Э50А, Э42А	Э50, Э42
Растяжение $[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$0,9[\sigma']_p$
Сжатие $[\sigma']_{сж}$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$
Срез $[\tau']_{ср}$	$0,65[\sigma']_p$	$0,65[\sigma']_p$	$0,6[\sigma']_p$

В зависимости от вида сварного соединения и сварки принятые допускаемые напряжения для сварных швов понижаются путем умножения их на коэффициент ϕ (таблица 4).

Таблица 4. Значения коэффициента ϕ в зависимости от вида сварного соединения и сварки

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

Таблица 5. Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для сварных швов

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,

$$\gamma = 1 / [(ak_\sigma + b) - (ak_\sigma - b)R] \leq 1, \quad (1)$$

где $k_\sigma(k_\tau)$ - эффективный коэффициент концентрации нормальных (касательных) напряжений (см. таблицу 5);

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 (1) 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.

Стыковые швы могут воспринимать произвольно направленные нагрузки и моменты.

При конструировании стыковых швов необходимо решить вопрос о способе разделки кромок и в соответствии с этим выбрать буквенно-цифровое обозначение шва.

При действии на соединение нескольких силовых факторов применяют метод независимости действия сил (метод суперпозиции), т.е. определяют напряжение от каждого силового фактора отдельно, а затем расчет ведут по эквивалентным напряжениям: обычно — по четвертой теории прочности:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 3\tau_\Sigma^2} \leq [\sigma]_p \quad (1.1)$$

где σ_Σ - наибольшее суммарное нормальное напряжение в шве;

τ_Σ - наибольшее суммарное касательное напряжение в шве;

$[\sigma]_p$ - допускаемое напряжение для сварного шва.

Расчет сварных соединений внахлестку

Сварные соединения внахлестку выполняют угловым (валиковым) швом (рис.19). Угловые швы соединения внахлестку могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты.

Соединения обычно воспринимают нагрузку в плоскости стыка.

Угловые швы соединений внахлестку могут иметь сечения: нормальные (треугольные), выпуклые и вогнутые. Наиболее целесообразный с точки зрения снижения концентрации напряжений и в условиях работы при переменных во времени нагрузках шов — вогнутый, но — и наиболее сложный в изготовлении. Вогнутость шва достигается обычно механической обработкой, которая значительно увеличивает стоимость соединения. Поэтому такой шов применяют только в особых случаях, когда оправдываются дополнительные расходы. Выпуклый шов также сложен в изготовлении, имеет повышенную концентрацию напряжений и применяется в специальных случаях. Наиболее распространенное сечение шва — нормальное (треугольное).

Основные геометрические характеристики поперечного сечения нормального углового шва — катет k и расчетная высота — βk . Величина последней по сути есть глубина проплавления соединяемых деталей, зависящая от технологического процесса сварки. При ручной и многопроходной автоматической или механизированной сварке $\beta=0,7$; при двух- и трехпроходной механизированной сварке $\beta=0,8$; при двух- и трехпроходной автоматической, а также однопроходной механизированной сварке $\beta=0,9$; для однопроходной автоматической сварки $\beta=1,1$.

В большинстве случаев $k = \delta_{\min}$, где δ_{\min} – меньшая из толщин свариваемых деталей. По условиям технологии $k \geq 3$ мм, если $\delta_{\min} \geq 3$ мм. Максимальная величина катета не ограничивается, однако швы с $k > 20$ мм используются редко.

Разрушение углового шва происходит по сечению $m - m$ (рис. 19). Площадь опасного сечения шва равна $\beta k l$, где l – длина шва.

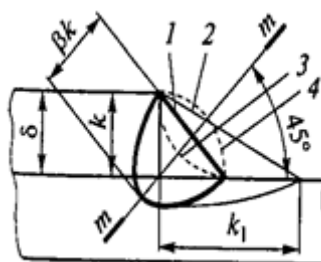


Рис.19

При использовании угловых швов расчет ведут при следующих предположениях (допущениях):

1. Свариваемые детали — абсолютно жесткие: деформируются под нагрузкой только швы.

2. Под действием крутящих моментов происходит поворот соединенных деталей относительно центра тяжести сварного стыка в пределах упругих деформаций шва.

3. В опасном сечении шва возникает сложное напряженное состояние. Однако расчет угловых швов при любом способе напряжений ведут по касательным напряжениям. Нормальные напряжения не учитывают.

4. Считают касательные напряжения равномерно распределенными по высоте опасного сечения $h_{оп} = 0,7k$.

5. Опасное сечение углового шва расположено под углом 45° .

6. Вид сварки выбран правильно, а качество детали и шва удовлетворяет нормам расчета соединений с угловым швом.

При конструировании соединений следует, если можно, избегать разных толщин соединяемых деталей.

По методу, принятому в инженерной практике, лобовые швы рассчитывают только по τ . За расчетное сечение, так же как и во фланговых швах, принимают сечения по биссектрисе $m - m$. Разрушение швов именно по этому сечению подтверждает практика. При этом

$$\tau = \frac{F}{\beta k l} \leq [\tau'].$$

Такая условность расчета тоже подтверждается практикой. Расчет лобовых швов только по τ и сечению $m - m$ делает расчет всех угловых швов единым независимо от их расположения к направлению нагрузки.

Все угловые швы рассчитывают только по τ в сечении $m - m$. Это практически удобно и упрощает расчеты.

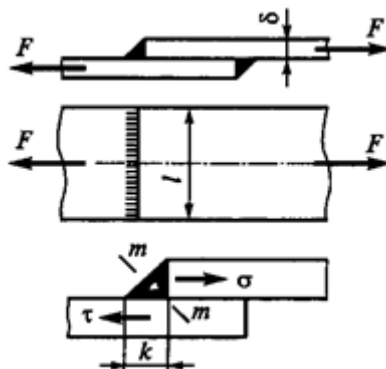


Рис.19.5

Расчет сварных тавровых швов

Соединяемые детали в зоне сварных швов перпендикулярны (наиболее частый случай) или наклонны друг к другу. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рис. 20,а) или угловыми швами без разделки кромок (рис. 20,б).

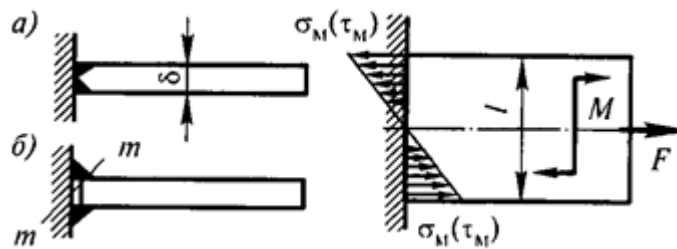


Рис. 20

При нагружении изгибающим моментом и силой прочность соединения определяют по формулам:

для стыкового шва

$$\sigma = \frac{6M}{\delta l^2} + \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma']; \quad (4)$$

для угловых швов

$$\tau = \frac{6M}{2l^2 \beta k} + \frac{F}{2l \beta k} \leq [\tau']; \quad (5)$$

При выводе формулы (5) учтено, что напряжения τ_{am} от момента распределяются по длине шва аналогично напряжениям σ_{nam} в поперечном сечении балки. За расчетное сечение по-прежнему принято сечение по биссектрисе $m-m$.

На рис. 21 показано тавровое соединение трубы, нагруженное изгибающим и крутящим моментами.

Напряжения в шве от крутящего момента

$$\tau_T = \frac{T}{W_p} \approx \frac{2T}{\beta k \pi d^2}. \quad (6)$$

В уравнении (6) принято, что катет k шва мал в сравнении с d . При этом можно считать, что напряжения τ_T распределены равномерно по кольцевой площадке разрушения шва, равной $\beta k l d_{cp}$, а средний диаметр этой площадки

$$d_{cp} = d + \beta k \approx d.$$

Напряжения в шве от изгибающего момента

$$\tau_M = \frac{M}{W} \approx \frac{4M}{\beta k \pi d^2}$$

Здесь учтено, что для такого сечения W в два раза меньше W_p .

Напряжения τ_T и τ_M в сечении $m-m$ (рис. 21) взаимно перпендикулярны. Поэтому суммарное напряжение

$$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau'].$$

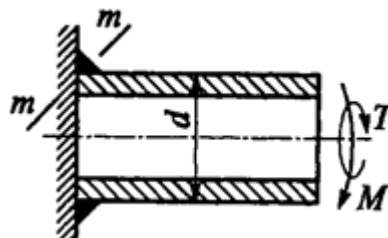


Рис. 21

В любом случае для расчёта самых сложных сварных швов сначала необходимо привести силу и момент к шву и распределить их пропорционально несущей способности (длине) всех простых участков. Таким образом, любой сложный шов сводится к сумме простейших расчётных схем.

Расчет сварных соединений точечной сварки

Точечная сварка (рис.19.12) выполняется по ГОСТ 15878-79 «Контактная сварка. Соединения сварные».

Применяют для соединения деталей из тонкого листового материала при соотношении толщин $\delta_{\max}/\delta_{\min} \leq 3$.

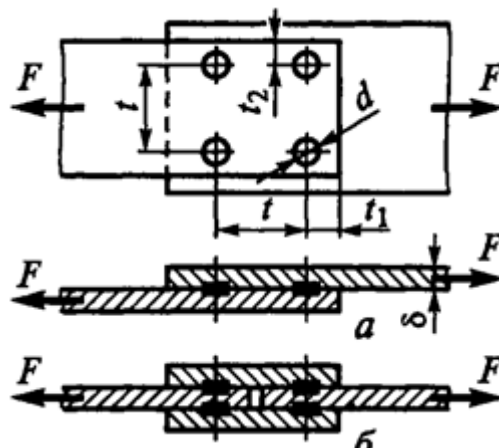


Рис.19.12

Диаметр сварной точки выбирают в зависимости от толщины меньшей из свариваемых деталей:

$$d = 1,2 \cdot \delta_{\min} + 4 \text{ мм при } \delta_{\min} \leq 3,$$

$$d = 1,5 \cdot \delta_{\min} + 5 \text{ мм при } \delta_{\min} > 3.$$

Минимальный шаг t ограничивается явлением шунтирования тока ранее сваренной точкой. Расстояние от кромок t_1 – по торцу и t_2 – по длине нормируют с учетом технологических и силовых факторов. Обычно принимают

$$t = 3d; \quad t_1 = 2d; \quad t_2 = 1,5d.$$

Соединения точечной сваркой работают преимущественно на срез. При расчете полагают, что нагрузка распределяется равномерно по всем точкам. Неточность расчета компенсируют уменьшением допускаемых напряжений:

$$\tau = \frac{4F}{z i \pi d^2} \leq [\tau'],$$

где z – число сварных точек; $i = 1 \div 2$ – число плоскостей среза. Для конструкции по рис. 19.12,а $z = 4$, $i = 1$; по рис. 19.12,б $z = 2$, $i = 2$.

При нагружении точечных сварных соединений моментом в плоскости стыка деталей расчетную точку и ее нагрузку определяют так же, как и для заклепочных соединений или соединений с болтами, поставленными без зазора.

Точечному соединению свойственна высокая концентрация напряжений. Поэтому оно сравнительно плохо работает при переменных нагрузках. Концентрация напряжений образуется не только в сварных точках, но и в самих деталях в зоне шва.

Точечные сварные соединения чаще применяют не как рабочие, воспринимающие основную нагрузку, а как связующие (например, крепление обшивки к каркасу).

Заклепочные соединения

Заклепочные соединения состоят из двух или нескольких листов или деталей, соединяемых (склепываемых) в неразъемную конструкцию с помощью заклепок (рис. 1).

Заклепкой называют круглый стержень, имеющий сформированную закладную головку 1 на одном конце и формируемую в процессе клепки за мыкающую головку 2 на другом его конце. При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъемное соединение.

Заклепочным швом называют соединение, осуществляемое группой заклепок (рис. 3).

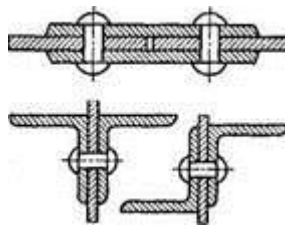


Рис. 1. Заклепочные соединения

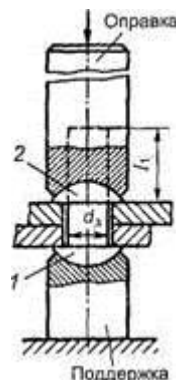


Рис. 2. Формирование заклепочного шва

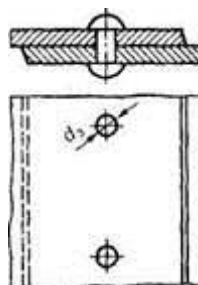


Рис. 3. Однорядное заклепочное соединение

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. Сверленные 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 (см. рис. 2). Под закладную головку 1 устанавливают инструмент-поддержку. Специальной клепальной машиной или вручную (ударами молотка, кувалды) выстукают конец заклепки ($l_1 \approx 1,5d_3$) осаживают обжимкой в замыкающую головку 2. Для стальных заклепок с $d_3 \leq 12$ мм производят клепку в холодную, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов; с $d_3 \geq 12$ мм с нагревом заклепки до светло-красного каления ($1000—1100^\circ\text{C}$). 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_{OTB} выбирают по стандарту в зависимости от диаметра заклепки. Для холодной клепки можно рекомендовать

$$d_{OTB} = d_3 + 0,05d_3,$$

для горячей клепки

$$d_{OTB} = d_3 + 0,1d_3,$$

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.

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 проекторочном 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. 8).

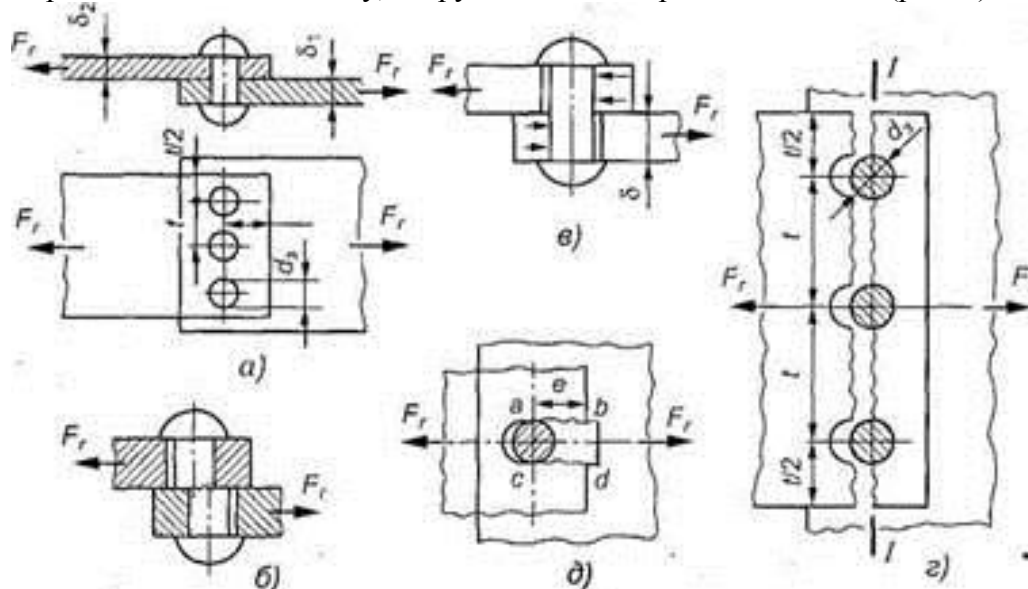


Рис. 8. К расчету соединений заклепками

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.

Расчет параметров заклепки.

Диаметр заклепки определяют из условия прочности на срез ($\tau_{ср} \leq [\tau]_{ср}$) по формуле проекторочного расчета

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi i z [\tau]_{ср.з}}}. \quad (1)$$

где F_r — поперечная сила, действующая на заклепки, Н; i — число плоскостей среза одной заклепки; для заклепки, показанной на рис. 8 $i = 1$; z — число заклепок (задается конструкцией шва); $[\tau]_{ср.з}$ — допускаемое напряжение на срез для заклепок, МПа.

Заклепочное соединение проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F_r}{\delta d_3 z}; \quad (2)$$

$$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}, \quad (3)$$

где $\sigma_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ — расчетное и допускаемое напряжения на смятие для заклепочного соединения, МПа (см. табл. 1); δ — толщина самой тонкой склепываемой детали, мм.

Вывод формулы диаметра заклепки.

Условие прочности на срез одной заклепки для рассматриваемой расчетной схемы (см. рис. 8):

$$\tau_{ср.з} = \frac{F_r}{A i z} \leq [\tau]_{ср.з}.$$

Здесь A — площадь опасного сечения заклепки, мм². Отсюда

$$\tau_{ср.з} = \frac{4F_r}{\pi d_3^2 i z} \leq [\tau]_{ср.з},$$

получим (см. 1)

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi i z [\tau]_{ср.з}}}.$$

Лекция №30

Соединения деталей с натягом. Общие сведения. Применение на машиностроение.

Соединение деталей с гарантированным натягом (прессовые соединения)

Соединение деталей может осуществляться за счет посадки одной детали на другую.

В посадках (рис. 12, а) обеспечивается зазор в соединении. В этом случае детали легко перемещаются относительно друг друга.

В посадках с натягом (рис. 12, б) в соединении обеспечивается натяг. Такие посадки (на рис. 13 - показаны поля допусков посадок по ГОСТ 25347—82) могут обеспечивать передачу вращающего момента без применения шпонок, клиньев, болтов и т. п.

Основной задачей расчета соединения с гарантированным натягом является выбор посадки, обеспечивающей передачу заданного вращающего момента.

Соединения деталей с натягом – это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров вала и втулки. Для закрепления деталей используют силы упругости предварительно деформированных деталей.

Соединения с натягом можно разделить на две группы:

- соединение деталей по цилиндрическим или коническим поверхностям (здесь отсутствуют какие-либо специальные соединительные детали);
- соединения деталей по плоскости с помощью стяжных колец или планок.

Основное применение в машиностроении имеют соединения первой группы (по цилиндрическим поверхностям).

В машиностроении применяют *переходные посадки*, при которых возможно получение как зазора, так и натяга.

Соединение деталей с гарантированным натягом относится к соединениям, передающим рабочие нагрузки за счет сил трения между валом и отверстием.

Достоинства и недостатки соединений с натягом

К основным **достоинствам** цилиндрических соединений с гарантированным натягом относятся: простота конструкции, возможность передачи больших нагрузок как статических, так и динамических (ударных), обеспечение хорошего центрирования соединяемых деталей; возможность применения при очень больших осевых нагрузках и вращающих моментах. Шлицевые и особенно шпоночные соединения при динамическом нагружении быстро обминаются.

Характерной особенностью соединений с натягом является то, что они могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты, а соединения по цилиндрическим и коническим поверхностям дополнительно обеспечивают хорошее центрирование и не требуют специальных крепёжных деталей.

Обычно соединения с гарантированным натягом относят к неразъемным соединениям, однако цилиндрические соединения допускают разборку (распрессовку) и сборку (запрессовку) деталей.

К основным **недостаткам** цилиндрических соединений с гарантированным натягом относятся: сложность сборки и разборки соединений, возможность уменьшения величины расчетного натяга соединяемых деталей и повреждения их посадочных поверхностей при сборке (запрессовке), требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и высокие требования к точности их изготовления, повышенная концентрация напряжений, большое рассеивание сил сцепления в связи с рассеиванием действительных посадочных размеров в пределах допусков и коэффициентов трения, ограниченность несущей способности при вибрационной нагрузке за счет фреттинг - коррозии (разрушение сопряженных поверхностей при очень малых колебательных относительных перемещениях).

Характерными примерами соединений с натягом могут служить кривошипные пальцы, кривошипные пальцы, детали составных коленчатых валов двигателей автомобилей, венцы зубчатых и червячных колес, ступиц колес с валом, колёсные центры на ось и бандажи

железнодорожных колёс, диски турбин, роторы электродвигателей, гребные винты кораблей, подшипники качения, штампы и т.д.

На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным. При этом прессовое соединение может быть и основным и вспомогательным. Точный расчет комбинированного соединения ещё не разработан. Его сложность заключается в определении долей нагрузки, которые передаёт каждое из соединений.

Соединения с натягом обладают сравнительно невысоким сопротивлением усталости. Разрушение схватываемой детали происходит при напряжениях в 1,5-3 раза ниже предела выносливости стандартного гладкого образца из такого же материала. Это объясняется высокой концентрацией напряжений на краях соединения после сборки и в процессе эксплуатации.

Соединения с натягом применяют не только для тел вращения, но и для фасонных деталей. Сегодня рассмотрены задачи, в которых схватываемая деталь представляет собой пластину с наружным контуром в виде квадрата и эллипса, эксцентрик, венец зубчатого колеса с зубьями, подшипник, звено цепи. Весьма эффективно и перспективно использование ЭВМ для расчета параметров соединений с натягом.

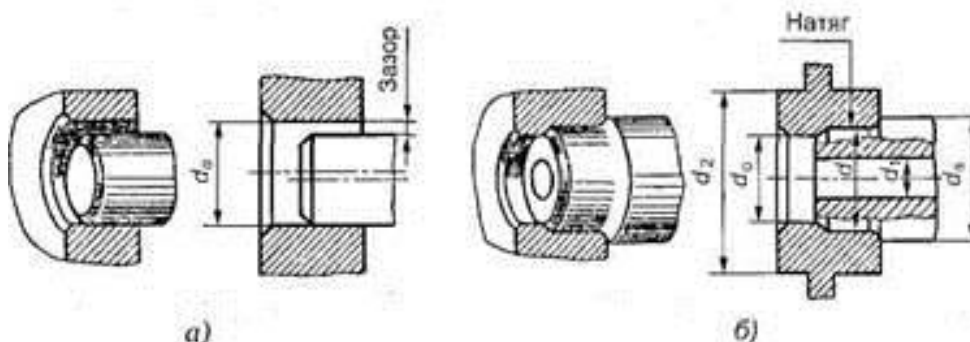


Рис. 12. Соединения с гарантированным натягом: *а* — посадка с зазором; *б* — посадка с натягом

Натягом называют положительную разность размера вала d_B и отверстия d_o до сборки:
 $N = d_B - d_o > 0$.

После сборки соединения на сопрягаемых контактных поверхностях деталей вследствие упругих деформаций возникает давление p (рис.13) и соответствующее ему трение, обеспечивающее необходимую неподвижность сопрягаемых деталей соединения.

Разность между размерами отверстия и вала и определяют характер соединения - так называемую стандартную **посадку**, то есть большую или меньшую свободу перемещения одной детали относительно другой или степени их неподвижности.

Например:

$$\begin{array}{r} H7 \\ \frac{H7}{S6} \quad \Phi 40 \quad \begin{array}{l} +0.025 \\ +0.059 \\ +0.043 \end{array} \end{array}$$

Минимальный натяг $N_{min} = 18$ мкм

Максимальный натяг $N_{max} = 59$ мкм

Если размер отверстия больше размера вала, то положительная разность между этими размерами называется **зазором**.

Расчет соединений с натягом

Необходимая величина натяга соединения определяется потребным давлением p на посадочной поверхности, которое должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил (рис. 14).

При нагружении соединения осевой силой F_a (рис.14,а):

$$F_a \leq N \frac{f}{k} = P \pi d l_p \frac{f}{k};$$

где: N - сила нормального давления на сопрягаемые поверхности;

d, l_p - диаметр и длина посадочной поверхности;

f – коэффициент трения (см. табл. 3);
 k – коэффициент запаса сцепления ($k \approx 1,5 \dots 2$).

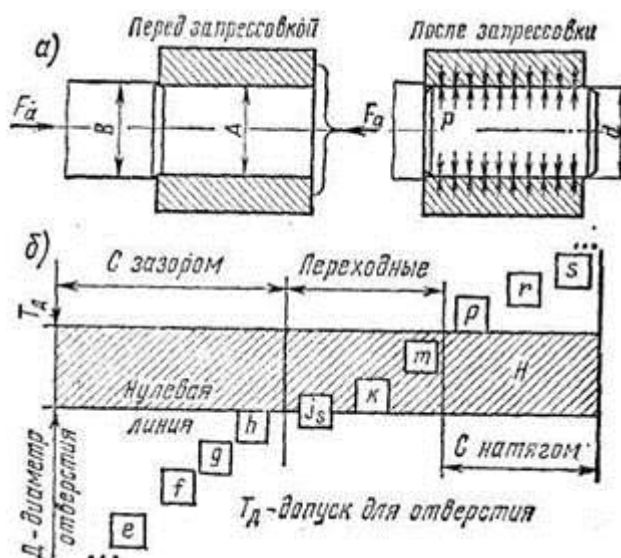


Рис. 13. Схема расположения полей допусков

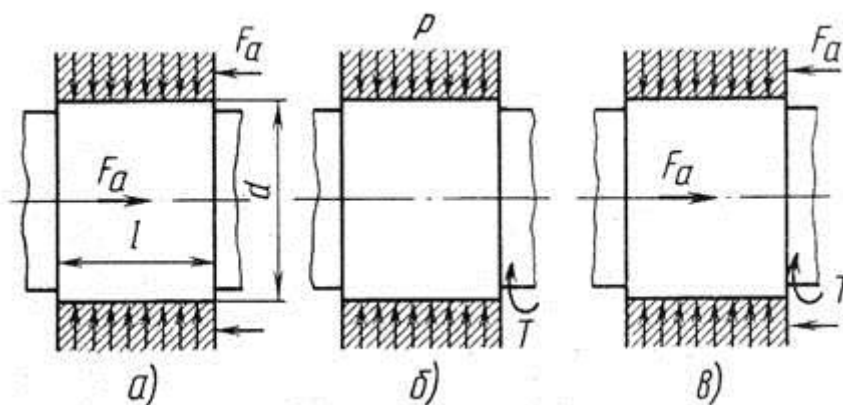


Рис. 14. Расчетные схемы соединений с натягом

Таблица 3. Усредненные значения коэффициента трения f при расчете посадок с натягом

Способ сварки соединения	Сталь	Чугун	Алюминиевые и магниевые сплавы	Латунь	Пластмассы
Механический	0,06–0,13	0,07–0,12	0,02–0,06	0,05–0,10	0,6–0,5
Тепловой	0,14–0,16	0,07–0,09	0,05–0,06	0,05–0,14	–

Откуда посадочное давление p равно:

$$p \geq \frac{F_a k}{f \pi l d} \quad (13)$$

При нагружении соединения крутящим моментом T (рис.14,б):

$$T \leq N \frac{f d}{k 2} = p \pi d l_p \frac{f d}{k 2};$$

откуда:

$$p \geq \frac{2 T k}{\pi d^2 l_p f} \quad (14)$$

При одновременном нагружении соединения крутящим моментом T и осевой силой F_a (рис.14,в) расчёт ведут по равнодействующей осевой и окружной силе:

$$\sqrt{F_d^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p,$$

Откуда

$$p \geq \frac{\sqrt{F_d^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l} \quad (15)$$

В соединениях с натягом нагрузка по длине распределяется резко неравномерно и у торца ступицы со стороны передачи крутящего момента возникают острые пики напряжений.

Несущая способность соединения может быть существенно повышена оксидированием, а также гальваническими покрытиями хромом и никелем. Большой эффект даёт введение в соединение порошка корунда (при сборке температурным деформированием); в этом случае коэффициент трения покоя возрастает больше чем в 2 раза.

При нагружении соединения изгибающим моментом M на равномерную эпюру давлений от посадки накладывается эпюра давлений, характерная для изгиба (рис. 15).

Наиболее давление в соединении от изгиба:

$$p_1 = \frac{4}{\pi} \frac{M}{2W} = \frac{12M}{\pi d l^2} \leq p,$$

где: $\frac{4}{\pi}$ - множитель, учитывающий серпообразный характер эпюры давлений по окружности цапфы;

$W = d \ell^2/6$ – момент сопротивления изгибу диаметрального сечения цапфы.

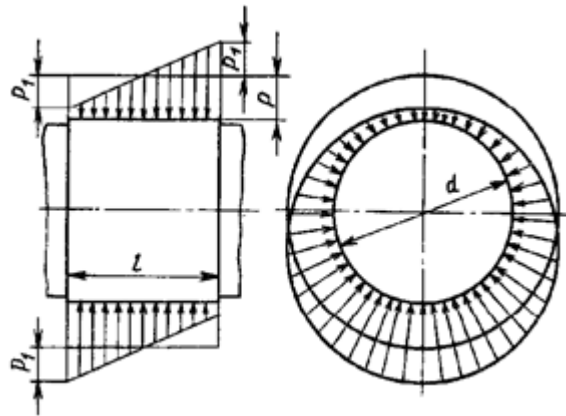


Рис.15. Эпюра давлений в соединении при нагружении изгибающим моментом

Изгибающий момент может достигать такой величины, когда давление на посадочной поверхности снижается до $0,25p$ (т.е. $p_1 \approx 0,25p$). Исходя из этого условия допустимый момент изгиба не должен превышать величины:

$$M \approx 0,2p d l^2 \quad (16)$$

Как видно из выражения (16), допустимый изгибающий момент пропорционален квадрату длины цапфы. Поэтому при нагружении соединения значительным изгибающим моментом необходимо увеличивать её длину.

Посадочное давление p связано с натягом δ зависимостью Ляме.

$$p = \frac{\delta}{d \left[\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right]} \quad (17)$$

где

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2;$$

здесь d – посадочный диаметр сопряжения;

d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала d_1);

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали;

E_1, E_2 – модули упругости материалов деталей;

μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона (сталь $\mu = 0,3$; чугун $\mu = 0,25$);

Поскольку измерение реальных деталей осуществляется по вершинам микронеровностей, то измеряемый натяг δ_u , больше расчётного натяга δ на величину обмятия микронеровностей (рис. 16):

$$\delta = \delta_u - 5,5(R_{z1} + R_{z2}) \quad (18)$$

где: R_{z1}, R_{z2} – высота микронеровностей для соответствующего класса шероховатости.

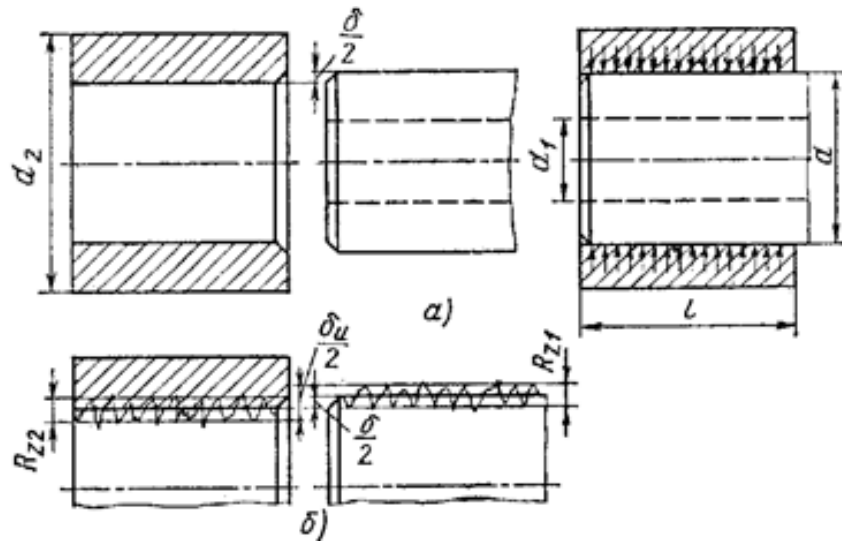


Рис.16. Расчетная схема для определения стандартной посадки с натягом

По приведённым выше зависимостям (13-15) рассчитывают посадочное давление p (17), затем расчётный натяг δ (18) и измеряемый натяг δ_u (18), по которому и подбирают посадку из числа стандартных таким образом, чтобы максимальный натяг стандартной посадки был бы меньше измеряемого натяга δ_u , полученного из зависимости (18) (рис. 17).

Для большинства соединений с натягом суммарные напряжения на посадочной поверхности не должны по возможности превышать предела текучести материала, однако для некоторых деталей, например, для колец подшипников, посадочный натяг ограничивают изменением диаметров свободной не посадочной поверхности. Уменьшение рационального зазора в подшипнике в этом случае может привести к заклиниванию тел качения.

В этом случае задаются допустимым уменьшением радиального зазора и по нему считают допустимое посадочное давление и натяг.

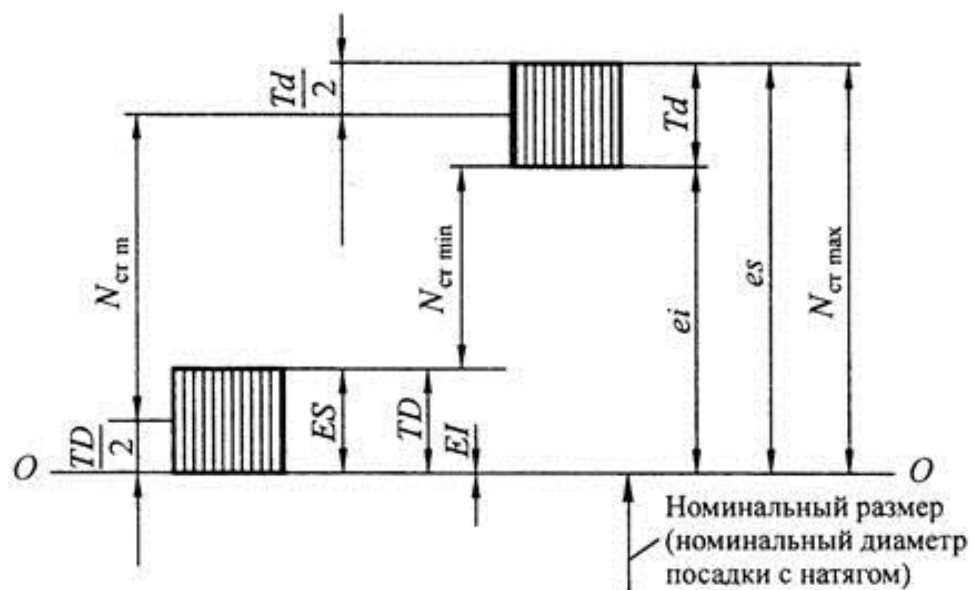


Рис.17. Поля допусков в системе отверстия деталей соединений с натягом: TD – поле допуска на размер диаметра отверстия; Td – поле допуска на размер диаметра вала.

В случае тонкой втулки необходимо проверить в не нормальное и касательное напряжения (рис.18) Эпюры распределения нормальных напряжений (окружных и радиальных).

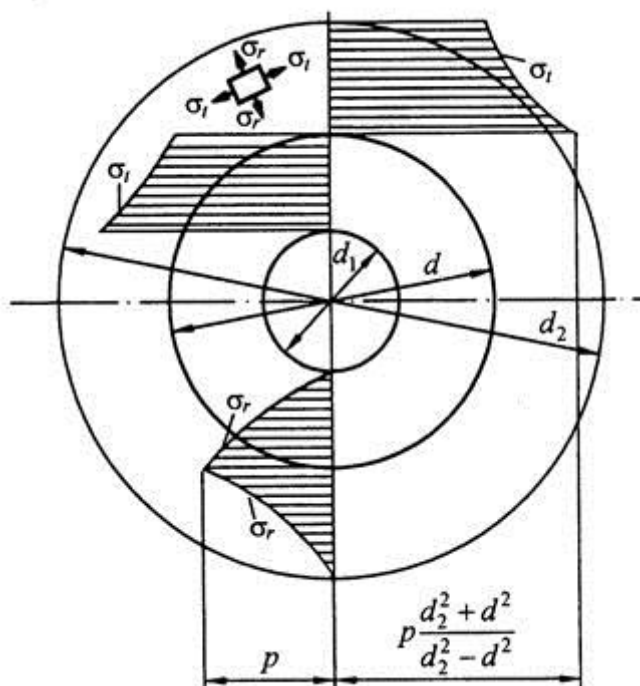


Рис. 18. Эпюры распределения напряжений в деталях соединений с натягом

Как правило, наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватываемой детали:

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_t = p \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2},$$

а наибольшее эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_t - \sigma_r = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} \leq [\sigma]_T,$$

Наибольшее напряжение охватываемой детали возникают также на внутренней поверхности и являются сжимающими

$$\sigma_{t1} = \frac{2p}{1 - (d_1/d)^2} \leq [\sigma]_T$$

Напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ и σ_T не должны по возможности превышать предела текучести материала.

Резьбовые соединения. Общие сведения. Задача резьбы. Основные размеры резьбы: диаметр, шаг, угол профиля и число заходов.

Классификация крепёжных изделий и их элементов. Терминология

Простейшая классификация крепёжных изделий может проводиться по нескольким направлениям: резьбовые и без резьбы, стержневые и с функциональным отверстием, изделия типа болт с невыпадающей шайбой относят к комбинированным и т.д.

В отдельных стандартах и в разных государствах встречаются отличающиеся друг от друга названия одинаковых деталей. В первую очередь это относится к терминам «болт» и «винт». В настоящем материале использованы определения:

привод - конструктивный элемент крепёжной детали, служащий для передачи крутящего момента;

болт – резьбовая крепёжная деталь с головкой и наружным приводом или конструктивным элементом головки, удерживающим болт от поворота (квадратный подголовок, ус и другие);

винт – резьбовая крепёжная деталь с приводом, расположенным внутри головки или стержня.

Стержневые крепёжные детали состоят из нескольких составных частей.

Конструкции таких широко применяемых изделий, как шпильки, заклёпки (в том числе полупустотелые, пустотелые), пальцы, штифты (в том числе с резьбовой частью), шплинты, многочисленные конструкции шайб и другие – не рассматриваются. Информация о них в достаточной степени имеется в справочниках, больших изменений за последние годы эти конструкции не претерпели.

Общие технические требования и нормы

Всего на крепёжные изделия имеется около 350 государственных стандартов. Из них в машиностроении используют 210 – 220. Ниже приведён перечень нескольких базовых стандартов общего назначения по состоянию на январь 2008 года. Ими следует руководствоваться при производстве и применении крепёжных деталей.

ГОСТ 1759.0-87 Болты, винты, шпильки и гайки. Технические условия.

ГОСТ 1759.1-82 Болты, винты, шпильки, гайки и шурупы. Допуски. Методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей.

ГОСТ 1759.2-82 Болты, винты и шпильки. Дефекты поверхности и методы контроля.

ГОСТ 1759.3-83 Гайки. Дефекты поверхности и методы контроля.

ГОСТ Р 52627-2006 Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний. Соответствует ИСО 898-1:1999 (взамен ГОСТ 1759.4-87).

ГОСТ Р 52628-2006 Гайки. Механические свойства и методы испытаний. Соответствует ИСО 898—2:1992 и ИСО 898-6:1994 (взамен ГОСТ 1759.5-87).

ГОСТ 17769-83 Изделия крепёжные. Правила приёмки.

ГОСТ 18160-72 Изделия крепёжные. Упаковка. Маркировка. Транспортирование и хранение.

ГОСТ 24670-81 Болты, винты и шурупы. Радиусы под головкой.

ГОСТ 24671-84 Болты, винты, шурупы с шестигранной головкой и гайки шестигранные. Размеры «под ключ».

ГОСТ 27017-86 Изделия крепёжные. Термины и определения (разработан проект ГОСТ Р ИСО 1891-2007).

ГОСТ 27148-86 Изделия крепёжные. Выход резьбы. Сбеги, недорезы и проточки. Размеры.

ГОСТ 9.301-86 Покрытия металлические и неметаллические. Общие требования.

Примечание. Новые стандарты ГОСТ Р 52627 и 52628-2006, заменившие ГОСТ 1759.4 и 1759.5-87 существенных изменений в части механических свойств и методов испытаний не имеют, поэтому приводить изменения необходимости нет.

Международная система стандартов ИСО постепенно становится единой для большинства государств, национальные стандарты приводятся в полное соответствие с международными. В обновлённых стандартах повышены требования к качественным характеристикам крепёжных изделий, выпущены стандарты ИСО на большую группу новых прогрессивных конструкций.

Многофункциональность – характеристика современного крепежа

Прогрессивными называют крепёжные изделия, обладающие дополнительными функциональными свойствами, например, они могут стопориться без дополнительных деталей, сверлить себе отверстие, раскатать в нём резьбу, они обеспечивают снижение трудоёмкости сборки и технического обслуживания, имеют повышенную прочность и т.д.

Рассмотрим функции резьбовых крепёжных изделий.

Основные функции – соединить детали и сборочные единицы, создать усилие затяжки и сохранить его в заданных пределах в период эксплуатации машины. Прогрессивные крепёжные изделия характеризуются **дополнительными функциями**, которые позволяют решать множество задач за счёт проявления новых свойств. Дополнительные функции можно условно поделить на три группы:

а) конструктивные. Позволяют застопорить соединение, исключить вспомогательные детали, создать оптимальные напряжения на контакте;

б) сборочные. Обеспечивают надёжную передачу вращающего момента, затяжку с заданным моментом, попадание в отверстие, перекрытие отверстия, установку в местах с односторонним доступом, не выпадение деталей крепежа при разборке;

в) технологические. Дают возможность во время сборки выдавить или нарезать резьбу в отверстии, очистить резьбу при завинчивании, просверлить отверстие и образовать в нём резьбу, отбортовать отверстие и образовать в нём резьбу, зачистить контактную опорную поверхность, герметизировать соединение и др.

Резьбовые соединения

Резьбовые соединения - разъемные, собираемые с помощью резьбовых крепежных деталей. Основные термины и определения резьб и резьбовых соединений стандартизованы.

Резьба – поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура по цилиндрической или конической поверхности или совокупность чередующихся выступов и впадин определённого профиля, расположенных по винтовой линии на поверхности тела вращения (обычно цилиндра или конуса).

Применяется

- для устранения возможности перемещения соединяемых деталей;
- для удержания деталей на определенном расстоянии друг от друга;
- для обеспечения плотности стыка соединяемых деталей;
- для осуществления поступательного движения (пресса, домкраты, ходовые винты);
- для получения точных относительных перемещений (регулируемые винты).

Основы образования резьбы

В основе образования резьбы лежит принцип получения винтовой линии. **Винтовая линия** – это пространственная кривая, которая может быть образована точкой, совершающей движение по образующей какой-либо поверхности вращения, при этом сама образующая совершает вращательное движение вокруг оси.

Если в качестве поверхности принять цилиндр, то полученная на его поверхности траектория движения точки называется цилиндрической винтовой линией. Если движение точки по образующей и вращение образующей вокруг оси равномерны, то винтовая цилиндрическая линия является линией постоянного шага. На развертке боковой поверхности цилиндра (рис.2) такая винтовая линия преобразуется в прямую линию.

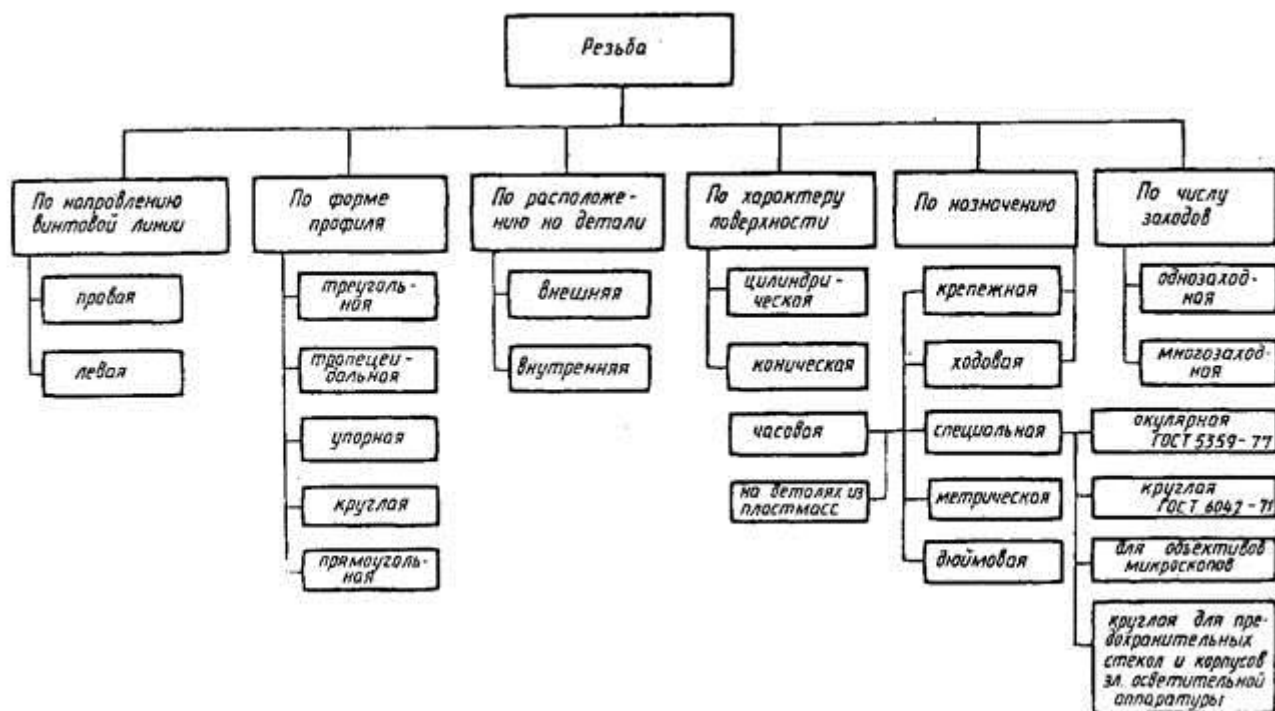


Рис.1

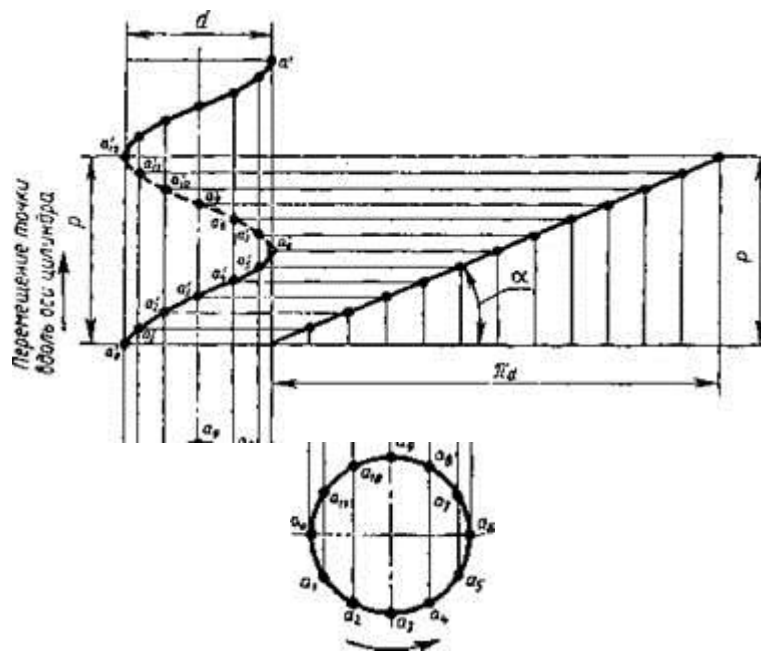


Рис.2

Если на поверхности цилиндра или конуса про резать канавку по винтовой линии, то режущая кромка резца образует винтовую поверхность, характер которой зависит от формы режущей кромки. Образование винтового выступа можно представить как движение треугольника, трапеции, квадрата по поверхности цилиндра или конуса так, чтобы все точки фигуры перемещались по винтовой линии (рис.3).

Цилиндрическая резьба – резьба, образованная на цилиндрической поверхности.

Коническая резьба – резьба, образованная на конической поверхности.

Правая резьба – резьба, образованная контуром, вращающимся по часовой стрелке и перемещающимся вдоль оси в направлении от наблюдателя.

Левая резьба – резьба, образованная контуром, вращающимся против часовой стрелки и перемещающимся вдоль оси в направлении от наблюдателя.

Чаще всего используют правую резьбу. Левую резьбу применяют только в специальных механизмах. Если по поверхности перемещаются одновременно два, три и более плоских

профиля, равномерно расположенные по окружности относительно друг друга, то образуются двух- и трехзаходные винты.

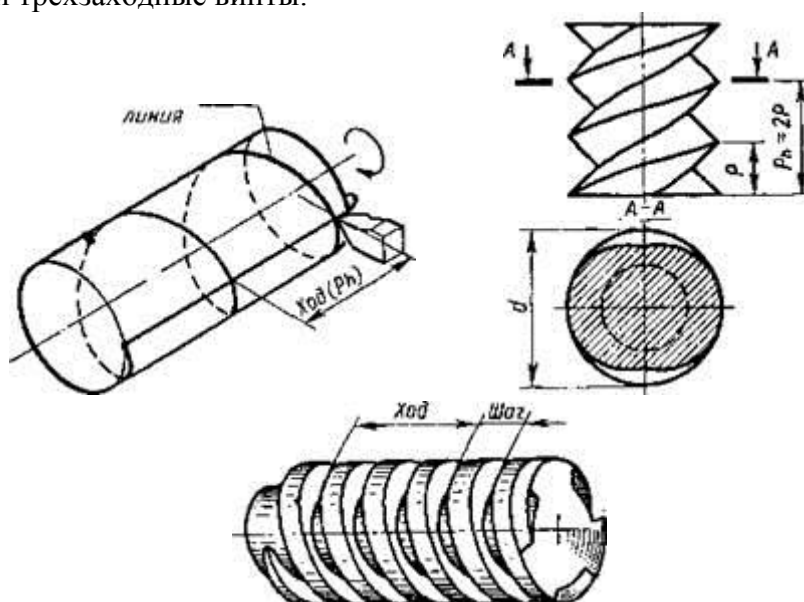


Рис.3

В качестве примера образования одно-, двух- и трехзаходной резьбы можно рассмотреть процесс навивки на цилиндрическую поверхность проволоки треугольного сечения (витки плотно прилегают друг к другу). Для однозаходной резьбы (рис.4,а) величина хода винта P_h равна шагу P . Для двух- (рис.4,б) и трехзаходных (рис.4,в) винтов, когда осуществляется одновременная навивка соответственно двух и трех проволок указанного сечения, величина хода соответственно равняется $2P$ – для двухзаходного винта и $3P$ – для трехзаходного. Наиболее распространена однозаходная резьба. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяются преимущественно в винтовых механизмах.

Приведенные положения, с некоторыми изменениями и уточнениями, могут быть отнесены и к конической поверхности.

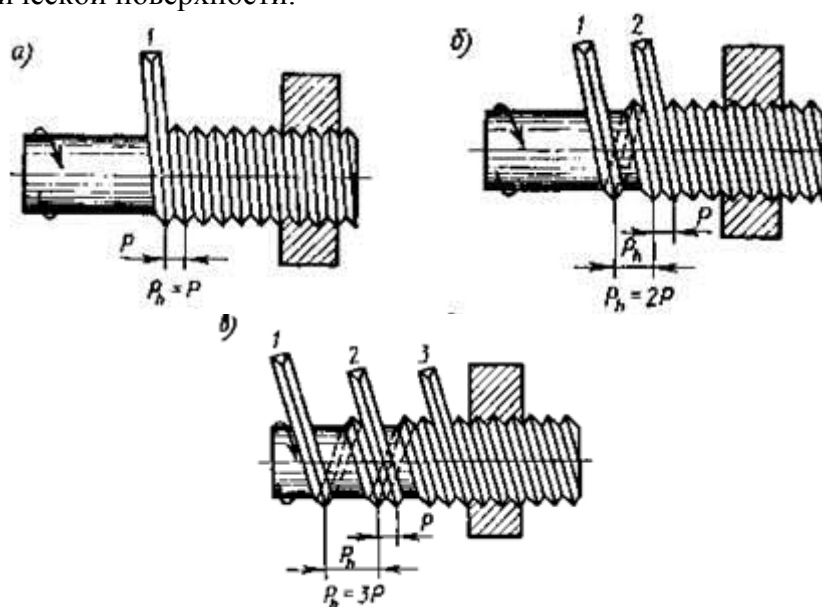


Рис.4

Резьбовые соединения являются наиболее совершенным, а потому массовым видом разъёмных соединений. Применяются в огромном количестве во всех машинах, механизмах, агрегатах и узлах.

Классификация резьбовых соединений

Основные типы резьб, их сравнительная характеристика и область применения.

Резьбовые (разъемные) соединения выполняют с помощью резьбовых крепежных деталей — болтов (рис.5), винтов, шпилек, резьбовых муфт, стяжек и т. п.

Резьбовое соединение — соединение деталей с помощью резьбы, обеспечивающее их относительную неподвижность или заданное перемещение одной детали относительно другой. Конструктивно резьбовые соединения очень разнообразны, но все могут быть отнесены к одному из следующих двух типов:

- резьбовые соединения, осуществляемые непосредственным свинчиванием соединяемых деталей, без использования специальных соединительных деталей;
- резьбовые соединения, осуществляемые при помощи специальных соединительных деталей: болтов, винтов и шпилек с гайками и шайбами.

На рис. 5 деталь 1 — резьба цилиндрическая, наружная; деталь 2 — резьба цилиндрическая внутренняя.

Наружная резьба — резьба, образованная на наружной, охватываемой поверхности, которая носит название болт или винт.

Внутренняя резьба — резьба, образованная на внутренней, охватываемой поверхности которая носит название гайка.

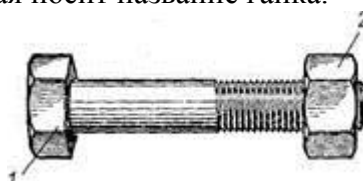
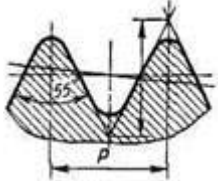
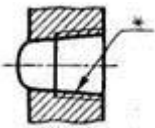
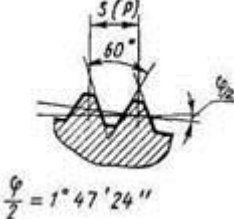
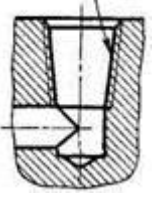
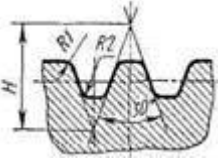
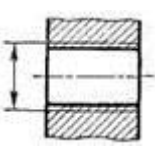
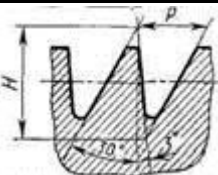
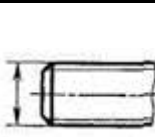
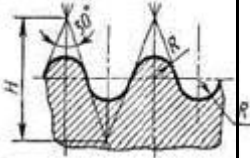
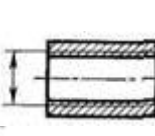
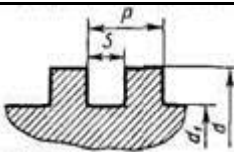
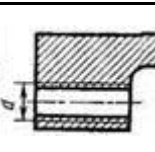


Рис. 5. Болт и гайка

Профиль резьбы - это контур сечения витка резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля резьбы бывают: треугольные — метрические; трубные; дюймовые; трапецеидальные; круглые; прямоугольные (см. табл.1)

Таблица 1

№ п/п	Тип резьбы	Профиль резьбы (некоторые параметры)	Условное изображение резьбы	Стандарт	Примеры обозначения	Примеры обозначения резьбового соединения
1	Метрическая			Профиль по ГОСТ 9150-81 (СТ СЭВ 180-75) Основные размеры по ГОСТ 24705-81 (СТ СЭВ 182-75) Диаметр и шаг по ГОСТ 8724-81 (СТ СЭВ 181-75)	M 12 - 6g (наружная резьба) M 12 LH - 6H (внутренняя резьба) LH - обозначение левой резьбы	M 12 - 6H/6g
2	Метрическая коническая			ГОСТ 25229-82 (СТ СЭВ 304-76) Устанавливает профиль, диаметры, шаги, основные размеры и допуски	МК 20 × 1,5 МК 20 × 1,5 LH	1. Коническое резьбовое соединение МК 20 × 1,2 2. Внутренняя цилиндрическая с наружной конической M/МК 20×1,5/ГОСТ 25229-82
3	Трубная цилиндрическая			ГОСТ 6357-81 (СТ СЭВ 1157-78)	G 1 1/2 - A G 1 1/2 - B A и B - классы точности G 1 1/2 LH - B - 40 длина свинчивания	G 1 - A (разный класс точности) G 1 - A (один класс точности) Внутренняя трубная цилиндрическая резьба с наружной трубной конической по ГОСТ 8711-81 G/R 1 1/2 - A

4	Трубная коническая			ГОСТ 6211-81 (СТ СЭВ 1159-78)	1. Наружная коническая резьба $R\ 1\frac{1}{2}$ 2. Внутренняя коническая резьба $R_c\ 1\frac{1}{2}$	1. Трубная коническая резьба $R_c/R\ 1\frac{1}{2}$
5	Коническая дюймовая			ГОСТ 6111-5	$K\ 1\frac{1}{2}"$ ГОСТ 6111-52	
6	Трапецидальная			ГОСТ 24737-81 (СТ СЭВ 838-78) Однозаходная резьба Профиль по ГОСТ 9481-81	$Tz\ 32 \times 3 LH - 7e$ $Tz\ 32 \times LH - 7H$ Многозаходная $Tz\ 20 \times 4 (P4) LH - 8H$ ход/шаг левая резьба	$Tz\ 32 \times 3 LH - 8H/7e$ Многозаходная $Tz\ 20 \times 4 (P2) - 8H/8e$
7	Упорная			ГОСТ 10177-82 (СТ СЭВ 1781-79)	$S80 \times 10 - 7h$ $S80 \times 10 LH - 7h$ Многозаходная $S80 \times 10 (P10) LH - 7h$ ход/шаг	$S80 \times 10 8H/7h$
8	Круглая			ГОСТ 13536-88	Кр. 12 x 2,54 ГОСТ (Предусмотрен только этот размер) По СТ СЭВ 307-76 Rd 16 Rd 40 LH	Кр. 12 x 2,54 ГОСТ Rd 16 Rd 40 LH
9	Прямоугольная					

Геометрические параметры резьбы.

Основными параметрами резьбы являются (рис. 6):

d □ **номинальный диаметр резьбы** (наружный диаметр болта или винта), этот диаметр входит в обозначение резьбы и во всех документах указывается в миллиметрах, например, М5, М8, М24 (буква М указывает, что резьба метрическая);

d_1 □ **внутренний диаметр резьбы гайки** — диаметр цилиндра, касающегося вершин гребней резьбы в гайке (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров);

d_3 □ **внутренний диаметр резьбы винта** — диаметр цилиндра, касающегося дна впадин между гребнями резьбы;

d_2 □ **средний диаметр резьбы** — диаметр цилиндра, на котором толщина выступов резьбы равна ширине впадин между ними;

p □ **шаг резьбы** — расстояние между одноимёнными точками двух соседних гребней резьбы;

p_h □ **ход резьбы** — расстояние между одноимёнными точками двух соседних гребней резьбы, принадлежащих одному гребню нарезки;

α □ **угол профиля резьбы** - угол между ее смежными боковыми сторонами в плоскости осевого сечения;

ψ □ **угол подъёма резьбы** □ угол подъёма развертки винтовой линии по среднему диаметру.

Ось резьбы – прямая, относительно которой происходит винтовое движение плоского контура, образующего резьбу.

Боковые стороны профиля – прямолинейные участки профиля, принадлежащие винтовым поверхностям.

Вершина профиля – участок профиля, соединяющий боковые стороны выступа.

Впадина профиля – участок профиля, соединяющий боковые стороны канавки.

Углы наклона сторон профиля β и γ – угол между боковыми сторонами профиля и перпендикуляром к оси резьбы. Для резьб с симметричным профилем углы наклона сторон равны половине угла профиля $\alpha/2$.

Рабочая высота профиля H – высота соприкосновения сторон профиля наружной и внутренней резьб в направлении, перпендикулярном к оси резьбы.

Сбег резьбы – участок неполного профиля в зоне перехода резьбы к гладкой части.

Длина резьбы – длина участка поверхности, на котором образована резьба, включая сбег резьбы и фаску.

Длина резьбы с полным профилем – длина участка на котором резьба имеет полный профиль.

Длина свинчивания – длина соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьб в осевом направлении.

Между геометрическими параметрами метрической резьбы нетрудно выявить ряд соотношений. Так ход резьбы

$$p_h = p \cdot z,$$

где z – число заходов резьбы – количество параллельных гребешков образованных по общей винтовой линии.

Для угла подъёма резьбы получаем

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{p \cdot z}{\pi \cdot d_2}.$$

Из последней формулы следует, что с увеличением числа заходов резьбы возрастает и угол её подъёма.

Теоретическая высота гребней метрической резьбы (как высота равностороннего треугольника) составляет

$$H = \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \right) \cdot p \approx 0,866p.$$

Внутренний диаметр резьбы в гайке

$$d_1 = d - \left(10 \frac{\sqrt{3}}{16} \right) \cdot p \approx d - 1,08p.$$

Для нормальных (с крупными шагами) метрических резьб, диаметры которых лежат в интервале $2 \leq d \leq 68$ мм, с достаточной для практики точностью (не хуже 1,8%) этот диаметр можно вычислить по эмпирической формуле

$$d_1 \approx 0,77 \cdot d^{1,04}.$$

По **шагу резьбы** разделяются на основные и мелкие. Мелкие резьбы для тех же диаметров имеют меньший шаг того же профиля, что и в основной резьбе. Применение мелких резьб меньше ослабляет сечение деталей и благодаря меньшему углу спирали нарезки лучше предохраняет соединение против самоотвинчивания.

Для диаметров свыше 20 мм уже обычно применяются мелкие резьбы.

Пример обозначения резьбы:

M16x2 - основная; M16x1,5 - мелкая.

Здесь: M - метрическая; 16 - номинальный (наружной) диаметр резьбы в мм; 2 и 1,5 - шаг резьбы в мм.

По **назначению** резьбы делятся на крепежные, крепежно-уплотняющие, резьбы для передачи движения и специальные (например, ниппельные).

К крепежным резьбам относят метрическую (рис. 6, а), дюймовую (рис. 6, б) и специальную (часовую).

Крепежно-уплотняющие резьбы используют в резьбовых изделиях, предназначенных как для скрепления деталей, так и для создания герметичности. К ним относятся резьбы:

трубная цилиндрическая (см. рис. 6, в), трубная коническая (см. рис. 6, д), коническая дюймовая, круглая (см. рис. 6, е).

Резьбы для передачи движения, применяемые в передачах винт-гайка: прямоугольная, трапецидальная, упорная (см. рис. 6, ж—и).

Основные типы профилей резьбы, показанных на рис. 6: а — три угольный; з — трапецидальный; и — упорный; е — круглый; жс — прямо угольный.

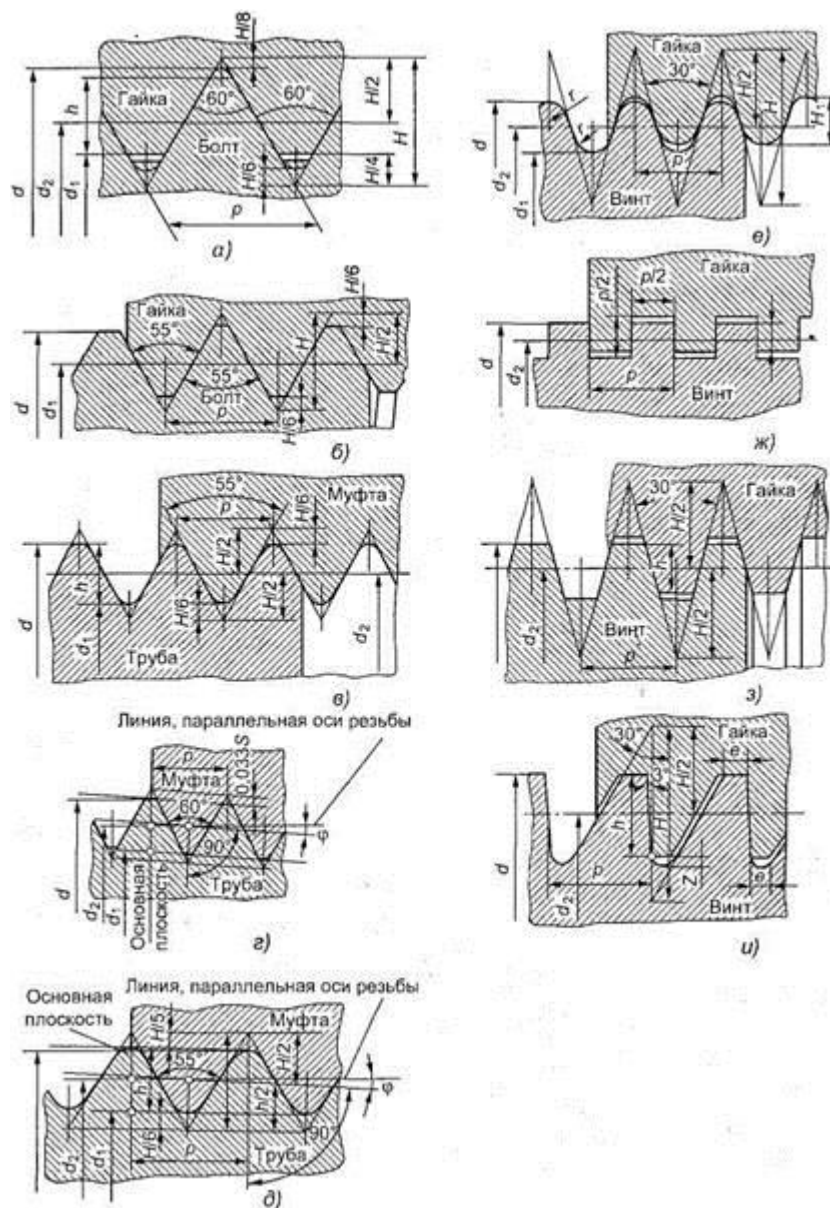


Рис.6. Профили резьб: а — метрическая; б — дюймовая; в — трубная цилиндрическая; г — метрическая коническая; д — трубная коническая; е — круглая; жс — прямоугольная; з — трапецидальная; и — упорная

Наиболее распространены во всех областях хозяйства крепёжные цилиндрические правые резьбы с треугольным профилем нарезки и нормальным шагом. В особых случаях применяются резьбовые детали с левой нарезкой (например, резьбовое соединение оси левой педали велосипеда с шатуном). В большинстве стран, пользующихся метрической системой мер, применяется метрическая резьба.

Метрическая резьба является основной крепёжной резьбой.

Метрическая резьба (см. табл.1) является основным типом крепежной резьбы. Профиль резьбы установлен ГОСТ 9150–81 и представляет собой равнобедренный треугольник с углом профиля $\alpha = 60^\circ$. Профиль резьбы на стержне отличается от профиля резьбы в отверстии валиком притупления его вершин и впадин. Основными параметрами метрической резьбы являются: номинальный диаметр – $d(D)$ и шаг резьбы – P , устанавливаемые ГОСТ 8724–81 в миллиметрах.

Метрические резьбы бывают с крупным и мелким шагом (табл. 2). По ГОСТ 8724–81 каждому номинальному размеру резьбы с крупным шагом соответствует несколько мелких шагов. Резьбы с мелким шагом применяются в тонкостенных соединениях для увеличения их герметичности, для осуществления регулировки в приборах точной механики и оптики, с целью увеличения сопротивляемости деталей самоотвинчиванию. В случае, если диаметры и шаг резьбы не могут удовлетворить функциональным и конструктивным требованиям, введен СТ СЭВ 183–75 «Резьба метрическая для приборостроения». Если одному диаметру соответствует несколько значений шагов, то в первую очередь применяются большие шаги. Диаметры и шаги резьбы, указанные в скобках, по возможности не применяются.

В случае применения конической метрической (см. табл.1) резьбы с конусностью 1:16 профиль резьбы, диаметры, шаги и основные размеры установлены ГОСТ 25229–82. При соединении наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической по ГОСТ 9150–81 должно обеспечиваться ввинчивание наружной конической резьбы на глубину не менее 0,8.

Таблица 2. Метрическая резьба (размеры, мм)

d	Резьба с крупным шагом			С мелким шагом		
	p	d_1	d_2	p	d_1	$<h$
6	1	4,918	5,350	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	1	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863		10,647	11,188
(14)	2	11,835	12,701	1,5	12,376	13,026
16	2	13,835	14,701	1,5	14,376	15,026
(18)	2,5	15,294	16,376	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
(22)	2,5	19,294	20,376	1,5	20,376	21,026
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
(27)	3	23,752	25,051	2	27,835	28,701

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: d — наружный диаметр резьбы (болта);

p — шаг резьбы; d_1 — внутренний диаметр наружной резьбы; d_2 — средний диаметр наружной резьбы.

Дюймовая резьба (см. рис. 6, б) относится к крепежной резьбе.

В настоящее время не существует стандарт, регламентирующий основные размеры дюймовой резьбы. Ранее существовавший ОСТ НКТП 1260 отменен, и применение дюймовой резьбы в новых разработках не допускается. В СНГ ее применяют только для резьбовых деталей старых, а также импортных машин (США и др.). Дюймовая резьба характеризуется тем, что имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 55^\circ$, а диаметр измеряется в дюймах, шаг — числом ниток резьбы на длине в 1".

Эта резьба была стандартизована для наружных диаметров $d = 3/16"$ - 4" и числом ниток на 1" от 28 до 3. При обозначении дюймовой резьбы наружный диаметр указывают в дюймах.

Коническая дюймовая резьба (угол профиля 60° , конусность 1:16) обеспечивает герметичное соединение без применения дополнительных уплотняющих материалов при более равномерном в сравнении с другими резьбами распределении нагрузки по виткам, позволяет компенсировать износ нарезки за счёт затяжки при завинчивании. Детали с

конической резьбой широко применяются в гидравлических и смазочных системах. Резьбовые соединения с этой резьбой выдерживают без потери герметичности давление до нескольких десятков МПа.

Трубную цилиндрическую (рис.6,в) резьбу используют как крепежно-уплотняющую. В соответствии с ГОСТ 6367–81 трубная цилиндрическая резьба имеет профиль дюймовой резьбы, т.е. равнобедренный треугольник с углом при вершине, равным 55° (см. табл.1). Для лучшего уплотнения резьбу выполняют с закругленным треугольным профилем без зазоров по выступам и впадинам. Условное обозначение резьбы дается по внутреннему диаметру (в дюймах) трубы, на которой она нарезана.

Резьба стандартизована для диаметров от $1/16"$ до $6"$ при числе шагов z от 28 до 11. С целью максимального сохранения толщины стенок трубы трубная резьба выполняется «мелкой», то есть с уменьшенными шагами. Номинальный размер резьбы условно отнесен к внутреннему диаметру трубы (к величине условного прохода). Так, резьба с номинальным диаметром 1 мм имеет диаметр условного прохода 25 мм, а наружный диаметр 33,249 мм.

Трубную резьбу применяют для соединения труб бытовых водопроводных и отопительных систем, а также тонкостенных деталей цилиндрической формы. Такого рода профиль (55°) рекомендуют при повышенных требованиях к плотности (непроницаемости) трубных соединений. Применяют трубную резьбу при соединении цилиндрической резьбы муфты с конической резьбой труб, так как в этом случае отпадает необходимость в различных уплотнениях.

Трубную коническую (рис.6,д) резьбу используют как крепежно-уплотняющую.

Параметры и размеры трубной конической резьбы определены ГОСТ 6211–81, в соответствии с которым профиль резьбы соответствует профилю дюймовой резьбы (см. табл.1.2.1). Резьба стандартизована для диаметров от $1/16"$ до $6"$ (в основной плоскости размеры резьбы соответствуют размерам трубной цилиндрической резьбы).

Нарезаются резьбы на конусе с углом конусности $\phi/2 = 1^\circ 47' 24''$ (как и для метрической конической резьбы), что соответствует конусности 1:16.

Конические резьбы обеспечивают герметичность соединения резьбовых деталей без специальных уплотнений. Применение конической резьбы позволяет резко уменьшить время (угол относительного поворота винта и гайки) завинчивания и отвинчивания, что часто имеет решающее значение для быстросборных соединений. Применяется резьба для резьбовых соединений топливных, масляных, водяных и воздушных трубопроводов машин и станков. Для возможности свертывания конических резьб с цилиндрическими, биссектриса угла профиля конусной резьбы по ГОСТ перпендикулярна оси.

Прямоугольная резьба (см. рис.6, ж) относится к резьбам для передачи движений под нагрузкой; имеет прямоугольный или квадратный профиль; диаметр и шаг измеряют в миллиметрах. Прямоугольная резьба не стандартизована и применяется сравнительно редко, так как наряду с преимуществами, заключающимися в более высоком коэффициенте полезного действия, чем у трапецидальной резьбы, она менее прочна и сложнее в производстве. Она легко изготавливается на токарно-винторезных станках, но неудобна для массового производства. Углы во впадинах являются сильными концентраторами напряжений, что резко снижает усталостную прочность винта. По этой причине резьба применяется ограниченно в малонагруженных передачах. Ее заменяют трапецидальной — более удобной в изготовлении. Применяется при изготовлении винтов, домкратов и ходовых винтов.

Трапецидальную резьбу (см. рис.6, з) широко применяют в подвижных передачах винт-гайка. Она имеет симметричный трапецидальный профиль с углом профиля $\alpha = 30^\circ$. (см. табл.1). Для червяков червячных передач угол профиля $\alpha = 40^\circ$. Основные размеры диаметров и шагов трапецидальной однозаходной резьбы для диаметров от 10 до 640 мм устанавливают ГОСТ 9481–81. По сравнению с прямоугольной трапецидальная резьба при

одних и тех же габаритах имеет большую прочность, более технологична в изготовлении. Трапецеидальная резьба применяется для преобразования вращательного движения в поступательное при значительных нагрузках и может быть одно- и многозаходной (ГОСТ 24738–81 и 24739–81), а также правой и левой. Трапецеидальная резьба при использовании гайки, разъемной по осевой плоскости (например, у ходовых винтов станков), позволяет выбирать зазоры путем радиального сближения половин гайки при ее изнашивании.

Размеры некоторых трапецеидальных резьб приведены в табл. 3. При обозначении указывают тип, наружный диаметр и шаг резьбы в миллиметрах.

Таблица 3. Трапецеидальная резьба (размеры, мм)

d	P	d_2	d_1	d	P	d_2	d_1
16	2	15	13,5	50	3	48,5	46,5
	4	14	11,5		8	46	41
					12	44	37
20	2	19	17,5	(55)	3	53,5	51,5
	4	18	15,5		8	51	46
					12	49	42
26	3	25	23,5	60	3	58,3	56,5
	5	23,5	20		8	56	51
	8	22	17		12	54	47
32	3	30,5	28,5	(70)	4	68	65,5
	6	29	25		10	65	59
	10	27	21		16	62	53

Упорную резьбу (см. рис. 6, *у*) применяют в нажимных винтах с большой односторонней осевой нагрузкой. Упорная резьба, стандартизованная ГОСТ 24737–81, имеет профиль неравнобокой трапеции, одна из сторон которой наклонена к вертикали под углом 3° , т.е. рабочая сторона профиля, а другая – под углом 30° (см. табл.1). Форма профиля и значение диаметров шагов для упорной однозаходной резьбы устанавливает ГОСТ 10177–82. Резьба стандартизована для диаметров от 10 до 600 мм с шагом от 2 до 24 мм и применяется при больших односторонних усилиях, действующих в осевом направлении.

Закругление (см. размер e , рис. 6, *у*) повышает прочность винта. Условное обозначение упорной резьбы для наружного диаметра 80 мм и шага 16 мм — S 80x16, т.е. аналогично обозначению трапецеидальной резьбы.

Круглая резьба. Круглая резьба стандартизована. Профиль круглой резьбы образован дугами, связанными между собой участками прямой линии. Угол между сторонами профиля $\alpha = 30^\circ$ (см. табл.1). Винты с такой резьбой обладают высокой усталостной прочностью. Кроме того, данная резьба высокотехнологична при изготовлении без снятия стружки (отливка, прессование, накатка, выдавливание из тонкого листа). Резьба применяется ограниченно: для водопроводной арматуры, в отдельных случаях для крюков подъемных кранов, а также в условиях воздействия агрессивной среды.

Достоинства и недостатки резьбовых соединений

Резьбовые соединения имеют ряд существенных достоинств:

- высокая надёжность;
- технологичность;
- возможность регулировки силы сжатия;
- возможность создания больших осевых нагрузок при относительно низких усилиях на инструменте (ключе);
- возможность фиксации в затянутом состоянии вследствие эффекта самоторможения;

- удобство сборки и разборки с применением стандартного набора инструментов (ключи, отвёртки);
- простота конструкции и возможность точного изготовления;
- наличие широкой номенклатуры стандартных изделий (винты, болты, гайки);
- низкая стоимость крепёжных изделий благодаря массовости и высокой степени автоматизации производства;
- малые габариты в сравнении с соединяемыми деталями.

Недостатки резьбовых соединений:

- высокая концентрация напряжения в дне резьбовой канавки вследствие малых радиусов скругления;
- значительные энергопотери в подвижных резьбовых соединениях (низкий коэффициент полезного действия);
- большая неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы (первый виток воспринимает, как правило, до 55% приложенной к соединению осевой нагрузки);
- склонность к самоотвинчиванию при воздействии знакопеременных осевых нагрузок;
- ослабление соединения и быстрый износ резьбы при частых разборках и сборках.

Болты и винты со звездообразным приводом

Звездообразный привод, известный под товарным названием «TORX», в РФ начали применять в начале 90-х годов. Надёжность и прочность резьбовых соединений в значительной степени зависит от обеспечения требуемого усилия затяжки при сборке узла. Большое значение для передачи вращающего момента имеет величина площади контакта рабочей части монтажного инструмента и привода крепёжной детали. Наибольшую поверхность контакта имеет звездообразный привод (рис. 26), он реже выходит из строя по сравнению с другими формами и способен передавать наибольший крутящий момент. Несомненными преимуществами такого привода в сравнении с шестигранной головкой являются экономия металла и снижение веса головок (рис. 27), существенное уменьшение габаритов конструкции для размещения головки болта и монтажного инструмента (рис. 28). Применение звездообразного привода открывает наилучшие возможности для унификации конструкций резьбовых соединений.

Наибольшее распространение болты и винты со звездообразным приводом получили для соединений повышенной прочности и высокими усилиями затяжки, например, в автомобильной технике: в креплениях головки к блоку цилиндров двигателей, крышек подшипников распределительного и коленчатого валов, замков и петель дверей, автокомпонентах – в приборах, фарах и многих других узлах. Много таких винтов в зарубежной бытовой технике – в газовых и электрических плитах, холодильниках, стиральных машинах. Только такой привод специальных винтов обеспечивает надёжное крепление твёрдосплавных пластин сборных фрез и резцов.

В РФ введены три стандарта. ГОСТ Р ИСО 10664-2007 Звездообразное углубление под ключ для винтов. Конструкция и размеры. Методы контроля. Винты с таким шлицем могут иметь любую из применяемых головок. ГОСТ Р 52854-2007 Болты со звездообразной головкой и малым фланцем. Технические условия. Эти болты имеют площадь опорной поверхности как болт с шестигранной нормальной головкой. ГОСТ Р 52855-2007 Болты со звездообразной головкой и большим фланцем. Технические условия.

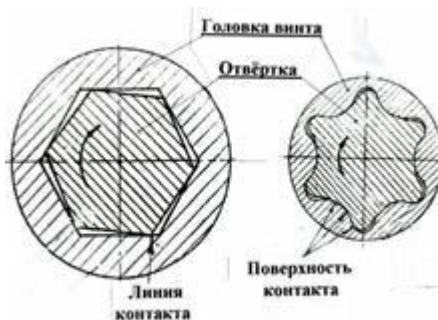


Рис. 26

Болт с шестигранной головкой		Болт со звездообразной головкой	Экономия металла на 35%, снижение веса на 19%
Болт с шестигранной головкой и фланцем		Болт со звездообразной головкой и фланцем	Экономия металла и снижение веса на 23%

Рис. 27

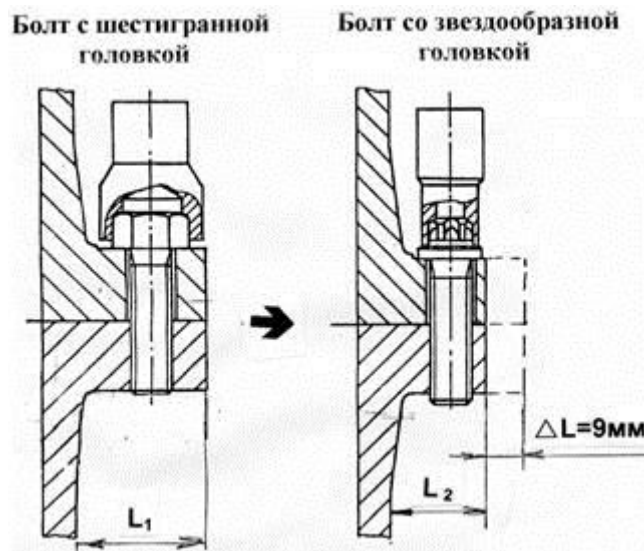


Рис. 28

Сравним разные формы приводов по следующим показателям:

- вращающий момент, передаваемый от отвёртки или ключа;
- площадь поверхности контакта инструмента с головкой и связанная с ней долговечность привода и инструмента при многократных сборках-разборках;
- величина пространства, требующегося для расположения монтажного инструмента на головке крепёжной детали;
- технологичность и экономичность изготовления головки;
- обеспечение возможности контроля качества затяжки по моменту страгивания при отвинчивании;
- осевые нагрузки на инструмент при сборке и разборке и др.

Итоговая оценка приводов позволяет расположить их по возрастанию надёжности и выгодности применения. По 10-балльной системе имеем: прямой шлиц – 1 балл, крестообразные шлицы типа *H* и *Z* – 1,5...2 балла соответственно, внутренний шестигранник – 3 балла, наружный шестигранник и внутренний звездообразный – по 6 баллов, звездообразная головка – 9 баллов.

Винты самонарезающие

Соединения, образуемые самонарезающими винтами, широко распространены в машиностроении и других отраслях и продолжают динамично развиваться. Их отличает высокая технологичность работ по выполнению соединений – не требуется нарезки резьбы в отверстиях, можно обойтись без гайки, имеется возможность получать отверстие во время сборочной операции. Самонарезающие винты применяются с деталями из низкоуглеродистых сталей, сплавов на основе алюминия и меди, из пластмасс. В порядке информации: название «самонарезающий» не соответствует фактическому характеру образования резьбы таким винтом. Резьба винта не срезает материал, а вдавливается в него, то есть имеет место пластическая деформация.

При проектировании следует руководствоваться стандартами:

ГОСТ Р ИСО 1478-93 Резьба винтов самонарезающих, ГОСТ Р ИСО 2702-93 Винты самонарезающие стальные термически обработанные. Общие технические условия, ГОСТ Р ИСО 7049; 7050 и 7051-93 Винты само-нарезающие с цилиндрической головкой и сферой с крестообразным шлицем. Технические условия (соответственно с потайной и полупотайной головками). Российских стандартов на винты с фасонной головкой и фланцем, а также винтов со звездообразным приводом пока нет, хотя это одни из наиболее прогрессивных конструкций.

Применение новых видов самонарезающих винтов в РФ осложнено из-за разных размеров резьбы. В табл. 6 приведены параметры резьбы – наружный диаметр *ST* и шаг *P* (в

мм) по трём, одновременно действующим в настоящее время стандартам. Соответственно различаются стандарты на конструкции и размеры винтов.

Таблица 6

ГОСТ 10618-80	<i>ST</i> <i>P</i>	3 1,25	4 1,75	5 2,0	6 2,5		
Нормы Фиат- ВАЗ табл.01531, СТП 37.101.7506-76	<i>S</i> <i>T</i> <i>P</i>	2,9 1,05 8	3,6 1,41 1	4,3 1,69 3	4,9 2,17 7	5,6 2,30 9	6,5 2,54 0
ГОСТ Р ИСО 1478-93 ИСО 1478-2005	<i>S</i> <i>T</i> <i>P</i>	2,9 1,1 1,3	3,5 1,3 1,4	4,2 1,4 1,6	4,8 1,6 1,8	5,5 1,8 1,8	6,3 1,8 1,8

В таблице 9 приведена новая форма конца винтов самонарезающих, согласно стандарту ИСО 1478-2005 - скруглённый - тип *R*. В ближайшее время ожидается, что все российские стандарты на самонарезающие винты будут приведены в соответствие с последними версиями стандартов ИСО. Это необходимо учитывать при новом проектировании.

Для соединений с самонарезающими винтами важно правильно назначить диаметр отверстия в зависимости от толщины листа, глубины отверстия и марки материала детали. На рис.29 показаны основные варианты соединений листовых деталей. При соединении листов толщиной S больше шага резьбы P в верхнем листе выполняют отверстие диаметром $D > d_1$, где d_1 – наружный диаметр резьбы, а в нижнем – диаметр $d_{отв}$, который зависит от толщины этого листа. Если толщина металлического листа $S < P$, то отверстие может быть проколото самонарезающим винтом с конусным концом сразу в обоих листах. Одно из наиболее рациональных решений – выполнить в нижнем листе отверстие с отбортовкой – прочность соединения на вырывание винта возрастает в 1,5...1,8 раза. Популярностью пользуются соединения с одновитковой *U*-образной пластинчатой гайкой (таблица 9), обладающей стопорящими свойствами.



Рис. 29

При определении размеров отверстий детали под винт надо стремиться обеспечить наибольшую прочность соединения. При $S < (1-2)P$ диаметр отверстия должен лишь незначительно превышать внутренний диаметр резьбы винта d_2 . Такие детали образуют соединения типа «одно- или двухвитковая гайка». ГОСТ Р ИСО 2702-93 устанавливает минимальное сопротивление скручиванию (отрыву) головки винта $M_{скр}$, которое служит ориентиром при проектировании соединений: вращающий момент, необходимый для установки винтов, не должен превышать 70...75% от момента скручивания.

За критерий оценки прочности соединения можно принять осевую силу вырывания винта. Её можно определить по формуле $F = 1,4d_1 \cdot \sigma_b \cdot S + 150$.

В табл. 7 приведены данные о ввинчивании самонарезающих винтов в испытательную пластину и по испытаниям прочности головки винтов на минимальное сопротивление скручиванию по данным, взятым из ГОСТ Р ИСО 1478 и 2702-93.

Таблица 7

Резьба, мм		Диаметр резьбы, мм		Толщина листа S , мм	Диаметр отверстия $d_{отв}$, мм	Сопротивление скручиванию, миним., Нм
размер	шаг P	наружный d_1	внутренний d_2			
<i>ST</i> 2,9	1,1	2,76...2,9	2,08...2,18	1,2...1,3	2,4...2,5	1,5
<i>ST</i> 3,5	1,3	3,35...3,53	2,51...2,64	1,85...2,1		2,7

ST 3,9	1,4	3,73...3,91	2,77...2,92			3,4
ST4,2		4,04...4,22	2,92...3,10			4,4
ST 4,8	1,6	4,62...4,8	3,43...3,53	3,1...3,2	4,0...4,1	6,3
ST 5,5	1,8	5,28...5,46	3,99...4,17		4,74...4,78	10,0
ST 6,3		6,03...6,25	4,79...4,88	4,7...5,1	5,48...5,52	13,5

Данные табл. 7 могут быть использованы при проектировании. В отечественной технической и справочной литературе материалов по расчётам и проектированию соединений с самонарезающими винтами крайне мало. Поэтому разработка научно-обоснованных норм и решений является актуальной задачей.

Имеются крепёжные детали с метрической резьбой на стержне трёхгранной (лобулярной) формы. Подобная форма стержня с успехом применяется на самонарезающих винтах, например, для установки в глухие отверстия пластмассовых деталей. Винты с таким стержнем называют «Plastite» (Пластайт).

Примечание. Широко употребляемое сокращённое название винтов «саморез», конечно, неверное. В технической литературе и документации надо писать «Винт самонарезающий».

Винты сверлящие

Сверлящими могут быть крепёжные детали с самонарезающей и метрической резьбой. На конце резьбовой части имеется сверло (сверлящий конец), способное просверлить отверстие в процессе сборки соединения. Основные характеристики сверлящих самонарезающих винтов и процесса сборки приведены в табл. 8. Получение сверла производится методом штамповки до накатки резьбы. Для этой операции применяют специальные автоматы. Длина сверла назначается (выбирается), исходя из толщины пакета соединяемых (просверливаемых) листов. Важно, чтобы отверстие было просверлено раньше, чем витки резьбы войдут в контакт с отверстием. У метрических винтов канавка сверла должна заходить на 3-4 витка в зону резьбы. Поверхностная твёрдость сверлящей части винтов должна быть не менее 560 HV 0,3, а твёрдость сердцевины 240...425 HV.

Таблица 8

Обозначение резьбы (d_1)	ST 2,9	ST 3,5	ST 3,9	ST4,2	ST4,8	ST 5,5	ST 6,3
Внутренний диаметр резьбы, d_2 , мм	2,18	2,64	2,92	3,10	3,53	4,17	4,88
Диаметр сверла, d_p , мм	2,3	2,8	3,1	3,6	4,1	4,8	5,8
Диаметр отверстия, $d_{отв}$, мм	2,4	2,9	3,2	3,7	4,2	4,9	5,9
Суммарная толщина листов, от...до, мм	0,7...1,9	0,7...2,2	0,7...2,4	1,8...3	1,8...4,4	1,8...5,2	2...6
Толщина испытат. листа S , мм	1,4	2	2	3	4	5	5
Осевое усилие сверления, Н	150			250		350	
Время испытания на сверление, с	3	4	4,5	5	7	11	13
Скорость вращения, об/мин	1800...2500					1000...1800	

Гайки и шпильки приклепываемые

Этот вид крепёжных деталей пока не стандартизован, их выпускают и применяют под торговым (фирменным) знаком Rivkle®, не установлено и единое название на российском рынке – приклепываемые, заклёпочные, резьбовые и винтовые заклёпки и др. Эти детали удачно решают задачи получения на тонкостенных деталях элементов

конструкции внутренней или наружной резьбы. Они могут быть установлены в детали из металлов, пластмасс, керамики, в местах с односторонним доступом. При постановке не повреждается уже обработанная поверхность детали, например, с покрытием, окраской. В отличие от приваривания гаек, болтов и шпилек контактные детали не подвергаются температурному воздействию, не нарушаются требования экологии, не создаётся очагов коррозии. При установке гаек и шпилек можно одновременно произвести соединение нескольких тонкостенных деталей.

Шпильки состоят из двух частей – резьбового стержня с головкой и деформируемой гильзы. Гайка и гильза шпильки имеют под головкой тонкостенный участок, который при приложении осевого усилия деформируется и обеспечивает надёжную фиксацию. Гайки могут иметь сквозное отверстие или закрытый конец (таблица 9). Внешний вид шпильки представлен там же. Гайки и шпильки имеют плоские, потайные или иного вида головки, а наружную часть – шестигранную или цилиндрическую с насечкой (рифлением). Соответственно отверстия в деталях имеют шестигранную или круглую форму. Толщина соединяемого пакета деталей определяется длиной осаживаемого утонённого участка гайки или гильзы шпильки. На рис. 30 показана последовательность установки гаек. Установка шпильки - аналогична. На рис. 31 показаны примеры соединений.

Для мелкосерийной сборки может применяться ручной цанговый инструмент для размеров до М5 или электроинструмент – до М10 (производительность до 5 штук в минуту). Автоматизированный пневмо-гидравлический инструмент производительностью 20...30 шт./мин рассчитан на крупные партии и размеры от М3 до М14, имеет автоматический подвод их в зону установки, контроль усилия постановки.

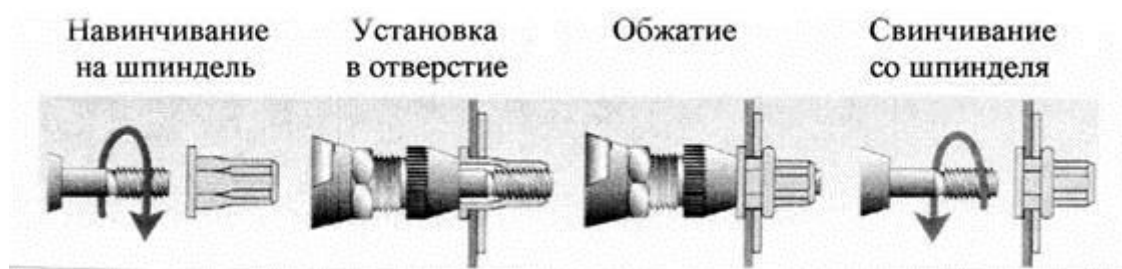
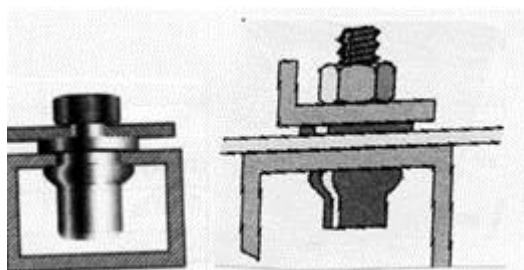


Рис. 30



Изображение на чертежах разъемных соединений

ГОСТ 2.315-68 предусматривает упрощенные и условные изображения крепежных деталей на сборочных чертежах.

При упрощенных изображениях (рис.33) резьба показывается по всей длине стержня крепежной резьбовой детали. Фаски, скругления, а также зазоры между стержнем детали и отверстием не изображаются. На видах, полученных проецированием на плоскость, перпендикулярную оси резьбы, резьба на стержне изображается одной окружностью, соответствующей наружному диаметру резьбы. На этих же видах не изображаются шайбы, применяемые в соединении.

Соединение болтом упрощенное. ГОСТ 2.315–68

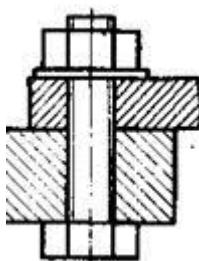


Рис.33

При изображении болтовых соединений размеры болта, гайки и шайбы берутся по соответствующим ГОСТам. На учебных сборочных чертежах, с целью экономии времени, болт, гайку и шайбу рекомен дует ся вычерчивать не по всем размерам, взятым из ГОСТа, а только по его диаметру и длине стержня. Остальные размеры обычно определяются по условным соотношениям элементов болта и гай ки в зависимости от диаметра резьбы.

Соединение шпилькой упрощенное. ГОСТ 2.315–68

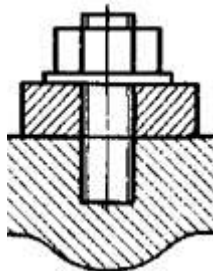


Рис.34

При вычерчивании на сборочных чертежах шпилечного соединения рекомендуется, как при болтовом соединении, пользоваться условными соотношениями между диаметром резьбы d и раз мерами элементов гайки и шайбы. Длину l_1 ввинчиваемого (посадочного) конца шпильки выбирают в зависимости от материала детали.

Соединение винтом упрощенное. ГОСТ 2.315–68

В винтовом соединении (рис.35), как и в шпилечном, резь бовая часть винта ввинчивается в резьбовое отверстие детали. Граница резьбы винта должна быть несколько выше линии разъема деталей. Верхние детали в отверстиях резьбы не имеют. Между этими отверстиями и винтами должны быть зазоры.

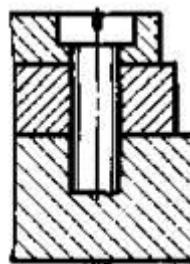


Рис.35

Шайбы

Под гайки, головки болтов и винтов, как правило, уста навливают шайбы.

Шайбы условно делят на простые и стопорные (предохранительные).

Простые шайбы ставят под гайку или головку болта для уменьшения смятия детали или для перекрытия зазора в отверстии при большой его величине, а также для предохранения поверхности детали от царапин при завинчивании. В других случаях ставить простую шайбу нецелесообразно.

Для стопорения (контровки) служат специальные шайбы. Наибольшее распро стра нение в машиностроении получили шайбы круглые (рис. 36, а). Первые изготовляют штамповкой,

вторые обрабатывают на токарных станках. Толщина шайбы и наружный диаметр зависят от диаметра резьбового изделия. Шайбу плоскую квадратную или особой формы (рис.36, б) применяют для стопорения гайки; круглую лепестковую (рис. 36, в) — для стопорения круглых гаек со шлицами; круглую пружинную (рис. 36, г) — для стопорения любых гаек. Шайбы пружинные изготавливаются из Ст.65Г с термообработкой, отгибные пластины и проволока для завязывания - из Ст.1.

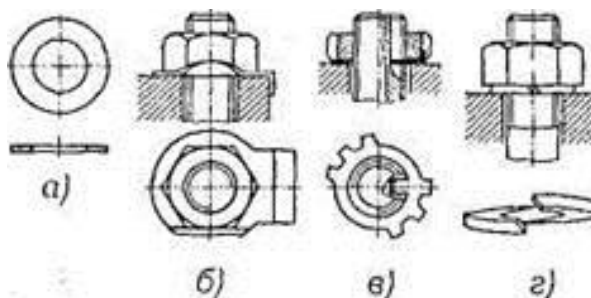


Рис.36. Шайбы

Стопорение резьбовых соединений

Даже мелкие резьбы под действием вибрационных и ударных нагрузок склонны к постепенному ослаблению и развинчиванию. В этих условиях необходимо применять дополнительные средства, предотвращающие самоотвинчивание резьбовых соединений. Известно множество приёмов борьбы с самоотвинчиванием резьбовых соединений. Применение любого из таких приёмов и называют ***стопорением (контровкой) резьбового соединения от самоотвинчивания.***

При статическом нагружении в этом нет надобности, т.к. сохраняется требование самоотражения: угол подъёма резьбы $1^{\circ}40' - 3^{\circ}30'$ меньше угла трения. Предохранение от самоотвинчивания важно для повышения надёжности резьбовых соединений и совершенно необходимо при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе.

1. Стопорение дополнительным трением (рис.37), за счёт создания дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней нагрузки (контргайка, воспринимающая основную осевую нагрузку, и ослабляющая силу трения и затяжки в резьбе основной гайки, необходима взаимная затяжка гаек; самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы после нарезания резьбы и пластического обжатия специальной шейки гайки на эллипс; самоконтрящиеся гайки с несколькими радиальными прорезями; гайки с полиамидными кольцами без резьбы, которая нарезается винтом при завинчивании, обеспечивают большие силы трения, в винте применяют полиамидную пробку; контргайка цангового типа (сверху) при навинчивании обжимается на конической поверхности; арочного типа (снизу) при навинчивании разгибается и расклинивает резьбу; пружинные шайбы, усиливающие трение в резьбе; пружинные шайбы с несколькими отогнутыми усиками; специальные винты через медную или свинцовую прокладку или деформированием гайки с прорезями, перпендикулярными оси, применяют при спокойных нагрузках.

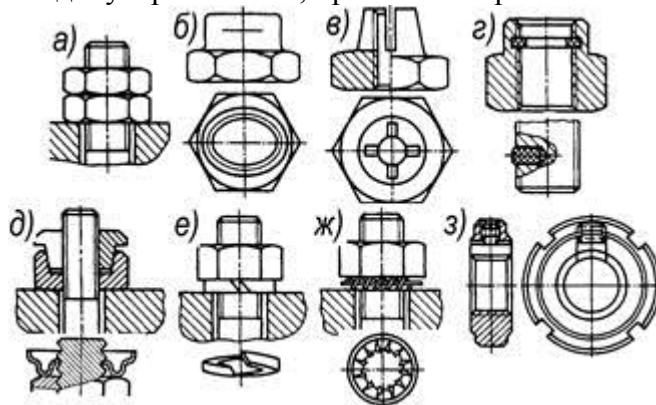


Рис. 37. Стопорение за счёт дополнительной силы трения

2. Стопорение специальными запирающими элементами (рис.38), полностью исключаящими самопроизвольный проворот гайки (шплинты ГОСТ 397-79 сгибаемые из проволоки полукруглого сечения плоскими сторонами внутрь, их выпадению препятствуют петля и разогнутые концы; шайбы с лапками ГОСТ 3693/95-52, одна из которых отгибается по грани гайки, а другая по грани детали, стопорение такими шайбами, как и шплинтами, весьма надёжно и широко распространено; шайбы с лапками ГОСТ 11872-80 стопорят гайки со шлицами при регулировке подшипников качения на валу, внутренний носик отгибается в канавку винта, а наружные лапки – в шлицы гайки; обвязка головок болтов проволокой через отверстия в групповых соединениях с натяжением проволоки в сторону затяжки болтов.

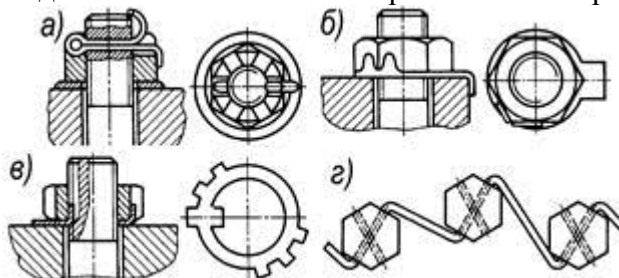


Рис. 38. Стопорение запирающими элементами

3. Стопорение может выполняться также пластическим деформированием или приваркой после затяжки.

4. **Гачные замки.** Во избежание самоотвинчивания гаек, винтов применяют особые устройства, называемые гачными замками. При установке контргайки 2 (рис. 39, а) создается дополнительное натяжение и трение в резьбе, поэтому самоотвинчивание гайки 1 затрудняется. При установке пружинной шайбы (см. рис. 39, з) самоотвинчивание исключается за счет упругости шайбы. Кроме того, упругость этой шайбы значительно уменьшает вибрации гайки. При установке шплинта (рис. 39, б, в) или при обвязке группы болтов проволокой (рис. 39, г) гайка жестко соединяется со стержнем болта (шпильки). Иногда гайки жестко соединяют с деталью с помощью специальной шайбы (см. рис. 36,б), планки (рис. 39, д) и т. п.

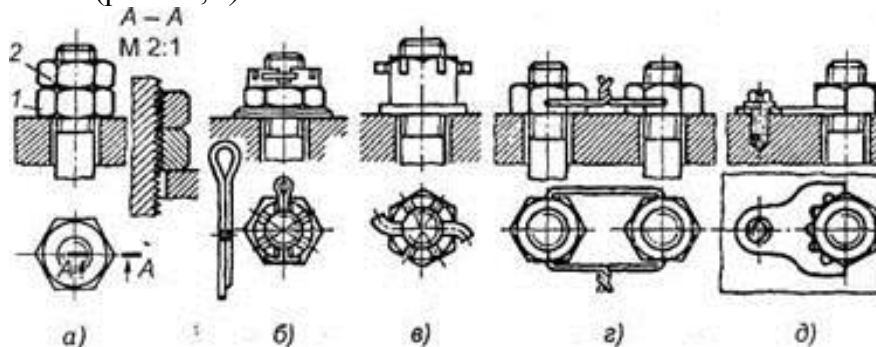


Рис. 39. Конструкции гачных замков

5. Гайки самостопорящиеся

Самостопорящимися называют гайки, обеспечивающие фиксацию соединения за счёт дополнительных сил трения, возникающих между деформированными участками резьбы гайки или неметаллической вставки и резьбой стержневой детали – болта, винта, шпильки, или иным способом. Деформированный участок резьбы препятствует свободному (без усилия) завинчиванию или отвинчиванию гайки. Характеристику этого явления называют «преобладающим моментом» завинчивания гайки на болт до приложения момента затяжки или отвёртывания после снятия усилия затяжки. Величину преобладающего момента измеряют во время вращения гайки. Надёжная фиксация резьбовых соединений обеспечивается без использования таких вспомогательных деталей, как контргайки, пружинные, стопорные (зубчатые), тарельчатые шайбы или шплинты.

Основополагающим стандартом является ГОСТ Р 50271-92 Гайки шестигранные стальные самостопорящиеся. Механические и эксплуатационные свойства (на основе ИСО 2320-83). На гайки самостопорящиеся цельнометаллические имеется ГОСТ Р 50272-92 (соответствует ИСО 7042-83), а с неметаллической вставкой – ГОСТ Р 50273-92 (ИСО 7043-83).

В цельнометаллических гайках увеличение трения в резьбе достигается за счёт некоторого местного искажения резьбы на небольших участках с помощью операции, которую принято называть «обжатием». Она производится на специальных автоматах после нарезки резьбы и термообработки. Обжатие может производиться в радиальном направлении (по граням или по торцевому выступу), в осевом направлении или под углом к оси резьбы со стороны торца или торцевого выступа (рис.40).

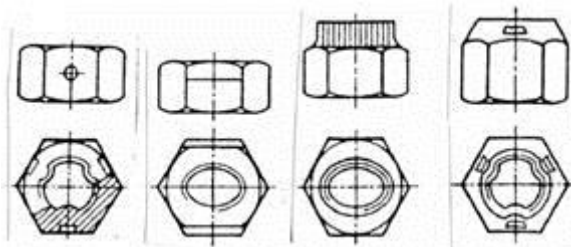


Рис. 40. Гайки самостопорящиеся

Гайки с неметаллической вставкой (кольцом из полимера). При сборке с корпусом гайки вставку фиксируют от проворачивания. Внутренний диаметр вставки примерно равен среднему диаметру резьбы. При навинчивании гайки на болт в полимерной вставке выдавливается резьба, а упругие свойства этого материала обеспечивают стопорение. После снятия гайки резьба во вставке не сохраняет своей формы – частично заплывает, что позволяет сохранять стопорящие свойства при многократных сборках – разборках.

Гайки с резьбовой пружинной вставкой, известной под торговым названием HeliCoil® plus Screwlock (самостопорящаяся), имеющей обжатый виток, например, на эллипс или многогранник, представляют значительный интерес. Такие вставки обеспечивают эластичный и надёжный зажим гайки на резьбе болта. Эти гайки, кроме стопорящих свойств, обладают всеми другими, присущими системе HeliCoil.

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой

подавляющее большинство резьбовых соединений с предварительной затяжкой. Затяжка создается при сборке с целью, чтобы после приложения рабочей нагрузки не происходило раскрытия стыка или сдвига соединяемых деталей.

При завинчивании гайки (рис.44) к ключу прикладывают вращающий момент

$$T_{\text{кл}} = F_{\text{кл}} \cdot L_p, \quad (1)$$

где $F_{\text{кл}}$ — усилие на конце ключа; L_p — расчетная длина ручки ключа.

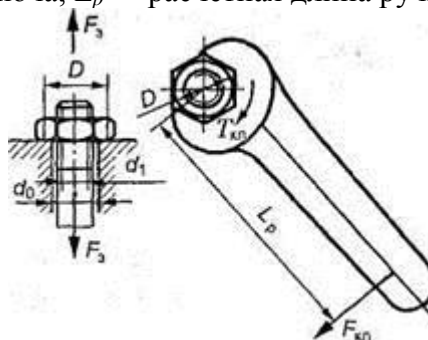


Рис.44. К расчету момента на ключе

Момент движущих сил равен сумме моментов сил сопротивления, т. е.

$$T_{\text{кл}} = T + T_T, \quad (2)$$

где T — момент в резьбе; T_T — момент сил трения на опорном торце гайки. Момент в резьбе определяют по формуле

$$T = F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\Psi + \varphi'), \quad (3)$$

где F_3 — сила затяжки болта (осевая сила, растягивающая болт); Ψ — угол подъема винтовой линии; d_2 — средний диаметр резьбы; φ' — приведенный (с учетом влияния угла профиля α) угол трения в резьбе: $\varphi' = \varphi / \cos(\alpha/2)$, φ — угол трения материалов пары винт — гайка.

Момент сил трения на опорной поверхности

$$T_T = \frac{F_3 f D_{\text{сп}}}{2};$$

$$D_{\text{сп}} = \frac{D + d_0}{2}, \quad (4)$$

Здесь $f \approx 0,15$ — коэффициент трения между поверхностью гайки (головки) и детали; D — диаметр захвата гаечного ключа (опорного торца гайки); $d_0 = d_1 + (1 \div 1,5)$ мм — диаметр отверстия в детали под болт.

Подставляя полученные выражения T и T_T в формулы (1) и (2) для момента завинчивания, получим момент на ключе

$$T_{\text{кл}} = \frac{F_3 d_2}{2} \cdot \left[\frac{D_{\text{сп}}}{2} \cdot f + \operatorname{tg}(\Psi + \varphi') \right].$$

Длина стандартных ключей: $L = 15d$ при $f \approx 0,15$; $F_3/F_{\text{кл}} = 70 \div 80$, где $F_{\text{кл}}$ — усилие рабочего.

Расчет резьбы на прочность

При расчете резьбы на прочность принимают следующее допущение: все витки резьбы нагружаются равномерно (хотя теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что для гайки с шестью витками первый виток резьбы воспринимает 52% всей осевой нагрузки, второй — 25%, третий — 12%, шестой — только 2%). Действительный характер распределения нагрузки по виткам зависит от ошибок изготовления и степени износа резьбы, что затрудняет определение истинных напряжений. В практике расчет резьбы на прочность производится не по истинным, а по условным напряжениям, которые сравнивают с допускаемыми напряжениями, установленными на основании опыта. Полагая нагружение витков равномерным, резьбу принято рассчитывать по напряжениям смятия и среза.

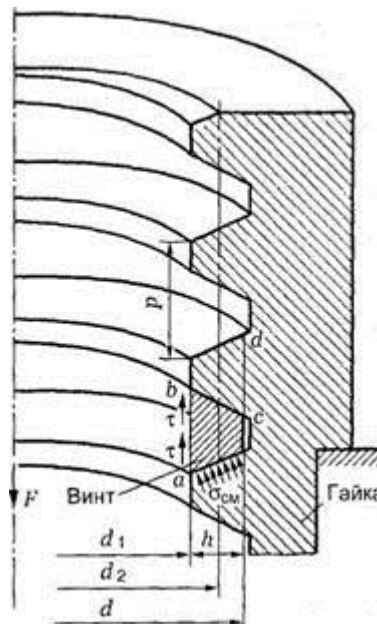


Рис. 46. К расчету резьбы на срез

Расчет резьбы по напряжению смятия.

Условие прочности витка резьбы по смятию:

а) для гайки

$$\sigma_{\text{снт}} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [\sigma]_{\text{снт}}$$

б) для винта

$$\sigma_{\text{смя}} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [\sigma]_{\text{смя}}$$

где F - осевая сила, действующая на болт, d_2 - средний диаметр резьбы, h - высота витка, z - число витков резьбы в гайке, $[\sigma]_{\text{смя}}$ - допускаемое напряжение смятия материала винта, $[\sigma]_{\text{смя}}$ - допускаемое напряжение смятия материала гайки.

Расчет резьбы по напряжению среза.

Проверочный расчет. Условие прочности

$$\tau_{\text{ср}} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где $\tau_{\text{ср}}$ — расчетное напряжение среза в резьбе; $[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение среза в резьбе.

Для винта:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi d_1 K H} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

для гайки

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi d K H} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

здесь F — осевое усилие, действующее на болт; d_1 — внутренний диаметр резьбы; d — наружный диаметр резьбы; H — высота гайки; $K = cd/P$ — коэффициент, учитывающий тип резьбы ($K=0,8$ — для треугольной резьбы; $K=0,5$ — для прямоугольной и $K=0,65$ — для трапецидальной резьбы).

Проектировочный расчет (рассматривается случай, когда материал гайки и винта одинаков). Задав тип резьбы и определив диаметр при проектном расчете, можно определить высоту гайки:

$$H = \frac{F}{\pi d_1 K [\tau]_{\text{ср}}}.$$

Стандартные крепежные изделия на прочность резьбы не рассчитывают.

Из условия равнопрочности резьбы и стержня винта определяются высота гайки, нормы на глубину завинчивания винтов и шпилек в деталь и прочие размеры. Учитывая сложность напряженного состояния резьбы, а также предусматривая ослабление резьбы от истирания и возможных повреждений при завинчивании, высоту стандартных гаек крепежных изделий принимают $H \approx 0,8d_1$. По тем же соображениям устанавливают нормы завинчивания винтов и шпилек в детали $H = d_1$ — в стальные детали, $H = 1,5d_1$ — в чугунные и силуминовые детали.

Расчет незатянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой

Этот случай встречается редко. Примером служит нарезанный участок крюка для подвешивания груза. Опасным бывает сечение, ослабленное резьбой. На рис. 48 показан пример такого резьбового соединения. Стержень крюка работает только на растяжение. Резьбовое соединение, рассматриваемое в данном случае, называют ненапряженным. Такие соединения способны воспринимать только статическую нагрузку. Опасным будет сечение, ослабленное резьбой. Статическая прочность стержня с резьбой выше (в среднем на 10%), чем гладкого стержня с диаметром, равным внутреннему диаметру d_1 .

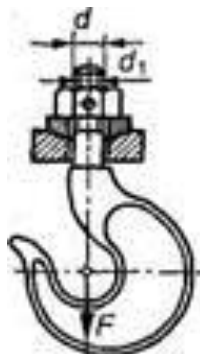


Рис.48. Грузовой крюк с обоймой

Проверочный расчет ненапряженного болтового соединения. Условие прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (9)$$

где σ_p и $[\sigma]_p$ — соответственно расчетное и допускаемое напряжения растяжения в поперечном сечении нарезанной части болта; F — растягивающая сила; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта.

Проектировочный расчет ненапряженного болтового соединения сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 , из условия прочности (9):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}, \quad (10)$$

где $[\sigma]_p = \sigma_T / [s]_T$ — допускаемое напряжение на растяжение; σ_T — предел текучести материала болта; $[s]_T$ — допускаемый коэффициент запаса прочности. Для болтов из углеродистой стали принимают $[s]_T = 1,5 \div 3,0$. Большие значения коэффициента запаса $[s]_T$ принимают при невысокой точности определения величины нагрузки F или для конструкций повышенной ответственности.

Расчет затянутого и дополнительно нагруженного внешней осевой силой болта

Этот случай является весьма распространенным (фланцевые, фундаментные и тому подобные болтовые соединения). Для большинства резьбовых изделий требуется предварительная затяжка болтов, обеспечивающая плотность и герметичность соединения и отсутствие взаимных смещений деталей стыка. После предварительной затяжки под действием силы предварительной затяжки болт растягивается, а детали стыка сжимаются. Помимо силы предварительной затяжки на болт может действовать внешняя осевая сила. Типичный случай показан на рис.50, где внешняя сила создается за счет давления Q . Расчет ведут по результирующей нагрузке болта.

Основные допущения.

- 1) Внешние нагрузки передаются с одной детали на другую локально, через зоны, расположенные вокруг болтов.
- 2) Болт и детали испытывают упругие деформации, и это учитывается в расчетах.
- 3) Расчет ведут на предотвращение раскрытия стыка, то есть условие, при котором напряжения в стыке всегда сжимающие и не равны нулю.
- 4) Затяжку болтов ведут в условиях отсутствия внешней отрывающей силы.
- 5) Основным критерий расчета болта — условие нераскрытия стыка.
- 6) Условие нераскрытия стыка в инженерном расчете учитывается расчетом необходимой силы предварительной затяжки болта. Здесь термин «предварительная затяжка» означает, что затяжку ведут до приложения внешней силы, т.е. при сборке.

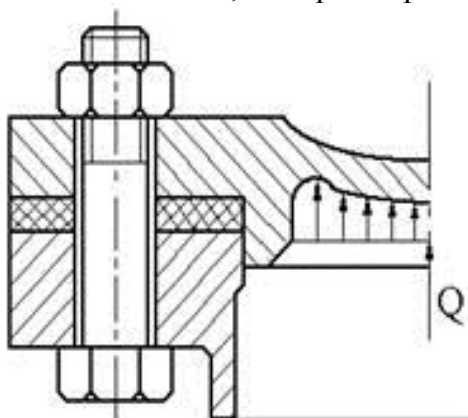


Рис. 50. Болты крепления крышки к сосуду

Считаем, что усилие Q распределяется между болтами фланца равномерно. Введем обозначения $F_{вн} = \frac{Q}{z}$ — внешняя сила, где z — число болтов по фланцу; $F_{зат}$ — усилие затяжки

болтов; F_{δ} – осевое усилие на болт; F_{cm} – усилие, приходящееся на прокладку (стык) от одного болта.

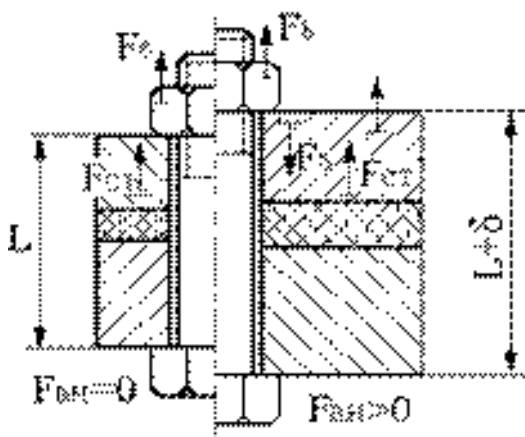


Рис.51. Расчетная модель болтового соединения

На рис.51 показана расчетная модель болтового соединения деталей Φ_1 и Φ_2 с прокладкой. Слева показано соединение при $F_{вн}=0$. В этом случае $F_{\delta}=F_{cm}=F_{зат}$. При приложении внешней нагрузки ($F_{вн}>0$) в направлении указанном на рисунке справа, уменьшается деформация сжатия прокладки и зоны фланцев деталей, расположенных у прокладки, но т.к. усилие затяжки не изменилось, значит уменьшилось усилие на стыке, т.е.

$$F_{cm} < F_{зат}, \quad (16.1)$$

иначе стык раскроется.

По условию равновесия соединения

$$F_{\delta} = F_{cm} + F_{вн}. \quad (16.2)$$

Учитывая неравенство (16.1), получим

$$F_{\delta} < F_{зат} + F_{вн}, \quad (16.3)$$

следовательно, только, часть внешней нагрузки $F_{вн}$, которую обозначим $F_{вн}'$, прибавляется к усилию затяжки

$$F_{\delta} = F_{зат} + F_{вн}'. \quad (16.4)$$

Отношение $x = F_{вн}' / F_{вн}$ называется коэффициентом внешней нагрузки.

Следовательно, имеем

$$F_{\delta} = F_{зат} + xF_{вн}. \quad (16.5)$$

Из уравнения (16.2) получаем

$$F_{cm} = F_{\delta} - F_{вн} = F_{зат} - (1-x)F_{вн}. \quad (16.6)$$

Для предупреждения раскрытия стыка надо выполнить условие

$$F_{cm} > 0, \text{ т.е. } F_{зат} > (1-x)F_{вн}. \quad (16.7)$$

В расчетной практике принимают

$$F_{зат} = k(1-x)F_{вн}, \quad (16.8)$$

где k – коэффициент затяжки.

Клемные соединения. Преимущество и недостатки, конструкция, расчеты на изгибной и крутящего момента, расчет на осевую усилие.

Клеммовые соединения

Разъемные соединения. Применяемые для закрепления на осях, валах, стойках, штангах различных устройств (рычагов, разъемных муфт и шкивов и т. д.) за счет сил трения (без шпонок, шлицев или установочных винтов), называются клеммовыми (рис.33).

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений: а) со ступицей, имеющей прорезь; б) с разъемной ступицей.

Разъемная ступица несколько увеличивает вес и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и от других расположенных на валу деталей.

При соединении деталей с помощью клеммы используются силы трения, которые возникают от затяжки болтов; за счет этих сил трения соединение может нагружаться как моментом, так и осевой силой. Ранее отмечалось, что передача нагрузки только за счет сил трения недостаточно надежна. Поэтому не рекомендуется применять клеммовое соединение для передачи больших нагрузок.

К достоинствам клеммового соединения относится простота монтажа и демонтажа, возможность закрепления детали в любом осе и вала, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т.п.).

Несущая способность клеммового соединения примерно в 2 раза ниже по сравнению с прессовым при тех же размерах и величине сжатия поверхностей.

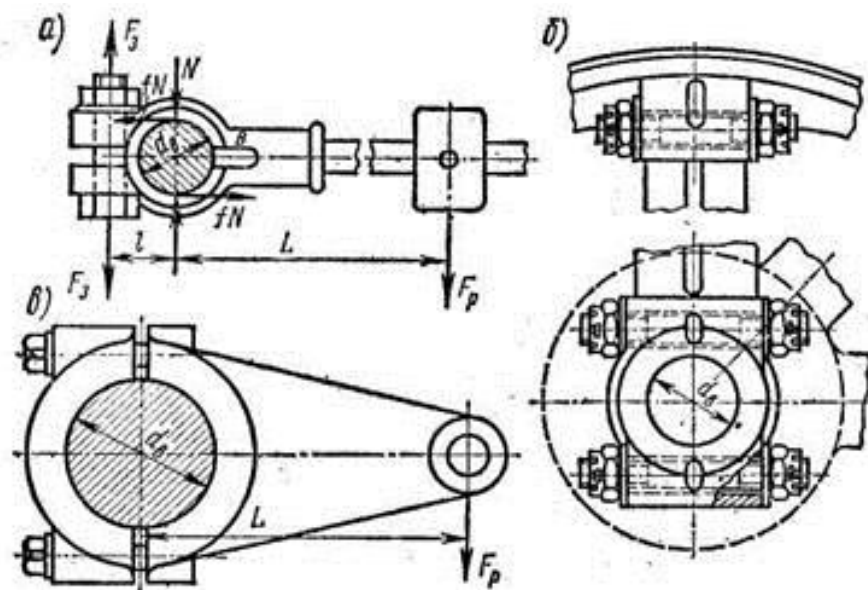


Рис. 33

Расчет на прочность клеммовых соединений

Клеммовое соединение способно передать крутящий момент

$$T = (2 \cdot 10^{-3} \cdot F_{\text{зат}} \cdot d \cdot f) \text{ Нм}; \quad (14)$$

где $F_{\text{зат}}$ — усилие затяжки болтов, Н; d — диаметр соединения (вала), мм; f — коэффициент трения для материалов деталей, входящих в соединение. В свою очередь усилие затяжки болтов зависит от прочности каждого из них

$$F_{\text{зат}} = 0,25 \cdot \pi \cdot z \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]_p; \quad (15)$$

где z — число болтов в соединении; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта; $[\sigma]_p$ — допускаемые напряжения растяжения для материала болта.

Напряжения смятия на контактных поверхностях деталей, входящих в соединение

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{z \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]_{\text{сж}}}{\varphi \cdot d \cdot l} \leq [\sigma]_{\text{сж}}; \quad (16)$$

где l – длина контактной поверхности соединяемых деталей; $\varphi \approx 0,5$ – коэффициент неравномерности давления по посадочной поверхности, возникающей за счёт жесткости ступицы; остальные величины определены выше.

В зависимости от выполнения соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая.

Первый случай. Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором или же отверстие имеет эллиптическую форму (рис. 34,а). При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие надежности соединения записывается так:

$$N \cdot f \cdot d \geq M \quad \text{и} \quad 2N \cdot f \geq S,$$

где S – внешняя осевая сила.

По условию равновесия любой половины клеммы до нагружения крутящим моментом: $N=2Q$, тогда $2Q \cdot f \cdot d \geq M$ и $4Q \cdot f \geq S$.

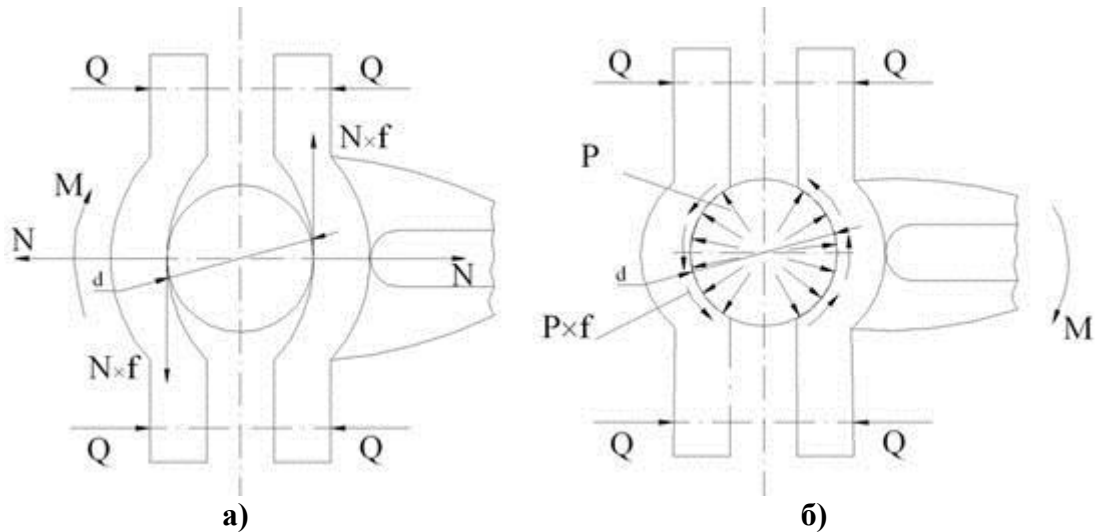


Рис. 34. Расчетные схемы клеммового соединения

Второй случай. Клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении равен нулю (рис.34,б). В этом случае можно полагать, что давление P распределено равномерно по поверхности контакта, а условие прочности соединения выражается в виде

$$P \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot b \cdot \frac{d}{2} \geq M \quad \text{и} \quad P \cdot f \cdot \pi \cdot d \cdot b \geq S.$$

Вспоминая теорему о равнодействующей равномерного давления на кривую стенку и рассматривая равновесие полуклеммы, запишем $P = \frac{2Q}{d \cdot b}$. После постановки и сокращения получим

$$\pi \cdot Q \cdot f \cdot d \geq M \quad \text{и} \quad 2\pi \cdot Q \cdot f \geq S.$$

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$. Первый случай является самым неблагоприятным, а второй – наиболее рациональным с точки зрения потребной величины затяжки болтов. На практике условия работы клеммовых соединений рассматривают как среднее между двумя рассмотренными выше:

$$2,5Q \cdot f \cdot d \geq M \quad \text{и} \quad 5Q \cdot f \geq S.$$

Для определения силы затяжки выразим Q :

$$Q = \frac{k \cdot M}{2,5 \cdot z \cdot f \cdot d} \quad \text{и} \quad Q = \frac{k \cdot S}{5z \cdot f},$$

где z – число болтов, расположенных с одной стороны вала; $k=1,3 \dots 1,8$ – коэффициент надежности соединения.

При совместном действии M и S сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой силы S и окружной $P_m = 2M/d$.

$$Q = \frac{k\sqrt{P^2 + S^2}}{5 \cdot z \cdot f}.$$

Для такого случая

Расчет затянутого болта, ненагруженного внешней осевой силой

Болт испытывает растяжение и кручение только от затяжки. Требуемую силу за затяжки болта определяют в зависимости от характера нагружения резьбового соединения. В машиностроении такие болтовые соединения встречаются в клеммовых соединениях (рис.49), в креплениях люков, крышек и т. п. В таких соединениях стержень болта растягивается силой затяжки F_3

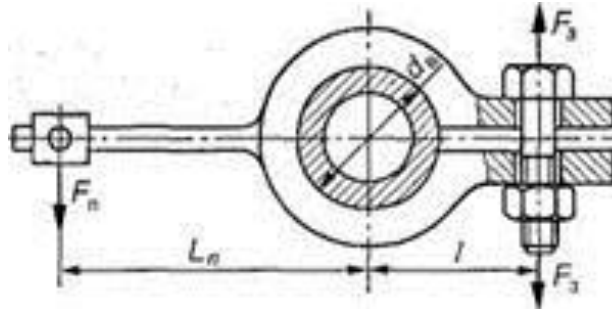


Рис. 49. Клеммовое соединение

Проверочный расчет производят по σ_3 — эквивалентному (приведенному) напряжению для опасной точки.

Условие прочности

$$\sigma_3 \leq [\sigma]_p. \quad (11)$$

Эквивалентное напряжение определяем по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_3}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16M_k}{\pi d_1^3}\right)^2}. \quad (12)$$

Для резьбы

$$\sigma_3 \approx 1,3\sigma_p, \quad (13)$$

$$\sigma_3 = \frac{4K_3 F_3}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (14)$$

где σ_p — напряжение растяжения в опасном сечении болта; $\tau_{кр}$ — наибольшее напряжение кручения; d_1 — внутренний диаметр резьбы; $K_3 \approx 1,3$ — коэффициент затяжки, учитывающий скручивание стержня болта.

Проектировочный расчет

С учетом формул (13) и (14) внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4K_3 F_3}{\pi[\sigma]_p}} = 1,3 \sqrt{\frac{F_3}{[\sigma]_p}}, \quad (15)$$

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для болта.

Практикой установлено, что болты с резьбой, меньше М10, можно повредить при недостаточно квалифицированной затяжке. Поэтому в силовых соединениях не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). На некоторых производствах для затяжки болтов используют специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют приложить при затяжке момент, больше установленного.

Шпоночные соединения

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления на валу (или оси) вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов, муфт и т. п.), а также для передачи вращающего момента от вала 1 к ступице детали 2 или, наоборот, от ступицы к валу (рис. 1 и 2).

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). Шпонка представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Иногда шпоночное соединение применяется для предотвращения относительного сдвига соединяемых плоских деталей, например, при защите стягивающих болтов от воздействия перерезывающей нагрузки. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковым или концевыми фрезами, в ступицах протягиванием.

Достоинства и недостатки шпоночных соединений**Достоинства шпоночных соединений.**

- простота конструкции, дешевизна и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостатки шпоночных соединений.

- шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали (из-за этого приходится увеличивать толщину ступицы и диаметр вала). Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом.
- шпоночные соединения нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки);
- шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений);
- трудность обеспечения их взаимозаменяемости (необходимость ручной подгонки шпонок), что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве.

Классификация шпоночных соединений

По **степени подвижности** шпонки подразделяют на:

- *подвижное* □ с направляющей шпонкой; со скользящей шпонкой;
- *неподвижное*;

По **усилиям, действующим в соединении** шпонки подразделяют на:

- *напряжённые*, такие, 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 **конструкции** шпонки подразделяют на:

- **призматические** выполняют прямоугольного сечения с соотношением сторон $h:b \approx 1:1$ для валов малых диаметров и $1:2$ для больших диаметров вала со скругленными торцами *исполнение 1* (рис. 3, а, в, и рис. 4) и плоскими торцами *исполнение 2* (рис. 3, б, г и рис. 4); с одним плоским, а другим скругленным торцом *исполнение 3* (рис. 4); эти шпонки не имеют уклона и их закладывают в паз, выполненный на валу (рис. 3, в, г — шпонки имеют отверстия для их закрепления). Шпонки *исполнения 1* рекомендуются для более точных соединений. В зависимости от диаметра вала ширина шпонки (в номинальном значении равная ширине паза вала и ступицы) $b \approx (0,2 \dots 0,3)d$, где d — диаметр вала, причём, чем больше диаметр вала,

тем меньше отношение b/d . Глубина шпоночного паза на валу обычно составляет $t_1=0,6h$, а глубина паза ступицы $t_2=0,5h$, таким образом, радиальный зазор между дном паза ступицы и верхней гранью шпонки $c=0,1h$.

Призматические шпонки изготавливают следующих трех типов:

- **обыкновенные (закладные)** (ГОСТ 23360-78) и высокие (ГОСТ 10748-79); их используют для неподвижных соединений ступиц с валами;

- **направляющие с креплением на валу** (ГОСТ 8790-79), применяемые в том случае, когда ступицы должны иметь возможность перемещения вдоль валов;

- **скользящие сборные** (ГОСТ 12208-66), соединяющиеся со ступицей выступом (пальцем) цилиндрической формы и перемещающиеся вдоль вала вместе со ступицей.

Рабочими у призматической шпонки являются более узкие, боковые грани.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала.

Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала.

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки, установочные винты и др.

Одним из главных недостатков призматических шпонок является необходимость их индивидуальной подгонки к размерам пазов вала и ступицы, то есть трудность обеспечения взаимозаменяемости, что ограничивает их применение в крупносерийном производстве.

В качестве другого недостатка следует назвать способность призматической шпонки к опрокидыванию в процессе износа и смятия боковых рабочих поверхностей, так как силы, действующие на шпонку, образуют моментную пару, а по высоте шпонки в пазу всегда имеется некоторый зазор.

От последнего недостатка свободны сегментные шпонки, поскольку они существенно глубже сидят в пазу вала. Такое заглубление сегментной шпонки и её форма в виде сегмента прямого кругового цилиндра позволяют устанавливать шпонку в паз вала без натяга, что, в свою очередь, облегчает сборку соединения и обеспечивает выполнение условий взаимозаменяемости, то есть позволяет использовать шпонку без предварительной подгонки.

- **сегментные** (рис. 3, д и рис. 5 и 6); представляют собой сегментную пластину, заложенную закругленной стороной в паз соответствующей формы, профрезерованный на валу (рис. 6). Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов и часто применяют для конических концов валов, на валах небольших диаметров (до 38 мм) и при короткой ступице. Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают), однако вал ослабляется глубоким пазом под шпонку. Широко применяют в серийном и массовом производстве.

Недостатком сегментных шпонок является более сильное в сравнении с призматическими ослабление сечения вала. Поэтому сегментные шпонки применяются, как правило, на малонагруженных изгибающими моментами участках валов. Такими участками чаще всего являются концевые участки валов.

Сегментные шпонки так же, как и призматические, стандартизованы, причём в обоих случаях стандарт составлен так, что прочность шпонки на срез по границе прилегания вала и ступицы всегда выше прочности боковых поверхностей шпонок по напряжениям смятия. Это обуславливает главенство расчёта на смятие боковых поверхностей шпонки.

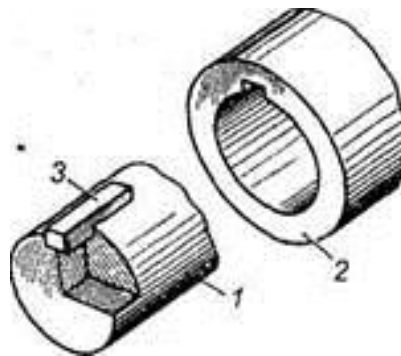


Рис. 1. Соединение шпонкой: 1 — вал; 2 — ступица; 3 — шпонка

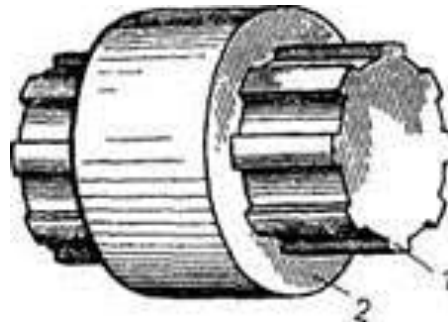


Рис. 2. Зубчатое (шлицевое) соединение: 1 — вал; 2 — ступица колеса

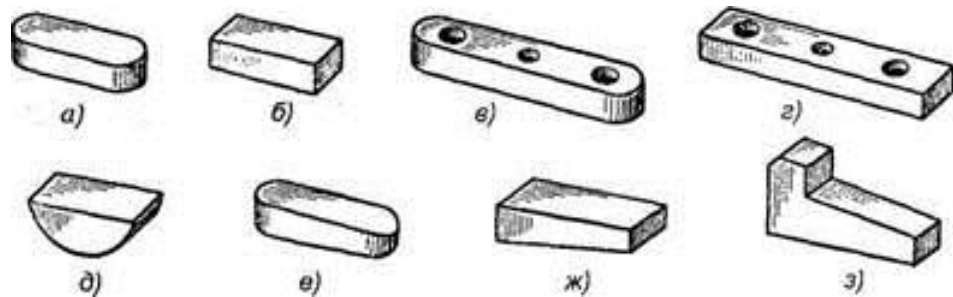


Рис. 3. Конструкции шпонок: а, б — шпонки со скругленными торцами; в, г — шпонки с плоскими торцами; д — сегментная шпонка; е, ж, з — клиновые шпонки

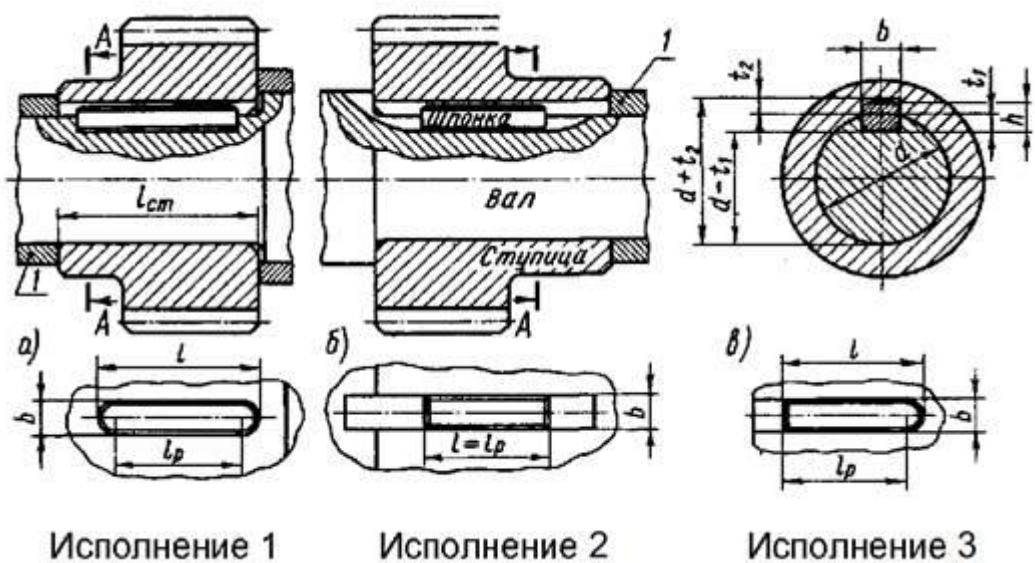


Рис. 4. Соединение призматическими шпонками

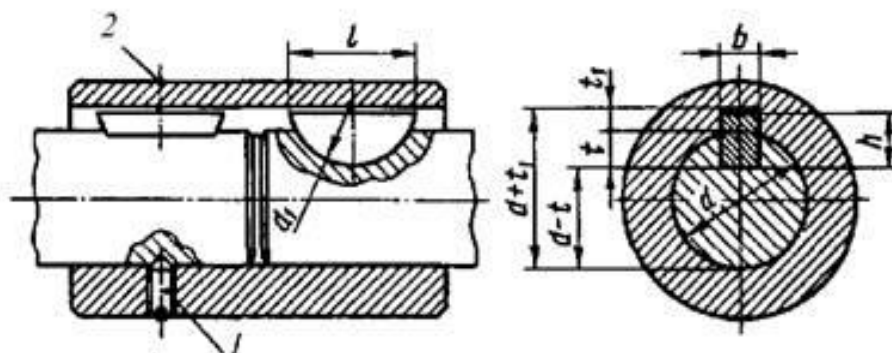


Рис. 5. Соединение сегментной шпонкой: 1 - винт установочный; 2 – кольцо замковое пружинное

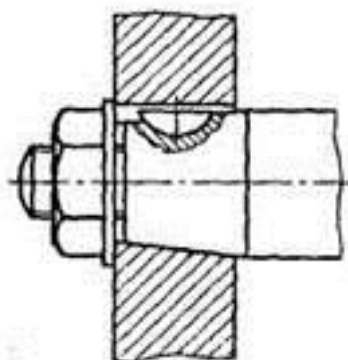


Рис. 6. Соединение сегментной шпонкой

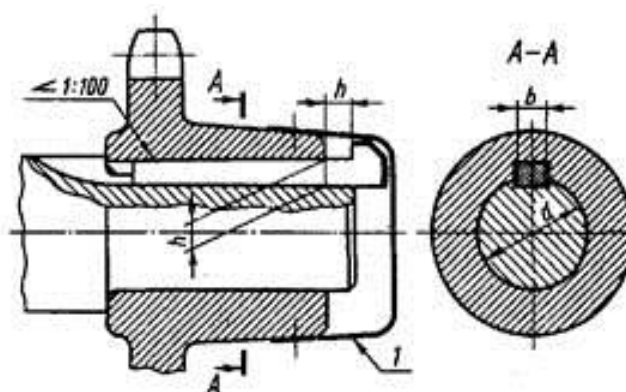


Рис. 7. Соединение клиновой шпонкой

- **цилиндрические** используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120° . Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму. Круглые цилиндрические или конические шпонки не стандартизованы. Их используют в том случае, если втулку необходимо установить на конец вала. При диаметре вала D диаметр шпонки $d=(0,16-0,17)D$, длина $l=(3-4)d$. Отверстия под эти шпонки получают при сборке с обеспечением в сопряжении посадки с натягом $H7/r6$. Центр отверстия должен быть смещен в сторону центра вала (оси) на расстояние $e=0,5[D-(D^2-d^2)^{0,5}]$.

Гнездо под установку цилиндрической шпонки засверливают и развёртывают в соединяемых деталях совместно. Такая технология изготовления соединения требует, чтобы материалы вала и ступицы не сильно отличались по показателям прочности и твёрдости, с одной стороны, а с другой неудобна к применению в массовом производстве, поскольку не обеспечивает условий взаимозаменяемости. По этой причине в массовом производстве цилиндрические шпонки почти не применяются.

- **клиновые шпонки** без головки (рис. 3, е, ж и рис. 7) и с головкой (рис. 3, з); Условия работы этих шпонок одинаковы. Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. *Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение* (1 на рис. 7). В этих соединениях ступицу устанавливают на валу с небольшим зазором. Клиновую шпонку забивают в пазы вала и ступицы, в результате на рабочих широких гранях шпонки создаются силы трения, которые могут передавать не только вращающий момент, но и осевую силу. Эти шпонки не требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала. При забивании клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные усилия, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение. Клиновые шпонки работают широкими гранями. По боковым граням имеется зазор. Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки. Клиноватая форма шпонки может вызвать перекос детали, при котором ее торцевая плоскость не будет перпендикулярна к оси вала, а также затруднена разборка при ремонте. Эти недостатки послужили причиной того, что применение клиновых шпонок резко сократилось в условиях современного машиностроения.

- **тангенциальные шпонки** (рис.8). Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Работает узкими боковыми гранями. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. Распорная сила между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.). Изготавливаются по стандартам (ГОСТ 24069-80 и 24070-80), охватывающим два вида соединений: шпонки тангенциальные, нормальные для валов диаметром 60–1000 мм усиленные для валов диаметром 100–1000 мм. Работают узкими гранями. Вводятся в пазы ударом. Создают напряженное соединение. Натяг между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. При реверсивной работе ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120°. В современном производстве имеют ограниченное применение.

Достоинства тангенциальных шпонок:

- материал тангенциальной шпонки работает на сжатие;
- более благоприятная форма шпоночного паза в отношении концентрации напряжений.

Недостатком тангенциальной шпонки можно считать её конструктивную сложность.

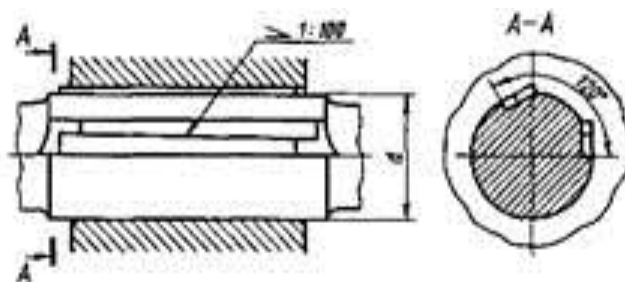


Рис.8. Соединение тангенциальными шпонками

- **специальные шпонки.**

Шпонки всех основных типов стандартизованы и их размеры выбираются по ГОСТ 23360-78 (призматические); ГОСТ 24071-80 (сегментные); ГОСТ 24068-80 (клиновые).

Материал шпонок

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с $\sigma_{\text{в}} \geq 600$ 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).

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.

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. 16, а) зубьями - число зубьев $Z = 6, 8, 10, 12$ для диаметров валов $14 \leq d \leq 125$ мм;

- с **эвольвентными** (рис. 16, б) зубьями - число зубьев $Z = 12, 16$ и до 82 для диаметров валов $4 \leq d \leq 500$ мм;

- с **треугольными** (рис. 16, 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.

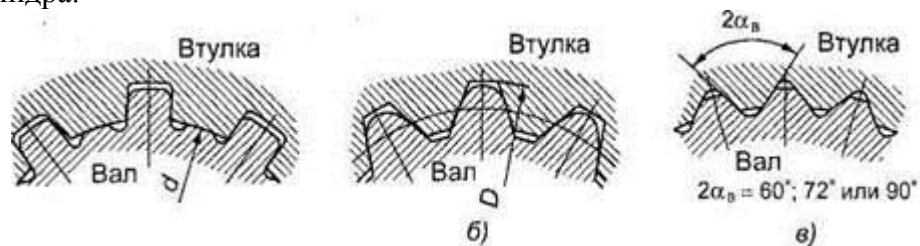


Рис. 16. Типы зубчатых (шлицевых) соединений: а — прямобочные зубья; б — эвольвентные зубья; в — треугольные зубья

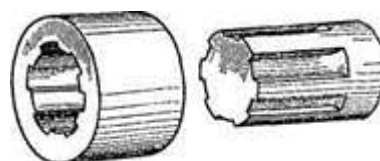


Рис. 17. Прямобочные зубья (шлицы)

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 долбьями. В штучном производстве изготовление ведётся только долблением.

Наибольшее распространение в машиностроении имеют **прямобоочные зубчатые соединения** (рис.17). Их применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Стандартом предусмотрены три серии прямобоочных зубчатых соединений — легкая, средняя и тяжелая, отличающиеся одна от другой вы сотой и числом зубьев (чаще применяют соединения с шестью-десятью зубьями).

Прямобоочные шлицевые соединения различают также по способу центрирования:

- по наружному диаметру D (наиболее точный способ центрирования) (рис.18,а). Центрирование по наружному диаметру наиболее технологично и рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы HB 350. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала – шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах. Соединение (рис.18,а), во избежание термических короблений, требует чистой протяжки ступицы после термообработки, поэтому твердость ступицы не может быть выше HRC=30.

- по внутреннему диаметру d (при закаленной ступице) (рис.18,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.18,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.18,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.18,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.

Структура условного обозначения шлицевого прямобоочного соединения должна иметь следующий вид:

$$1 - 2 \times 3 \frac{4}{5} \times 6 \frac{7}{8} \times 9 \frac{10}{11},$$

где 1 - обозначение поверхности центрирования;

2 - числа шлицов соединения;

3, 6, 9 - номинальные размеры d , D и b ;

4, 7, 10, 5, 8, 11 - обозначения полей допусков отверстий и валов по диаметрам d , D и по боковым сторонам шлицов b .

В обозначении допускается не указывать допуски нецентрирующих диаметров.

Допуски и посадки прямобочных шлицевых соединений приведены в таблицах.

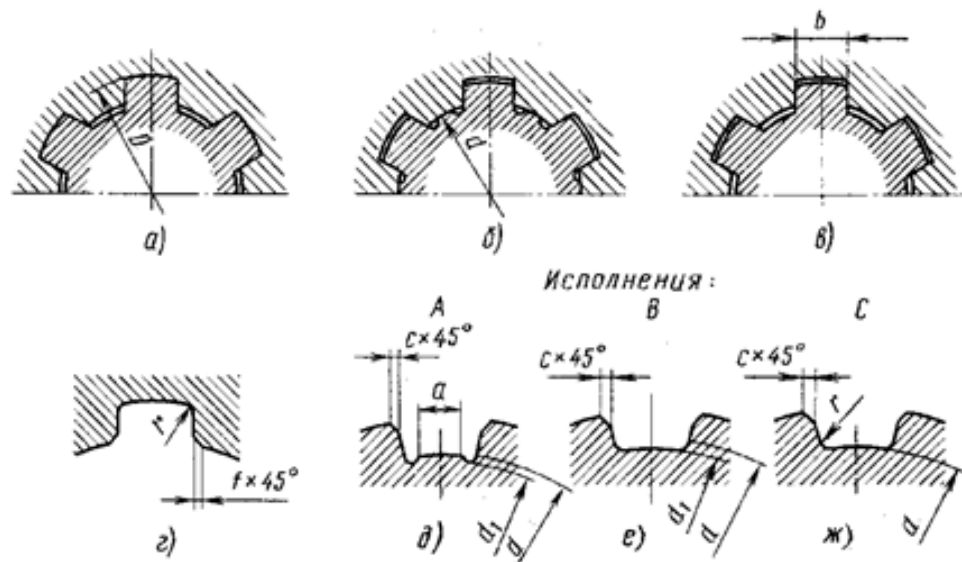


Рис. 18. Центрирование прямобочных зубчатых соединений а – по наружному диаметру; б – по внутреннему диаметру; в – по боковым граням; г – форма сечений ступицы; д, е – форма сечений вала исполнений б, в

Пример условного обозначения соединения, втулки и вала:

- для шлицевого соединения с числом шлицев $z=8$, внутренним диаметром $d=42$ мм, наружным диаметром $D=46$ мм, шириной шлица $b=8$ мм, с центрированием по d , с посадками по d - $H7/f7$ и по b - $D9/h9$:

$$d - 8 \times 42 \frac{H7}{f7} \times 46 \times 8 \frac{D9}{h9},$$

- для отверстия этого же соединения:

$$d - 8 \times H7 \times 46 \times 8 D9,$$

- для вала этого же соединения:

$$d - 8 \times 42 f7 \times 46 \times 8 h9.$$

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую (табл. 3), 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 $\alpha = 30^\circ$. Высота шлица $(0,8 \dots 1,0)m$. Ножка зуба усилена. Соединения выполняются по ГОСТ 6033-80 с центрированием по боковым поверхностям зубьев (рис.19,а), реже по наружному диаметру (рис.19,б).

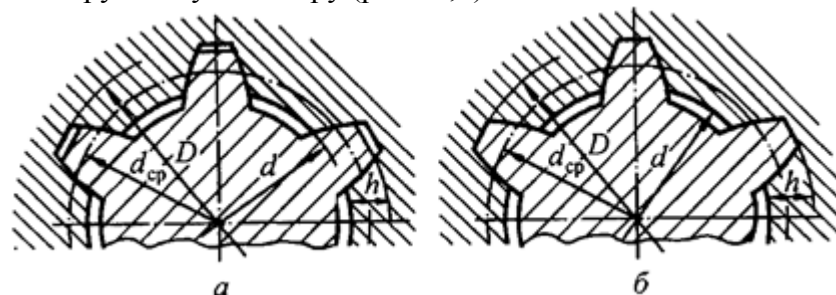


Рис.19. Эвольвентное зубчатое зацепление: а – центрирование по боковым граням; б – центрирование по наружному диаметру

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 зубодолбежном станке, либо протягиванием.

Структура условного обозначения шлицевого эвольвентного соединения должна иметь следующий вид:

$$12 \times \frac{3}{4} \times 5 \times \frac{6}{7} 8,$$

где 1 - обозначение центрирования по внутреннему диаметру;

2 - номинальный диаметр соединения D;

3, 4, 6, 7 - обозначение полей допусков центрирующих диаметров отверстий и валов (допуски нецентрирующих диаметров в обозначении не указывать);

5 - модуль, мм;

8 - номер стандарта.

Допускаемые напряжения смятия в неподвижных шпоночных соединениях находят по формуле

$$[\sigma]_{\text{см}} = \sigma_T / n,$$

где σ_T - предел текучести наиболее слабого материала деталей - вала, шпонки или ступицы;

n - коэффициент безопасности. При точном учете нагрузок $n=1,25$; в остальных случаях $n=1,5-2$.

Допускаемое напряжение на срез определяют из соотношения

$$[\tau]_{\text{ср}} = (0,1-0,2)\sigma_T.$$

В связи с более точной расчетной схемой допускаемые напряжения для круглых и конических шпонок можно увеличить на 25-30% по сравнению с допускаемыми напряжениями для призматических шпонок.

Примерные допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

- при стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 130...200$ МПа;
- при чугунной $[\sigma]_{\text{см}} = 80... 110$ МПа. Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие при переменной и работе с ударами.

При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{\text{см}}$ снижают в 1,5 раза.

Так для призматических шпонок, выполненных из стали 45, при постоянной нагрузке и непрерывной работе соединения принимают $[\sigma]_{\text{см}} = (50...70)$ МПа, при периодической работе соединения с 50% загрузкой по времени $[\sigma]_{\text{см}} = (130...180)$ МПа, при проверке соединения на работоспособность при предельных статических нагрузках (например, при запуске механизма) $[\sigma]_{\text{см}} = 200$ МПа. Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы под нагрузкой допускаемые напряжения снижают ещё в 2...4 раза. При незакалённых поверхностях соединяемых деталей подвижного соединения принимают $[\sigma]_{\text{см}} = (10...30)$ МПа.

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau]_{\text{ср}} = 70... 100$ МПа. Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

Более точные значения допускаемых напряжений приведены в табл. 1.

Таблица 1. Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ МПа

Тип соединений	Условия эксплуатации	Твердость поверхности зубьев	
		до 350 HB	свыше 40 HRC,
Неподвижное, с осевой фиксацией	а	35-50	40-70
	б	60-100	100-140
	в	80-120	120-200
Подвижное без нагрузки	а	15-20	20-35
	б	20-30	30-60
	в	25-40	40-70
Подвижное под нагрузкой	а	—	3-10
	б	—	5-15
	в	—	10-20

Все основные виды шпоночных соединений можно разделить на две группы: **ненапряженные и напряженные**.

К **ненапряженным** относят соединения с призматическими (рис. 9, а), сегментными (рис. 9, б) и круглыми (рис. 9, в) шпонками. Шпоночные пазы на всех валах выполняют дисковыми (рис. 10, а) или торцовыми (рис. 10, б) фрезами. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом. В ступицах деталей шпоночные пазы можно получить как на фрезерных, так и на

долбежных станках. Размеры пазов определяют расчетным путем с учетом требований стандарта. Сборка и разработка ненапряжённого соединения (с призматической шпонкой) не требует приложения значительного усилия к сопрягаемым деталям. Детали, посаженные на призматическую шпонку, должны иметь крепления, предупреждающие их осевое перемещение.

Рекомендуемая последовательность проекровочного расчета.

В зависимости от диаметра вала d по табл. 2 выбирают размеры шпонки $b \times h$, 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:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (2)$$

где $F_t = 2T/d$ — сила, передаваемая шпонкой; $A_{\text{см}}$ — площадь смятия (рис. 15); $A_{\text{см}} = (h - t_1) \cdot l_p$.

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

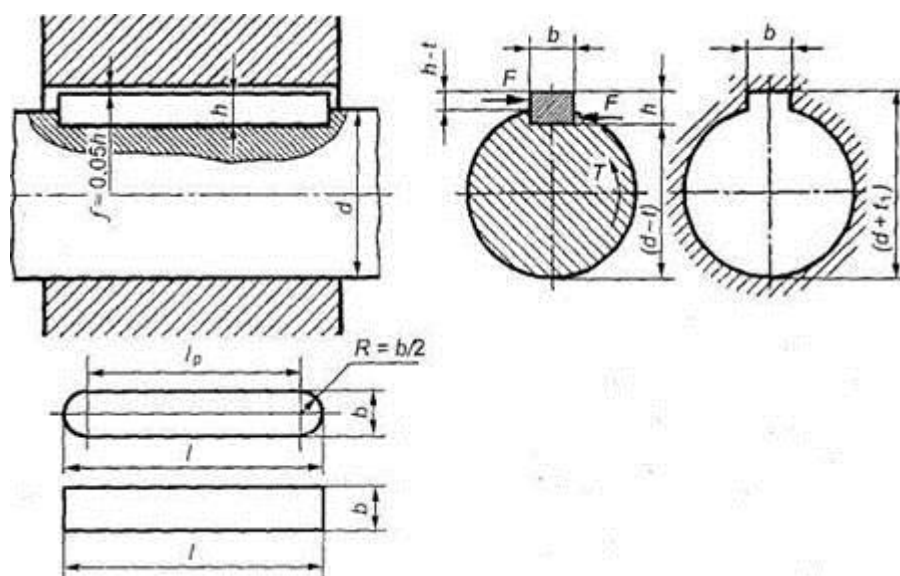
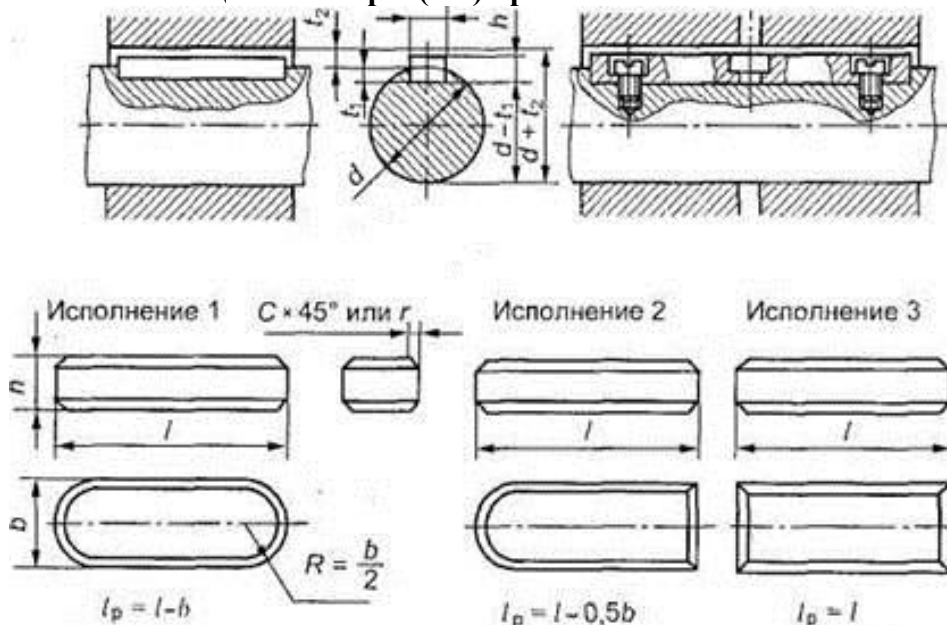


Рис. 15. К расчету на прочность соединения с призматическими шпонками

Таблица 2. Размеры (мм) призматических шпонок



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,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (3)$$

где T — передаваемый момент, Нмм; d — диаметр вала, мм; $(h - t_1)$ — рабочая глубина паза, мм (см. табл. 2); l_p — рабочая длина шпонки, мм (для шпонок с плоским торцом $l_p = l$, со скругленными торцами $l_p = l - b$; $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение (для чугунных ступиц $[\sigma]_{\text{см}} = 60 \div 80$ МПа, для стальных $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \div 150$ МПа).

Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего большего размера (см. табл. 2). Длину ступицы $l_{\text{ст}}$ принимают на 8... 10 мм 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 (3) носит условный характер, поскольку неравномерность распределения $\sigma_{\text{см}}$ по длине и высоте шпонки, вызванная погрешностями и деформациями, а также перекосом шпонки, обусловленным условием ее равновесия, учитывается назначением повышенных коэффициентов запаса.

Формула проекторочного расчета для определения рабочей длины l_p призматической шпонки (шпонки со скругленными концами):

$$l_p = l - b.$$

Для ответственных соединений призматическую шпонку проверяют на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{db l_p} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (4)$$

где $\tau_{\text{ср}}$ — расчетное напряжение на срез, МПа; b — ширина шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; $[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение на срез; для сталей с $\sigma_b > 500$ МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают $[\tau]_{\text{ср}} = 60 \div 90$ МПа.

Расчет на прочность прямобочных шлицевых соединений

Проверочный расчет на прочность прямобочных зубчатых соединений аналогичен расчету призматических шпонок.

Основными критериями работоспособности зубчатых (шлицевых) соединений являются сопротивление рабочих поверхностей смятию и изнашиванию в результате относительных перемещений, обусловленных деформациями и зазорами.

В зависимости от диаметра вала d (рис. 26) по табл. 3 выбирают па раметры зубчатого соединения, после чего соединение проверяют на смя тие. Проверку зубьев на срез не производят.

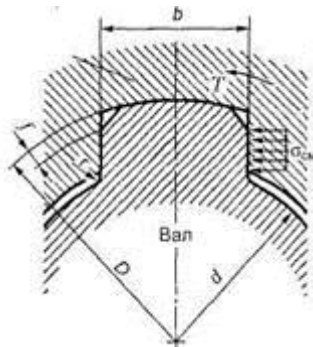


Рис. 26. К расчету прямобочного шлицевого соединения

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) $\psi = 0,75$).

По аналогии с условием (3)

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{\psi z d_{cp} z h l} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (9)$$

где T — вращающий момент на валу, Нмм; $\psi = 0,75$; z — число зубьев (выбирают в зависимости от d по табл.3); h — высота поверхности контакта зубьев; L — длина поверхности контакта зубьев; d_{cp} — средний диаметр соединения, мм; l — рабочая длина зубьев, мм; D, l, r (см. рис. 26) — выбирают в зависимости от d по табл. 3; $[\sigma]_{cm}$ — допускаемое напряжение на смятие боковых граней зубьев из сталей, имеющих $\sigma_B > 500$ МПа ($[\sigma]_{cm}$ принимают по табл. 4). В таблице 4 приведены значения $[\sigma]_{cm}$ 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: $[\sigma]_{cm} = 12 - 20$ МПа для неподвижных соединений и $[\sigma]_{cm} = 4 - 7$ МПа для подвижных без нагрузки — здесь учитывают влияние соединений на точность станков; в авиации для соединений валов с зубчатыми колесами рекомендуют более высокие значения $[\sigma]_{cm} = 50 - 100$ МПа — для получения легких конструкций.

Лекция №36

Новые методы конструирования детали машин.

Texnologik jihoz va dastgohlarni avtomatlashgan loyihalash (AL) ning o'ziga xos tomonlari shundaki, dastlabki bosqichda loyihalash uchun dastlabki ma'lumotlar to'planadi. Uni ishlab chiqishda loyihalashning modullash va unifikatsiyalash printsiplari qo'llaniladi.

CAD/CAM tizimi yordamida loyihalash tajribasini tahlil qilinganda, qayerda yangi dastgoh modelini ishlab chiqishda yetakchi mashinasozlik firmalarining tajribalaridan foydalanilganda, bu tizimni qo'llash natijasida ishlab chiqarish unumdorligini oshirish va konstruktorlik ishlarining samarali bo'lishini ko'rsatdi. Hozirda "Avto Cad", "3D-max", "Solid Works -3D", "Компас - 3D" va boshqa dasturlarda loyihalash bajarilmoqda.

AL ni o'ziga xos jihatlaridan yana biri, dastlabki bosqichda loyihalash uchun dastlabki ma'lumotlar shakllantirib olinadi, loyihalash kontseptsiyasi ishlab chiqiladi, loyihalashning moduli va unifikatsiyalash printsiplari qo'llaniladi. Dastlabki ma'lumotlarni to'plash va uni tahlil qilish uchun EHM qo'llaniladi. Unda ma'lumotlar bazasi yaratiladi. U doimo yangi ma'lumotlar bilan kengayib boradi. Uni tarkibiga MD va texnologik jihozlar, uskunalarga oid bo'lgan hamma xujjatlar (masalan: chizmalar, patentlar, avval ishlab chiqarilgan MD lar, texnik tavsiyalar va h.k.lar) kiradi.

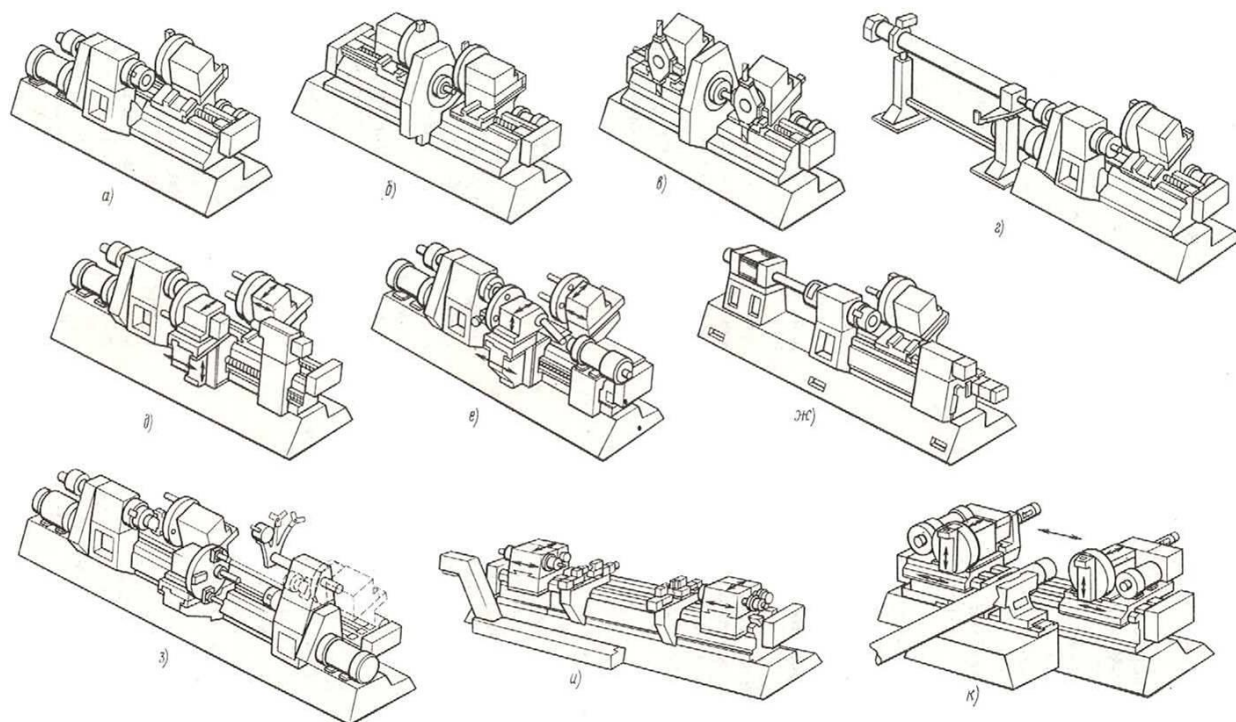
Bu tizimda tezkorlik bilan kerakli MD ni ishlab chiqarish uchun dastlab bozor o'rganiladi. Qaysi va qanday mahsulotga talab kattaligiga qarab texnologik jihozlar ishlab chiqariladi. Ishlab chiqarilgan MD larni sotishni asosiy ko'rsatkichlari uning narxi va ishlash qobiliyatini tavsifi hisoblanadi. Bunday ixcham va oson termin nemis tilidan olingan bo'lib, hozirda xalqaro terminga aylandi: 'reisleisting' ('reis – narx, Leisting – ishlash qobiliyati; quvvati; ishlab chiqarish unumdorligi). Ushbu ko'rsatkichni yetakchi firmalar tomonidan aniqlanadi.

Loyihalash ishlari, qachon dastlabki ma'lumotlar to'plab bo'lingandan so'ng boshlanadi. Bunda asosan 3-4 ta oliy toifali konstruktorlar guruhi ishtirok etadi. Ular ma'lumotlar bazasidagi kerakli ma'lumotlardan foydalanib, kerakli texnologik jihoz yoki MD ni, moslamalarni loyihalaydi. Unda ma'lum bo'lgan unifikatsiya detallari va qismlardan foydalanishlari mumkin.

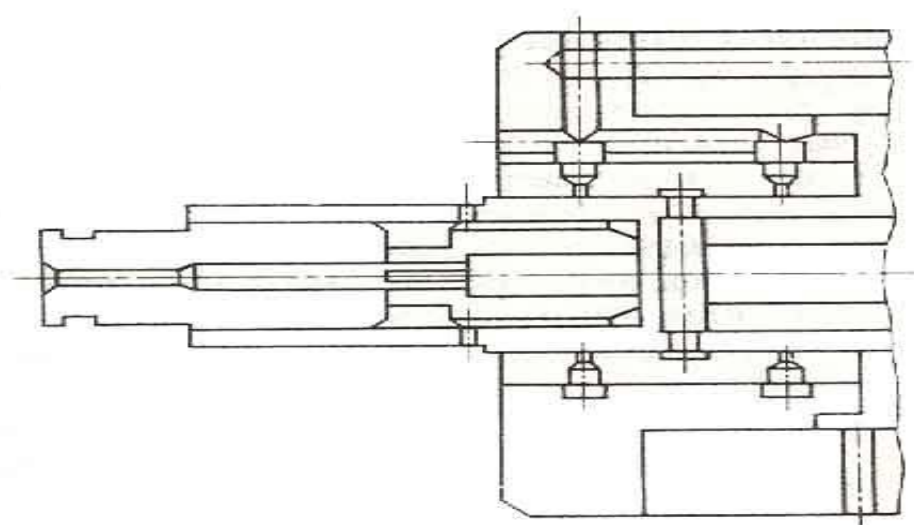
Loyihalashning moduli printsiplari, loyihalayotgan dastgoh oilasiga tegishli tushuncha bo'lganda amalga oshiriladi. Dastgoh moduli aniqlangandan so'ng, uning qismlari, agregatlari bo'yicha texnik qarorlar qabul qilinadi.

Unifikatsiyalash printsiplari, loyihalayotgan dastgohga unifikatsiyalangan yig'ma birliklarni (qism, agregat), detallarni va butlovchi qismlarni qo'llaniladi.

ALT ni samaradorligi shundaki, loyihalashda texnologik jihozlarning detallarini alohida chizmalarini tayyorlash soda va chizmalarga tuzatish kiritish imkoniyatini mavjudligidir. MSPO «Krasniy proletariy» (Rossiya) da CAD/CAM tizimini qo'llab 12 ta turdagi dastgohlar ishlab chiqarildi (1-rasm). Bu dastgohlar oilasida moduli va unifikatsiyalash printsiplari maksimal qo'llanilgan (2-rasm). Bu tizimni qo'llash natijasida tokarlik dastgohlarining yuqori darajadagi konstruktorlik yechimi olindi.



1-рис.

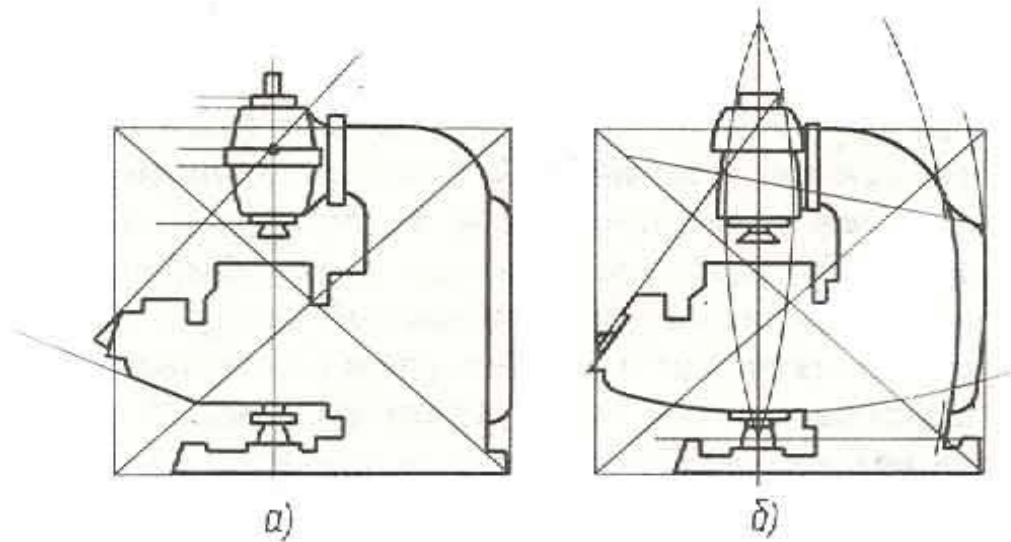


2-рис.

Texnik estetika sotsial-iqtisodiy, funktsional-konstruktiv, ergonomik va estetik talablar turkumini o'z ichiga olib, u boshqa bir qator talablar bilan biga zamonaviy, iqtisodiy asoslangan, ishlatishga qulay va estetik ko'rinishli jihozni ishlab chiqishni tahminlashi kerak.

Ishlab chiqilgan mahsulotning kompozitsion markaziga ehtibor qaratish, konstruksiya mazmuni va qo'llash funktsiyasini to'liq ochishga olib keladi. Texnologik jihoz va dastgohlarda kompozitsion

markaz ishchi zona hisoblanadi. Qolgan qismlar esa kompozitsion markazga mos ravishda olinib, uning markazini o'rtiradi. Masalan: 3 – rasmda ko'rsatilgan vertikal-frezalash dastgohida, asosiy kontur chizig'lar o'zaro koordinatlangan. Umumiy kompozitsiyasi (hajmiy nisbati, shakl holati va h.k.lar) yakka holda tayyorlangan. 3 a – rasmda to'g'ri kontur chiziqlari bilan birga qisman egri chiziqlar birga ishlatilgan. 3 b – rasmda esa, egri shakllar ko'proq qo'llanilgan. Lekin ikkala holda ham kontur chiziqlari koordinatsiyasi buzilmagan, mavjud kompozitsiya markazi va unga bog'liq elementlar kompozitsiyasi saqlangan.

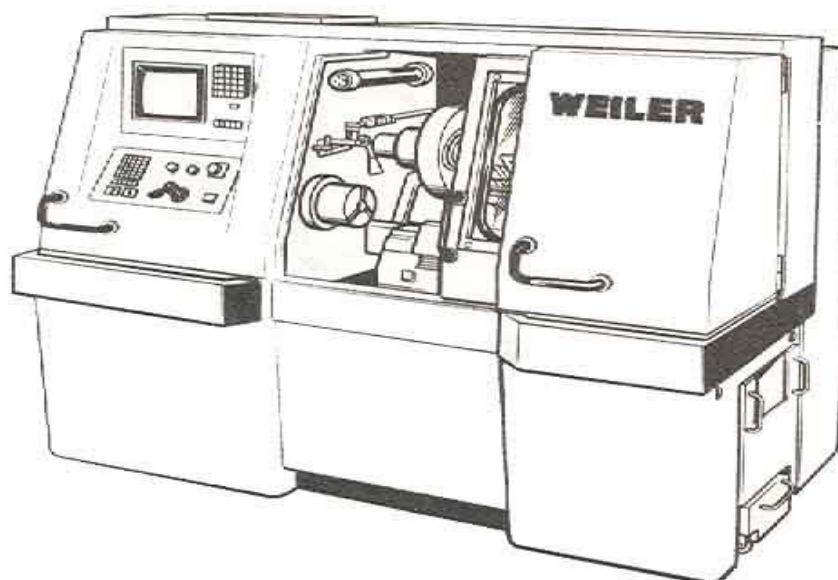


3-рис.

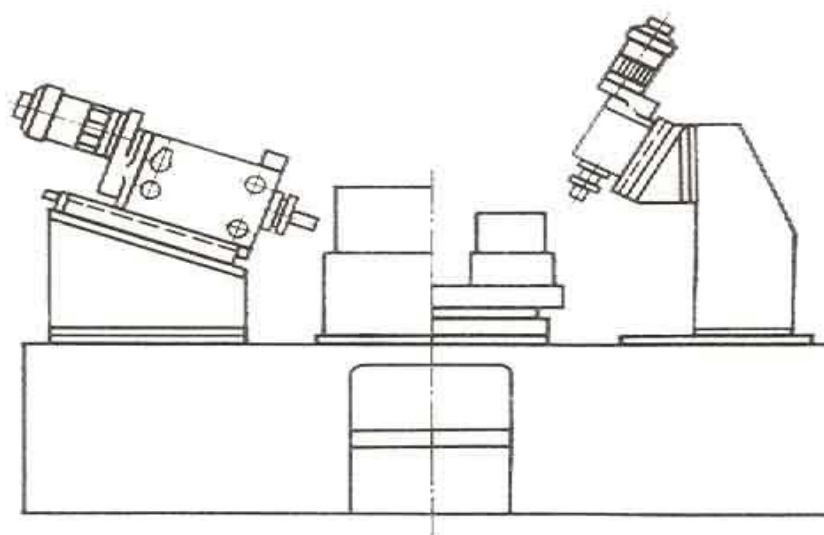
Kompozitsiyaning ko'zga ko'rinadigan xususiyatlaridan asosiysi simmetriyalilikdir. Simmetriyalilik shuni bildiradiki, unda o'q simmetriyasi, markaz simmetriyasi, tekislik simmetriyasi o'zaro bog'liq bo'lib qoladi. Lekin texnologik jihoz va dastgohlarni ishlab chiqarishda simmetriyalilikdan chetga chiqishlar bo'ladi. Chunki inson tanasining disimmetriyaligidan kelib chiqib, dastgoh kompanovkasi unga moslanadi. Masalan: boshqarish pultrlari dastgohning o'ng tomonida, asosiy nazorat qurilmalari yuqorida bo'lishi talab etiladi.

SHuning mahsulotda matematik simmetriyalilikni saqlash qiyin, lekin kompozitsiyani shunday joylashtirish kerakki, ko'zga simmetrik bo'lib ko'rinsin (4 – rasm). Dastgohlarni loyihalashda simmetriyalik bilan birga assimmetriyalikni ham qo'llaniladi. Bunda shakllarni statikligi va dinamikligiga ehtibor beriladi. Statikli shakllarda hajmlar gorizontal va vertikal chiziqli qurilmalari elementlar ritmi bilan tenglanadi. Dinamikli shakllarda esa, diogonal bo'yicha chiziq asosiy bo'ladi, elementlar o'zgaruvchi ritmda beriladi.

Ishlab chiqilgan mahsulotda, masalan, stanina doimo statikli kompozitsiyada – simmetriyali qilinadi, dastgohni qo'zg'aluvchi qismlari esa, dinamikli kompozitsiyada – assimmetriyali qilinadi (5 – rasm).



4-рис.

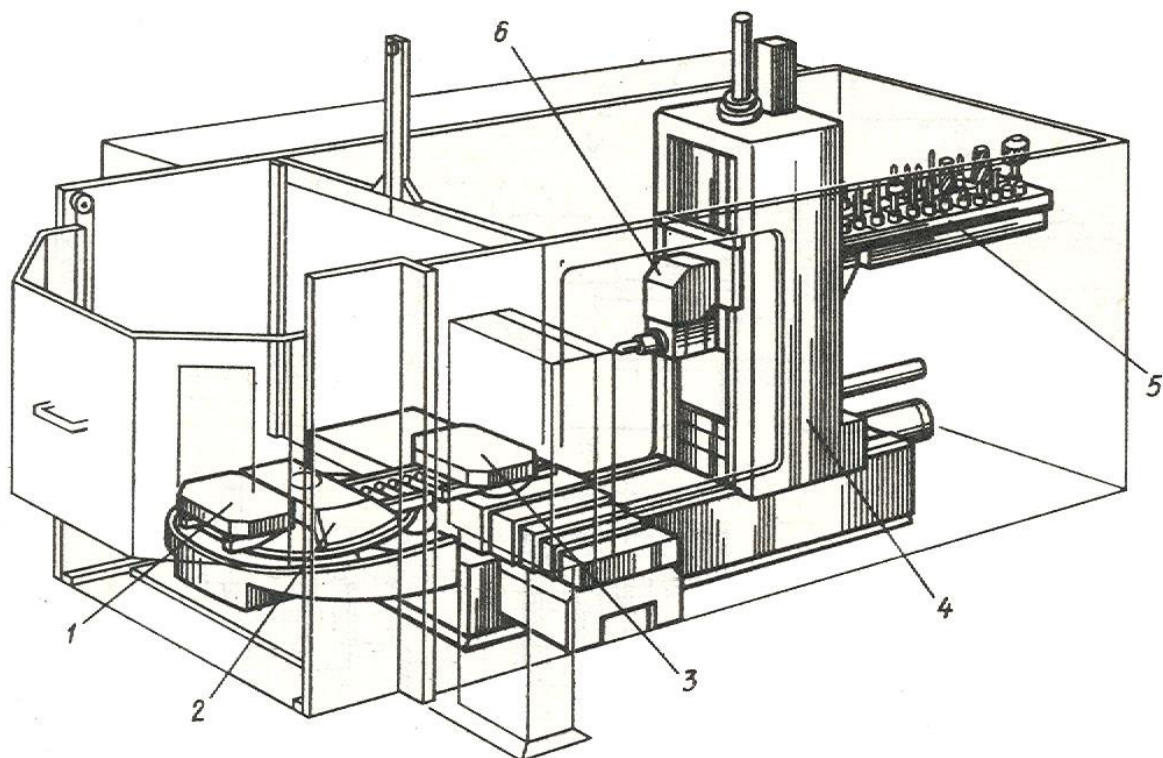


5-рис.

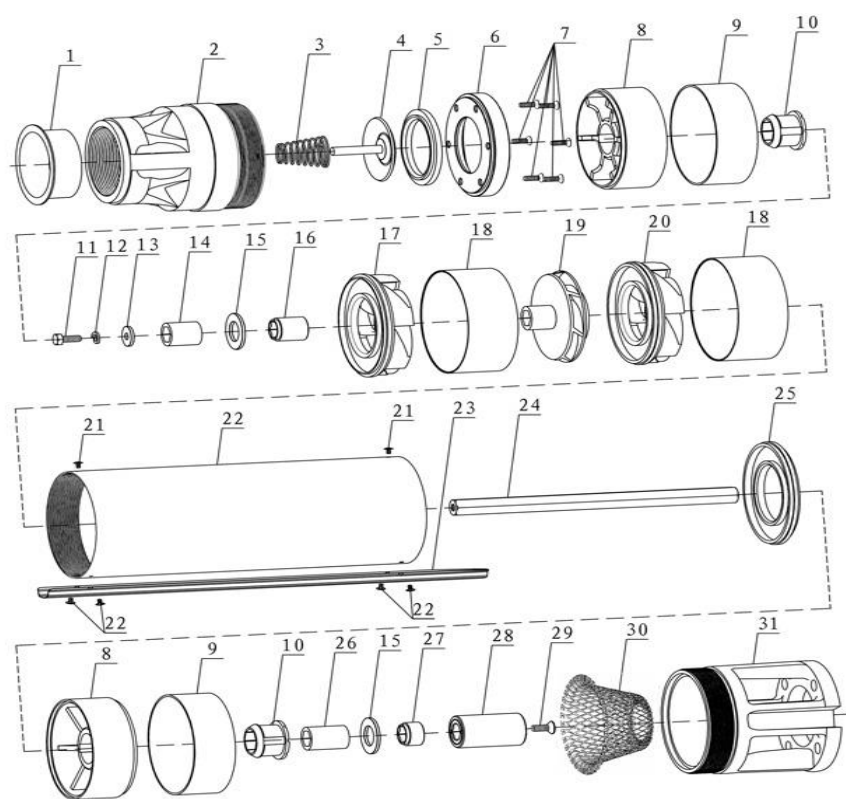
Texnologik jihoz va dastgohlarning kompozitsiya elementlari ko'rinishidan samarali joylashgan bo'lishi kerak. Bunda uni ko'rganda qabul qilish holatini hisobga olinadi. Ko'rganda yaxshi qabul qilinadiga shakllar kub yoki shar shaklidagi narsalar hisoblanadi. Kopozitsiya markazidan masofani ortib borishi, ko'rinishni yomonlashtirishi mumkin. Masalan: vertikal shaklni ortirish Bilan gorizontal va qiyalikka nisbatan ko'rinishi yomon qabul qilinadi. Elementlar hajmi yoki maydoni teng bo'lsa, o'ng tomonda joylashgani chap tomondagidan og'irga o'xshaydi yoki pastda joylashgandan yuqorida joylashgani og'irga o'xshaydi.

Mandelli (Italiya) firmasi ko'pjarayonli dastgohlarni ikki pozitsiyali buraluvchi shpindel kallagi bilan ishlab chiqaradi (6-rasm).

7-8-rasmlarda "Компас -3D" loyihalanga nasos sxemasi keltirilgan.



6-рис.



1. Гайка корпуса форсунки
2. Выходное отверстие
3. Пружина
4. Клапан
5. Уплотнительная прокладка
6. Фиксирующий колпачок
7. Винт
8. Крепление
9. Вращающееся кольцо
10. Резиновый подшипник
11. Болт с шестигранной головкой

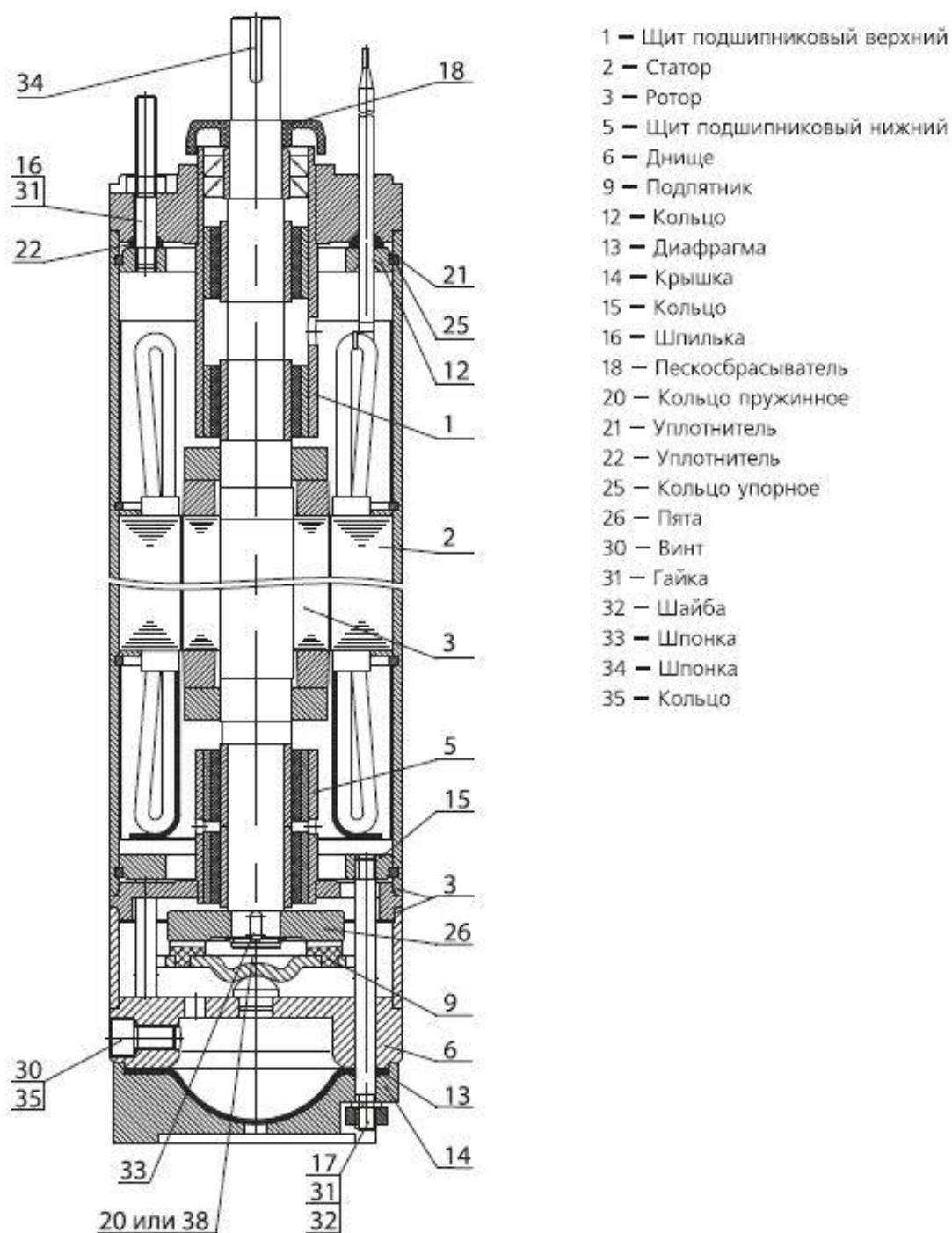
12. Прокладка пружины
13. Прокладка
14. Защитная втулка вала
15. Контрольная прокладка
16. Защитная втулка вала
17. Диффузор 2
18. Вихревой корпус барабана
19. Рабочее колесо
20. Диффузор
21. Винт
22. Корпус насоса

24. Вал насоса
25. Накладка заклёпочного стыкового соединения
26. Защитная втулка вала
27. Защитная втулка вала
28. Муфта
29. Винт
30. Фильтровальная сетка
31. Впускное отверстие

7-рис.

ПОГРУЖНЫЕ ГЕРМЕТИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

пэдг
ПЕРЕМАТЫВАЕМЫЕ



8-рис.

Литература

- 1.Тожибоев Р.Н., Жўраев А.Ж. «Машина деталлари» Т.: Ўқитувчи, 2002 й.
- 2.Тожибоев Р.Н., Шукуров М.М. «Машина деталлари курсидан масалалар тўплами» Т.: Ўқитувчи, 1992 й.
3. Тожибоев Р.Н., Шукуров М.М. «Машина деталларини лойихалаш» Т.: ФАН, 1997 й.
4. [Тимофеев С.И.](#) Детали машин: Учебное пособие для вузов. Ростов-на-Дону, [Феникс](#), 2007.- 416 с.
5. Иванов М.Н. «Детали машин» М.: Высшая школа, 1991 г.
6. Иванов М.Н. Детали машин. Учебное пособие.- М.:Высшая школа, 1991.- 325 с.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Детали машин: курсовое проектирование» М.: Высшая школа, 1990 г. с.399.
8. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование детали машин». Учебное пособие. -М.: Высшая школа, 1991 г. с.431.
- 9.Детали машин (лекция). www.detalmach.ru/lect.html

**МИНСТЕРСТВА ВЫСШЕГО И СРЕДНО-СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
кафедра
ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИЙ ДИСЦИПЛИН

МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОСОБИЯ

по выполнению

практических занятиям по предмету

Детали машин

Namangan – 2021 г

Методические указания разработаны в соответствии с программой курса «Детали машин» и содержат данные для выполнения практических работ.

Перед выполнением работ студент обязан проработать теоретический материал, входящий в руководство по данной теме. Предусмотренный объем работ позволяет студенту закрепить знания, полученные при слушании курса лекций по курсу «Детали машин», а также приобрести некоторые навыки по расчету некоторых элементов технологической обработки детали.

Составил:

т.ф.н., доц. С. Бахритдинов (НамИТИ).

Рецензент:

т.ф.н., доц. А. Мурадов (НамИТИ)

Тема 1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

Проектирование приводов начинается от подбора эл.двигателей, далее определения кинематическая размеров привода. Это выполняется следующие этапом:

1. Мощность рабочего вала привода $P_{p.e}$, кВт., если известно частота вращения вала n , min^{-1} (1-рис.), тогда определяются мощности вала эл.двигателей.

$$P_1 = P_{p.e} / \eta_{общ}$$

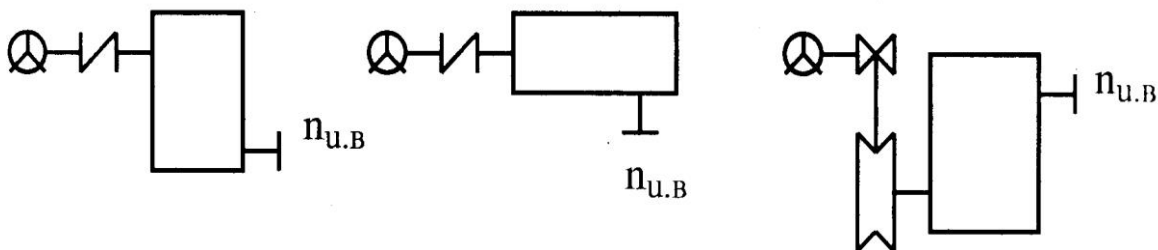
Где, $\eta_{общ}$ -общая КПД передачи, которые равна сумму КПД каждого передачи. КПД передачи выбирается из 1-таблицы.

Таблица 1

Передача	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор):	
цилиндрическими колесами	0,97 – 0,98
коническими колесами	0,96 – 0,97
Зубчатая открытая	0,95 – 0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка:	
$z_1 = 1$	0,70 – 0,75
$z_1 = 2$	0,80 – 0,85
$z_1 = 4$	0,85 – 0,95
Цепная закрытая	0,95 – 0,97
Цепная открытая	0,90 – 0,95
Ременная:	
плоским ремнем	0,96 – 0,98
клиновыми ремнями	0,95 – 0,97

Для пара подшипников качения: $\eta = 0,99-0,995$

Для пара подшипников качения: $\eta = 0,98-0,99$



2.Провести кинематический расчет привода, показанного на рис. 1.1. Исходные данные: диаметр барабана D , мм; тяговая сила F , Н; скорость ленты v , м/с. Требуется подобрать асинхронный электродвигатель трехфазного тока, определить передаточное отношение всего привода и частные передаточные отношения каждой передачи.

$$P_{u.e} = \frac{F_t \cdot V}{1000} \text{ кВт}$$

Здес: а) для ленточного конвера $V = \frac{\pi D_{\delta} n_{\delta}}{60} \text{ м/с}$

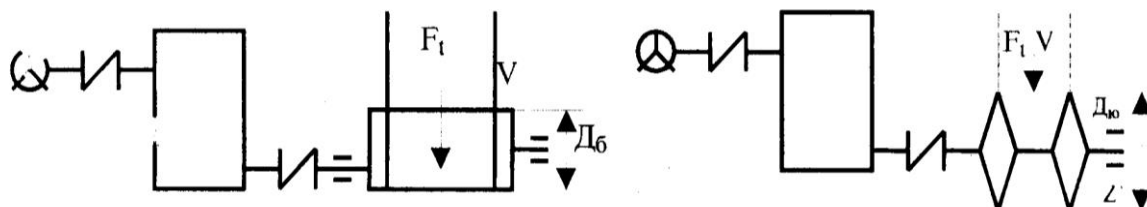
б) для цепного конвера $V = \frac{\pi \cdot z \cdot t \cdot n_{(\delta)ю}}{60} \text{ м/с}$

D_{δ} -диаметр барабана; n_{δ} , $n_{ю}$ -частота вращене барабана или звездочки, min^{-1} ; z-число зубьев; t-шаг зубьев звездочки, mm.

Вид асинхронного электродвигателя

таблица 2

Quvvat R, kVt	n-sinxron aylanishlar soni, min-1			
	3000	1500	1000	750
0,25	-	-	-	71B8/680
0,37	-	-	71A6/910	80A8/675
0,55	-	71A4/1390	71B6/900	80B8/700
0,75	71A2/2840	71B4/1390	80A6/915	90A8/700
1,1	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2,2	80W2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3,0	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/955	112MB8/700
4,0	100S2/2880	100L4/1430	112MA6/955	132S8/720
5,5	100L2/2800	112M4/1445	132S6/965	132M8/730
7,5	112M2/2900	132B4/1455	132M6/970	160S8/730
11,0	132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730
15,0	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18,0	160M2/2940	160M4/1465	180S6/975	-

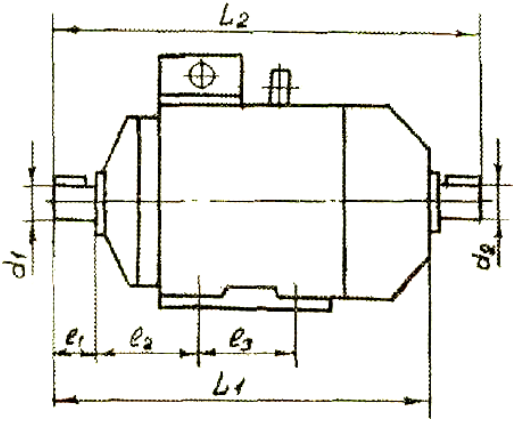
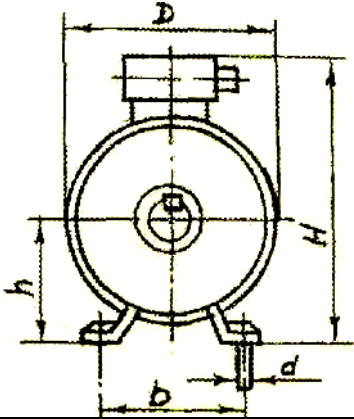


3. Если известно вращающие момент Т и частота вращения рабочего вала привода n, тогда можно определит мощность рабочего вала:

$$P = \frac{T \cdot n}{9550} \text{ kVt}$$

4. Остальные мощности валов определяется следующим образом, $P_2 = P_1 \cdot \eta_1$,
 $P_3 = P_2 \cdot \eta_{II} \dots\dots$

По определенног мощности Р выбирается электродвигатель.

											
Dvigatel markasi	Polyuslar soni	Dvigatel o'lchamlari									
		L_1	N	D	d_1	l_1	l_2	l_3	b	d_0	h
4AA50	2,4	174	142	112	9	20	32	63	80	5,8	50
4AA56	2,4	194	152	128	11	12	36	71	90	5,8	56
4AA63	2,4,6,8	216	164	138	14	30	40	80	100	7,0	63
564A71		285	201	170	19	40	45	90	112	7,0	71
4A80A		300									
4A80V	2,4,6,8	320	218	186	22	50	50	100	125	10	80
4A90L		350	243	208	24	50	56	125	140	10	90
4A100S		365	265					132			
4A100L		395	280	235	28	60	263	140	160	12	100
4A112M	2,4,6,8	452	310	260	32	80	70	140	190	12	112
4A132S		480									
4A132M		530	350	302	38	80	89	178	216	12	132
4A160S	2				42			178			
	4,6,8	624			48						
4A160M	2				42			210			
	4,6,8	667	430	358	48	110	108		254	15	160
4A180S	2				48			203			
	4,6,8	662			55						
4A160S	2				48			210			
	4,6,8	720	470	410	55	110	121		279	15	180

Спроектировать одноступенчатый горизонтальный цилиндрический косозубый редуктор и цепную передачу для привода к ленточному конвейеру (рис. 12.1).

Полезная сила, передаваемая лентой конвейера, $F_n = 8,55$ кН; скорость ленты $v_n = 1,3$ м/с; диаметр приводного барабана $D_6 = 400$ мм. Редуктор нереверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; работа односменная; валы установлены на подшипниках качения.

Формулы для расчета зубчатых колес см. гл. III, цепной передачи — гл. VII, валов — гл. VIII, подшипников — гл. IX.

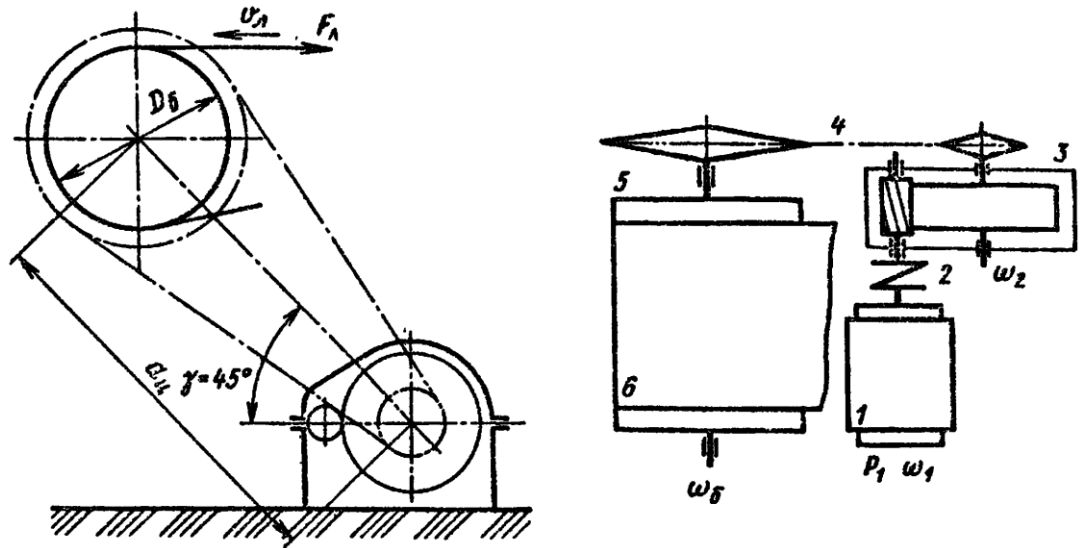


Рис. 12.1. Привод ленточного конвейера с цилиндрическим редуктором и цепной передачей:

1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — одноступенчатый редуктор; 4 — цепная передача; 5 — приводной барабан; 6 — лента конвейерная

I. Выбор электродвигателя и кинематический расчет (рис. 12.2)

По табл. 1.1 примем:

КПД пары цилиндрических зубчатых колес $\eta_1 = 0,98$; коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения, $\eta_2 = 0,99$; КПД открытой цепной передачи $\eta_3 = 0,92$; КПД, учитывающий потери в опорах вала приводного барабана, $\eta_4 = 0,99$.

Общий КПД привода

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_4 = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 0,875.$$

Мощность на валу барабана $P_6 = F_{\text{л}} v_{\text{л}} = 8,55 \cdot 1,3 = 11,1$ кВт.
Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_6}{\eta} = \frac{11,1}{0,875} = 12,7 \text{ кВт.}$$

Угловая скорость барабана

$$\omega_6 = \frac{2v_{\text{л}}}{D_6} = \frac{2 \cdot 1,3}{0,4} = 6,5 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения барабана

$$n_6 = \frac{30\omega_6}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,5}{3,14} = 62 \text{ об/мин.}$$

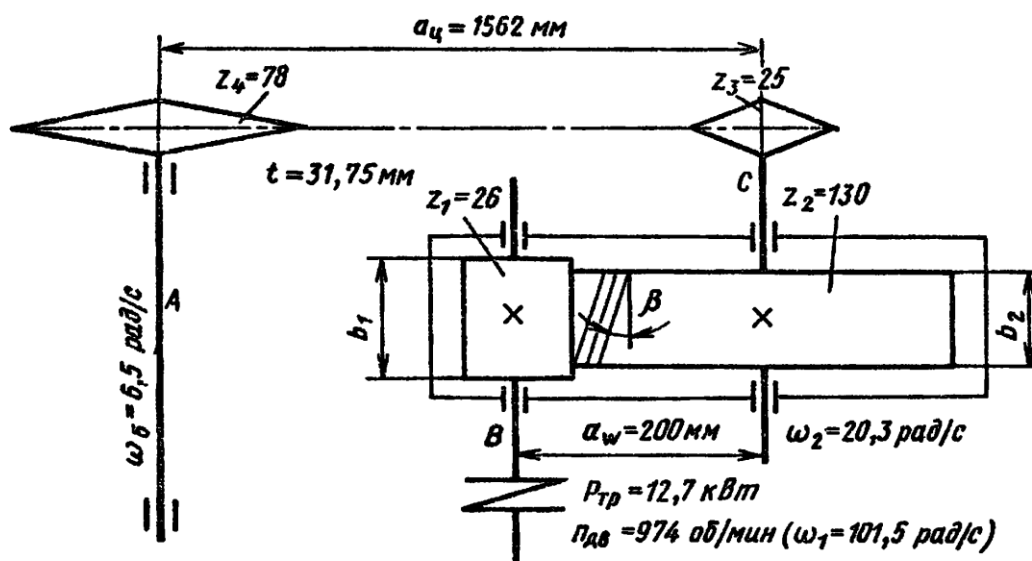


Рис. 12.2. Кинематическая схема привода:

A — вал барабана; B — вал электродвигателя и 1-й вал редуктора; C — 2-й вал редуктора

В табл. П.1 (см. приложение) по требуемой мощности $P_{тр} = 12,7$ кВт с учетом возможностей привода, состоящего из цилиндрического редуктора и цепной передачи (см. § 1.3, гл. I, возможные значения частных передаточных отношений для цилиндрического зубчатого редуктора $i_p = 3 \div 6$ и для цепной передачи $i_{ц} = 3 \div 6$, $i_{общ} = i_p i_{ц} = 9 \div 36$), выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения 1000 об/мин 4А 160 М6 УЗ, с параметрами $P_{дв} = 15,0$ кВт и скольжением 2,6 % (ГОСТ 19523–81). Номинальная частота вращения $n_{дв} = 1000 - 26 = 974$ об/мин, а угловая скорость $\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 974}{30} = 101,5$ рад/с.

Проверим общее передаточное отношение:

$$i = \frac{\omega_{дв}}{\omega_6} = \frac{101,5}{6,5} = 15,65,$$

что можно признать приемлемым, так как оно находится между 9 и 36 (большее значение принимать не рекомендуют).

Частные передаточные числа (они равны передаточным отношениям) можно принять: для редуктора по ГОСТ 2185–66 (см. с. 36) $u_p = 5$, для цепной передачи $u_{ц} = \frac{15,65}{5} = 3,14$.

Частоты вращения и угловые скорости валов редуктора и приводного барабана:

Вал В	$n_1 = n_{дв} = 974$ об/мин	$\omega_1 = \omega_{дв} = 101,5$ рад/с
Вал С	$n_2 = \frac{n_1}{u_p} = \frac{974}{5} = 194$ об/мин	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_p} = \frac{101,5}{5} = 20,3$ рад/с
Вал А	$n_6 = 62$ об/мин (см. выше)	$\omega_6 = 6,5$ рад/с

Вращающие моменты:
на валу шестерни

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_{тр}}{\omega_1} = \frac{12,7 \cdot 10^3}{101,5} = 125 \text{ Н} \cdot \text{м} = 125 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

на валу колеса

$$T_2 = T_1 u_p = 125 \cdot 10^3 \cdot 5 = 625 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II. Расчет зубчатых колес редуктора

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками (см. гл. III, табл. 3.3): для шестерни сталь 45, термическая обработка — улучшение, твердость HV 230; для колеса — сталь 45, термическая обработка — улучшение, но твердость на 30 единиц ниже — HV 200.

Допускаемые контактные напряжения [формула (3.9)]

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ — предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

По табл. 3.2 гл. III для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее HV 350 и термической обработкой (улучшением)

$$\sigma_{H \lim b} = 2HV + 70;$$

K_{HL} — коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают $K_{HL} = 1$; коэффициент безопасности $[S_H] = 1,10$.

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение по формуле (3.10) гл. III

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]);$$

$$\text{для шестерни } [\sigma_{H1}] = \frac{(2HB_1 + 70) K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) 1}{1,1} \approx$$

$$\approx 482 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_2 + 70) K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) 1}{1,1} \approx$$

$$\approx 428 \text{ МПа.}$$

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45(482 + 428) = 410 \text{ МПа.}$$

Требуемое условие $[\sigma_H] \leq 1,23 [\sigma_{H2}]$ выполнено.

Коэффициент $K_{H\beta}$, несмотря на симметричное расположение колес относительно опор (см. рис. 12.2), примем выше рекомендуемого для этого случая, так как со стороны цепной передачи действуют силы, вызывающие дополнительную деформацию ведомого вала и ухудшающие контакт зубьев. Принимаем предварительно по табл. 3.1, как в случае несим-

метричного расположения колес, значение $K_{H\beta} = 1,25$.

Принимаем для косозубых колес коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,4$ (см. с. 36).

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле (3.7) гл. III

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} = 43(5+1) \sqrt[3]{\frac{625 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{410^2 \cdot 5^2 \cdot 0,4}} \approx \\ \approx 198 \text{ мм},$$

где для косозубых колес $K_a = 43$, а передаточное число нашего редуктора $u = u_p = 5$.

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66 $a_w = 200$ мм (см. с. 36).

Нормальный модуль зацепления принимаем по следующей рекомендации:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w = (0,01 \div 0,02) 200 = 2 \div 4 \text{ мм};$$

принимаем по ГОСТ 9563-60* $m_n = 2,5$ мм (см. с. 36).

Примем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определим числа зубьев шестерни и колеса [см. формулу (3.16)]:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u+1)m_n} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 10^\circ}{(5+1)2,5} = \frac{400 \cdot 0,985}{15} = 26,2.$$

Принимаем $z_1 = 26$; тогда $z_2 = z_1 u = 26 \cdot 5 = 130$.

Уточненное значение угла наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(26 + 130) \cdot 2,5}{2 \cdot 200} = 0,9750;$$

$$\beta = 12^\circ 50'.$$

Основные размеры шестерни и колеса:

диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 = \frac{2,5}{0,975} \cdot 26 = 66,66 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 = \frac{2,5}{0,975} \cdot 130 = 333,34 \text{ мм}.$$

$$\text{Проверка: } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66,66 + 333,34}{2} = 200 \text{ мм};$$

диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 66,66 + 2 \cdot 2,5 = 71,66 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 333,34 + 2 \cdot 2,5 = 338,34 \text{ мм};$$

ширина колеса $b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 200 = 80$ мм;

ширина шестерни $b_1 = b_2 + 5$ мм = 85 мм.

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{85}{66,66} = 1,275.$$

Окружная скорость колес и степень точности передачи

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{101,5 \cdot 66,66}{2 \cdot 10^3} = 3,38 \text{ м/с.}$$

При такой скорости для косозубых колес следует принять 8-ю степень точности (см. с. 32).

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}.$$

Значения $K_{H\beta}$ даны в табл. 3.5; при $\psi_{bd} = 1,275$, твердости $HB \leq 350$ и несимметричном расположении колес относительно опор с учетом изгиба ведомого вала от натяжения цепной передачи $K_{H\beta} \approx 1,155$.

По табл. 3.4 гл. III при $v = 3,38$ м/с и 8-й степени точности $K_{H\alpha} \approx 1,08$. По табл. 3.6 для косозубых колес при $v \leq 5$ м/с имеем $K_{Hv} = 1,0$. Таким образом, $K_H = 1,155 \times 1,08 \times 1,0 = 1,245$.

Проверка контактных напряжений по формуле (3.6):

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u + 1)^3}{b_2 u^2}} = \frac{270}{200} \sqrt{\frac{625 \cdot 10^3 \cdot 1,245 (5 + 1)^3}{80 \cdot 25}} = 392 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Силы, действующие в зацеплении [формулы (8.3) и (8.4) гл. VIII]:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 10^3}{66,66} = 3750 \text{ Н;}$$

$$\text{радиальная } F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 3750 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12^\circ 50'} = 1400 \text{ Н;}$$

$$\text{осевая } F_a = F_t \tan \beta = 3750 \tan 12^\circ 50' = 830 \text{ Н.}$$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле (3.25):

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F].$$

Здесь коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$ (см. с. 42). По табл. 3.7 при $\psi_{bd} = 1,275$, твердости $HB \leq 350$ и несиммет-

ричном расположении зубчатых колес относительно опор $K_{F\beta} = 1,33$. По табл. 3.8 $K_{Fv} = 1,3$. Таким образом, коэффициент $K_F = 1,33 \cdot 1,3 = 1,73$; Y_F — коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа зубьев z_v [см. гл. III, пояснения к формуле (3.25)]:

$$\text{у шестерни } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{26}{0,975^3} \approx 28;$$

$$\text{у колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{130}{0,975^3} \approx 140.$$

$$Y_{F1} = 3,84 \text{ и } Y_{F2} = 3,60 \text{ (см. с. 42).}$$

Допускаемое напряжение по формуле (3.24)

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{[S_F]}.$$

По табл. 3.9 для стали 45 улучшенной при твердости $HB \leq 350$ $\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8HB$.

Для шестерни $\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot 230 = 415$ МПа; для колеса $\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot 200 = 360$ МПа. $[S_F] = [S_F]' [S_F]''$ — коэффициент безопасности [см. пояснения к формуле (3.24)], где $[S_F]' = 1,75$ (по табл. 3.9), $[S_F]'' = 1$ (для поковок и штамповок). Следовательно, $[S_F] = 1,75$.

Допускаемые напряжения:

$$\text{для шестерни } [\sigma_{F1}] = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ МПа;}$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ МПа.}$$

Находим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

$$\text{для шестерни } \frac{237}{3,84} = 62 \text{ МПа;}$$

$$\text{для колеса } \frac{206}{3,60} = 57,5 \text{ МПа.}$$

Дальнейший расчет следует вести для зубьев колеса, для которого найденное отношение меньше.

Определяем коэффициенты Y_β и $K_{F\alpha}$ [см. гл. III, пояснения к формуле (3.25)]:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{12,8}{140} = 1 - 0,09 = 0,91;$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\epsilon_\alpha};$$

для средних значений коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,5$ и 8-й степени точности $K_{F\alpha} = 0,92$.

Проверяем прочность зуба колеса по формуле (3.25):

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F];$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3750 \cdot 1,73 \cdot 3,60 \cdot 0,91 \cdot 0,92}{80 \cdot 2,5} \approx 98 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 206 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

Тема 3. Расчет открытые и закрытые конические передачи и проектирование зубчатых колес.

Спроектировать одноступенчатый горизонтальный конический прямозубый редуктор и цепную передачу для привода к ленточному конвейеру (рис. 12.14). Исходные данные те же, что и в примере § 12.1: полезная сила на ленте конвейера $F_d = 8,55$ кН; скорость ленты $v_d = 1,3$ м/с; диаметр барабана $D_6 = 400$ мм. Редуктор нереверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; работа односменная; валы установлены на подшипниках качения.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

I. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

По табл. 1.1 примем:

КПД пары конических зубчатых колес $\eta_1 = 0,97$;

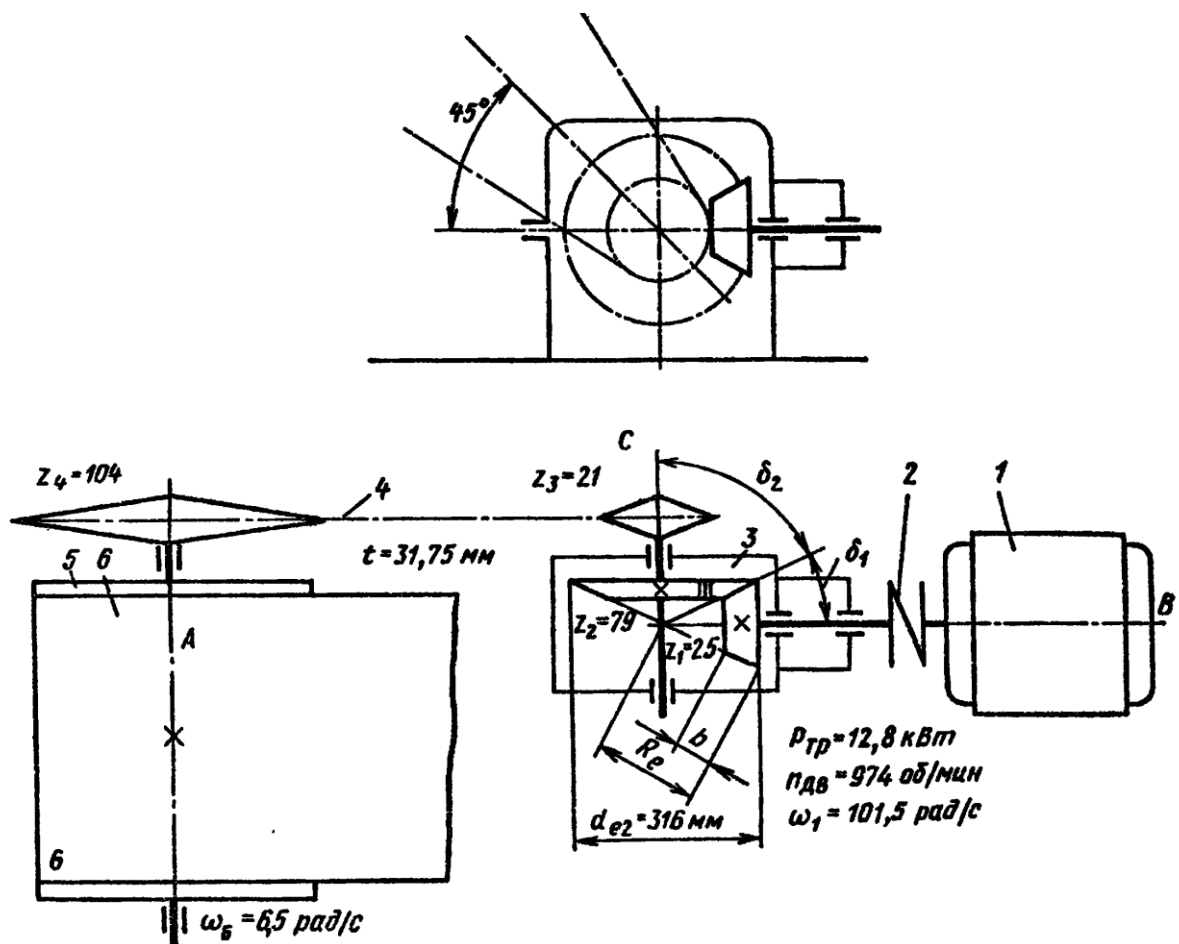


Рис. 12.14. Привод ленточного конвейера с коническим редуктором и цепной передачей:

1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — одноступенчатый редуктор; 4 — цепная передача; 5 — приводной барабан; 6 — лента конвейерная; А — вал барабана; В — вал электродвигателя и 1-й вал редуктора; С — 2-й вал редуктора

коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения, $\eta_2 = 0,99$;

КПД открытой цепной передачи $\eta_3 = 0,92$;

коэффициент, учитывающий потери в опорах вала приводного барабана, $\eta_4 = 0,99$.

Общий КПД привода

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_4 = 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 0,869.$$

Мощность на валу барабана $P_6 = F_{\text{л}} v_{\text{л}} = 8,55 \cdot 1,3 = 11,1$ кВт.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_6}{\eta} = \frac{11,1}{0,869} = 12,8 \text{ кВт.}$$

Угловая скорость барабана

$$\omega_6 = \frac{2v_{\text{л}}}{D_6} = \frac{2 \cdot 1,3}{0,4} = 6,5 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения барабана

$$n_6 = \frac{30\omega_6}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,5}{3,14} = 62 \text{ об/мин.}$$

По табл. П1 приложения по требуемой мощности $P_{\text{тр}} = 12,8$ кВт выбираем такой же электродвигатель, как и в примере § 12.1: трехфазный короткозамкнутый серии 4А закрытый обдуваемый с синхронной частотой вращения 1000 об/мин 4А 160 М6 У3 с параметрами $P_{\text{дв}} = 15,0$ кВт и скольжением 2,6 % (ГОСТ 19523–81). Номинальная частота вращения $n_{\text{дв}} = 1000 - 26 = 974$ об/мин ($\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 974}{30} = 101,5$ рад/с).

Общее передаточное отношение привода

$$i = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_6} = \frac{101,5}{6,5} = 15,65.$$

Частные передаточные числа можно принять для редуктора по ГОСТ 12289–76 (см. с. 49) $u_p = 3,15$; тогда для цепной передачи $u_{\text{ц}} = \frac{15,65}{3,15} = 4,97$.

Частоты вращения и угловые скорости валов редуктора и приводного барабана:

Вал В	$n_1 = n_{\text{дв}} = 974 \text{ об/мин}$	$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = 101,5 \text{ рад/с}$
Вал С	$n_2 = \frac{n_1}{u_p} = \frac{974}{3,15} = 306 \text{ об/мин}$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_p} = \frac{101,5}{3,15} = 32,2 \text{ рад/с}$
Вал А	$n_6 = 62 \text{ об/мин}$	$\omega_6 = 6,5 \text{ рад/с}$

Вращающие моменты:
на валу шестерни

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_{\text{гр}}}{\omega_1} = \frac{12,8 \cdot 10^3}{101,5} = 126 \text{ Н} \cdot \text{м} = 126 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

на валу колеса

$$T_2 = T_1 u_p = 126 \cdot 10^3 \cdot 3,15 = 400 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II. Расчет зубчатых колес редуктора

Методику расчета, формулы и значения коэффициентов см. § 3.4.

Примем для шестерни и колеса одну и ту же марку стали с различной термообработкой (полагая, что диаметр заготовки шестерни не превысит 120 мм).

По табл. 3.3 принимаем для шестерни сталь 40Х улучшенную с твердостью $HV\ 270$; для колеса сталь 40Х улучшенную с твердостью $HV\ 245$.

Допускаемые контактные напряжения [по формуле (3.9)]

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]} = \frac{560 \cdot 1}{1,15} = 485 \text{ МПа.}$$

Здесь принято по табл. 3.2 для колеса $\sigma_{H\lim b} = 2HV + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}$.

При длительной эксплуатации коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

Коэффициент безопасности примем $[S_H] = 1,15$.

Коэффициент $K_{H\beta}$ при консольном расположении шестерни — $K_{H\beta} = 1,35$ (см. табл. 3.1).

Коэффициент ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию $\psi_{br_e} = 0,285$ (рекомендация ГОСТ 12289—76).

Внешний делительный диаметр колеса [по формуле (3.29)]

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{br_e})^2 \psi_{br_e}}};$$

в этой формуле для прямозубых передач $K_d = 99$; передаточное число $u = u_p = 3,15$;

$$d_{e2} = 99 \sqrt[3]{\frac{400 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3,15}{485^2 (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 319 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 12289—76 ближайшее стандартное значение $d_{e2} = 315 \text{ мм}$ (см. с. 49).

Примем число зубьев шестерни $z_1 = 25$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 25 \cdot 3,15 = 78,75.$$

Примем $z_2 = 79$. Тогда

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{79}{25} = 3,16.$$

Отклонение от заданного $\frac{3,16 - 3,15}{3,15} \cdot 100 = 0,32\%$, что меньше установленных ГОСТ 12289—76 3%.

Внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{315}{79} = 3,98 \text{ мм} \approx 4 \text{ мм}$$

(округлять m_e до стандартного значения для конических колес не обязательно).

Уточняем значение

$$d_{e2} = m_e z_2 = 4 \cdot 79 = 316 \text{ мм.}$$

Отклонение от стандартного значения составляет $\frac{316 - 315}{315} \cdot 100 = 0,32 \%$, что допустимо, так как менее допускаемых 2%.

Углы делительных конусов

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = u = 3,16; \delta_1 = 17^\circ 34';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17^\circ 34' = 72^\circ 26'.$$

Внешнее конусное расстояние R_e и длина зуба b :

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4 \sqrt{25^2 + 79^2} = 166 \text{ мм};$$

$$b = \psi_{bR_e} R_e = 0,285 \cdot 166 \approx 47,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 48 \text{ мм.}$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм.}$$

Средний делительный диаметр шестерни

$$\begin{aligned} d_1 &= 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = \\ &= 2(166 - 0,5 \cdot 48) \sin 17^\circ 34' = 85,77 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Внешние диаметры шестерни и колеса (по вершинам зубьев)

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 17^\circ 34' = 107,62 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 316 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 72^\circ 26' = 318,41 \text{ мм.}$$

Средний окружной модуль

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{85,77}{25} = 3,43 \text{ мм.}$$

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру

$$\psi_{ba} = \frac{b}{d_1} = \frac{48}{85,77} = 0,56.$$

Средняя окружная скорость колес

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{101,5 \cdot 85,77}{2} = 4,35 \text{ м/с.}$$

Для конических передач обычно назначают 7-ю степень точности.

Для проверки контактных напряжений определяем коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}$$

По табл. 3.5 при $\psi_{bd} = 0,56$, консольном расположении колес и твердости $HV < 350$ коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба, $K_{H\beta} = 1,23$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между прямыми зубьями, $K_{H\alpha} = 1,0$ (см. табл. 3.4).

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, для прямозубых колес при $v \leq 5$ м/с $K_{Hv} = 1,05$ (см. табл. 3.6).

Таким образом, $K_H = 1,23 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,30$.

Проверяем контактное напряжение по формуле (3.27):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b u^2}} = \\ &= \frac{335}{166 - 0,5 \cdot 48} \sqrt{\frac{400 \cdot 10^3 \cdot 1,30 \sqrt{(3,16^2 + 1)^3}}{48 \cdot 3,16^2}} \approx \\ &\approx 470 < [\sigma_H] = 485 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Силы в зацеплении:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 126 \cdot 10^3}{85,77} = 2940 \text{ Н;}$$

радиальная для шестерни, равная осевой для колеса,

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2940 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 17^\circ 34' \approx 1020 \text{ Н;}$$

осевая для шестерни, равная радиальной для колеса,

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 2940 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 17^\circ 34' \approx 322 \text{ Н.}$$

Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба [см. формулу (3.31)]:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$.

По табл. 3.7 при $\psi_{bd} = 0,56$, консольном расположении колес, валах на роликовых подшипниках и твердости $HV < 350$ значения $K_{F\beta} = 1,38$.

По табл. 3.8 при твердости $HV < 350$, скорости $v = 4,35$ м/с и 7-й степени точности $K_{Fv} = 1,45$ (значение взято для 8-й степени точности в соответствии с указанием на с. 53).

Итак, $K_F = 1,38 \cdot 1,45 = 2,00$.

Y_F — коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

$$\text{для шестерни } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 17^\circ 34'} \approx 26;$$

$$\text{для колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{79}{\cos 72^\circ 26'} \approx 262.$$

При этом $Y_{F1} = 3,88$ и $Y_{F2} = 3,60$ (см. с. 42).

Допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{[S_F]}.$$

По табл. 3.9 для стали 40Х улучшенной при твердости $HВ < 350$ $\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 HВ$.

Для шестерни $\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,8 \cdot 270 \approx 490$ МПа;

для колеса $\sigma_{F \lim b2}^0 = 1,8 \cdot 245 = 440$ МПа.

Коэффициент запаса прочности $[S_F] = [S_F]' [S_F]''$. По табл. 3.9 $[S_F]' = 1,75$; для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1$. Таким образом, $[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75$.

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость:

$$\text{для шестерни } [\sigma_{F1}] = \frac{490}{1,75} = 280 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{440}{1,75} = 250 \text{ МПа}.$$

$$\text{Для шестерни отношение } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{280}{3,88} = 72,4 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{250}{3,60} = 69,9 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса, так как полученное отношение для него меньше.

Проверяем зуб колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{2940 \cdot 2,00 \cdot 3,60}{0,85 \cdot 48 \cdot 3,43} \approx 151 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 250 \text{ МПа}.$$

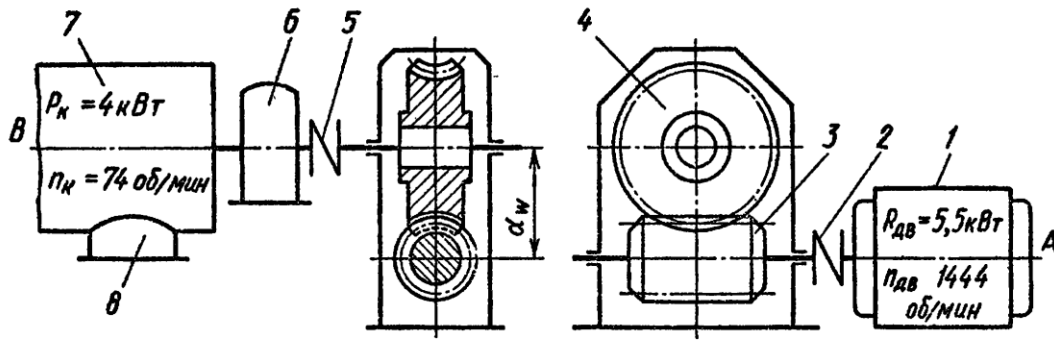


Рис. 12.21. Привод винтового конвейера с червячным редуктором:
1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — червяк; 4 — червячное колесо; 5 — муфта;
6 — головная стойка конвейера; 7 — желоб конвейера; 8 — разгрузочный патрубок;
A — вал электродвигателя и 1-й вал редуктора; B — вал конвейера и 2-й вал редуктора

Мощность, необходимая для работы конвейера, $P_k = 4$ кВт; частота вращения вала конвейера $n_k = 74$ об/мин (угловая скорость $\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} = \frac{3,14 \cdot 74}{30} = 7,75$ рад/с). Редуктор неререверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; работа в две смены; валы установлены на подшипниках качения.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

I. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

Примем предварительно КПД червячного редуктора с учетом пояснений к формуле (4.14) $\eta \approx 0,8$.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{тр} = \frac{P_k}{\eta} = \frac{4}{0,8} = 5 \text{ кВт.}$$

По табл. П1 приложения по требуемой мощности $P_{тр} = 5$ кВт выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А закрытый обдуваемый с синхронной частотой вращения 1500 об/мин 4А112М4УЗ, с параметрами $P_{дв} = 5,5$ кВт и скольжением 3,7%. Номинальная частота вращения $n_{дв} = 1500 - 0,037 \cdot 1500 = 1444$ об/мин, угловая скорость

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1444}{30} = 151,5 \text{ рад/с.}$$

По табл. П2 диаметр выходного конца вала ротора $d_{дв} = 32$ мм.

Передаточное число (равное передаточному отношению)

$$u = \frac{n_{дв}}{n_k} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_k} = \frac{1444}{74} = 19,6.$$

Число витков червяка z_1 принимаем в зависимости от передаточного числа: при $u = 19,6$ принимаем $z_1 = 2$ (см. с. 55).

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 19,6 = 39,2.$$

Принимаем стандартное значение $z_2 = 40$ (см. табл. 4.1).

При этом $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20.$

Отличие от заданного

$$\frac{20 - 19,6}{19,6} \cdot 100\% = 2,04\%.$$

По ГОСТ 2144—76 допустимо отклонение $\leq 4\%$.

Выбираем материал червяка и венца червячного колеса. Принимаем для червяка сталь 45 с закалкой до твердости не менее *HRC* 45 и последующим шлифованием.

Так как к редуктору не предъявляются специальные требования, то в целях экономии принимаем для венца червячного колеса бронзу БрА9ЖЗЛ (отливка в песчаную форму).

Предварительно примем скорость скольжения в зацеплении $v_s \approx 5$ м/с. Тогда при длительной работе допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 155$ МПа (табл. 4.9). Допускаемое напряжение изгиба для неревверсивной работы $[\sigma_{0F}] = K_{FL}[\sigma_{0F}]'$. В этой формуле $K_{FL} = 0,543$ при длительной работе, когда число циклов нагружения зуба $N_\Sigma > 25 \cdot 10^7$; $[\sigma_{0F}]' = 98$ МПа — по табл. 4.8;

$$[\sigma_{0F}] = 0,543 \cdot 98 = 53,3 \text{ МПа.}$$

Принимаем предварительно коэффициент диаметра червяка $q = 10$.

Вращающий момент на валу червячного колеса

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{P_k}{\omega_k} = \frac{4 \cdot 10^3}{7,75} = 517 \text{ Н} \cdot \text{м} = 517 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Принимаем предварительно коэффициент нагрузки $K = 1,2$.

Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости [формула (4.19)]:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 T_2 K} =$$

$$= \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{40}{10} \cdot 155} \right)^2 517 \cdot 10^3 \cdot 1,2} = 5,0 \sqrt[3]{46,5 \cdot 10^3} =$$

$$= 180 \text{ мм.}$$

Модуль

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 180}{40 + 10} = 7,20 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 2144–76 (табл. 4.2) стандартные значения $m = 8 \text{ мм}$ и $q = 10$. с. 56

Межосевое расстояние при стандартных значениях m и q

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{8(10 + 40)}{2} = 200 \text{ мм.}$$

Основные размеры червяка:

делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм;}$$

диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм;}$$

диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8 \text{ мм;}$$

длина нарезанной части шлифованного червяка [см. формулу (4.7)] с. 57

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 40)8 + 25 = 132,2 \text{ мм;}$$

принимаем $b_1 = 132 \text{ мм;}$ с. 57

делительный угол подъема витка γ (по табл. 4.3): при $z_1 = 2$ и $q = 10$ $\gamma = 11^\circ 19'$.

Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = z_2 m = 40 \cdot 8 = 320 \text{ мм;}$$

диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ мм;}$$

диаметр впадин зубьев червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ мм};$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 336 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 348 \text{ мм};$$

ширина венца червячного колеса [см. формулу (4.12)]

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм}.$$

Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1444}{60} = 6,06 \text{ м/с}.$$

Скорость скольжения

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{6,06}{\cos 11^\circ 19'} = 6,15 \text{ м/с};$$

при этой скорости $[\sigma_H] \approx 149 \text{ МПа}$ (см. табл. 4.9). ^{с 68}

Отклонение $\frac{155 - 149}{149} \cdot 100\% = 4\%$; к тому же межосевое

расстояние по расчету было получено $a_w = 180 \text{ мм}$, а после выравнивания m и q по стандарту было увеличено до $a_w = 200 \text{ мм}$, т. е. на 10% , и пересчет a_w по формуле (4.19) делать не надо, необходимо лишь проверить σ_H . Для этого уточняем КПД редуктора [см. формулу (4.14)]:

при скорости $v_s = 6,15 \text{ м/с}$ приведенный коэффициент трения для безоловянной бронзы и шлифованного червяка (см. табл. 4.4) $f' = 0,020 \cdot 1,5 = 0,03$ и приведенный угол трения $\rho' = 1^\circ 43'$.

КПД редуктора с учетом потерь в опорах, потерь на разбрызгивание и перемешивание масла

$$\eta = (0,95 \div 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \rho')} = (0,95 \div 0,96) \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 19'}{\operatorname{tg} (11^\circ 19' + 1^\circ 43')} \approx 0,82.$$

^{с 65} По табл. 4.7 выбираем 7-ю степень точности передачи. В этом случае коэффициент динамичности $K_\nu = 1,1$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки [формула (4.26)]

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x),$$

где коэффициент деформации червяка при $q = 10$ и $z_1 = 2$ по

табл. 4.6 $\theta = 86$. Примем вспомогательный коэффициент $x = 0,6$ (незначительные колебания нагрузки, с. 65):

$$K_p = 1 + \left(\frac{40}{86}\right)^3 (1 - 0,6) \approx 1,04.$$

Коэффициент нагрузки

$$K = K_p K_v = 1,04 \cdot 1,1 \approx 1,14.$$

Проверяем контактное напряжение [формула (4.23)]:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_2 K \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3}{a_w^3}} = \\ &= \frac{170}{4,0} \sqrt{\frac{517 \cdot 10^3 \cdot 1,14 \cdot 5^3}{200^3}} = 129 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 149 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Результат расчета следует признать удовлетворительным, так как расчетное напряжение ниже допускаемого на 13,4 % (разрешается до 15 %).

Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб.
Эквивалентное число зубьев

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{(\cos 11^\circ 19')^3} = 42,4.$$

Коэффициент формы зуба по табл. 4.5 $Y_F = 2,24$.

Напряжение изгиба [см. формулу (4.24)]

$$\sigma_F = \frac{1,2 T_2 K Y_F}{z_2 b_2 m^2} = \frac{1,2 \cdot 517 \cdot 10^3 \cdot 1,14 \cdot 2,24}{40 \cdot 72 \cdot 8^2} = 8,8 \text{ МПа},$$

что значительно меньше вычисленного выше $[\sigma_{0F}] = 53,3 \text{ МПа}$.

III. Предварительный расчет валов редуктора и конструирование червяка и червячного колеса

Крутящие моменты в поперечных сечениях валов:
ведомого (вал червячного колеса)

$$T_{k2} = T_2 = 517 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

ведущего (червяк)

$$T_{k1} = T_1 = \frac{T_2}{u\eta} = \frac{517 \cdot 10^3}{20 \cdot 0,82} = 32,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

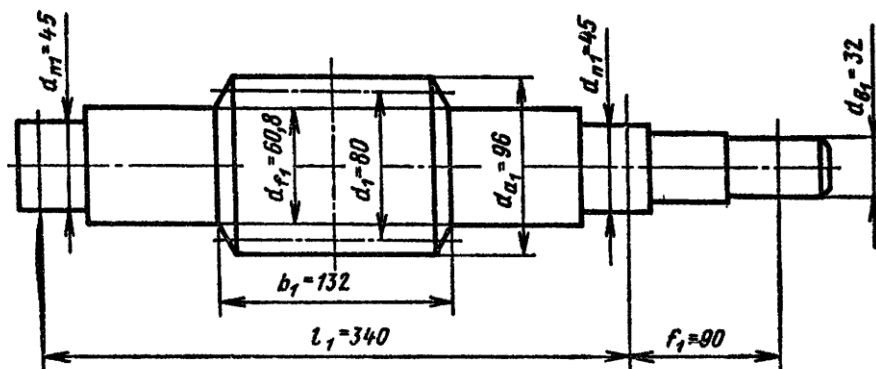


Рис. 12.22. Червяк

Витки червяка выполнены за одно целое с валом (рис. 12.22 и 4.1).

Диаметр выходного конца ведущего вала по расчету на кручение при $[\tau_k] = 25$ МПа

$$d_{в1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{к1}}{0,2 [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{32,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 18,7 \text{ мм.}$$

Но для соединения его с валом электродвигателя примем $d_{в1} = d_{дв} = 32$ мм; диаметры подшипниковых шеек $d_{п1} = 45$ мм. Параметры нарезанной части: $d_{f1} = 60,8$ мм; $d_1 = 80$ мм и $d_{a1} = 96$ мм. Для выхода режущего инструмента при нарезании витков рекомендуется участки вала, прилегающие к нарезке, протачивать до диаметра меньше d_{f1} .

Длина нарезанной части $b_1 = 132$ мм.

Расстояние между опорами червяка примем $l_1 \approx d_{aM2} = 340$ мм;

расстояние от середины выходного конца до ближайшей опоры $f_1 = 90$ мм.

Ведомый вал (см. рис. 12.26).

Диаметр выходного конца

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_{к2}}{0,2 [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{517 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 46,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{в2} = 48$ мм.

Диаметры подшипниковых шеек $d_{п2} = 55$ мм, диаметр вала в месте посадки червячного колеса $d_{к2} = 60$ мм.

Диаметр ступицы червячного колеса

$$d_{ст2} = (1,6 \div 1,8) d_{к2} = (1,6 \div 1,8) 60 = 96 \div 108 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{ст2} = 100$ мм.

Длина ступицы червячного колеса

$$l_{ст2} = (1,2 \div 1,8) d_{к2} = (1,2 \div 1,8) 60 = 72 \div 108 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{ст2} = 90$ мм.

**Тема 5. Расчет клиноременного, плоскоременного, зубчатого
передачи.**

Рассчитать клиноременную передачу и одноступенчатый горизонтальный цилиндрический косозубый редуктор (рис. 12.12)

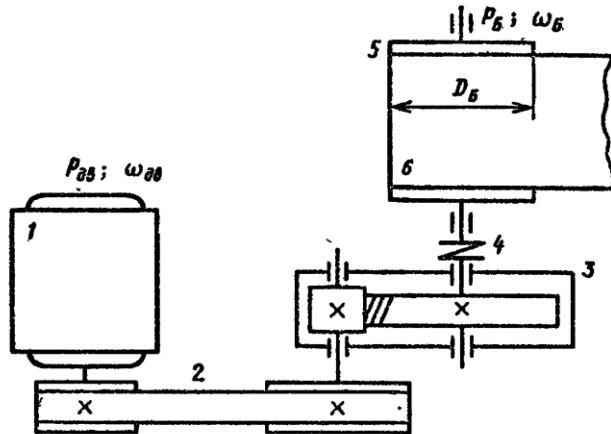


Рис. 12.12. Привод ленточного конвейера с цилиндрическим редуктором и клиноременной передачей:
1 — электродвигатель; 2 — клиноременная передача; 3 — одноступенчатый цилиндрический редуктор; 4 — муфта; 5 — приводной барабан; 6 — лента конвейерная

для привода к ленточному конвейеру по следующим данным (они такие же, как и в примере § 12.1): полезная сила на ленте конвейера $F_{\text{л}} = 8,55$ кН; скорость ленты $v_{\text{л}} = 1,3$ м/с; диаметр приводного барабана $D_6 = 400$ мм. Редуктор неререверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; работа односменная; валы установлены на подшипниках качения.

РАСЧЕТ ПРИВОДА

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет (рис. 12.13)

По табл. 1.1 коэффициент полезного действия пары цилиндрических зубчатых колес $\eta_1 = 0,98$; коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения, $\eta_2 = 0,99$; КПД клиноременной передачи $\eta_3 = 0,95$; коэффициент, учитывающий потери в опорах приводного барабана, $\eta_4 = 0,99$.

Общий КПД привода

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_4 = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,90.$$

Мощность на валу барабана

$$P_6 = F_{\text{л}} v_{\text{л}} = 8,55 \cdot 1,3 = 11,1 \text{ кВт.}$$

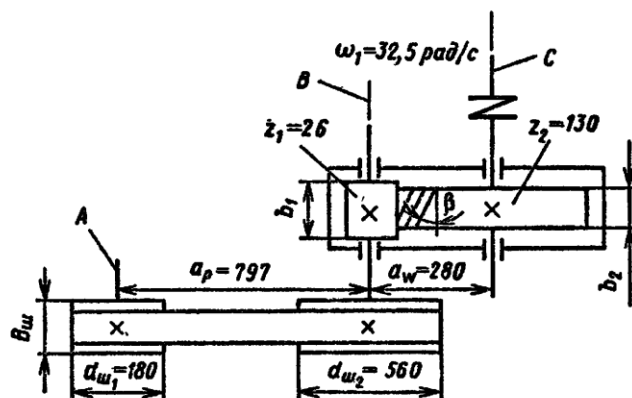


Рис. 12.13. Кинематическая схема привода:
А — вал электродвигателя; В — 1-й вал редуктора; С — 2-й вал редуктора и вал барабана

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_6}{\eta} = \frac{11,1}{0,90} = 12,35 \text{ кВт.}$$

Угловая скорость барабана

$$\omega_6 = \frac{2v_{\text{л}}}{D_6} = \frac{2 \cdot 1,3}{0,4} = 6,5 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения барабана

$$n_6 = \frac{30\omega_6}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,5}{3,14} = 62 \text{ об/мин.}$$

По ГОСТ 19523–81 (см. табл. П1 приложения) по требуемой мощности $P_{\text{тр}} = 12,35$ кВт выбираем электродвигатель трехфазный асинхронный короткозамкнутый серии 4А закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения 1000 об/мин 4А160М6УЗ с параметрами $P_{\text{дв}} = 15,0$ кВт и скольжением 2,6 %. Номинальная частота вращения $n_{\text{дв}} = 1000 - 26 = 974$ об/мин, угловая скорость $\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 974}{30} = 101,5 \text{ рад/с.}$

Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_6} = \frac{101,5}{6,5} = 15,65.$$

Намечаем для редуктора $u = 5$ (так же, как в примере, разобранном в § 12.1); тогда для клиноременной передачи

$$i_p = \frac{15,65}{5} = 3,14.$$

Угловая скорость и частота вращения ведущего вала редуктора (см. рис. 12.13; вал В)

$$\omega_1 = \omega_6 u = 6,5 \cdot 5 = 32,5 \text{ рад/с;}$$

$$n_1 = n_6 u = 62 \cdot 5 = 310 \text{ об/мин.}$$

Частоты вращения и угловые скорости валов:

Вал А	$n_{\text{дв}} = 974 \text{ об/мин}$	$\omega_{\text{дв}} = 101,5 \text{ рад/с}$
Вал В	—	$\omega_1 = 32,5 \text{ рад/с}$
Вал С	$n_2 = n_6 = 62 \text{ об/мин}$	$\omega_2 = \omega_6 = 6,5 \text{ рад/с}$

II. Расчет клиноременной передачи (см. табл. 7.11)

Исходные данные для расчета: передаваемая мощность $P_{тр} = 12,35$ кВт; частота вращения ведущего (меньшего) шкива $n_{дв} = 974$ об/мин; передаточное отношение $i_p = 3,14$; скольжение ремня $\varepsilon = 0,015$.

1. По номограмме на рис. 7.3 в зависимости от частоты вращения меньшего шкива n_1 (в нашем случае $n_1 = n_{дв} = 974$ об/мин; см. вал А на рис. 12.13) и передаваемой мощности $P = P_{тр} = 12,35$ кВт принимаем сечение клинового ремня Б.

2. Вращающий момент

$$T = \frac{P}{\omega_{дв}} = \frac{12,35 \cdot 10^3}{101,5} = 122 \text{ Н} \cdot \text{м} = 122 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $P = 12,35 \cdot 10^3$ Вт.

3. Диаметр меньшего шкива по формуле (7.25)

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T} = (3 \div 4) \sqrt[3]{122 \cdot 10^3} \approx 150 \div 200 \text{ мм}.$$

Согласно табл. 7.8 с учетом того, что диаметр шкива для ремней сечения Б не должен быть менее 125 мм, принимаем $d_1 = 180$ мм.

4. Диаметр большего шкива [см. формулу (7.3)]

$$d_2 = i_p d_1 (1 - \varepsilon) = 3,14 \cdot 180 (1 - 0,015) = 557 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 = 560$ мм (см. с. 133).

5. Уточняем передаточное отношение

$$i_p = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{560}{180 (1 - 0,015)} = 3,16.$$

При этом угловая скорость вала В будет

$$\omega_B = \frac{\omega_{дв}}{i_p} = \frac{101,5}{3,16} = 32,1 \text{ рад/с}.$$

Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету, $\frac{32,5 - 32,1}{32,5} \cdot 100\% = 1,23\%$, что менее допускаемого на $\pm 3\%$.

Следовательно, окончательно принимаем диаметры шкивов $d_1 = 180$ мм и $d_2 = 560$ мм.

6. Межосевое расстояние a_p следует принять в интервале [см. формулу (7.26)]

$$a_{min} = 0,55 (d_1 + d_2) + T_0 = 0,55 (180 + 560) + 10,5 = 420 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2 = 180 + 560 = 740 \text{ мм},$$

где $T_0 = 10,5$ мм (высота сечения ремня по табл. 7.7).

Принимаем предварительно близкое значение $a_p = 800$ мм.

7. Расчетная длина ремня по формуле (7.7)

$$\begin{aligned} L &= 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} = \\ &= 2 \cdot 800 + 0,5 \cdot 3,14(180 + 560) + \frac{(560 - 180)^2}{4 \cdot 800} = \\ &= 1600 + 1160 + \frac{380^2}{3200} = 2802 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Ближайшее значение по стандарту (см. табл. 7.7) $L = 2800$ мм.

8. Уточненное значение межосевого расстояния a_p с учетом стандартной длины ремня L [см. формулу (7.27)]

$$a_p = 0,25 [(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}],$$

где $w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14(180 + 560) = 1160$ мм; $y = (d_2 - d_1)^2 = (560 - 180)^2 = 14,6 \cdot 10^4$;

$$a_p = 0,25 [(2800 - 1160) + \sqrt{(2800 - 1160)^2 - 2 \cdot 14,6 \cdot 10^4}] = 797 \text{ мм}.$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния на $0,01L = 0,01 \cdot 2800 = 28$ мм для облегчения надевания ремней на шкивы и возможность увеличения его на $0,025L = 0,025 \cdot 2800 = 70$ мм для увеличения натяжения ремней.

9. Угол обхвата меньшего шкива по формуле (7.28)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_p} = 180^\circ - 57 \frac{560 - 180}{797} = 153^\circ.$$

10. Коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи, по табл. 7.10:

для привода к ленточному конвейеру при односменной работе $C_p = 1,0$.

11. Коэффициент, учитывающий влияние длины ремня по табл. 7.9:

для ремня сечения Б при длине $L = 2800$ мм коэффициент $C_L = 1,05$.

12. Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата [см. пояснения к формуле (7.29)]: при $\alpha_1 = 153^\circ$ коэффициент $C_\alpha \approx 0,93$.

13. Коэффициент, учитывающий число ремней в передаче [см. пояснения к формуле (7.29)]: предполагая, что число ремней в передаче будет от 4 до 6, примем коэффициент $C_z = 0,90$.

14. Число ремней в передаче по формуле (7.29)

$$z = \frac{PC_p}{P_0 C_L C_\alpha C_z},$$

где P_0 — мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, кВт (см. табл. 7.8); для ремня сечения Б при длине $L = 2240$ мм, работе на шкиве $d_1 = 180$ мм и $i \geq 3$ мощность $P_0 = 3,9$ кВт (то, что в нашем случае ремень имеет другую длину $L = 2800$ мм, учитывается коэффициентом C_L);

$$z = \frac{12,35 \cdot 1}{3,9 \cdot 1,05 \cdot 0,93 \cdot 0,9} \approx 3,6.$$

Принимаем $z = 4$.

15. Натяжение ветви клинового ремня по формуле (7.30)

$$F_0 = \frac{850 P C_p C_L}{z v C_\alpha} + \theta v^2,$$

где скорость $v = 0,5 \omega_{\text{дв}} d_1 = 0,5 \cdot 101,5 \cdot 180 \cdot 10^{-3} = 9,15$ м/с; θ — коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил [см. пояснения к формуле (7.30)]; для ремня сечения Б коэффициент $\theta = 0,18 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^2}$.

Тогда

$$F_0 = \frac{850 \cdot 12,35 \cdot 1 \cdot 1,05}{4 \cdot 9,15 \cdot 0,93} + 0,18 \cdot 9,15^2 = 339 \text{ Н}.$$

16. Давление на валы по формуле (7.31)

$$F_v = 2 F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 339 \cdot 4 \sin 76^\circ 30' = 2620 \text{ Н}.$$

17. Ширина шкивов $B_{\text{ш}}$ (см. табл. 7.12)

$$B_{\text{ш}} = (z - 1)e + 2f = (4 - 1)19 + 2 \cdot 12,5 = 82 \text{ мм}.$$

Тема 6. Расчет роликовые цепные передачи.

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь (см. гл. VII, табл. 7.15).

Вращающий момент на ведущей звездочке

$$T_3 = T_2 = 625 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Передаточное число было принято ранее

$$u_{\text{ц}} = 3,14.$$

Число зубьев: ведущей звездочки [см. с. 148]

$$z_3 = 31 - 2u_{\text{ц}} = 31 - 2 \cdot 3,14 \approx 25;$$

ведомой звездочки

$$z_4 = z_3 u_{\text{ц}} = 25 \cdot 3,14 = 78,3.$$

Принимаем

$$z_3 = 25 \text{ и } z_4 = 78.$$

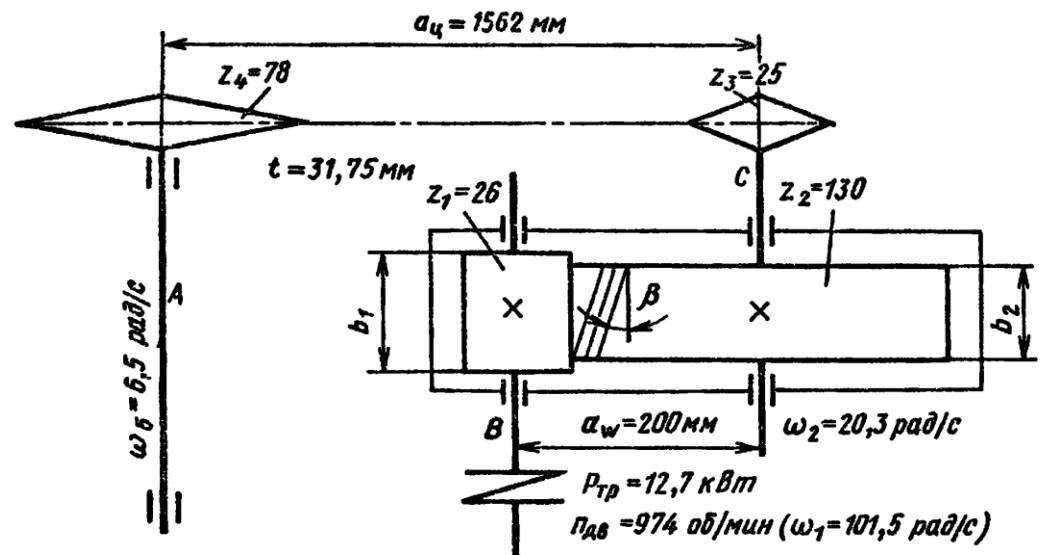


Рис. 12.2. Кинематическая схема привода:
 А — вал барабана; В — вал электродвигателя и 1-й вал редуктора; С — 2-й вал редуктора

Тогда фактическое

$$u_u = \frac{z_4}{z_3} = \frac{78}{25} = 3,12.$$

Отклонение

$$\frac{3,14 - 3,12}{3,14} 100 \% = 0,636 \%, \text{ что допустимо.}$$

Расчетный коэффициент нагрузки [см. гл. VII, формулу (7.38) и пояснения к ней]

$$K_3 = k_d k_a k_n k_p k_{cm} k_n = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,25,$$

где $k_d = 1$ — динамический коэффициент при спокойной нагрузке (передача к ленточному конвейеру); $k_a = 1$ учитывает влияние межосевого расстояния [$k_a = 1$ при $a_u \leq (30 \div 60)t$]; $k_n = 1$ — учитывает влияние угла наклона линии центров ($k_n = 1$, если этот угол не превышает 60° ; в данном примере $\gamma = 45^\circ$, см. рис. 12.1); k_p учитывает способ регулирования натяжения цепи; $k_p = 1,25$ при периодическом регулировании натяжения цепи; $k_{cm} = 1$ при непрерывной смазке; k_n учитывает продолжительность работы в сутки, при односменной работе $k_n = 1$.

Для определения шага цепи по формуле (7.38) гл. VII надо знать допускаемое давление $[p]$ в шарнирах цепи. В табл. 7.18 допускаемое давление $[p]$ задано в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки и шага t . Поэтому для расчета по формуле (7.38) величиной $[p]$ следует задаваться ориентировочно. Ведущая звездочка имеет частоту вращения $n_2 = \frac{\omega_2 30}{\pi} = \frac{20,3 \cdot 30}{\pi} \approx 194$ об/мин. Среднее значение допускаемого давления при $n \approx 200$ об/мин $[p] = 23$ МПа.

Шаг однорядной цепи ($m = 1$)

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_3 K_3}{z_3 [p]}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{625 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{25 \cdot 23}} \approx 31 \text{ мм.}$$

Подбираем по табл. 7.15 цепь ПР-31,75-88,50 по ГОСТ 13568 — 75, имеющую $t = 31,75$ мм; разрушающую нагрузку $Q \approx 88,5$ кН; массу $q = 3,8$ кг/м; $A_{оп} = 262$ мм².

Скорость цепи

$$v = \frac{z_3 t n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 194}{60 \cdot 10^3} = 2,56 \text{ м/с.}$$

Окружная сила

$$F_{\text{т}} = \frac{P_2}{v} = \frac{T_2 \omega_2}{v} = \frac{625 \cdot 20,3}{2,56} = 4950 \text{ Н.}$$

Давление в шарнире проверяем по формуле (7.39)

$$p = \frac{F_{\text{т}} K_3}{A_{\text{оп}}} = \frac{4950 \cdot 1,25}{262} = 23,6 \text{ МПа.}$$

Уточняем по табл. 7.18 допускаемое давление $[p] = 22 [1 + 0,01 (z_3 - 17)] = 22 [1 + 0,01 (25 - 17)] = 23,76 \text{ МПа}$.
Условие $p < [p]$ выполнено. В этой формуле 22 МПа – табличное значение допускаемого давления по табл. 7.18 при $n = 200 \text{ об/мин}$ и $t = 31,75 \text{ мм}$.

Определяем число звеньев цепи по формуле (7.36)

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t},$$

где $a_t = \frac{a_{\text{ц}}}{t} = 50 \text{ (см. с. 148)}$; $z_{\Sigma} = z_3 + z_4 = 25 + 78 = 103$;

$$\Delta = \frac{z_4 - z_3}{2\pi} = \frac{78 - 25}{2 \cdot 3,14} = \frac{53}{6,28} = 8,45.$$

Тогда

$$L_t = 2 \cdot 50 + 0,5 \cdot 103 + \frac{8,45^2}{50} = 100 + 51,5 + 1,44 = 152,94.$$

Округляем до четного числа $L_t = 152$.

Уточняем межосевое расстояние цепной передачи по формуле (7.37)

$$\begin{aligned} a_{\text{ц}} &= 0,25t [L_t - 0,5z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] = \\ &= 0,25 \cdot 31,75 [152 - 0,5 \cdot 103 + \sqrt{(152 - 0,5 \cdot 103)^2 - 8 \cdot 8,45^2}] = \\ &= 7,92 [100,5 + \sqrt{100 \cdot 10^2 - 5,75 \cdot 10^2}] = 7,92 (100,5 + 96,5) = 1562 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4 %, т. е. на $1562 \cdot 0,004 \approx 6 \text{ мм}$.

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек [см. формулу (7.34)]

$$d_{\text{д3}} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_3}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{25}} = 253 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{д4}} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_4}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{78}} = 792 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек [см. формулу (7.35)]

$$D_{e3} = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_3} + 0,7 \right) - 0,3 d_1 = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_3} + 0,7 \right) - 5,9,$$

где $d_1 = 19,05$ мм — диаметр ролика цепи (см. табл. 7.15);

$$D_{e3} = 31,75 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{25} + 0,7 \right) - 5,9 = 267,1 \text{ мм};$$

$$D_{e4} = 31,75 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{78} + 0,7 \right) - 5,9 = 806,2 \text{ мм}.$$

Силы, действующие на цепь:

окружная $F_{\text{ц}} = 4950$ Н — определена выше;

от центробежных сил $F_v = qv^2 = 3,8 \cdot 2,56^2 \approx 25$ Н, где $q = 3,8$ кг/м по табл. 7.15;

от провисания $F_f = 9,81 k_f q a_{\text{ц}} = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 3,8 \cdot 1,562 = 88$ Н, где $k_f = 1,5$ при угле наклона передачи 45° (см. с. 151).

Расчетная нагрузка на валы

$$F_v = F_{\text{ц}} + 2F_f = 4950 + 2 \cdot 88 = 5126 \text{ Н}.$$

Проверяем коэффициент запаса прочности цепи [по формуле (7.40)]

$$s = \frac{Q}{F_{\text{ц}} k_d + F_v + F_f} = \frac{88,5 \cdot 10^3}{4950 \cdot 1 + 25 + 88} = \frac{88\,500}{5063} = 17,5.$$

Это больше, чем нормативный коэффициент запаса $[s] \approx 9,4$ (см. табл. 7.19); следовательно, условие $s > [s]$ выполнено.

Размеры ведущей звездочки:

ступица звездочки $d_{\text{ст}} = 1,6 \cdot 55 = 88$ мм; $l_{\text{ст}} = (1,2 \div 1,6) 55 = 66 \div 88$ мм; принимаем $l_{\text{ст}} = 85$ мм;

толщина диска звездочки $0,93 B_{\text{вн}} = 0,93 \cdot 19,05 \approx 18$ мм, где $B_{\text{вн}}$ — расстояние между пластинками внутреннего звена (см. табл. 7.15).

Аналогично определяют размеры ведомой звездочки.

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Ведущий вал:

диаметр выходного конца при допускаемом напряжении $[\tau_k] = 25$ МПа по формуле (8.16) гл. VIII

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{16T_{к1}}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 125 \cdot 10^3}{\pi 25}} \approx 29,3 \text{ мм.}$$

Так как вал редуктора соединен муфтой с валом электродвигателя (см. рис. 12.1), то необходимо согласовать диаметры ротора $d_{дв}$ и вала $d_{в1}$. Иногда принимают $d_{в1} = d_{дв}$. Некоторые муфты, например УВП (см. гл. XI), могут соединять валы разных диаметров в пределах одного номинального момента. У подобранного электродвигателя (см. табл. П2) диаметр вала может быть 42 или 48 мм. Примем $d_{дв} = 42$ мм. Выбираем МУВП по ГОСТ 21424–75 с расточками полумуфт под $d_{дв} = 42$ мм и $d_{в1} = 32$ мм (рис. 12.3). Примем под подшипниками $d_{п1} = 40$ мм. Шестерню выполним за одно целое с валом (см. рис. 10.6). Иногда вал электродвигателя не соединяется непосредственно с ведущим валом редуктора, а между ними имеется ременная или цепная передача (рис. 12.4).

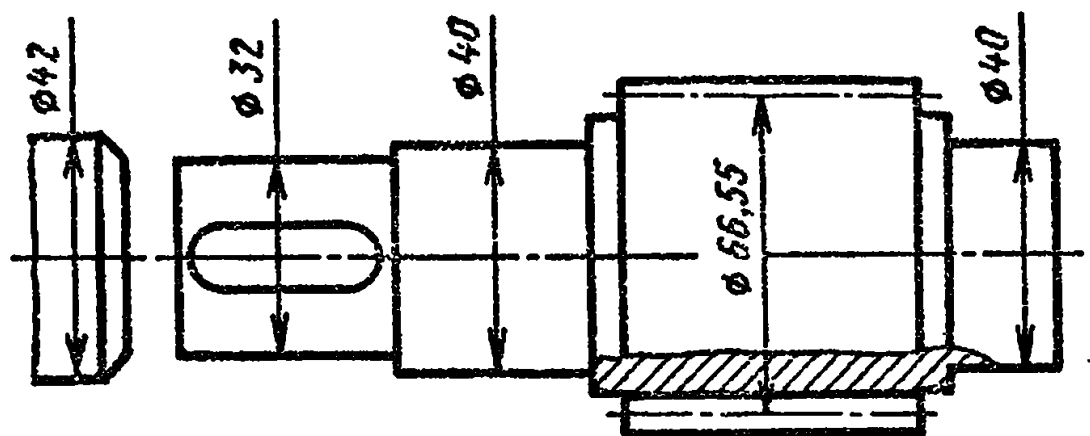
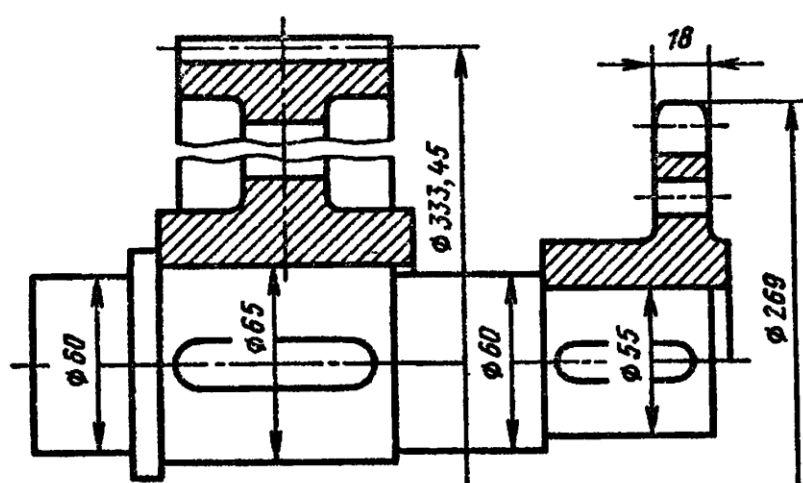


Рис. 12.3. Конструкция ведущего вала

A schematic diagram of a mechanical assembly. It consists of three main components labeled with numbers 1, 2, and 3. Component 1 is a vertical rectangular block with a central vertical dashed line, possibly representing a shaft or a central axis. Component 2 is a horizontal rectangular block positioned below component 1, with two 'x' marks on its top surface. Component 3 is a larger horizontal rectangular block positioned to the right of component 2, with two vertical lines extending upwards from its top surface. The components are connected by lines, suggesting a mechanical linkage or support structure.

Диаметр выходного конца вала

$$d_{\text{в2}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 625 \cdot 10^3}{\pi 20}} = 53,7 \text{ мм.}$$



Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда [см. гл. VIII, пояснения к формуле (8.16)]: $d_{в2} = 55$ мм. Диаметр вала под подшипниками принимаем $d_{п2} = 60$ мм, под зубчатым колесом $d_{к2} = 65$ мм.

Диаметры остальных участков валов назначают исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

Х. Проверка прочности шпоночных соединений

Шпонки призматические со скругленными торцами Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок — по ГОСТ 23360—78 (см. табл. 8.9).

Материал шпонок — сталь 45 нормализованная.

Напряжения смятия и условие прочности по формуле (8.22)

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{max}} \approx \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \div 120$ МПа, при чугунной $[\sigma_{\text{см}}] = 50 \div 70$ МПа.

Ведущий вал: $d = 32$ мм; $b \times h = 10 \times 8$ мм; $t_1 = 5$ мм; длина шпонки $l = 70$ мм (при длине ступицы полумуфты МУВП 80 мм, см. табл. 11.5); момент на ведущем валу $T_1 = 125 \cdot 10^3$ Н·мм;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 10^3}{32(8-5)(70-10)} = 43,5 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

(материал полумуфт МУВП — чугун марки СЧ 20).

Ведомый вал.

Из двух шпонок — под зубчатым колесом и под звездочкой — более нагружена вторая (меньше диаметр вала и поэтому меньше размеры поперечного сечения шпонки). Проверяем шпонку под звездочкой: $d = 55$ мм; $b \times h = 16 \times 10$ мм; $t_1 = 6$ мм; длина шпонки $l = 80$ мм (при длине ступицы звездочки 85 мм); момент $T_3 = 625 \cdot 10^3$ Н·мм;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 625 \cdot 10^3}{55(10-6)(80-16)} = 88 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

(обычно звездочки изготавливают из термообработанных углеродистых или легированных сталей). Условие $\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$ выполнено.

XI. Уточненный расчет валов

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения — по отнулевому (пульсирующему).

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности s для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями $[s]$. Прочность соблюдена при $s \geq [s]$.

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Ведущий вал (см. рис. 12.8).

Материал вала тот же, что и для шестерни (шестерня выполнена заодно с валом), т. е. сталь 45, термическая обработка — улучшение.

По табл. 3.3 при диаметре заготовки до 90 мм (в нашем случае $d_{a1} = 71,66$ мм) среднее значение $\sigma_b = 780$ МПа.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_b = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$$\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335 = 193 \text{ МПа.}$$

Сечение А—А. Это сечение при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту рассчитываем на кручение. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэффициент запаса прочности

$$s = s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_v}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m},$$

где амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_1}{2W_{\text{кнетто}}}.$$

При $d = 32$ мм; $b = 10$ мм; $t_1 = 5$ мм по табл. 8.5

$$\begin{aligned} W_{\text{кнетто}} &= \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \\ &= \frac{3,14 \cdot 32^3}{16} - \frac{10 \cdot 5(32-5)^2}{2 \cdot 32} = 5,88 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; \end{aligned}$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{125 \cdot 10^3}{2 \cdot 5,88 \cdot 10^3} = 10,6 \text{ МПа.}$$

Принимаем $k_\tau = 1,68$ (см. табл. 8.5), $\varepsilon_\tau \approx 0,76$ (см. табл. 8.8) и $\psi_\tau \approx 0,1$ (см. с. 166).

$$s = s_\tau = \frac{193}{\frac{1,68}{0,76} \cdot 10,6 + 0,1 \cdot 10,6} = 7,85.$$

ГОСТ 16162—78 указывает на то, чтобы конструкция редукторов предусматривала возможность восприятия радиальной консольной нагрузки, приложенной в середине посадочной части вала. Величина этой нагрузки для одноступенчатых зубчатых редукторов на быстроходном валу должна быть $2,5 \sqrt{T_B}$ при $25 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} < T_B < 250 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Приняв у ведущего вала длину посадочной части под муфту равной длине полумуфты $l = 80 \text{ мм}$ (муфта УВП для валов диаметром 32 мм), получим изгибающий момент в сечении А—А от консольной нагрузки $M = 2,5 \sqrt{125 \cdot 10^3} \cdot \frac{80}{2} = 35,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{335}{\frac{1,8}{0,87} \cdot 9,7} = 16,6;$$

здесь опущены промежуточные выкладки (аналогичные выкладки см. ниже в расчете ведомого вала на с. 313).

Результирующий коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{16,6 \cdot 7,85}{\sqrt{16,6^2 + 7,85^2}} = 7,1$$

получился близким к коэффициенту запаса $s_\tau = 7,85$. Это незначительное расхождение свидетельствует о том, что консольные участки валов, рассчитанные по крутящему моменту и согласованные с расточками стандартных полумуфт, оказываются прочными и что учет консольной нагрузки не вносит существенных изменений. Надо сказать и о том, что фактическое расхождение будет еще меньше, так как посадочная часть вала обычно бывает короче, чем длина полумуфты,

что уменьшает значения изгибающего момента и нормальных напряжений.

Такой большой коэффициент запаса прочности (7,85 или 7,1) объясняется тем, что диаметр вала был увеличен при конструировании для соединения его стандартной муфтой с валом электродвигателя.

По той же причине проверять прочность в сечениях *Б–Б* и *В–В* нет необходимости.

Ведомый вал (см. рис. 12.9).

Материал вала — сталь 45 нормализованная; $\sigma_b = 570$ МПа (см. табл. 3.3).

Пределы выносливости $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 246$ МПа и $\tau_{-1} = 0,58 \cdot 246 = 142$ МПа.

Сечение А–А. Диаметр вала в этом сечении 65 мм. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки (см. табл. 8.5): $k_\sigma = 1,59$ и $k_\tau = 1,49$; масштабные факторы $\varepsilon_\sigma = 0,775$; $\varepsilon_\tau = 0,67$ (см. табл. 8.8); коэффициенты $\psi_\sigma \approx 0,15$ и $\psi_\tau \approx 0,1$ (см. с. 163 и 166).

Крутящий момент $T_2 = 625 \cdot 10^3$ Н·мм.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости (см. рис. 12.9)

$$M' = R_{x3}l_2 = 75 \cdot 82 = 6,15 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M'' = R_{y3}l_2 + F_a \frac{d_2}{2} = 1675 \cdot 82 + 830 \frac{333,34}{2} = 275 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

суммарный изгибающий момент в сечении *А–А*

$$M_{A-A} = \sqrt{(6,15 \cdot 10^3)^2 + (275 \cdot 10^3)^2} \approx 276 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Момент сопротивления кручению ($d = 65$ мм; $b = 18$ мм; $t_1 = 7$ мм)

$$\begin{aligned} W_{\text{кнетто}} &= \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \\ &= \frac{3,14 \cdot 65^3}{16} - \frac{18 \cdot 7(65-7)^2}{2 \cdot 65} = 50,75 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

Момент сопротивления изгибу (см. табл. 8.5)

$$\begin{aligned} W_{\text{нетто}} &= \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \\ &= \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} - 3,25 \cdot 10^3 = 23,7 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2W_{\text{кнетто}}} = \frac{625 \cdot 10^3}{2 \cdot 50,75 \cdot 10^3} = 6,17 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \frac{M_{A-A}}{W_{\text{кнетто}}} = \frac{276 \cdot 10^3}{23,7 \cdot 10^3} \approx 11,6 \text{ МПа; среднее напряжение } \sigma_m = 0.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{246}{\frac{1,59}{0,775} 11,6} \approx 10,3.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{142}{\frac{1,49}{0,67} 6,17 + 0,1 \cdot 6,17} = 9,9.$$

Резльтирующий коэффициент запаса прочности для сечения A-A

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{10,3 \cdot 9,9}{\sqrt{10,3^2 + 9,9^2}} \approx 7,2.$$

Сечение K-K. Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом (см. табл. 8.7);

$$\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} = 3,40 \text{ и } \frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} = 2,44; \text{ принимаем } \psi_\sigma = 0,15 \text{ и } \psi_\tau = 0,1.$$

Изгибающий момент

$$M_4 = F_b l_3 = 5126 \cdot 82 \approx 420 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 216 \cdot 10^3}{32} = 21,2 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{\text{max}} = \frac{M_4}{W} = \frac{420 \cdot 10^3}{21,2 \cdot 10^3} \approx 20 \text{ МПа; } \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2W = 2 \cdot 21,2 \cdot 10^3 = 42,4 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2W_p} = \frac{625 \cdot 10^3}{2 \cdot 42,4 \cdot 10^3} = 7,4 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_v} = \frac{246}{3,40 \cdot 20} = 3,46.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{142}{2,44 \cdot 7,4 + 0,1 \cdot 7,4} = 7,60.$$

Резльтирующий коэффициент запаса прочности для сечения $K-K$

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{3,46 \cdot 7,60}{\sqrt{3,46^2 + 7,60^2}} \approx 3,2.$$

Ведущий вал (рис. 12.8). Из предыдущих расчетов имеем $F_t = 3750$ Н, $F_r = 1400$ Н и $F_a = 830$ Н; из первого этапа компоновки $l_1 = 82$ мм.

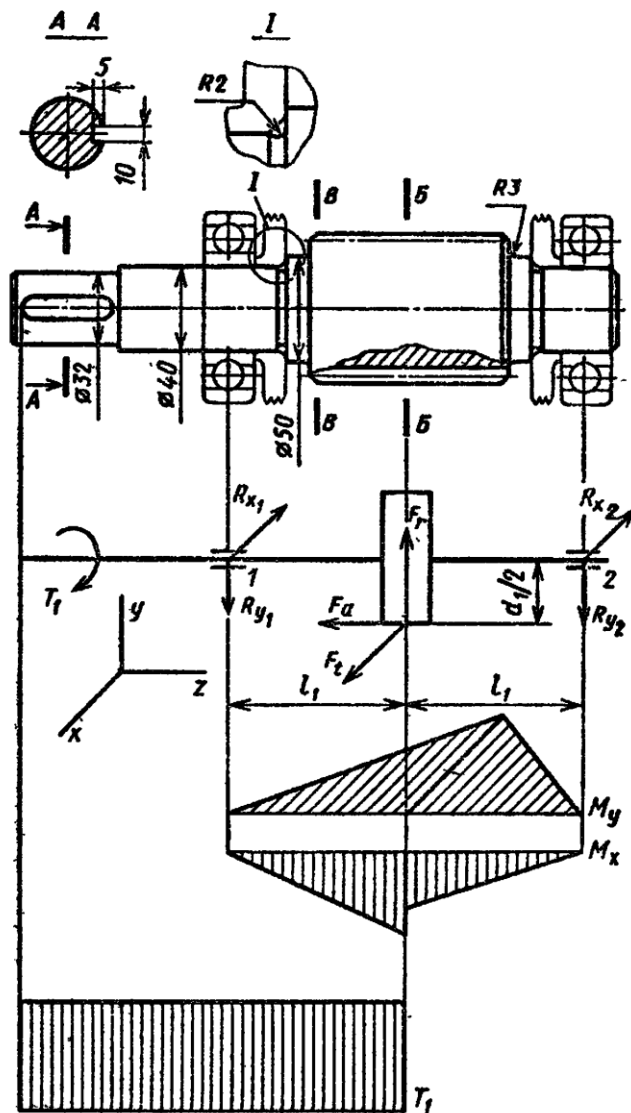
Реакции опор:

в плоскости xz

$$R_{x1} = R_{x2} = \frac{F_t}{2} = \frac{3750}{2} = 1875 \text{ Н};$$

в плоскости yz

$$\begin{aligned} R_{y1} &= \frac{1}{2l_1} \left(F_r l_1 + F_a \frac{d_1}{2} \right) = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 82} \left(1400 \cdot 82 + 830 \frac{66,66}{2} \right) = 868 \text{ Н}; \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} R_{y2} &= \frac{1}{2l_1} \left(F_r l_1 - F_a \frac{d_1}{2} \right) = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 82} \left(1400 \cdot 82 - \right. \\ &\quad \left. - 830 \frac{66,66}{2} \right) = 532 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Проверка: $R_{y1} + R_{y2} - F_r = 868 + 532 - 1400 = 0$.

Суммарные реакции

$$\begin{aligned} P_{r1} &= \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \\ &= \sqrt{1875^2 + 868^2} = 2060 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{r2} &= \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \\ &= \sqrt{1875^2 + 532^2} = 1960 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1.

Рис. 12.8. Расчетная схема ведущего вала

Намечаем радиальные шариковые подшипники 308 (см. приложение, табл. П3): $d = 40$ мм; $D = 90$ мм; $B = 23$ мм; $C = 41,0$ кН и $C_0 = 22,4$ кН.

Эквивалентная нагрузка по формуле (9.3)

$$P_3 = (XVP_{r1} + YP_a) K_6 K_T$$

в которой радиальная нагрузка $P_{r1} = 2060$ Н; осевая нагрузка $P_a = F_a = 830$ Н; $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо); коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров $K_6 = 1$ (см. табл. 9.19); $K_T = 1$ (см. табл. 9.20).

Отношение $\frac{F_a}{C_0} = \frac{830}{22400} = 0,037$; этой величине (по табл. 9.18) соответствует $e \approx 0,23$.

Отношение $\frac{P_a}{P_{r1}} = \frac{830}{2060} = 0,403 > e$; $X = 0,56$ и $Y = 1,88$.

$$P_3 = (0,56 \cdot 2060 + 1,88 \cdot 830) \approx 2700 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность, млн. об [формула (9.1)]

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^3 = \left(\frac{41,0 \cdot 10^3}{27 \cdot 10^2} \right)^3 \approx 3500 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность, ч

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{3500 \cdot 10^6}{60 \cdot 974} \approx 60 \cdot 10^3 \text{ ч,}$$

что больше установленных ГОСТ 16162–85 (см. также с. 307).

Ведомый вал (рис. 12.9) несет такие же нагрузки, как, и ведущий:

$$F_t = 3750 \text{ Н, } F_r = 1400 \text{ Н и } F_a = 830 \text{ Н.}$$

Нагрузка на вал от цепной передачи $F_b = 5126$ Н.

Составляющие этой нагрузки

$$F_{bx} = F_{by} = F_b \sin \gamma = 5126 \sin 45^\circ = 3600 \text{ Н.}$$

Из первого этапа компоновки $l_2 = 82$ мм и $l_3 = 82$ мм.

Реакции опор:

в плоскости хz

$$\begin{aligned} R_{x3} &= \frac{1}{2l_2} (F_t l_2 - F_{bx} l_3) = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 82} (3750 \cdot 82 - 3600 \cdot 82) = 75 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$R_{x4} = \frac{1}{2l_2} [F_t l_2 + F_{bx} (2l_2 + l_3)] =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 82} \left(-1400 \cdot 82 - 830 \frac{333,34}{2} + 3600 \cdot 3 \cdot 82 \right) = 3875 \text{ Н.}$$

Проверка: $R_{y3} + F_{vy} - (F_r + R_{y4}) = 1675 + 3600 - (1400 + 3875) = 0$.

Суммарные реакции

$$P_{r3} = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{75^2 + 1675^2} = 1680 \text{ Н;}$$

$$P_{r4} = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{7275^2 + 3875^2} = 8200 \text{ Н.}$$

Выбираем подшипники по более нагруженной опоре 4.

Шариковые радиальные подшипники 312 средней серии (см. табл. ПЗ): $d = 60 \text{ мм}$; $D = 130 \text{ мм}$; $B = 31 \text{ мм}$; $C = 81,9 \text{ кН}$ и $C_0 = 48,0 \text{ кН}$.

Отношение $\frac{P_a}{C_0} = \frac{830}{48\,000} = 0,0172$; этой величине (по табл. 9.18) соответствует $e \approx 0,20$ (получаем, интерполируя).

Отношение $\frac{P_a}{P_{r4}} = \frac{830}{8200} = 0,105 < e$; следовательно, $X = 1$, $Y = 0$. Поэтому $P_3 = P_{r4} V K_6 K_T = 8200 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 9840 \text{ Н}$.

(Примем $K_6 = 1,2$, учитывая, что цепная передача усиливает неравномерность нагружения.)

Расчетная долговечность, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^3 = \left(\frac{81\,900}{9840} \right)^3 \approx 570 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность, ч

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{570 \cdot 10^6}{60 \cdot 194} \approx 50 \cdot 10^3 \text{ ч;}$$

здесь $n = 194 \text{ об/мин}$ — частота вращения ведомого вала.

Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать 36 000 ч (таков ресурс самого редуктора), но не должен быть менее 10 000 ч (минимально допустимая долговечность подшипника). В нашем случае подшипники ведущего вала 308 имеют ресурс $L_h \approx 60 \cdot 10^3 \text{ ч}$, а подшипники ведомого вала 312 имеют ресурс $L_h \approx 50 \cdot 10^3 \text{ ч}$.

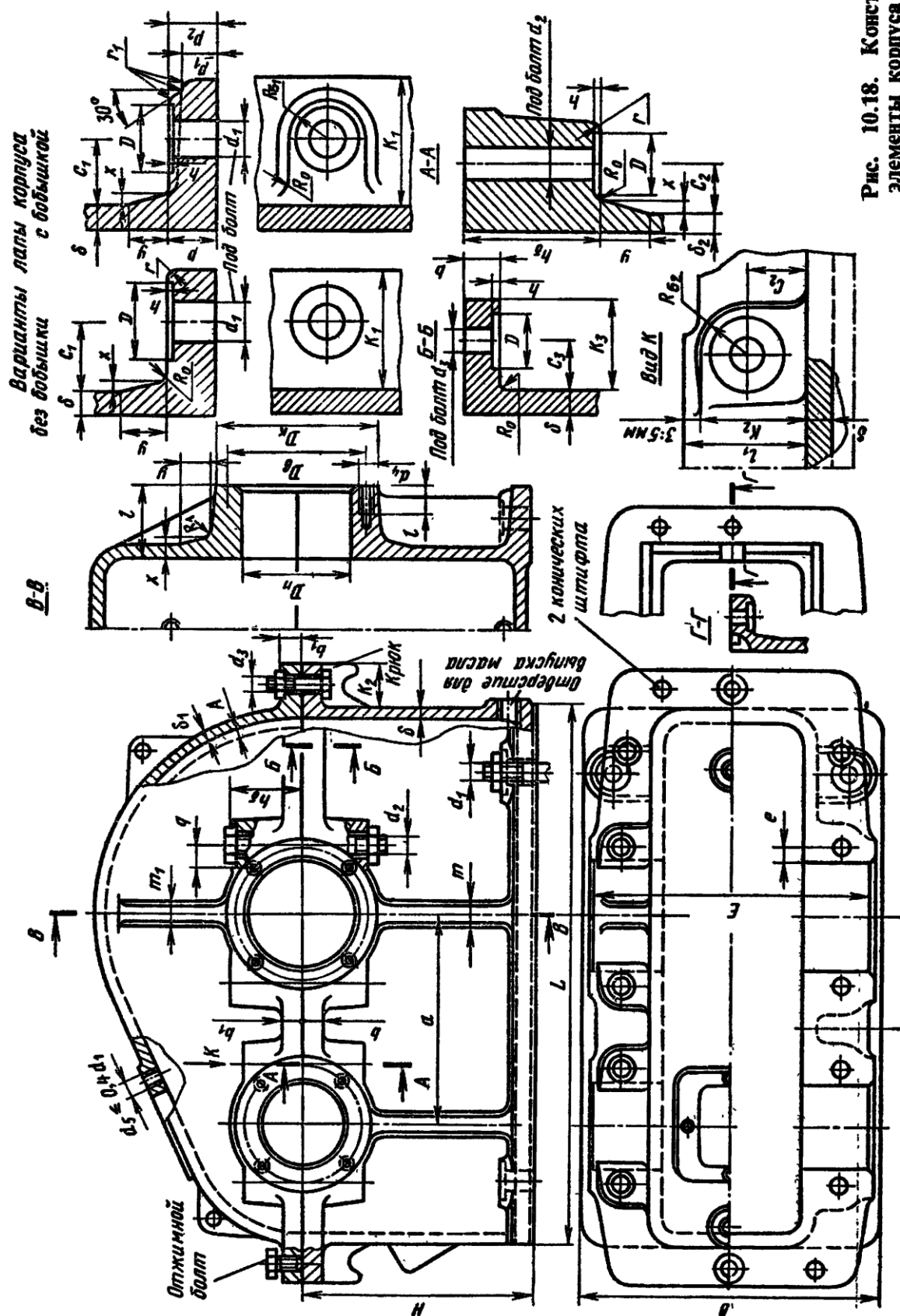


Рис. 10.18. Конструктивные элементы корпуса из чугуна

10.2. Основные элементы корпуса из чугуна
(см. рис. 10.18)

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
Толщина стенки корпуса и крышки редуктора: одноступенчатого цилиндрического одноступенчатого конического одноступенчатого червячного двухступенчатого	Во всех случаях $\delta \geq 8$ мм и $\delta_1 \geq 8$ мм $\delta = 0,025a + 1$; $\delta_1 = 0,02a + 1$ $\delta = 0,05R_e + 1$; $\delta_1 = 0,04R_e + 1$ $\delta = 0,04a + 2$; $\delta_1 = 0,032a + 2$ $\delta = 0,025a_T + 3$; $\delta_1 = 0,02a_T + 3$
Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$b = 1,5\delta$
Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$b_1 = 1,5\delta_1$
Толщина нижнего пояса корпуса: без бобышки при наличии бобышки	$p = 2,35\delta$ $p_1 = 1,5\delta$; $p_2 = (2,25 \div 2,75)\delta$
Толщина ребер основания корпуса	$m = (0,85 \div 1)\delta$
Толщина ребер крышки	$m_1 = (0,85 \div 1)\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов (их число ≥ 4)	$d_1 = (0,03 \div 0,036)a_T + 12$; $d_1 = 0,072R_e + 12$
Диаметр болтов: у подшипников соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_2 = (0,7 \div 0,75)d_1$; $d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1$
Размеры, определяющие положение болтов d_2	$e \approx (1 \div 1,2)d_2$; $q \geq 0,5d_2 + d_4$; d_4 — крепление крышки подшипника
Высота бобышки h_6 под болт d_2	h_6 выбирают конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно у всех бобышек иметь одинаковую высоту h_6

10.3. Дополнительные элементы корпуса из чугуна
(см. рис. 10.18)

Параметры		Ориентировочные соотношения (размеры, мм)							
Гнездо под под- шип- ник	Диаметр отверстия в гнезде	D_n — по наружному диаметру подшипника или стакана							
	Винты крепления крышки подшипника d_4 Число винтов n (предпочтительны врезные крышки без винтов)	M8 — M12 4 — 6							
	Диаметр гнезда Длина гнезда	$D_k = D_2 + (2 \div 5);$ D_2 — диаметр фланца крышки подшипника $l^* = \delta + c_2 + R_6 + (3 \div 5);$ $R_6 \geq 1,1 d_2$							
Размеры штифта	Диаметр Длина	$d_{ш} \approx d_3$ (размеры по табл. 10.5) $l_{ш} = b + b_1 + 5$							
Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса: по диаметру по торцам		$A \approx (1 \div 1,2) \delta$ $A_1 \approx A$ (на чертеже не показан)							
Параметры	Болты								
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30
K_i	22	24	28	33	39	48	54	58	65
c_i	12	13	16	18	21	25	34	36	50

* Для удобства механической обработки торцов бобышек и проверки перекося осей отверстий размер E обычно принимают одинаковым для всех опор, поэтому и размер l принимают для всех гнезд одинаковым.

VIII. Тепловой расчет редуктора

Для проектируемого редуктора площадь теплоотводящей поверхности $A \approx 0,73 \text{ м}^2$ (здесь учитывалась также площадь днища, потому что конструкция опорных лап обеспечивает циркуляцию воздуха около днища).

По формуле (10.1) условие работы редуктора без перегрева при продолжительной работе

$$\Delta t = t_{\text{м}} - t_{\text{в}} = \frac{P_{\text{ч}}(1 - \eta)}{k_t A} \leq [\Delta t],$$

где $P_{\text{ч}} = 5 \text{ кВт} = 5000 \text{ Вт}$ — требуемая для работы мощность на червяке.

Считаем, что обеспечивается достаточно хорошая циркуляция воздуха, и принимаем коэффициент теплопередачи $k_t = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Тогда

$$\Delta t = \frac{5000(1 - 0,82)}{17 \cdot 0,73} = \frac{5000 \cdot 0,18}{12,4} = 72,5^\circ > [\Delta t].$$

Допускаемый перепад температур при нижнем червяке $[\Delta t] = 60^\circ$.

Для уменьшения Δt следует соответственно увеличить теплоотдающую поверхность пропорционально отношению $\frac{\Delta t}{[\Delta t]} = 72,5/60$, сделав корпус ребристым (см. рис. 12.25 и 10.38).

Контроль уровня масла, находящегося в корпусе редуктора, производят с помощью маслоуказателей.

Простейший жезловый маслоуказатель показан на рис. 10.34; для возможности контроля уровня масла во время работы редуктора применяют закрытые жезловые маслоуказатели (рис. 10.35).

Фонарный маслоуказатель и его размеры приведены на рис. 10.36. Через нижнее отверстие в стенке корпуса масло проходит в полость маслоуказателя; через верхнее отверстие маслоуказатель сообщается с воздухом в корпусе редуктора.

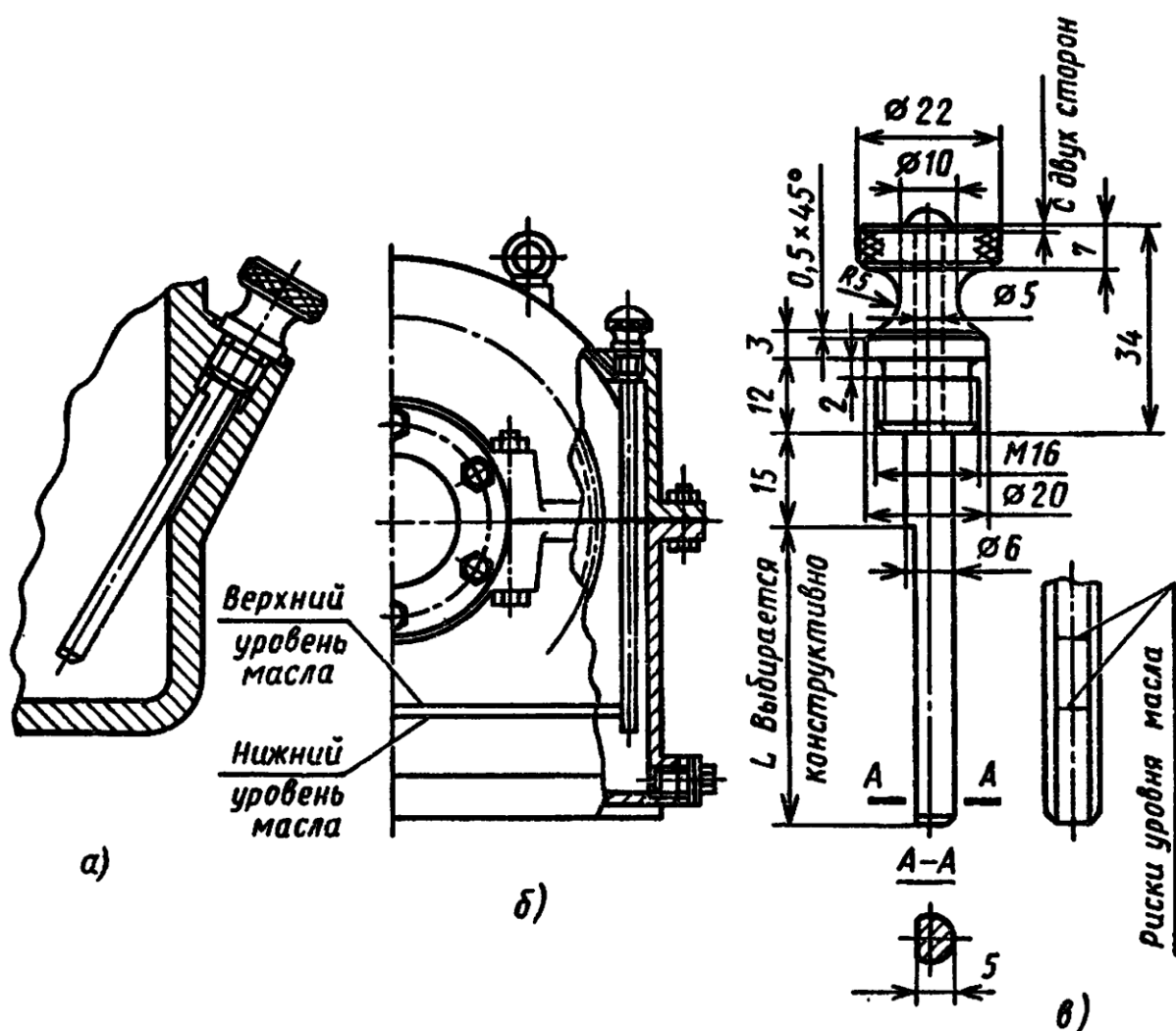


Рис. 10.34. Жезловый маслоуказатель:
 а — установка в нижней части корпуса редуктора; б — установка в крышке корпуса; в — примерные размеры маслоуказателя для небольших редукторов

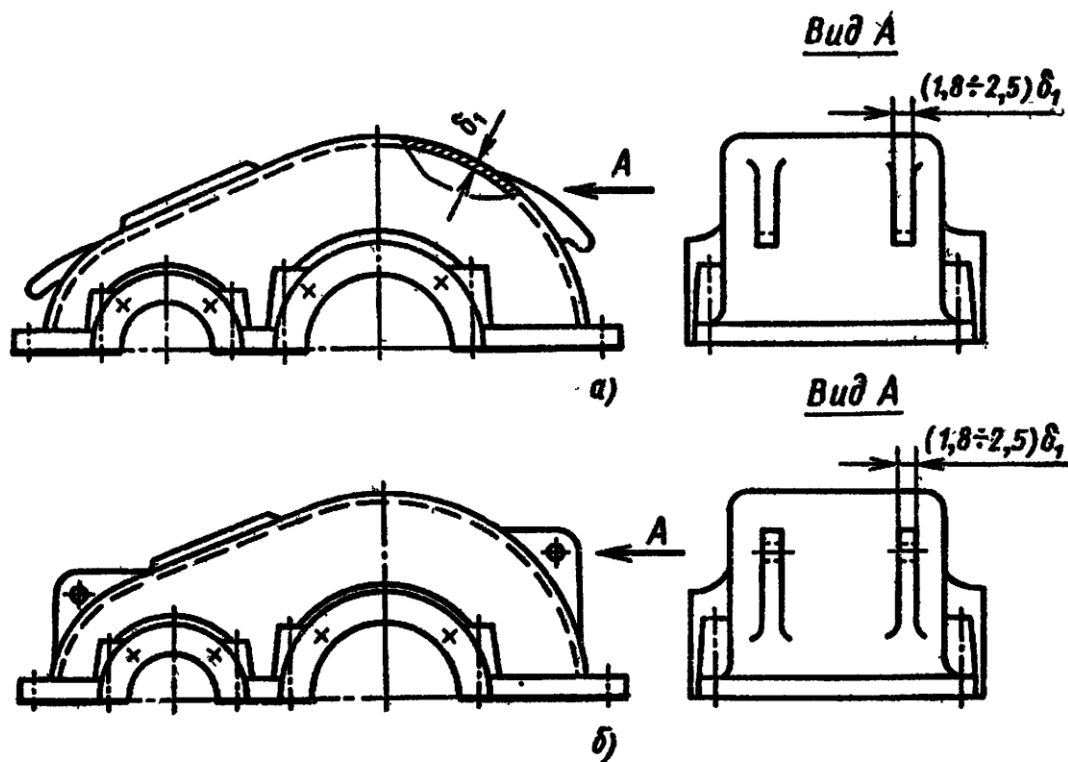


Рис. 10.19. Крышки корпуса редуктора:
а — с крюками; б — с петлями

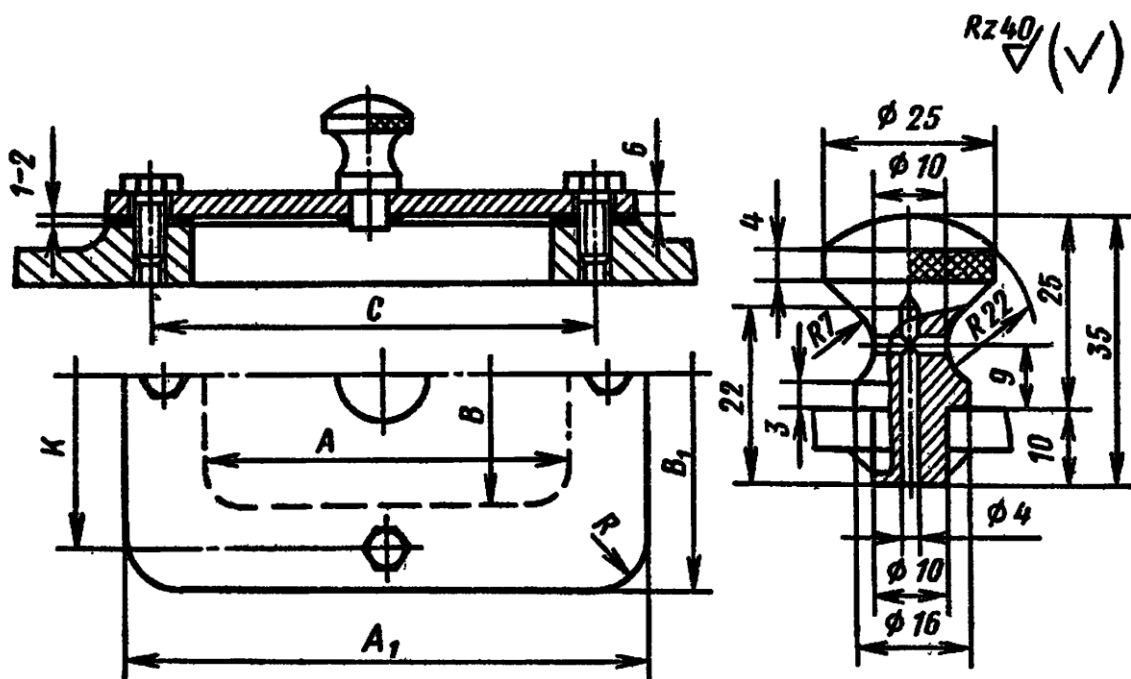


Рис. 10.20. Крышка смотрового отверстия (размеры, мм):

A	B	A ₁	B ₁	C	K	R	Размер винта	Число винтов
100	75	150	120	125	100	12	M8 × 22	4
150	100	190	140	175	120	12	M8 × 22	4
200	150	250	200	230	180	15	M10 × 22	6

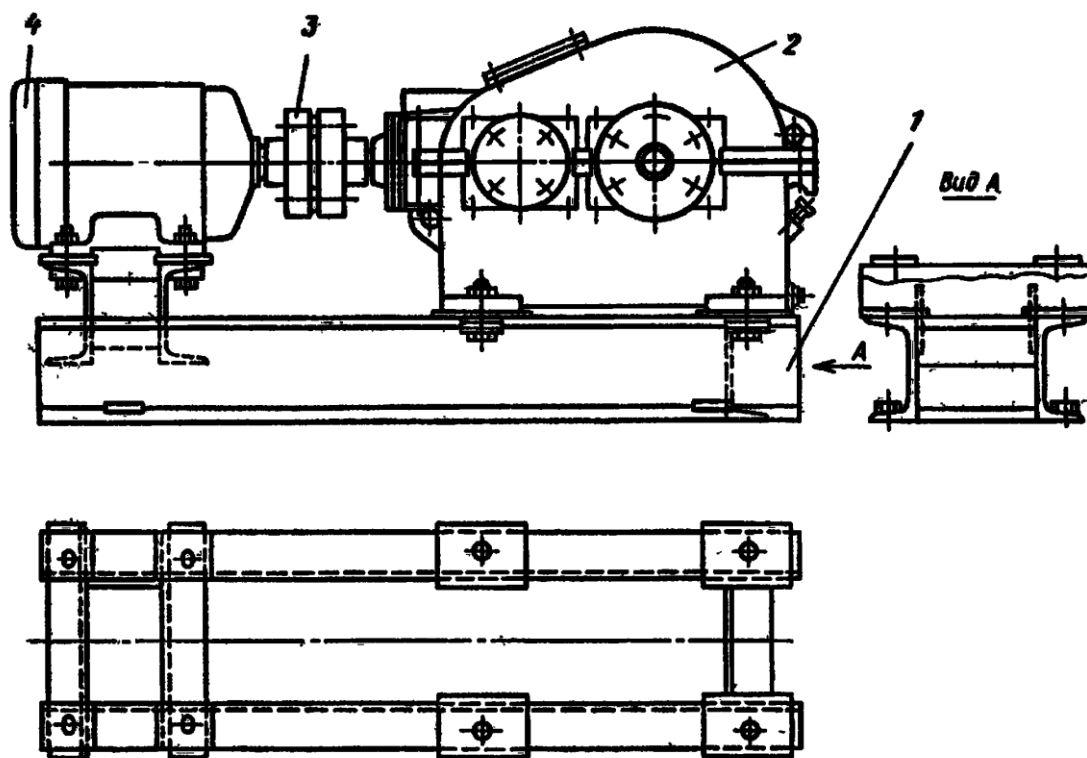


Рис. 10.24. Установка привода на сварной раме из швеллеров:
1 — сварная рама; 2 — коническо-цилиндрический редуктор; 3 — муфта; 4 —
электродвигатель

Тема 10. 1 ое этап проектирование закрытые цилиндрические, конические, червячные передачи

Компоновочный чертеж выполняем в одной проекции — разрез по осям валов при снятой крышке редуктора; желательный масштаб 1:1, чертить тонкими линиями.

Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную осевую линию; затем две вертикальные линии — оси валов на расстоянии $a_w = 200$ мм.

Вычерчиваем упрощенно шестерню и колесо в виде прямоугольников; шестерня выполнена за одно целое с валом; длина ступицы колеса равна ширине венца и не выступает за пределы прямоугольника.

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

а) принимаем зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса $A_1 = 1,2\delta$; при наличии ступицы зазор берется от торца ступицы;

б) принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A = \delta$;

в) принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса $A = \delta$; если диаметр окружности вершин зубьев шестерни окажется больше наружного диаметра подшипника, то расстояние A надо брать от шестерни.

Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники средней серии; габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников $d_{п1} = 40$ мм и $d_{п2} = 60$ мм (см. рис. 12.3 и 12.5).

По табл. ПЗ имеем:

Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
	Размеры, мм			C	C_0
308	40	90	23	41,0	22,4
312	60	130	31	81,9	48,0

Примечание. Наружный диаметр подшипника $D = 90$ мм оказался больше диаметра окружности вершин зубьев $d_{a1} = 71,66$ мм.

Решаем вопрос о смазывании подшипников. Принимаем для подшипников пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца (см. гл. IX, рис. 9.47). Их ширина определяет размер $y = 8 \div 12$ мм.

Измерением находим расстояния на ведущем валу $l_1 = 78$ мм и на ведомом $l_2 = 82$ мм.

Примем окончательно $l_1 = l_2 = 82$ мм.

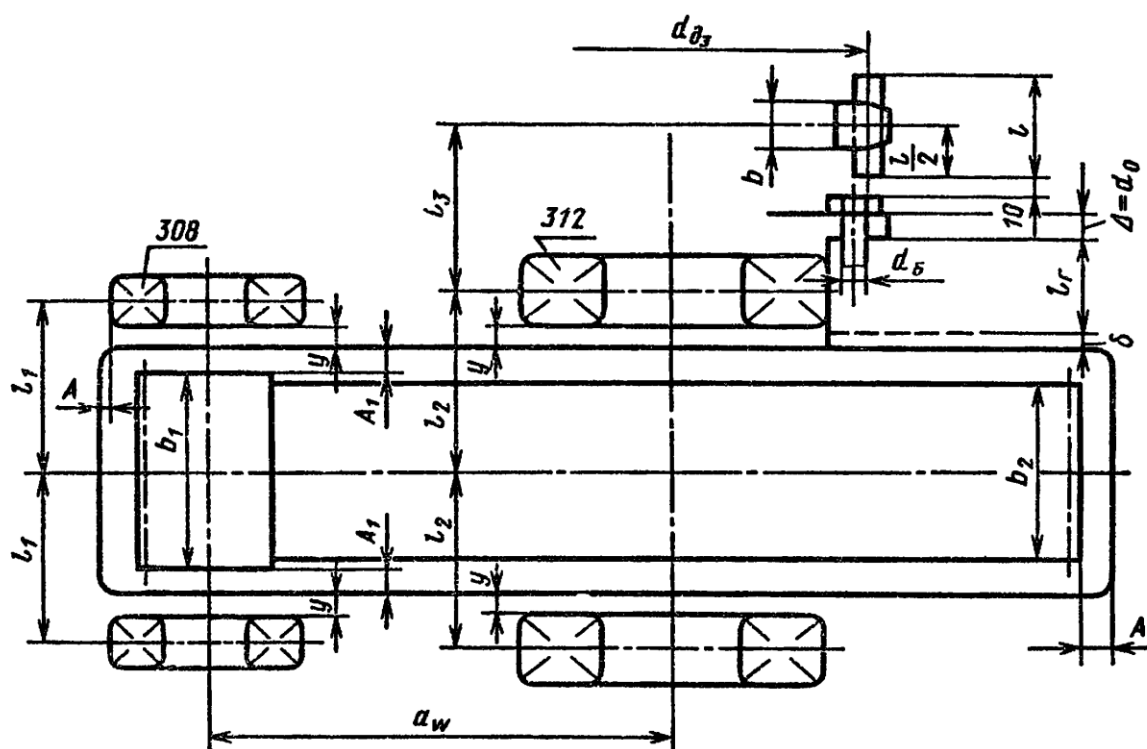


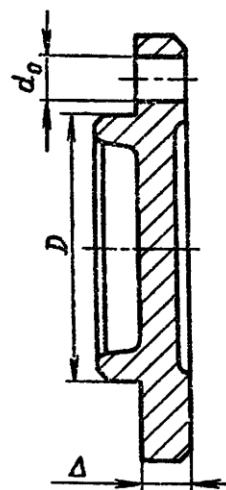
Рис. 12.6. Предварительная компоновка редуктора

Глубина гнезда подшипника $l_r \approx 1,5B$; для подшипника 312 $B = 31$ мм; $l_r = 1,5 \cdot 31 = 46,5$ мм; примем $l_r = 46$ мм.

Толщину фланца Δ крышки подшипника принимают примерно равной диаметру d_0 отверстия; в этом фланце $\Delta = 14$ мм (рис. 12.7). Высоту головки болта примем $0,7d_6 =$

Рис. 12.7. Толщина фланца крышки подшипника:

Размеры, мм		
D	d_0	Δ
20–50	7	8
50–65	9	10
65–90	12	12
90–120	14	14



$= 0,7 \cdot 12 = 8,4$ мм. Устанавливаем зазор между головкой болта и торцом соединительного пальца цепи в 10 мм. Длину пальца l примем на 5 мм больше шага t . Таким образом, $l = t + 5 = 31,75 + 5 = 36,75$ мм.

Измерением устанавливаем расстояние $l_3 = 81$ мм, определяющее положение звездочки относительно ближайшей опоры ведомого вала. Примем окончательно $l_3 = 82$ мм.

V. Первый этап компоновки редуктора (рис. 12.23)

Компоновочный чертеж выполняем в двух проекциях — разрез по оси колеса и разрез по оси чертежа; желательный масштаб 1:1, чертить тонкими линиями!

Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводим осевую линию; вторую осевую, параллельную первой, проводим на расстоянии $a_w = 200$ мм. Затем проводим две вертикальные осевые линии, одну для главного вида, вторую для вида сбоку.

Вычерчиваем на двух проекциях червяк и червячное колесо.

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса, принимая зазор между стенкой и червячным колесом и между стенкой и ступицей червячного колеса ~ 15 мм.

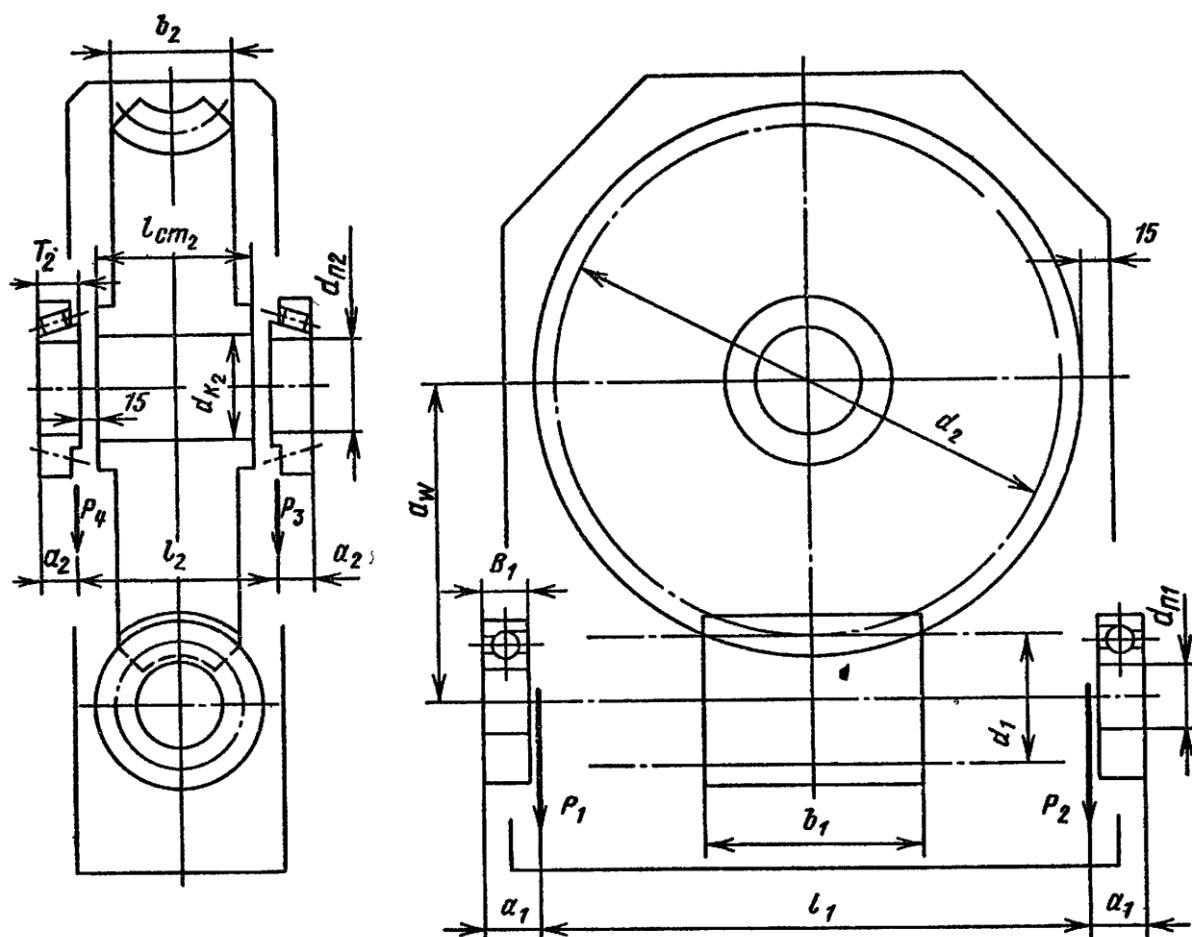


Рис. 12.23. Компонировка червячного редуктора:

$l_1 = 340$ мм; $l_2 = 125$ мм; $a_1 = 30$ мм; $a_2 = 22$ мм; $l_{сг2} = 90$ мм; $a_w = 200$ мм;
 $d_1 = 80$ мм; $d_2 = 320$ мм; $b_1 = 132$ мм; $b_2 = 72$ мм

Вычерчиваем подшипники червяка на расстоянии $l_1 = d_{aM2} = 340$ мм один от другого, располагая их симметрично относительно среднего сечения червяка.

Так же симметрично располагаем подшипники вала червячного колеса. Расстояние между ними замеряем по чертежу $l_2 = 125$ мм.

В связи с тем, что в червячном зацеплении возникают значительные осевые усилия, примем радиально-упорные подшипники: шариковые средней серии для червяка и роликовые конические легкой серии для вала червячного колеса (см. табл. П6 и П7):

Условное обозначение подшипника	d	D	B	T	C	e
	мм				кН	
46309	45	100	25	25	61,4	0,68
7211	55	100	21	23	65	0,41

Тема 11. 2 ое этап проектирование закрытые цилиндрические, конические, червячные передачи

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы

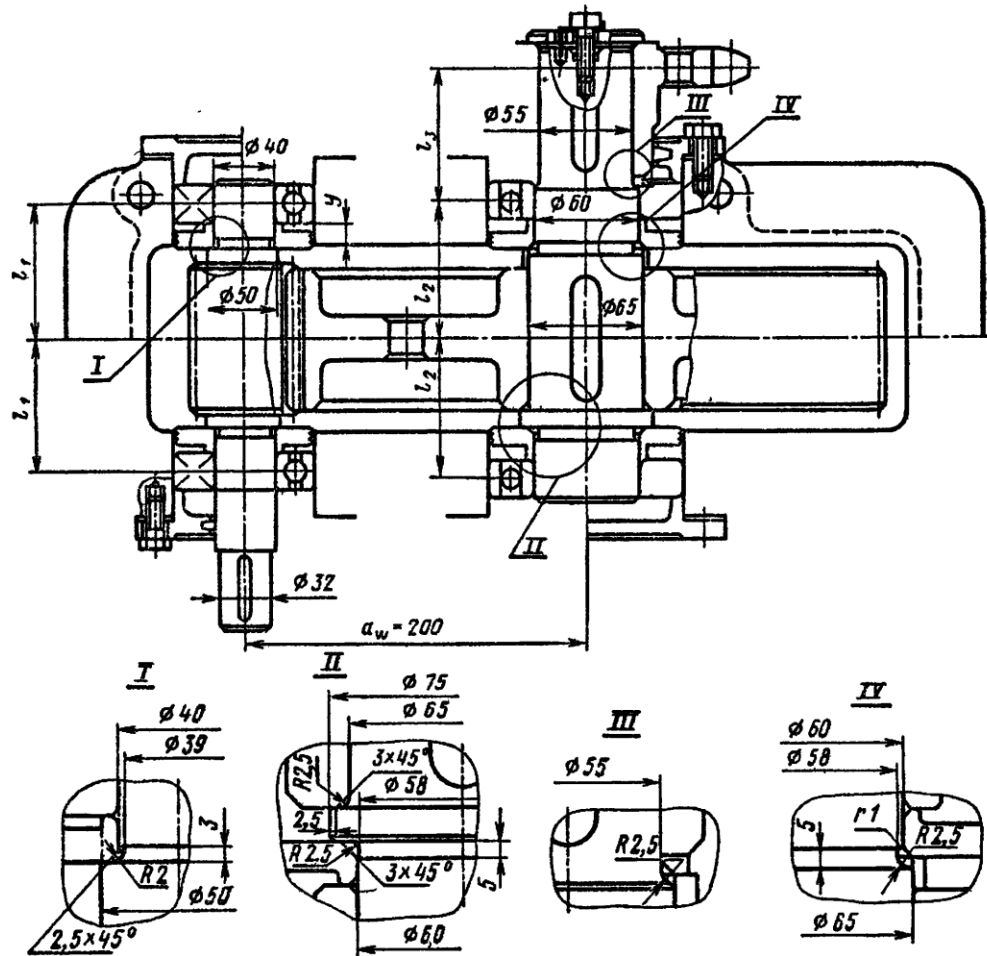


Рис. 12.10. Второй этап компоновки редуктора

и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Примерный порядок выполнения следующий.

Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее (см. п. IV). Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстояние l_1 . Используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй половины нанести габариты);

б) между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчиваем маслосдерживающие кольца (см. рис. 9.39). Их торцы должны выступать внутрь корпуса на 1–2 мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипники ($\varnothing 40$ мм). Фиксация

их в осевом направлении осуществляется заплечиками вала и торцами внутренних колец подшипников;

в) вычерчиваем крышки подшипников (см. рис. 9.31—9.33) с уплотнительными прокладками (толщиной ~ 1 мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем свидетельствует вырыв на плоскости разреза.

Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах, заполненных пластичной смазкой. Уплотнения манжетного типа широко используют как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах (см. § 9.5);

г) переход вала $\varnothing 40$ к присоединительному концу $\varnothing 32$ мм выполняют на расстоянии 10—15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крышки.

Длина присоединительного конца вала $\varnothing 32$ мм определяется длиной ступицы муфты.

Аналогично конструируем узел ведомого вала. Обратим внимание на следующие особенности:

а) для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки — с другой; место перехода вала от $\varnothing 65$ мм к $\varnothing 60$ мм смещаем на 2—3 мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца к торцу втулки (а не к заплечу вала!);

б) отложив от середины редуктора расстояние l_2 , проводим осевые линии и вычерчиваем подшипники *;

в) вычерчиваем мазеудерживающие кольца, крышки подшипников с прокладками и болтами;

г) откладываем расстояние l_3 и вычерчиваем звездочку цепной передачи; ступица звездочки может быть смещена в одну сторону для того, чтобы вал не выступал за пределы редуктора на большую длину.

Переход от $\varnothing 60$ мм к $\varnothing 55$ мм смещаем на 2—3 мм внутрь подшипника с тем, чтобы гарантировать прижатие кольца к внутреннему кольцу подшипника (а не к валу!). Это кольцо — между внутренним кольцом подшипника и ступицей звездочки — не допускает касания ступицы и сепаратора подшипника;

д) от осевого перемещения звездочка фиксируется на валу торцовым креплением. Шайба прижимается к торцу ступицы одним или двумя винтами. *Следует обязательно предусмотреть зазор между торцом вала и шайбой в 2—3 мм для натяга.*

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360—78. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на 5—10 мм меньше длин ступиц.

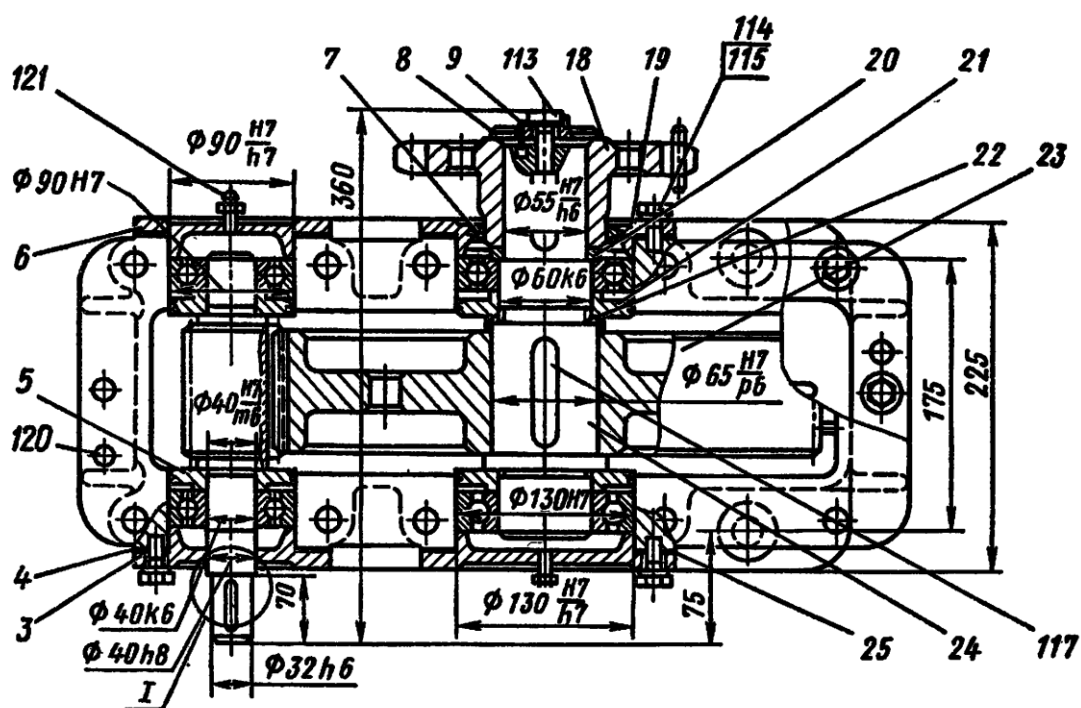
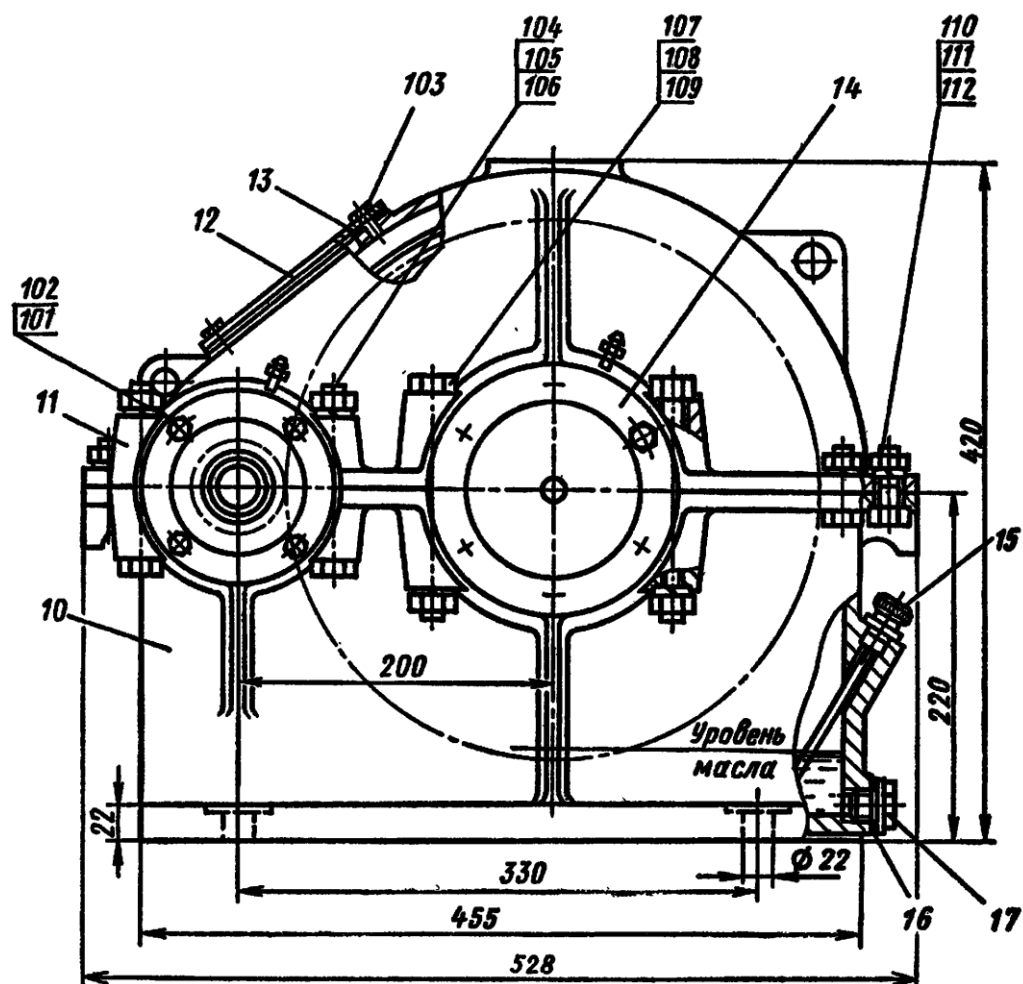


Рис. 12.11. Цилиндрический одноступенчатый зубчатый редуктор

Поз.	Обо- зна- чение	Наименование	Кол.	Примечание
		Документация		
		Пояснительная записка	1	
		Сборочный чертеж	1	
		Детали		
1		Вал-шестерня ведущий	1	Сталь 45
2		Кольцо уплотнительное	1	Войлок
3		Крышка подшипника сквозная	1	СЧ 15
4		Прокладка регулировочная; комплект	2	Сталь 10
5		Кольцо мазеудерживающее	2	Сталь Ст3
6		Крышка подшипника глухая	1	СЧ 15
7		Кольцо уплотнительное	1	Войлок
8		Шайба торцовая	1	Сталь Ст3
9		Планка стопорная	1	Сталь Ст2
10		Корпус редуктора	1	СЧ 15
11		Крышка корпуса	1	СЧ 15
12		Крышка смотрового окна	1	СЧ 15
13		Прокладка	1	Картон техни- ческий
14		Крышка подшипника глухая	1	СЧ 15
15		Маслоуказатель жезловый	1	Сталь Ст3
16		Прокладка	1	Резина масло- стойкая
17		Пробка	1	Сталь Ст3
18		Звездочка ведущая	1	Сталь 40Ж
19		Крышка подшипника сквозная	1	СЧ 15
20		Кольцо распорное	1	Сталь Ст2

IX. Второй этап компоновки редуктора (рис. 12.18)

В развитие первой компоновки здесь вычерчивают валы с насаженными на них деталями; размеры мазеудерживающих колец, установочных гаек и шайб, крышек и уплотнений определяют по таблицам гл. IX; размеры шпонок — по таблицам гл. VIII.

Диаметры участков валов под зубчатые колеса, подшипники и пр. назначают в соответствии с результатами предварительного расчета и с учетом технологических требований на обработку и сборку.

Взаимное расположение подшипников фиксируем распорной втулкой и установочной гайкой $M39 \times 1,5$ с предохранительной шайбой. Толщину стенки втулки назначают $(0,1 \div 0,15) d_n$; принимаем ее равной $0,15 \cdot 40 = 6$ мм.

Сопряжение мазеудерживающего кольца со смежными деталями вынесено на рис. 12.18 (места I и IV). Мазеудерживающие кольца устанавливают так, чтобы они выходили за торец стакана или стенки внутрь корпуса на 1–2 мм.

Подшипники размещаем в стакане, толщина стенки которого $\delta_{ст} = (0,08 \div 0,12) D$, где D — наружный диаметр подшипника; примем $\delta_{ст} = 0,12 \cdot 80 \approx 10$ мм.

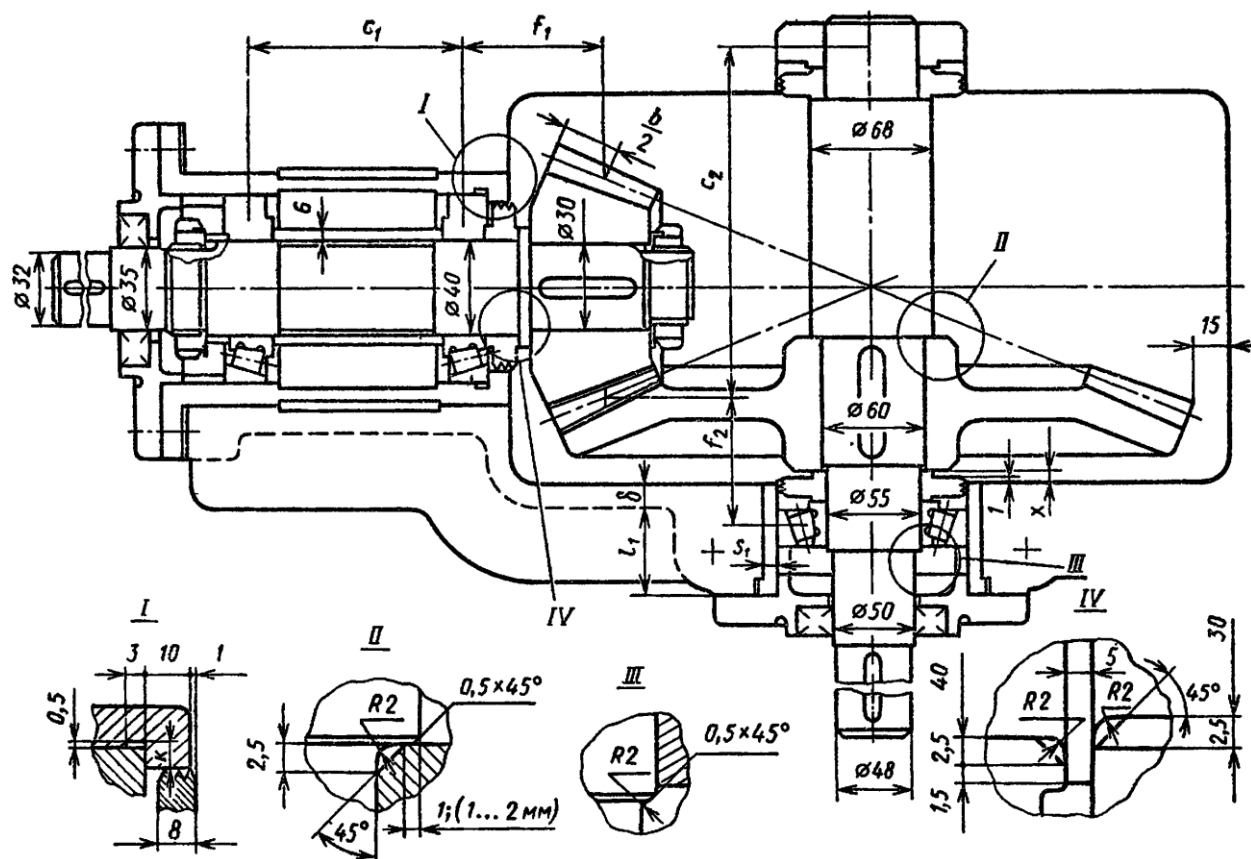


Рис. 12.18. Второй этап компоновки

Для фиксации наружных колец подшипников от осевых перемещений у стакана сделан упор величиной $K = 6$ мм (см. место I).

У второго подшипника наружное кольцо фиксируем торцовым выступом крышки подшипника через распорное кольцо.

Для облегчения посадки на вал подшипника, прилегающего к шестерне, диаметр вала уменьшаем на 0,5–1 мм на длине, несколько меньшей длины распорной втулки.

Очерчиваем всю внутреннюю стенку корпуса, сохраняя величины зазоров, принятых в первом этапе компоновки: $x = 10$ мм, $y_2 = 20$ мм и др.

Используя расстояния f_2 и c_2 , вычерчиваем подшипники (напомним, что радиальные реакции радиально-упорных подшипников считают приложенными к валу в точках, которые сдвинуты от клейменных торцов подшипников на расстояние a ; см. табл. 9.21).

Для фиксации зубчатое колесо упирается с одной стороны в утолщение вала $\varnothing 68$ мм (см. рис. 12.18, место II), а с другой — в мазеудерживающее кольцо; участок вала $\varnothing 60$ мм делаем короче ступицы колеса, чтобы мазеудерживающее кольцо $\varnothing 55$ мм упиралось в торец колеса, а не в буртик вала; переход

вала от $\varnothing 60$ мм к $\varnothing 55$ мм смещен на 2–3 мм внутрь зубчатого колеса.

Наносим толщину стенки корпуса $\delta_k = 10$ мм и определяем размеры основных элементов корпуса (см. гл. X).

Определяем глубину гнезда под подшипник $l_r \approx 1,5T_2 = 1,5 \cdot 23 = 35$ мм ($T_2 = 23$ мм – ширина подшипника 7211, указанная на с. 350).

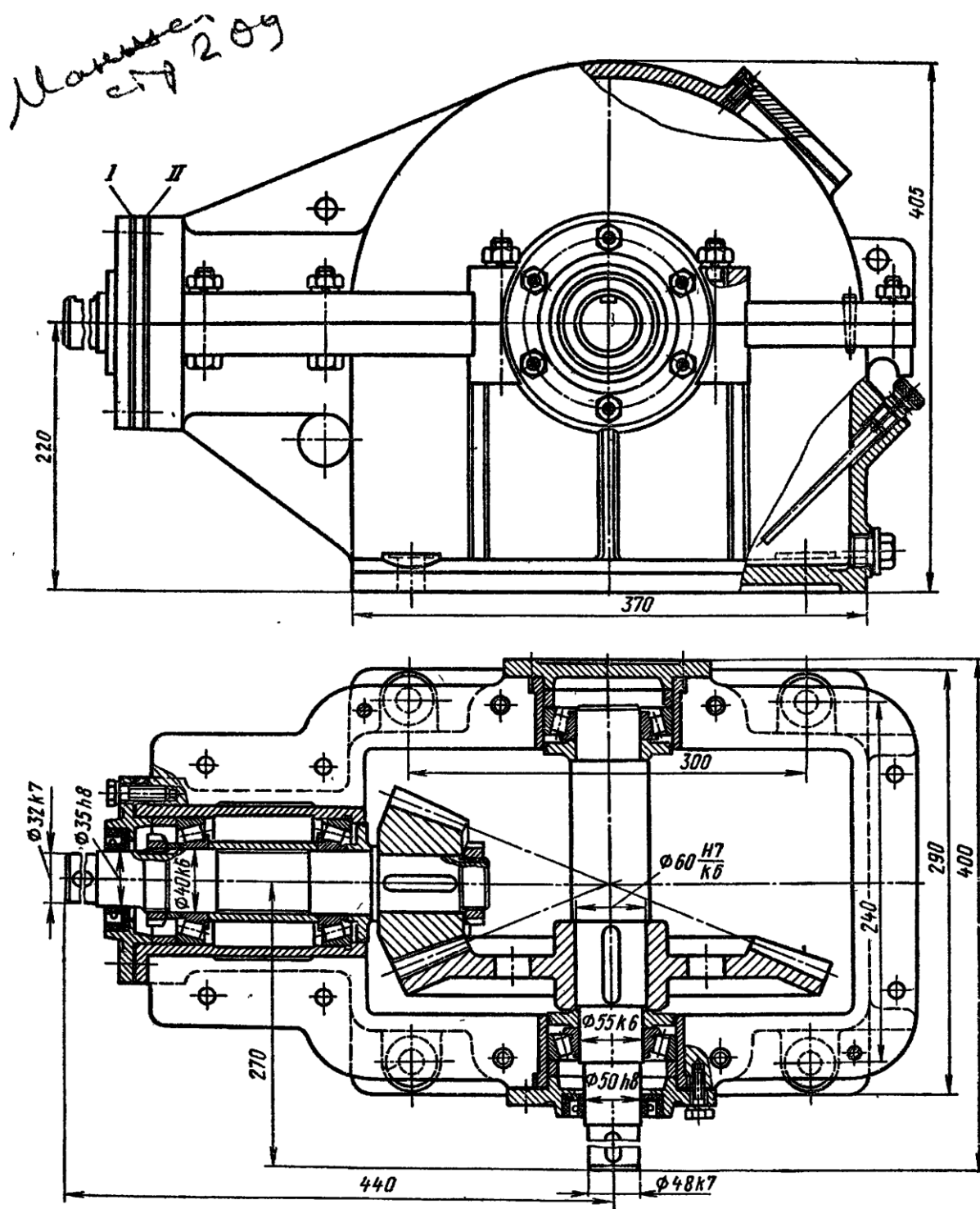


Рис. 12.19. Конический одноступенчатый зубчатый редуктор

VII. Второй этап компоновки редуктора

Используем чертежи первого этапа компоновки (см. рис. 12.23). Второй этап (рис. 12.25) имеет целью конструктивно оформить основные детали — червячный вал, вал червячного колеса, червячное колесо, корпус, подшипниковые узлы и др.

Смазывание зацепления и подшипников — разбрызгиванием жидкого масла, залитого в корпус ниже уровня витков так, чтобы избежать чрезмерного заполнения подшипников маслом, нагнетаемым червяком. На валу червяка устанавливаем крыльчатки; при работе редуктора они будут разбрызгивать масло и забрасывать его на колесо и в подшипники.

Уплотнение валов обеспечивается резиновыми манжетами. В крышке люка размещаем отдушину. В нижней части корпуса вычерчиваем пробку для спуска масла и устанавливаем маслоуказатель с трубкой из оргстекла.

Конструируем стенку корпуса и крышки. Их размеры были определены в п. IV данного примера. Вычерчиваем фланцы и нижний пояс. Конструируем крюки для подъема.

Устанавливаем крышки подшипников глухие (см. рис. 9.31) и сквозные для манжетных уплотнений (см. табл. 9.16). Под крышки устанавливаем металлические прокладки для регулировки.

Конструкцию червячного колеса выполняем по рис. 10.9, насаживая бронзовый венец на чугунный центр с натягом. Посадка $H7/p6$ по ГОСТ 25347—82.

Вычерчиваем призматические шпонки: на выходном конце вала червяка $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 40$ мм, на выходном конце вала червячного колеса $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 80$ мм и под червячным колесом $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 80$ мм (см. табл. 8.9).

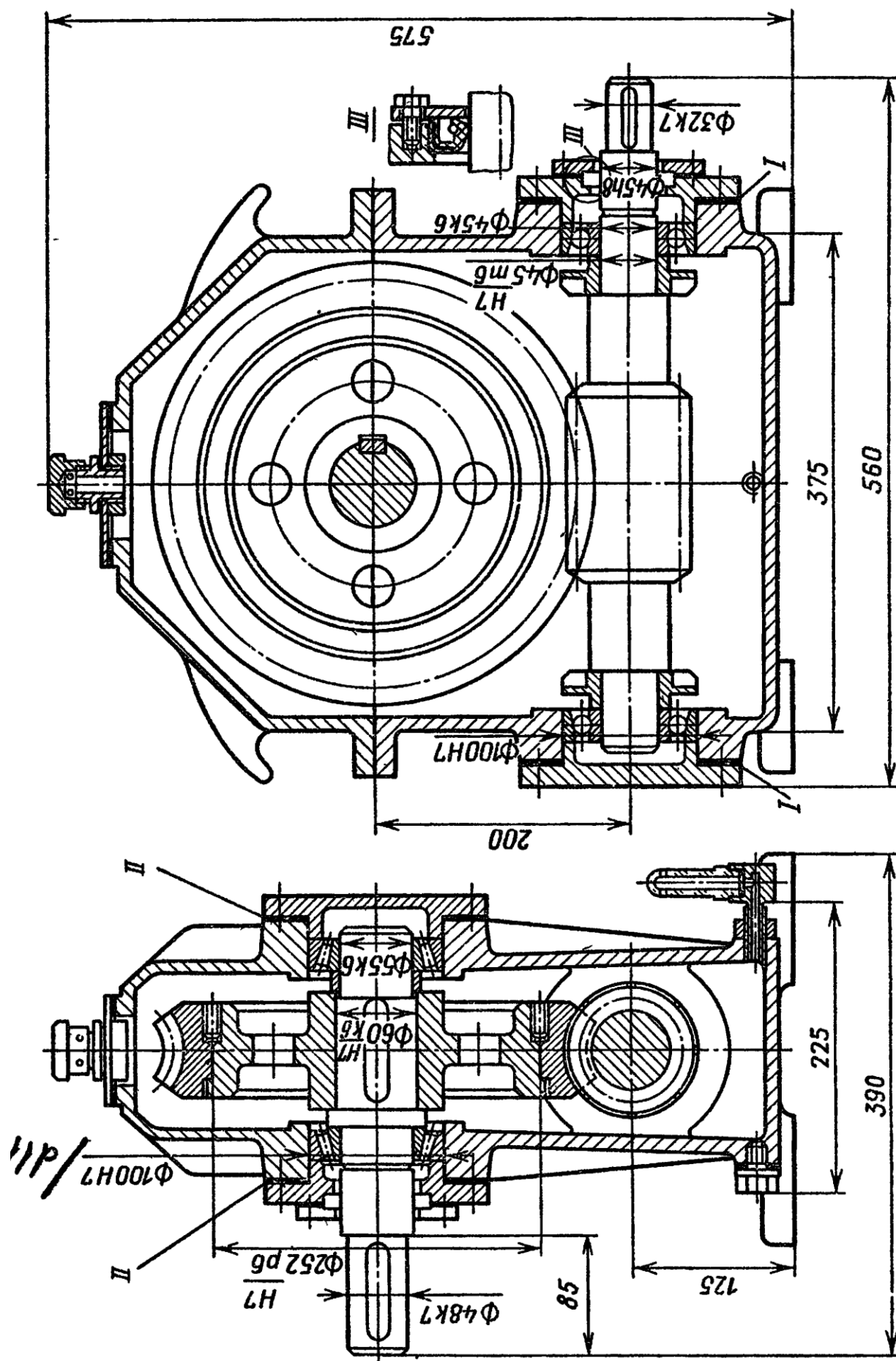


Рис. 12.25. Червячный редуктор с нижним расположением червяка

Литература

Основная литература:

- 1.Тожибоев Р.Н., Жўраев А.Ж. «Машина деталлари» Т.: Ўқитувчи, 2002 й.
- 2.Тожибоев Р.Н., Шукуров М.М. «Машина деталлари курсидан масалалар тўплами» Т.: Ўқитувчи, 1992 й.
3. Тожибоев Р.Н., Шукуров М.М. «Машина деталларини лойихалаш» Т.: ФАН, 1997 й.
4. [Тимофеев С.И.](#) Детали машин: Учебное пособие для вузов. Ростов-на-Дону, [Феникс](#), 2007.- 416 с.
5. Иванов М.Н. «Детали машин» М.: Высшая школа, 1991 г.

Дополнительная литература:

1. Иванов М.Н. Детали машин. Учебное пособие.- М.:Высшая школа, 1991.- 325 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Детали машин: курсовое проектирование» М.: Высшая школа, 1990 г. с.399.
3. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование детали машин». Учебное пособие. -М.: Высшая школа, 1991 г. с.431.
- 4.Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие. - М.: Машиностроение, 1987 г.

**МИНСТЕРСТВА ВЫСШЕГО И СРЕДНО-СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
кафедра
ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИЙ ДИЦИПЛИН



МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОСОБИЯ

ПО ВЫПОЛНЕНИЮ

лабораторных работ по предмету

Детали машин

Наманган - 2021

Методические указания разработаны в соответствии с программой курса «Детали машин» и содержат данные для выполнения лабораторных работ.

Перед выполнением работ студент обязан проработать теоретический материал, входящий в руководство по данной теме. Предусмотренный объем работ позволяет студенту закрепить знания, полученные при слушании курса лекций по курсу «Детали машин», а также приобрести некоторые навыки по расчету некоторых элементов технологической обработки детали.

Составил:

т.ф.н., доц. С. Бахритдинов (НамИТИ)

Рецензент:

т.ф.н., доц. А. Мурадов (НамИТИ)

Лабораторная работа 1

Составление кинематических схема привода и определение его составных частей

Цель работы: Ознакомление конструкции и основные кинематических параметров привода.


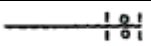









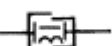




ГОСТ 2.770-68 (СТ СЭВ 2519-80)







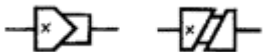
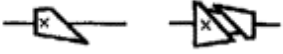






ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ В СХЕМАХ.
ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ


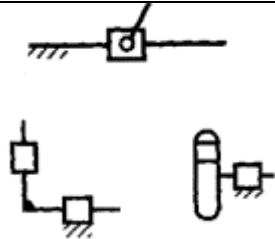
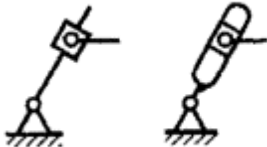
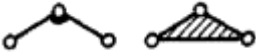

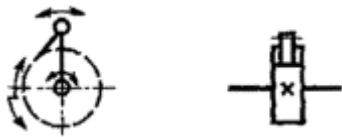


Таблица 1

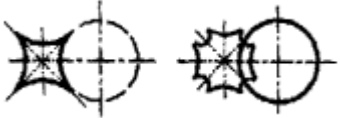
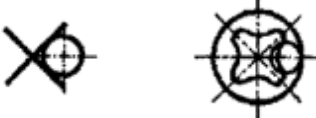
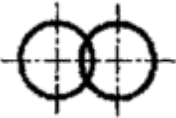
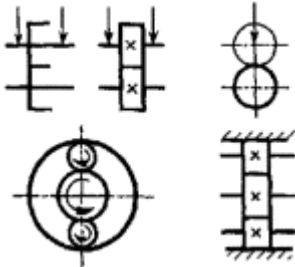
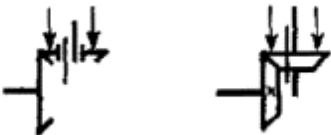
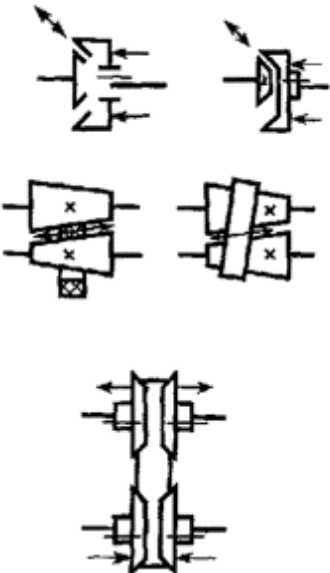

Наименование	Обозначение
1. Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.	
2. Неподвижное звено (стойка). Для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой, например,	
3, 4. (Исключены, Изм. № 1)	
5. Соединение частей звена	
а) неподвижное	
б) неподвижное, допускающее регулировку	
в) неподвижное соединение детали с валом, стержнем	
г), д) (Исключены, Изм. № 1)	
6. Кинематическая пара	
а) вращательная	
б) вращательная многократная, например, двукратная	
в) поступательная	
г) винтовая	
д) цилиндрическая	

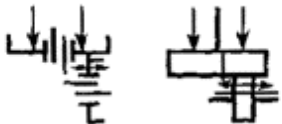

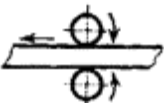

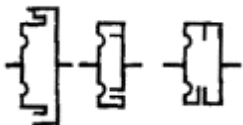


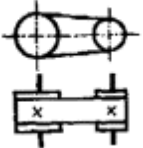

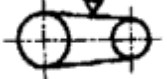
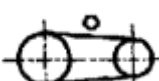
Наименование	Обозначение
е) сферическая с пальцем	
ж) карданный шарнир	
з) сферическая (шаровая)	
и) плоскостная	
к) трубчатая (шар-цилиндр)	
л) точечная (шар-плоскость)	
7. Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа):	
а) радиальные	
б) (Исключен, Изм. № 1)	
в) упорные	
8. Подшипники скольжения:	
а) радиальные	
б) (Исключен, Изм. № 1)	
в) радиально-упорные: односторонние	
двусторонние	
г) упорные:	
односторонние	
двусторонние	
9. Подшипники качения:	
а) радиальные	
б), в), г) (Исключены, Изм. № 1)	
д) радиально-упорные:	
односторонние	
двусторонние	
е) (Исключен, Изм. № 1)	

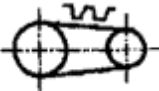
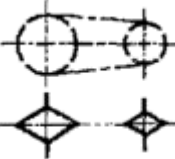

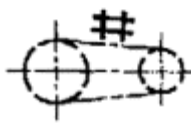
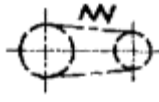
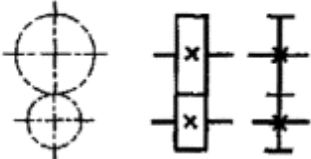
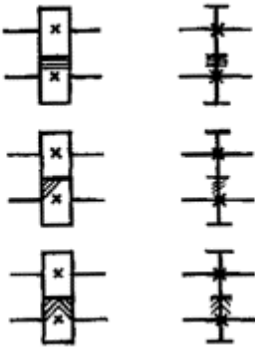
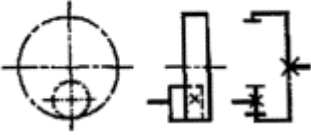
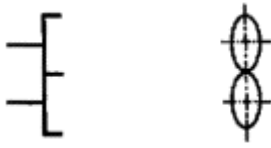
Наименование	Обозначение
ж) упорные:	
односторонние	
двусторонние	
з) (Исключен, Изм. № 1)	
10. Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
11. Муфта нерасцепляемая (неуправляемая)	
а) глухая	
б) (Исключен, Изм. № 1)	
в) упругая	
г) компенсирующая	
д), е), ж), з) (Исключены, Изм. № 1)	
12. Муфта сцепляемая (управляемая)	
а) общее обозначение	
б) односторонняя	
в) двусторонняя	
13. Муфта сцепляемая механическая	
а) синхронная, например, зубчатая	
б) асинхронная, например, фрикционная	
в) - о) (Исключены, Изм. № 1)	
13а. Муфта сцепляемая электрическая	
13б. Муфта сцепляемая гидравлическая или пневматическая	
14. Муфта автоматическая (самодействующая)	
а) общее обозначение	
б) обгонная (свободного хода)	
в) центробежная фрикционная	

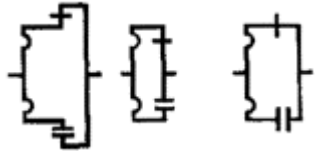
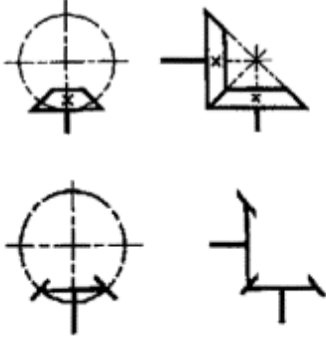

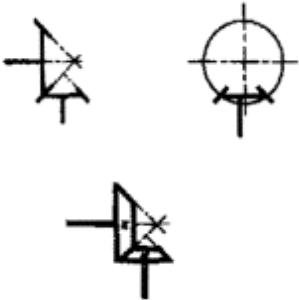
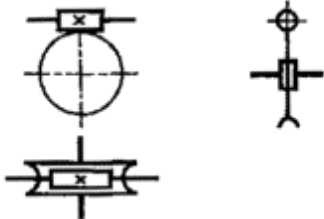
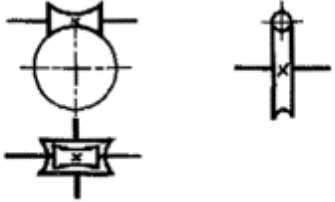
Наименование	Обозначение
г) предохранительная	
с разрушаемым элементом	
с не разрушаемым элементом	
15. Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа	
16. Кулачки плоские:	
а) продольного перемещения	
б) вращающиеся	
в) вращающиеся пазовые	
17. Кулачки барабанные:	
а) цилиндрические	
б) конические	
в) криволинейные	
18. Толкатель (ведомое звено)	
а) заостренный	
б) дуговой	
в) роликовый	
г) плоский	
19. Звено рычажных механизмов двухэлементное	
а) кривошип, коромысло, шатун	


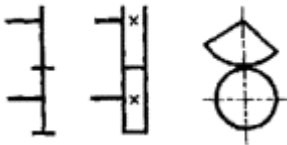



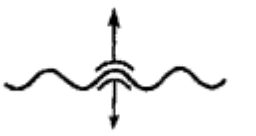

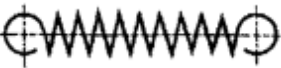
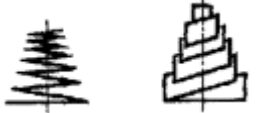
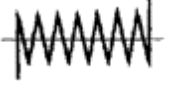
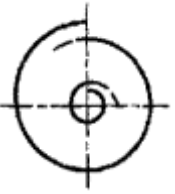
Наименование	Обозначение
б) эксцентрик	
в) ползун	
г) кулиса	
20. Звено рычажных механизмов трехэлементное	
Примечания:	
1. Штриховку допускается не наносить.	
2. Обозначение многоэлементного звена аналогично двух- и трехэлементному	
21, 22, 23 (Исключены, Изм. № 1)	
24. Храповые зубчатые механизмы:	
а) с наружным зацеплением односторонние	
б) с наружным зацеплением двусторонние	
в) с внутренним зацеплением односторонние	
г) с реечным зацеплением	
25. Мальтийские механизмы с радиальным расположением пазов у мальтийского креста:	




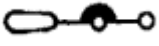
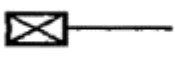
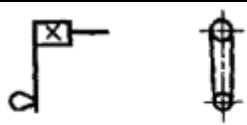
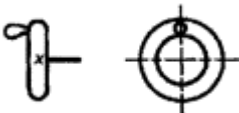


Наименование	Обозначение
а) с наружным зацеплением	
б) с внутренним зацеплением	
в) общее обозначение	
26. Передачи фрикционные:	
а) с цилиндрическими роликами	
б) с коническими роликами	
в) с коническими роликами регулируемые	
г) с криволинейными образующими рабочих тел и наклоняющимися роликами регулируемые	

Наименование	Обозначение
д) торцовые (лобовые) регулируемые	
е) со сферическими и коническими (цилиндрическими) роликами регулируемые	
ж) с цилиндрическими роликами, преобразующие вращательное движение в поступательное	
з) с гиперболоидными роликами, преобразующими вращательное движение в винтовое	
и) с гибкими роликами (волновые)	
27. Маховик на валу	
28. Шкив ступенчатый, закрепленный на валу	
29. Передача ремнем без уточнения типа ремня	
30. Передача плоским ремнем	
31. Передача клиновидным ремнем	
32. Передача круглым ремнем	

Наименование	Обозначение
33. Передача зубчатым ремнем	
34. Передача цепью:	
а) общее обозначение без уточнения типа цепи	
б) круглозвенной	
в) пластинчатой	
г) зубчатой	
35. Передачи зубчатые (цилиндрические):	
а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями	
в) внутреннее зацепление	
г) с некруглыми колесами	

Наименование	Обозначение
35а. Передатки зубчатые с гибкими колесами (волновые)	
36. Передатки зубчатые с пересекающимися валами и конические:	
а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями	
37. Передатки зубчатые со скрещающимися валами:	
а) гипоидные	
б) червячные с цилиндрическим червяком	
в) червячные глобоидные	
38. Передатки зубчатые реечные:	

Наименование	Обозначение
а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б), в), г) (Исключены, Изм. № 1)	
38а. Передача зубчатым сектором без уточнения типа зубьев	
39. Винт, передающий движение	
40. Гайка на винте, передающем движение:	
а) неразъемная	
б) неразъемная с шариками	
в) разъемная	
41. Пружины:	
а) цилиндрические сжатия	
б) цилиндрические растяжения	
в) конические сжатия	
г) цилиндрические, работающие на кручение	
д) спиральные	
е) листовые:	

Наименование	Обозначение
Одинарная	
Рессора	
ж) тарельчатые	
42. Рычаг переключения	
43. Конец вала под съемную рукоятку	
44. (Исключен, Изм. № 1)	
45. Рукоятка	
46. Маховичок	
47. Передвижные упоры	
48. (Исключен, Изм. № 1)	
49. Гибкий вал для передачи вращающего момента	

2. Кинематическая схема привода.

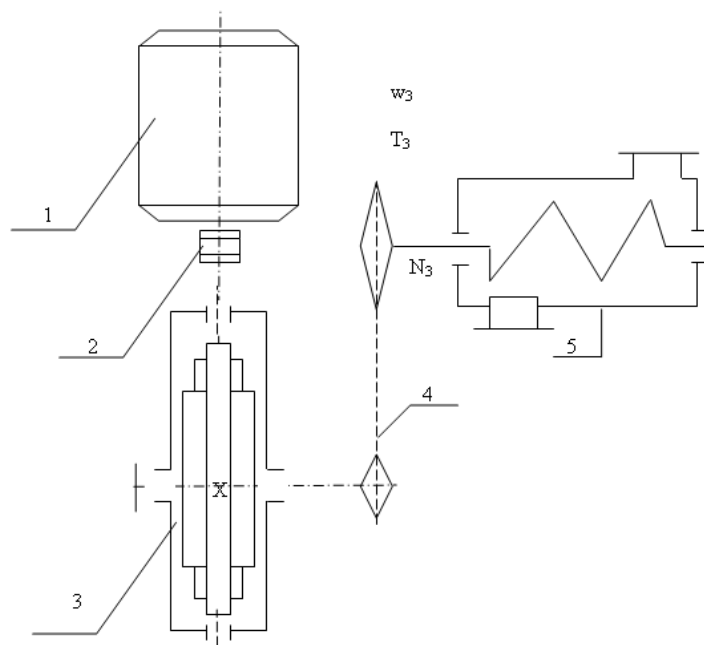


Рис. 1.1. Наименование элементов привода.
1-электродвигатель; 2-муфта; 3-червячные редуктор;
4-цепная передачи; 5-винтовое конвейер.

Порядок выполнения работы:

1.Ознокомления принцип работы привода данные устройств.

2.Определения параметр двигателя:

а) тип электродвигателя:

б) мощность электродвигателя, кВт:

в) частота вращения электродвигателя:

3. Передаточное число редуктора U_{rel}

а) передаточное число цепное передачи $U_{цеп} =$

Параметры привода

№ вала привода	Мощность N , кВт	Передаточное число U	Частота вращения электродвигателя n , об/мин	Угловая скорость ω , рад/с	КПД η	Вращающие момент T . Нм

Лабораторная работа 2

Изучение конструкции цилиндрических и конических редукторов

Часть 1. Изучение конструкции цилиндрических редукторов

Цель работы: Ознакомление принцип работы цилиндрического редуктора и определение её основных параметров

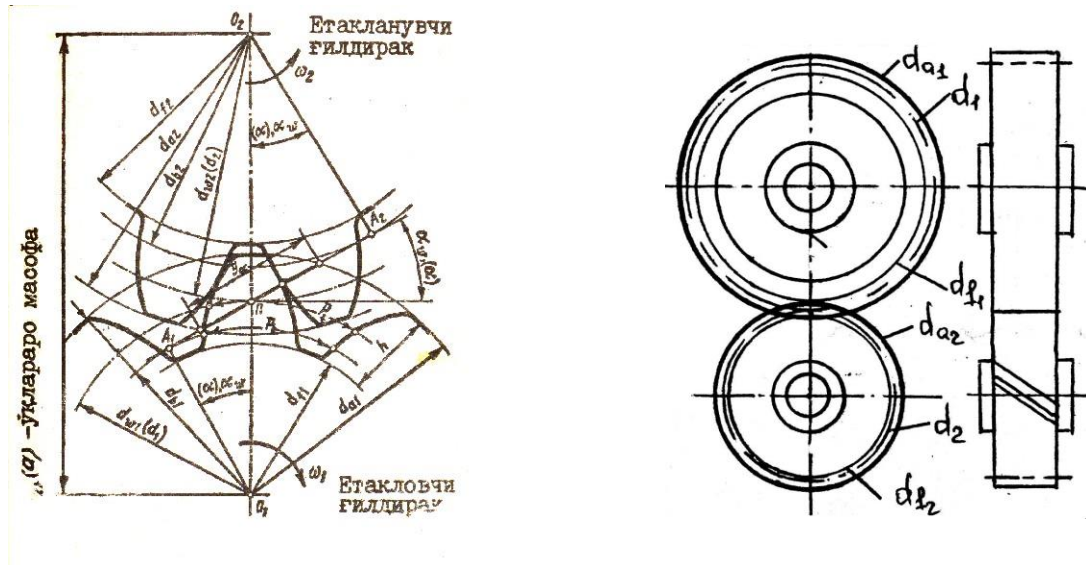


Рис. 2.1. Основные параметры цилиндрического редуктора

Табл. 2 - Основные параметры цилиндрического редуктора

№	Параметры цилиндрического редуктора		Первая ступень (ведущая)		Вторая ступень (ведомая)	
			шестерня	колесо	шестерня	колесо
1.	Вид передачи					
2.	Направления зуба (левый, правый)					
3.	Угол наклона зубов, градус	β				
4.	Ширина колес, mm.	b				
5.	Число зубьев	Z				
6.	Диаметр вершин зубьев, mm	d_e				
7.	Межосевая расстояние, mm	a				
8.	Передаточного число редуктора	u				

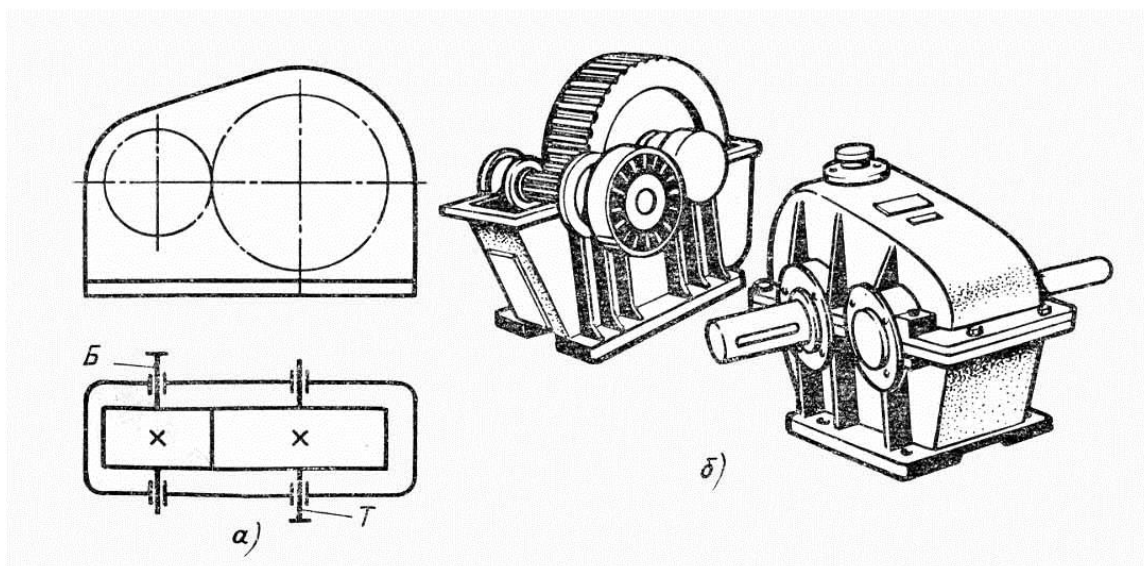


Рис. 2.2. Одноступенчатый цилиндрический редуктор

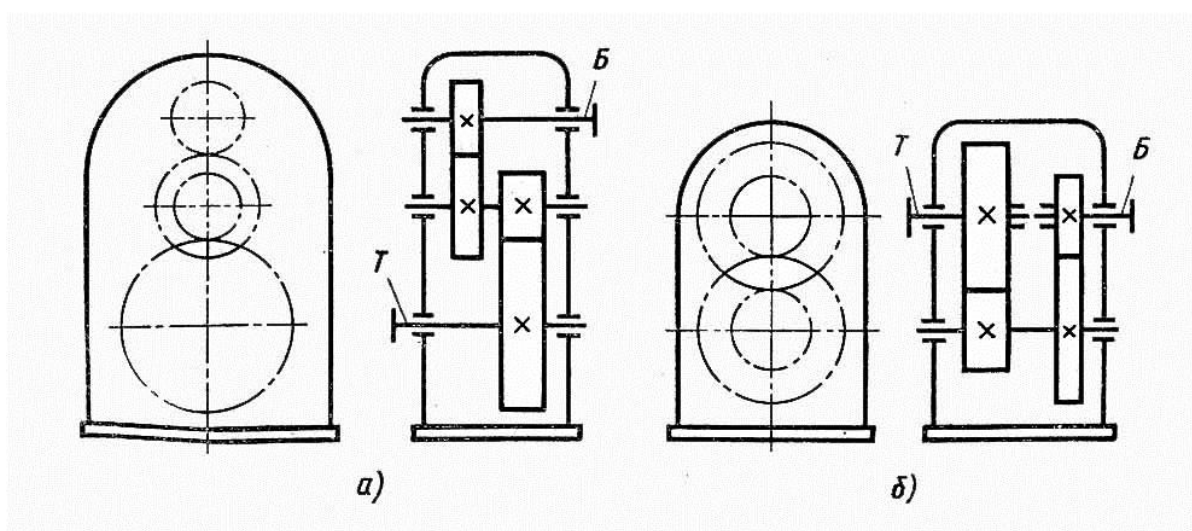


Рис. 2.3. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

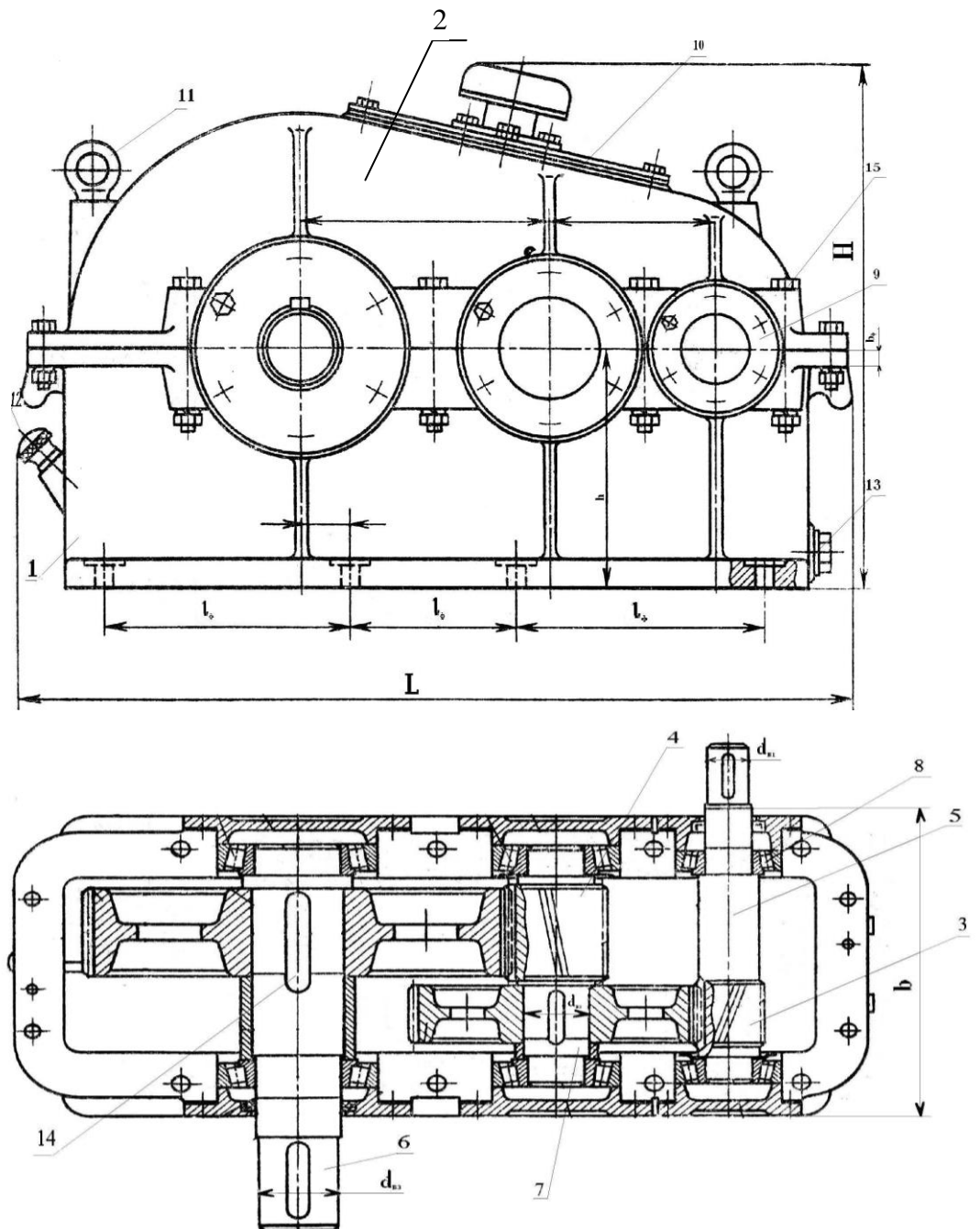


Рис. 2.4. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

1-Основы редуктора; 2-крышка редуктора; 3-шестерня; 4-зубчатый колесо;
 5-ведущий вал; 6- ведомый вал; 7- промежуточный вал; 8-оппрой вал (подшипник);
 9- крышка подшипника; 10-зрителный зеркала; 11-ушки; 12-шуп; 13-штутцер; 14-шпонка;
 15-болт.

Часть 2. Изучение конструкции конических редукторов

Цель работы: Ознакомление принцип работы конического редуктора и определение её основных параметров

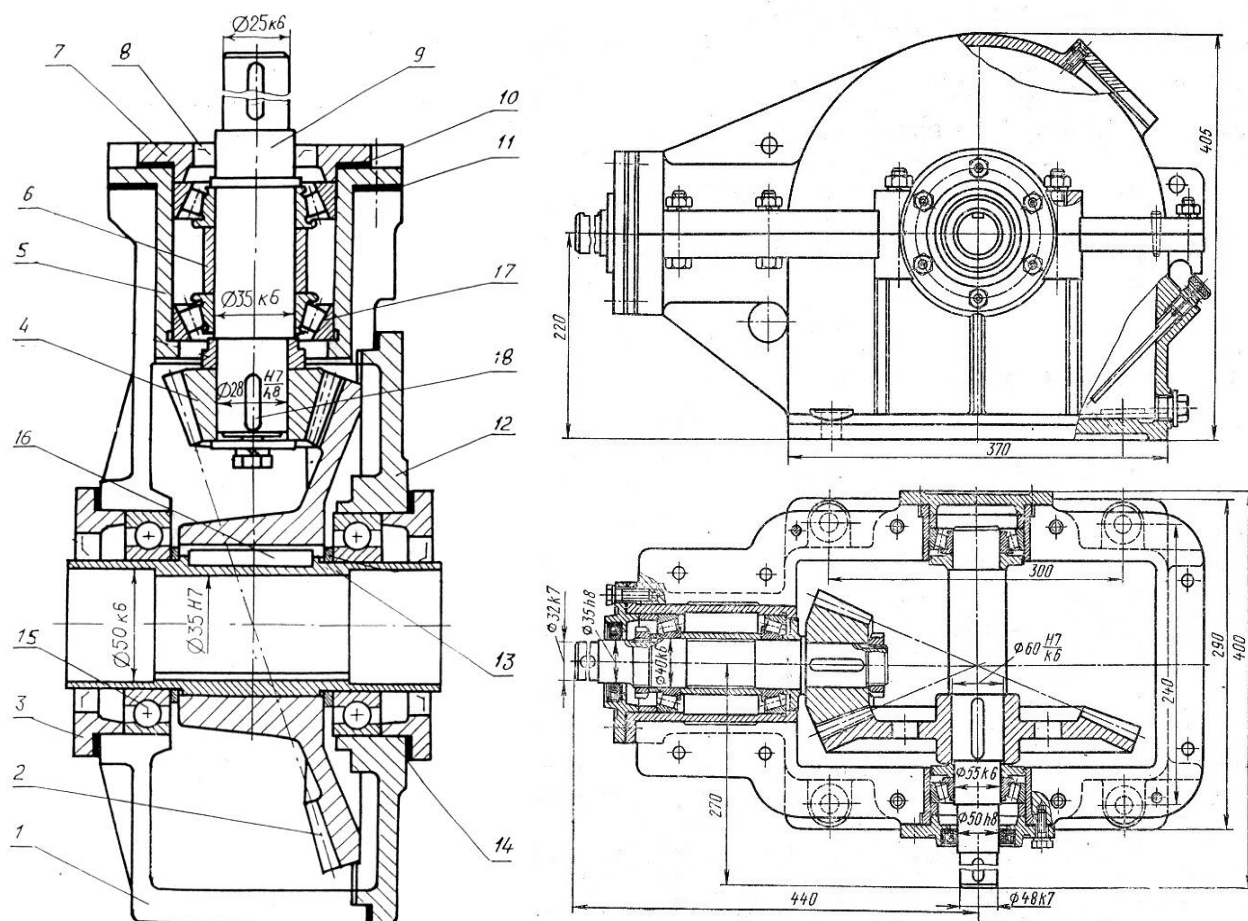


Рис.2.5. Сборочные чертеж конического редуктора

Табл. 3 - Основные параметры цилиндрического редуктора

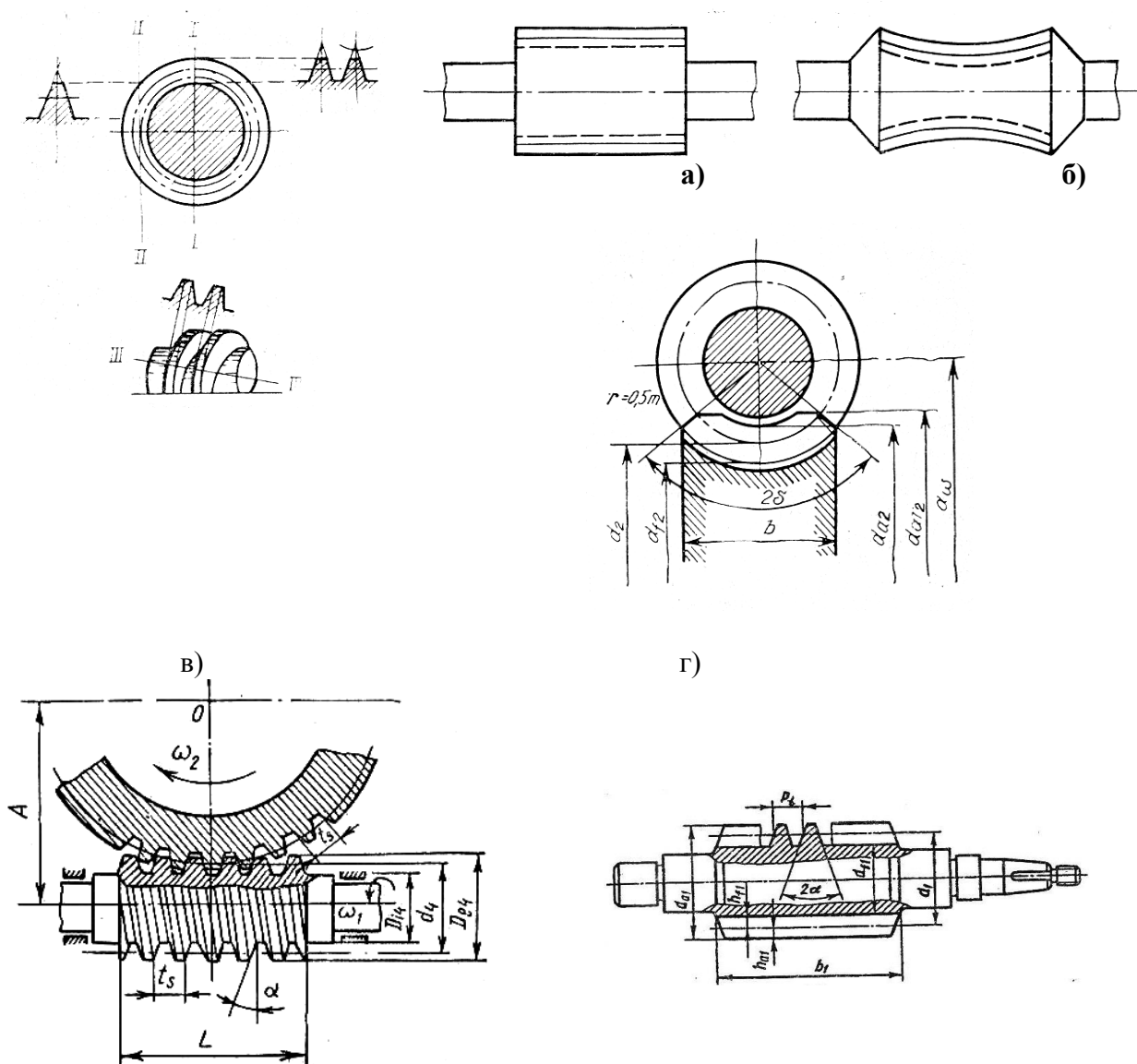
№	Параметры конического редуктора	Условные обозначения	Методы определения	Значение параметра
1	Число зубьев шестерни	Z_1	Подсчитыванием	
	Число зубьев колеса	Z_2	Подсчитыванием	
2	Передаточного число редуктора	U	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
3	Внешняя высота зубьев, мм	h_e	Померив	
4	Угол делительных конуса, град	φ	$\varphi_1 = \arg \operatorname{tg} \left(\frac{z_1}{z_2} \right);$ $\varphi_2 = 90^\circ - \varphi_1$	
5	Внешний диаметр, мм	d_{e1} d_{e2}	Померив	
6	Внешний конусный расстояние, мм	R_e	$R_e = \frac{mt_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
7	Ширина зубьев, мм	b	Померив	

Контрольные вопросы

1. Какие передачи называется редуктором?
2. Преимущество и недостаток редукторов?
3. Из каких частей состоит редуктор?
4. Какие параметры являются основным?
5. Какие характеристики являются основным?
6. Как определяется передаточное число?
7. Составит методы сборки редуктора ?
8. Как выбираются подшипников?

Лабораторная работа 3 Изучение конструкции червячных редукторов

Цель работы: Ознакомление принцип работы червячного редуктора и определение её основных параметров



д)

3.1-рис. Червячный вал, червячный колесо и их основные параметры

4-таблица

№	Параметры конического редуктора	Условные обозначения	Методы определения	Значение параметра
1	Число заходност червячного вала	Z_1	Подсчитав	
2	Передаточного число редуктора	U	Подсчитав $d_1 = q \cdot m$	
3	Внешний диаметр червяка, мм	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$	
4	Длина винтового участок червяка, мм	b_1	Померив	
5	Число зубьев червячного колесо	Z_2	Подсчитав	
6	Внешний диаметра червячного колесо, мм	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m$	
7	Ширина червячного колесо, мм,	b_2	Померив	
8	Межосевое расстояние, мм	a_W	Померив	
9				

Контрольные вопросы

9. Какие передачи называется редуктором?
10. Преимущество и недостаток редукторов?
11. Из каких частей состоит редуктор?
12. Какие параметры являются основным?
13. Какие характеристики являются основным?
14. Как определяется передаточное число?
15. Составит методы сборки редуктора ?
16. Как выбираются подшипников?

Изучение структуры и конструкции подшипников

Цель работы: Ознакомление принцип работы червячного редуктора и определение её основных параметров

Условные обозначения подшипников качения содержат **информацию** о внутреннем диаметре подшипника, его серии, конструктивных особенностях и классе точности.

Первые две цифры номера подшипника справа указывает диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника; для диаметров $d=20÷495$ мм диаметр отверстия определяют умножением этих цифр на 5. Это правило не распространяется на подшипники с $d < 20$ мм; для две последние цифры справа соответствуют: 00 - $d=10$; 01 - $d=12$ мм; 02 - $d=15$ мм; 03 - $d=17$ мм.

Третья и седьмая цифры указывают серию подшипников (кроме малых диаметров, до 9 мм) и характеристику его по ширине (например: 1-особолегкая, 2-легкая, 3-средняя, 4-тяжелая); тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой справа (например: 0-радиальный шариковый, 1- радиальный шариковый сферический, 2-радиальный с короткими роликами).

Конструктивные особенности подшипника указывают условном обозначении пятой цифрой или двумя цифрами (пятой и шестой) (подшипник с канавкой на наружной кольце, с защитными шайбами, с упорным бортом на наружной кольце и т.п.).

Класс точности подшипника (ГОСТ 520-71) указывают одной цифрой перед условным обозначением подшипника нормальный класс обозначается цифрой 0, повышенный - 6, высокий - 5, прецизионный - 4, сверхпрецизионный - 2. Некоторые подшипники изготавливают по специальным техническим требованиям: чтобы их можно было отличать от стандартных к условному обозначению подшипника добавляют справа дополнительные знаки в виде цифр и букв русского алфавита.

Виды подшипников качения

:

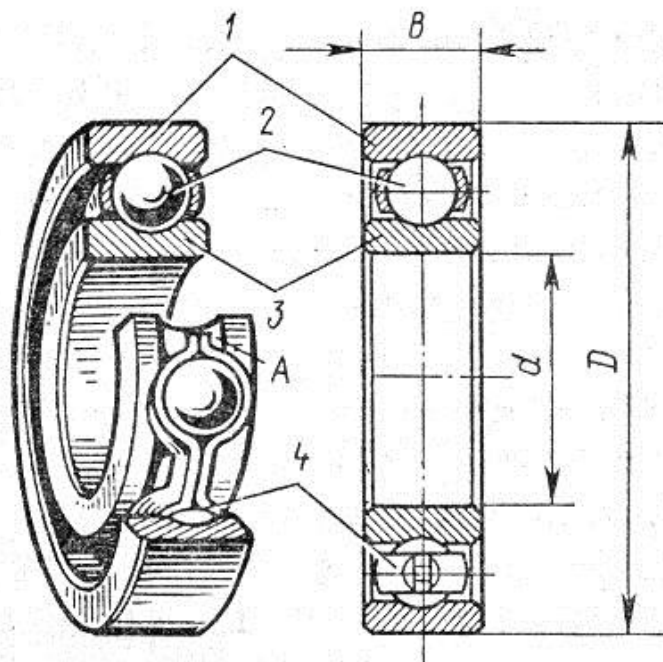


Рис. 4.1. Подшипников качения

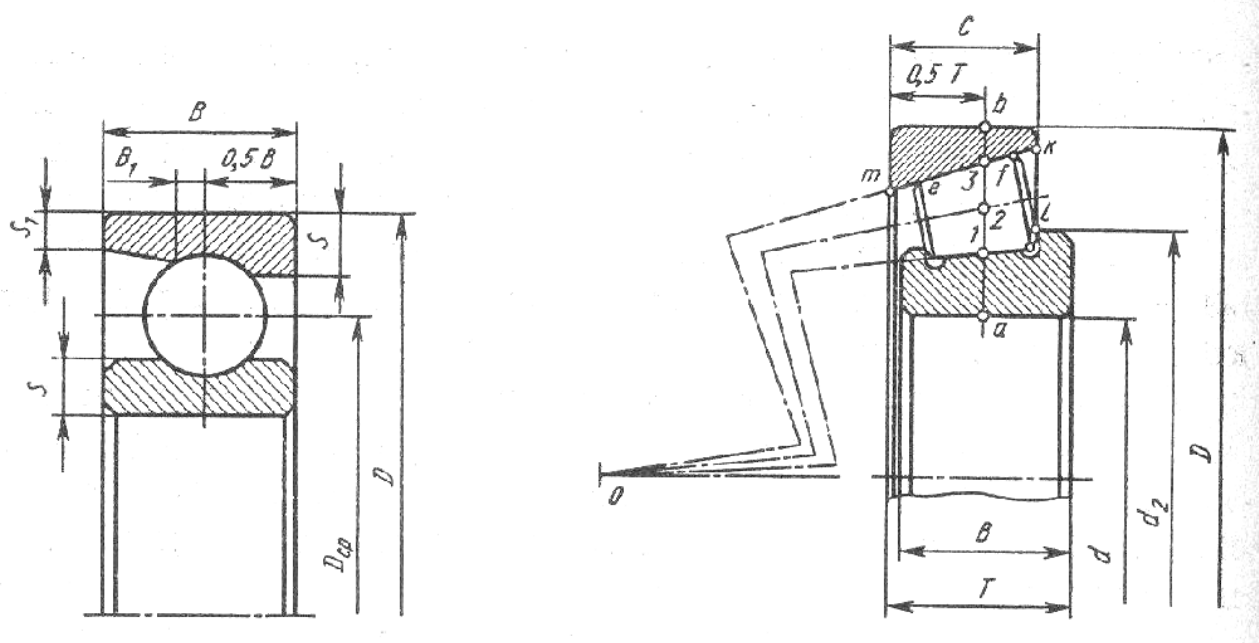
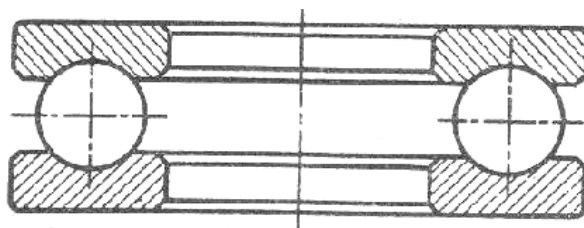
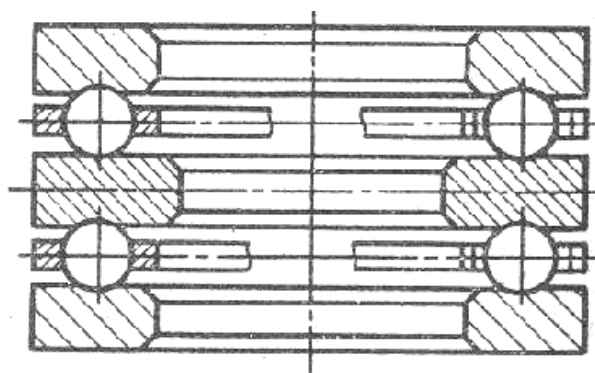


Рис. 4.2.

- А) Одно рядные шариковые радиальные подшипники.
- В) Двух рядные сферические шариковые радиальные подшипники.
- У) Упорные шариковые радиальные подшипники.

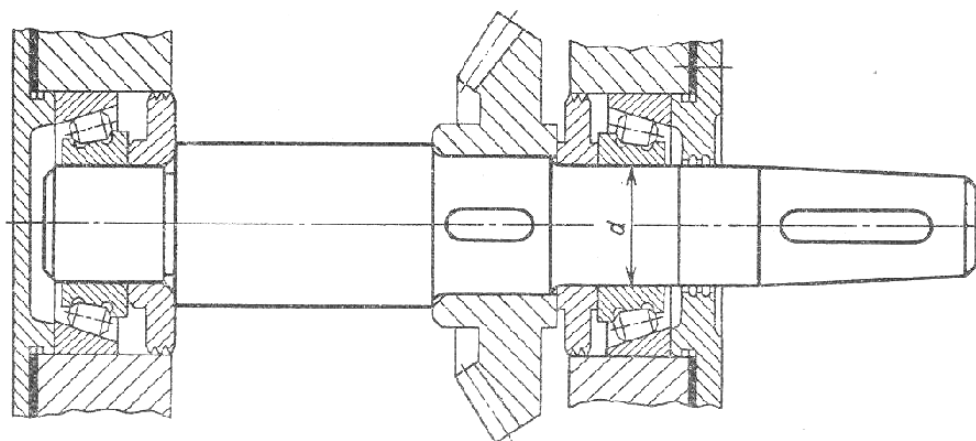


Подшипник шариковый
упорный



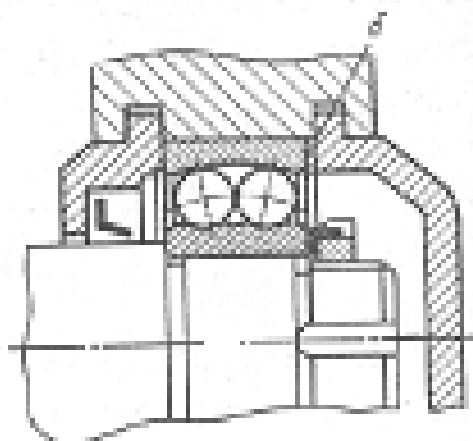
Подшипник шариковый
упорный (двухрядный)

Рис. 4.3.



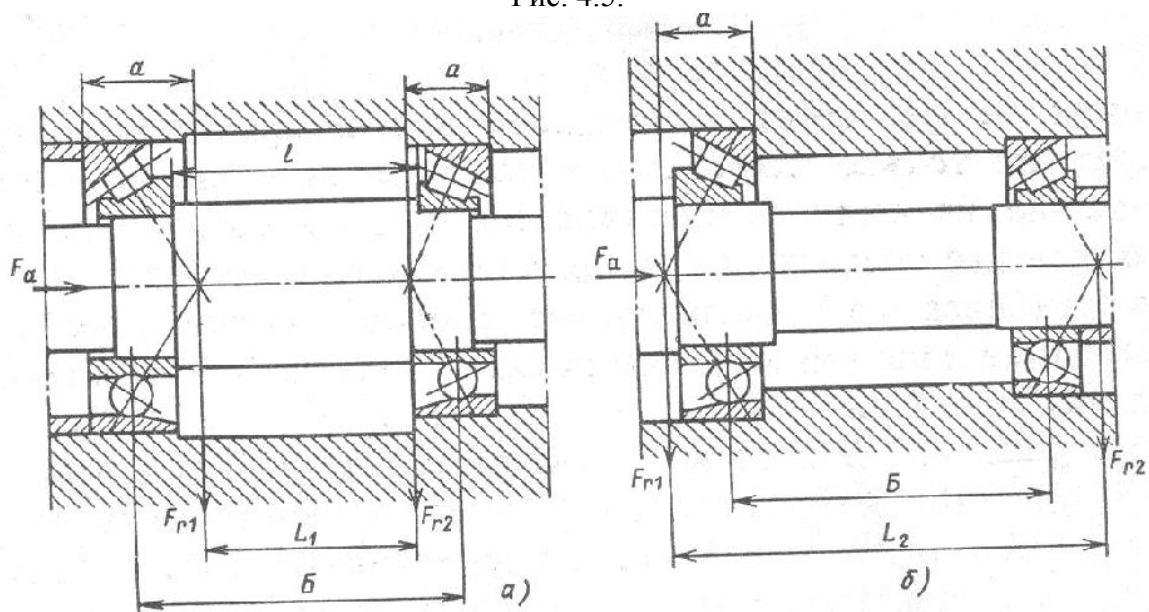
Вал конического редуктора установлен на конических роликоподшипниках, поставленных враспор

Рис. 4.4.



Крепление подшипника между двумя крышками

Рис. 4.5.



Установка двух радиально-упорных подшипников, поставленных:
а — враспор; б — враспор

Рис. 4.6.

№	Маркировка подшипника	Название подшипника	Определение внутреннего диаметра подшипника
1	446211		
2	214		
3	32114		
4	7520		
5	336214		
6	446313		
7	305		
8	32208		
9	7306		
10	366412		

Литература
Основная литература:

- 1.Тожибоев Р.Н., Жўраев А.Ж. «Машина деталлари» Т.: Ўқитувчи, 2002 й.
- 2.Тожибоев Р.Н., Шукуров М.М. «Машина деталлари курсидан масалалар тўплами» Т.: Ўқитувчи, 1992 й.
3. Тожибоев Р.Н., Шукуров М.М. «Машина деталларини лойихалаш» Т.: ФАН, 1997 й.
4. [Тимофеев С.И.](#) Детали машин: Учебное пособие для вузов. Ростов-на-Дону, [Феникс](#), 2007.- 416 с.
5. Иванов М.Н. «Детали машин» М.: Высшая школа, 1991 г.

Дополнительная литература:

1. Иванов М.Н. Детали машин. Учебное пособие.- М.:Высшая школа, 1991.- 325 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Детали машин: курсовое проектирование» М.: Высшая школа, 1990 г. с.399.
3. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование детали машин». Учебное пособие. -М.: Высшая школа, 1991 г. с.431.
- 4.Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие. - М.: Машиностроение, 1987 г.