

Министерство сельского хозяйства
Российской Федерации

Технологический институт-филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

С.Н. Петряков
Н.С. Киреева
А.А. Хохлов
И.Р. Салахутдинов

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

краткий курс лекций



Димитровград - 2019

УДК 629
ББК 39.3
П - 31

Петряков, С.Н. Детали машин и основы конструирования: краткий курс лекций / С.Н. Петряков, Н.С. Киреева, А.А. Хохлов, И.Р. Салахутдинов,, - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2019.- 123 с.

Рецензенты: Глущенко Андрей Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

Ротанов Евгений Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Естественнонаучные и технические дисциплины», ПКИУПТ (филиал) ФГБОУ ВО «МГУТУ ИМ. К.Г.РАЗУМОВСКОГО (ПКУ)»

Детали машин и основы конструирования: краткий курс лекций предназначен для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Утверждено
на заседании кафедры «Эксплуатация
транспортно-технологических машин и комплексов»
Технологического института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ,
протокол № 1 от 4 сентября 2019г.

Рекомендовано
к изданию методическим советом Технологического
института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ
Протокол № 1 от 5 сентября 2019г.

© Петряков С.Н., Киреева Н.С., Хохлов А.А., Салахутдинов И.Р., 2019
© Технологический институт – филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ, 2019

СОДЕРЖАНИЕ

Лекция 1 Вводная	4
Лекция 2 зубчатые передачи	8
Лекция 3 Конические зубчатые передачи	19
Лекция 4 Червячные передачи	26
Лекция 5 Ремённые передачи	35
Лекция 6 Цепные передачи	46
Лекция 7 Валы и оси	52
Лекция 8 Подшипники качения	61
Лекция 9 Подшипники скольжения	66
Лекция 10 Муфты	71
Лекция 11 Резьбовые соединения	80
Лекция 12 Сварные соединения	99
Лекция 13 Заклёпочные соединения	108
Лекция 14 Шпоночные, шлицевые и безшпоночные соединения	115

ЛЕКЦИЯ 1. ВВОДНАЯ

1. Цель изучения и структура курса

На инженерных факультетах сельскохозяйственных вузов изучением дисциплины «**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**» заканчивается общетехническая подготовка студентов, и создаются предпосылки для изучения специальных курсов, формирующих специалистов как таковых.

Первая часть дисциплины – собственно курс «**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**». Изучается он в первом семестре. Цель его изучения состоит в том, чтобы:

- Получить необходимую информацию о конструктивных особенностях, достоинствах и недостатках, области применения деталей машин **общего назначения**, то есть таких деталей, которые встречаются в абсолютном большинстве машин.

- Научиться, учитывая заданные условия работы машины, применять такие методы, правила, приемы и нормы проектирования отдельных деталей, которые обеспечивали бы выбор наиболее рациональных материалов, форм, размеров, степени точности, качества поверхности, то есть, обеспечивали бы создание деталей работоспособных, технологичных, экономичных и долговечных.

Для достижения этой цели необходимо **знать**, как возникают действующие на детали нагрузки, каковы величина, направление и характер этих нагрузок; **уметь** правильно выбрать материал, рассчитать деталь на прочность, жесткость и устойчивость; **разработать** технологию изготовления и сборки деталей, выполнить рабочие чертежи на их изготовление.

Поэтому глубокое усвоение курса «**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**» возможно только после изучения дисциплин «Начертательная геометрия и черчение», «Теоретическая механика», «Технология конструкционных материалов и материаловедение», «Сопротивление материалов», «Теория механизмов и машин».

Необходимо также учитывать органическую связь деталей машин друг с другом, влияние одних деталей на конструктивные особенности и прочность других и, что особенно важно для усвоения курса в целом, возможность использования ранее полученной информации для изучения последующих тем.

В связи с этим изложение материала курса «**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**» целесообразно осуществлять в следующей последовательности:

- **Детали передач** – зубчатых, червячных, фрикционных, ременных, цепных.

- **Детали, обеспечивающие вращательное движение** – валы и оси (*а в сочетании с ними соединения шпоночные, зубчатые-шлицевые и с гарантированным натягом*), подшипники качения и скольжения, муфты.

- **Соединения деталей** – резьбовые, сварные, заклепочные.

Такая последовательность изложения материала позволяет студентам, параллельно с изучением теоретической части курса, работать над курсовым проектом – первым инженерным расчетно-графическим заданием, выполнение которого обеспечивает применение полученных теоретических знаний на практике.

Из всего многообразия литературных источников (в том числе и

перечисленных здесь – см. стр. 11) студентам инженерных факультетов сельскохозяйственных вузов рекомендуются, для изучения курса «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ», своевременного и качественного выполнения курсового проекта следующие учебники и пособия:

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора- машиностроителя. – В 3 т. – М.: Машиностроение, 2001.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Академия, 2003.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Машиностроение, 2003.
4. Детали машин и основы конструирования/Под ред. М.Н.Ерохина.- М.: КолосС, 2005.
5. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. М.: Высшая школа, 2008.
6. Колпаков А.П., Карнаухов И.Е. Проектирование и расчет механических передач. М.: Колос, 2000.
7. Перель Л.Я., Филатов А. В. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник. – М.: Машиностроение, 1992.
8. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. [Для немашиностроительных специальностей вузов/ С.А.Чернавский и др.]. – М.: Машиностроение, 1984.
9. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.
10. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам/ под общ. ред. О.А.Ряховского. – Л.: Политехника, 1991.
11. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин и основы конструирования». Часть 2. Расчет зубчатых и червячных передач. Ульяновск, УГСХА, 2010
12. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин и основы конструирования». Часть 3. Расчет валов редукторов на прочность. Ульяновск, УГСХА, 2011.

1. Основные определения. Требования к деталям машин и выбору машиностроительных материалов

Все без исключения машины состоят из отдельных деталей, комплектующих сборочные единицы - узлы и агрегаты. Поэтому необходимо знать следующие определения:

- **Деталь** – элементарная часть машины, полученная без применения сборочных операций (*зубчатое колесо, вал, шкив, звездочка, винт...*).

Второе определение: Деталь – элементарная часть машины, которая не может быть разобрана на более простые части *без разрушения* (в приложении к червячным колесам, подшипникам, муфтам – более точное определение).

- **Узел** – комплекс совместно работающих деталей, объединенных общим назначением (*редуктор, коробка перемены передач, муфта...*).

- **Агрегат** – комплект из совместно работающих деталей и узлов (*двигатель внутреннего сгорания...*).

- **Машина** – механическое устройство для преобразования и передачи энергии, состоящее из агрегатов, узлов и деталей (трактор, зерноуборочный комбайн...).

Детали машин должны обеспечивать современной технике соответствие ее следующим требованиям:

- Большие мощность, скорость, равномерность хода, способствующие росту производительности труда и повышению качества работы.
- Возможность увеличения коэффициента полезного действия.

- Высокие надежность, долговечность, экономичность.
- Простота конструкции, удобство и безопасность в эксплуатации и техническом обслуживании, хороший внешний вид.
- Невысокая стоимость и быстрая окупаемость.

Для этого детали должны быть прочными, жесткими, износо-вибро-теплостойкими, антикоррозийными, взаимозаменяемыми.

Жесткость деталей – их способность сопротивляться изменению формы под действием нагрузок (например, при недостаточной жесткости вала коробки перемены передач он прогнется, что приведет к быстрому износу подшипников и зубчатых колес).

Разновидность жесткости – **устойчивость** - способность детали после ее упругой деформации под действием внешних сил возвращаться в исходное положение (*важна для винтов домкратов, штоков гидроцилиндров и т.д.*).

Износостойкость – способность детали не изменять размеров и формы из-за трения.

Вибростойкость – способность детали работать в нужных режимах без недопустимых колебаний.

Теплостойкость - свойство детали сохранять работоспособность при интенсивных тепловыделениях во время работы (*важное свойство для деталей двигателей внутреннего сгорания, электродвигателей, прессов...*).

Непременное условие изготовления деталей, обладающих такими свойствами – подбор соответствующих материалов для них (примеры - см. нижеприводимую таблицу).

Группы деталей		Наименование и марка материалов
Колеса зубчатые	Во вспомогательных механизмах	Стали 5, 6, 40, 45, 50 нормализованные
	В мелкосерийном производстве	Стали 40, 45, 50Г, 40Х, 35ХГС улучшенные
	В массовом и крупносерийном производстве	Стали 12ХНЗА, 40Х, 40ХН, 18ХГТ, 38ХЮ, 40Х2НМА закаленные, цементированные, азотированные
	В слабонагруженных передачах	Сталь плюс пластмасса (текстолит, капрон)
Крепежные детали обычные		Стали 2, 3, 3кп, 10, 10кп
Крепежные детали ответственные		Стали 35, 45, 40Г, 40Х, 30ХГСА, 40ХНМА
Шпонки		Стали 5, 6, 45

Инженер обязан знать марки материалов, уметь их расшифровывать, находить из справочников их физико-механические характеристики, разбираться в методах обработки материалов, системах допусков, видах посадок. Это позволит создавать детали, а значит, и машины, удовлетворяющие всему многообразию вышперечисленных требований.

Раздел I. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Общие положения

ПЕРЕДАЧА - это механизм, служащий для передачи движения с преобразованием скорости и соответствующим изменением крутящего момента.

Передача обеспечивает:

- Понижение (реже – повышение) скорости.
- Ступенчатое или бесступенчатое регулирование скорости в широком

диапазоне при постоянной мощности.

- Изменение направления движения.
- Преобразование вращательного движения в поступательное, винтовое и др.

- Приведение в движение одним двигателем нескольких механизмов.

В зависимости от способа передачи энергии различают передачи механические, электрические, гидравлические и пневматические.

В курсе «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ» изучают только **МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ**.

Механические передачи вращательного движения подразделяются на передачи с непосредственным контактом тел вращения (*фрикционные, зубчатые, червячные*), и передачи с гибкой связью (*ременные и цепные*).

Основным отличительным признаком является *способ передачи движения* от ведущего тела вращения к ведомому. По этому признаку различают передачи зацеплением (*зубчатые, червячные, цепные*), и передачи трением (*ременные и фрикционные*).

2. Основные силовые и кинематические соотношения, общие для всех передач

Основные параметры, характеризующие работу любой передачи:

v – окружная скорость, м/с; n – частота вращения, мин⁻¹; F_t – окружная сила, Н;

P – мощность, передаваемая телом вращения, кВт; T – крутящий момент, Нм;

ω – угловая скорость, с⁻¹; η – коэффициент полезного действия;

i – передаточное отношение; u – передаточное число.

Эти параметры связаны между собой следующими соотношениями:

$$v = \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}, \text{ м/с.} \quad P = \frac{F_t \cdot v}{1000}, \text{ кВт.} \quad F_t = \frac{2T}{d}, \text{ Н.}$$

$$T = \frac{10^3 \cdot P}{\omega}, \text{ Нм;} \quad T_1 = \frac{10^3 \cdot P_1}{\omega_1}, \text{ Нм;} \quad T_2 = \frac{10^3 \cdot P_2}{\omega_2}, \text{ Нм;}$$

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 \cdot \omega_1}{P_1 \cdot \omega_2} = \eta \cdot i; \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}.$$

Если механический привод состоит из нескольких *последовательно расположенных* передач (см. рисунок 1), то

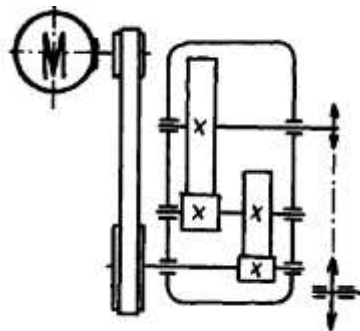


Рисунок 1.1

$$\eta_1 = \frac{P_2}{P_1}; \quad \eta_2 = \frac{P_3}{P_2}; \quad \dots \quad \eta_k = \frac{P_{k+1}}{P_k}.$$

$$\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_k = \frac{P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_k \cdot P_{k+1}}{P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_k} = \frac{P_{k+1}}{P_1} = \eta_{\text{в}}$$

т.е. КПД привода, состоящего из нескольких **последовательно расположенных** передач, равен **произведению** коэффициентов полезного действия всех его передач.

Рассуждая аналогично относительно передаточного отношения, получим:

$$i_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_3}; \quad \dots \quad i_k = \frac{\omega_k}{\omega_{k-1}}.$$

$$i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_k = \frac{\omega_1 \cdot \omega_2 \cdot \omega_3 \dots \omega_k}{\omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \dots \cdot \omega_k \cdot \omega_{k-1}} = \frac{\omega_1}{\omega_{k+1}} = i,$$

т.е. передаточное отношение привода, состоящего из нескольких **последовательно расположенных** передач, равно **произведению** передаточных отношений всех его передач.

Л Е К Ц И Я № 2. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Виды и особенности зубчатых передач

Зубчатые передачи – передачи вращательного движения зацеплением с целью изменения величин крутящих моментов и скоростей кинематических звеньев механизмов. Вращение ведущего колеса преобразуется во вращение ведомого путем нажатия зубьев первого на зубья второго. Меньшее зубчатое колесо, как правило, ведущее, называется шестерней, ее параметры помечаются индексом 1; большее – колесо, его параметры помечаются индексом 2.

Эти передачи обеспечивают передачу вращения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися геометрическими осями. Их подразделяют:

1.1. По форме и расположению зубьев – на прямозубые, косозубые, шевронные, круговые.

1.2. По расположению валов и форме колес – на цилиндрические (прямозубые, косозубые, шевронные – на параллельных валах); конические (прямозубые, косозубые, круговые – на пересекающихся валах); винтовые цилиндрические (на перекрещивающихся валах); гипоидные или винтовые конические (на перекрещивающихся валах).

1.3. По взаимному расположению зубчатых колес – на передачи с внешним зацеплением (шестерня и колесо вращаются в разные стороны), и с внутренним зацеплением (шестерня и колесо вращаются в одну сторону).

1.4. Разновидность зубчатой передачи – реечная, служащая для преобразования вращательного движения шестерни в возвратно-поступательное движение рейки.

Зубчатые передачи работают в диапазоне окружных скоростей $v=3...275$ м/с (преимущественно $v=3...15$ м/с), и передают мощности от весьма малых до **65000 кВт**. Диаметры колес – от долей миллиметра до 14 и более метров.

Достоинства зубчатых передач: малые габариты, компактность; высокий КПД, несколько меньший у винтовых и гипоидных из-за повышенного скольжения зубьев; большая долговечность надежность работы; постоянство передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания; широкий диапазон скоростей, мощностей, передаточных отношений.

Недостатки: необходимость высокой точности изготовления; шум при работе на больших скоростях; линейный контакт соприкосновения зубьев, приводящий к неравномерному распределению нагрузки при деформации валов или подшипников, или при неточностях монтажа.

2. Расчет геометрических параметров, кинематический и силовой расчет цилиндрических зубчатых передач

В зубчатых передачах преимущественно применяются колеса с эвольвентным профилем зубьев (предложено **Л.Эйлером** в 1760 году). Они обеспечивают сравнительно малую чувствительность к неточностям межосевого расстояния, простоту получения точного профиля на современном оборудовании с прямолинейным инструментом.

Эвольвента – кривая, описываемая какой-либо точкой, лежащей на прямой линии, перекатывающейся по окружности без скольжения.

Эта прямая называется производящей, а окружность, по которой она перекатывается, называется основной окружностью. Ее диаметр определяет характер эвольвенты: чем он больше, тем эвольвента более пологая, а при $d = \infty$ она обращается в прямую линию. Поэтому в реечном зацеплении профиль зуба рейки прямолинейный. Это важное свойство позволяет применять для нарезания эвольвентных зубьев реечный зубонарезной инструмент.

Как видно из рисунка 2.1, производящая прямая **A1A2** есть траектория общей точки контакта сопряженных зубьев, и называется эта прямая **линией зацепления** (то есть, это геометрическое место точек касания сопряженных зубьев).

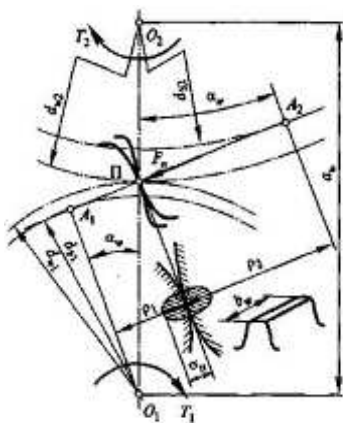


Рисунок 2.1

Точка **П** пересечения линии центров колес **O1O2** с линией зацепления **A1A2**, делящая линию центров колес на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям, называется **полюсом зацепления**.

Угол α между линией зацепления и прямой, перпендикулярной линии центров, называется **углом зацепления**.

Зубчатое зацепление характеризуют также следующие концентрические цилиндрические поверхности:

- Начальные цилиндры диаметров $d_{\omega 1}$ и $d_{\omega 2}$ - воображаемые цилиндрические поверхности ведущего и ведомого колес, перекатывающиеся друг по другу без скольжения – эквиваленты зубчатых колес. Принадлежащие этим цилиндрам окружности называются **начальными**.

- Цилиндры диаметров d_1 и d_2 , являющиеся базовыми для определения элементов зубьев и их размеров, называемые делительными. Так же называются и принадлежащие им окружности. На этих окружностях шаг зубчатого колеса равен теоретическому шагу, то есть шагу зубонарезного инструмента. В некорригированном зубчатом зацеплении $d_{\omega} = d$.

- Цилиндры, отделяющие зубья от тела колеса и ограничивающие их с внешней стороны, называются цилиндрами (или поверхностями) соответственно впадин и вершин (выступов). Принадлежащие им окружности называются окружностью впадин и окружностью выступов, и имеют диаметры d_f и d_a .

Расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеренное по делительной окружности, называется окружным шагом p_t . Для косозубых и шевронных зубчатых колес различают также нормальный шаг p_n , представляющий собой кратчайшее расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеренное по делительной поверхности в плоскости, перпендикулярной направлению зубьев:

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta, \quad (a)$$

где β – угол наклона зубьев (для косозубых колес $\beta = 8...18^\circ$, для шевронных $\beta = 25...40^\circ$).

Линейные величины, в π раз меньше шагов p_n и p_t , называются соответственно модулями нормальным m_n и окружным m_t :

$$m_t = p_t / \pi; \quad m_n = p_n / \pi. \quad (б)$$

Решая совместно (а) и (б), получим: $m_n = m_t \cdot \cos \beta$.

Для прямозубых колес $m_n = m_t = m$.

Как уже говорилось, делительная окружность является базовой для определения элементов зубьев и их размеров. Поэтому размеры зубьев цилиндрических зубчатых колес вычисляют по делительному нормальному модулю, который называется расчетным модулем зубчатого колеса, или просто модулем.

Длина делительной окружности определяется уравнением

$$\pi \cdot d - z \cdot p_t - z \cdot \frac{p_n}{\cos \beta}, \quad \text{откуда} \quad d = \frac{z \cdot p_n}{\cos \beta \cdot \pi} = z \cdot \frac{m_n}{\cos \beta},$$

где z – число зубьев колеса.

Для прямозубой передачи, при $\beta = 0...d = z \cdot m$.

Делительная окружность условно делит зуб по высоте на головку h_a и ножку h_f :

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25 \cdot m.$$

Полная высота зуба

$$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m = h_3 + c,$$

где $c = 0,25 \cdot m$ – радиальный зазор между зубьями (для цилиндрических передач)

$h_3 = h - c = 2 \cdot m$ – глубина захода зубьев.

Окружность выступов имеет диаметр

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = z \cdot m + 2 \cdot m = m \cdot (z + 2).$$

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = z \cdot m - 2,5 \cdot m = m \cdot (z - 2,5).$$

Межцентровое – межосевое расстояние

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = 0,5 \cdot m \cdot z_2 \pm z_1,$$

где знак (+) - для внешнего зацепления;

(-) - для внутреннего зацепления.

Модуль зацепления, как видно из формул, является основным параметром зубчатых колес, и он стандартизован.

Ширину зубчатых колес выбирают в соответствии с установленными эмпирическим путем соотношениями, характеризующимися коэффициентом ширины колеса ψ :

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a} = 0,1...1,25; \quad \psi_{bd} = \frac{b}{d} = 0,4...1,6; \quad \psi_{bm} = \frac{b}{m} = 6...25.$$

Передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Расчетная окружная скорость

$$v = \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}, \text{ м/с} \quad \text{при } d \text{ в метрах, и}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с} \quad \text{при } d \text{ в миллиметрах.}$$

Окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d}, \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н,}$$

а осевая сила (в зацеплении цилиндрических косозубых колес)

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н.}$$

Чтобы, помимо нахождения геометрических параметров, можно было провести расчет зубчатых передач на прочность, необходимо знать, отчего зубья разрушаются, и какие материалы нужны для деталей зацепления.

3. Виды разрушений зубьев. Критерии работоспособности зубчатых передач. Материалы колес

3.1. Поломка зубьев – наиболее опасный вид разрушения, приводящий к выводу из строя самой передачи и других деталей – валов, подшипников – из-за попадания в них выломившихся частиц зубьев. Поломка возникает из-за высоких, многократно повторяющихся нагрузок, вызывающих усталость материала, или из-за больших перегрузок ударного или статического действия.

В открытых передачах излом возникает из-за сильного абразивного износа, приводящего к искажению рабочего профиля, уменьшению толщины зуба, возрастанию динамических нагрузок и большей чувствительности зубьев к ним.

Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб.

3.2. Усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев – наиболее серьезный и распространенный вид износов в закрытых, хорошо смазываемых передачах, где нет первоначального абразивного износа. Из-за высоких контактных напряжений, изменяющихся по пульсирующему закону, на поверхности зубьев появляются микротрещины, в них попадает масло. При набегании зубьев выход масла из трещин закрывается, и оно, будучи практически несжимаемым, с большой силой давит на стенки трещин, расклинивая их и отслаивая чешуйки металла, что в дальнейшем, помимо усталостного, вызывает и абразивный износ.

Расчет таких передач ведут на контактную прочность.

3.3. Заедание зубьев – при высоких контактных давлениях и больших скоростях скольжения, когда происходит разрыв масляной пленки, ухудшение смазывающих свойств смазки из-за нагрева и, как следствие, молекулярное сцепление контактирующих поверхностей, заедание их – как бы сваривание, *прикипание* их, отрыв частиц металла от более мягкой поверхности и более прочное сваривание их с другой поверхностью. Так как отрыв частиц может происходить со смещением, то при последующем входе в зацепление может быть расклинивание деталей передачи.

Расчет на заедание состоит в проверке температур в месте контакта, и в подборе соответствующих материалов и смазок – вязких для тихоходных передач и с противозадирными присадками для быстроходных.

3.4. Повреждение торцов зубьев – в передачах, включаемых осевым перемещением – один из основных видов поломок в коробках передач, особенно в коробках скоростей станков. *Уменьшается применением синхронизирующих*

устройств.

3.5. Пластическая деформация зубьев – в тяжело нагруженных тихоходных передачах из материалов с невысокой твердостью, и при недостаточной смазке. Устраняется применением более вязких масел и подбором соответствующих материалов (ныне сводится на нет).

3.6. Шумы при работе зубчатых передач – из-за ошибок в шаге и профиле зубьев, статической и динамической неуравновешенности вращающихся деталей, неравномерной нагрузки на зубья. Они устраняются высоким качеством зубоотделочных операций, применением косозубых и шевронных передач, конструктивным совершенствованием сопрягаемых деталей - корпусов, крышек.

Из вышесказанного видно, какое большое значение имеет правильный выбор материалов. Основные требования к материалам – обеспечение точности и чистоты поверхности, прочности при изгибе под действием переменных и ударных нагрузок, высокой контактной прочности и сопротивления истиранию.

Основные материалы:

* **для передач общего назначения** – среднеуглеродистые и легированные стали Ст.30, 40, 45, 50, 50Г, стали 40Х, 40ХН. При требуемой твердости **НВ = 320...350** их подвергают нормализации или улучшению; при **НВ > 350** – сплошной или поверхностной закалке, цементированию, цианированию или азотированию;

* **для ответственных передач** – стали хромоникелевые 12ХНЗА, 20Х2Н4А, хромованадиевая 15ХФ, хромомарганцево-титановая 18ХГТ, с азотированием или цианированием, с последующей шлифовкой зубьев;

* **при изготовлении литьем** – стали 35Л, 55Л с последующим отжигом или нормализацией;

* **в тихоходных и малонагруженных передачах** – чугуны СЧ-28, СЧ-32, СЧ-35, ковкий чугун, а для неответственных передач – СЧ-15, СЧ-18, СЧ-21, СЧ-24.

Для бесшумной работы, трудных условий сборки и легких режимов нагружения – пластмассы: текстолит, нейлон, капрон, древеснослоистые пластики (из пластмасс делают шестерни, а колеса – из стали с $HV \geq 250$).

Особенность применения пластмассовых шестерен – значительно меньший, в 20...170 раз по сравнению со стальными, модуль продольной упругости, за счет чего нагрузку могут передавать одновременно несколько зубьев.

Все вышесказанное дает основание производить расчет рабочих поверхностей зубьев, в первую очередь, на усталостную прочность по контактным напряжениям.

4. Расчет зубьев закрытых прямозубых передач

4.1. Износ зубьев этих передач носит усталостный характер, поэтому их расчет производят по контактным напряжениям. Так как зубчатая передача приближенно рассматривается как пара параллельных цилиндров, сжатых по образующим, то условие прочности зубьев описывается подходящей для этого случая формулой **Герца-Беляева**:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np} \cdot 2\pi \cdot 1 - \mu^2}} = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np}}} \leq \sigma_H,$$

где $E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости материалов колес;

E_1 и E_2 - модули упругости материалов соответственно шестерни и колеса;

μ – коэффициент Пуассона;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны рабочих поверхностей зубьев:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2},$$

откуда
$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{0,5d_1 \cdot 0,5d_2 \cdot \text{Sin}^2 \alpha / d_1}{0,5 \cdot \text{sin} \alpha \cdot d_1 + d_2 / d_1} = \frac{d_1 \cdot \text{Sin} \alpha \cdot u}{2 \cdot 1 + u};$$

$$\rho_1 = \frac{d_1 \cdot \text{Sin} \alpha}{2}, \quad \rho_2 = \frac{d_2 \cdot \text{Sin} \alpha}{2} - \text{радиусы кривизны эвольвентных профилей зубьев}$$

шестерни и колеса в точке их касания;

q – нормальная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактных линий зубьев.

$$q = \frac{F}{l_{\Sigma}} = \frac{F_t}{\text{Cos} \alpha \cdot b} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV};$$

F – сила давления сопряженных зубьев;

Дополнительно введены коэффициенты:

$K_{H\alpha}$ – неравномерности распределения нагрузки между зубьями в косозубых передачах (для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$);

$K_{H\beta}$ – неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий из-за погрешностей в зацеплении и деформации зубьев;

K_{HV} – динамической нагрузки.

Эти коэффициенты берутся из графиков, в зависимости от скорости, степени точности, поверхностной твердости, схемы передачи.

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV} \cdot E_{np} \cdot 2 \cdot 1 + u}{b \cdot \text{Cos} \alpha \cdot 2\pi \cdot (1 - \mu^2) \cdot d_1 \cdot \text{Sin} \alpha \cdot u}} = \\ &= \sqrt{\frac{2}{\text{Sin} 2\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi \cdot 1 - \mu^2}} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV} \cdot 1 + u}{b \cdot d_1 \cdot u}} = \\ &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV} \cdot 1 + u}{b \cdot d_1 \cdot u}} \leq \sigma_H, \end{aligned}$$

где Z_H – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубьев;

Z_s – *дополнительно введенный* уточняющий коэффициент суммарной длины сопряженных зубьев:

$$Z_s = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}};$$

ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \text{Cos} \beta.$$

Приведем формулу σ_H к удобному для практических расчетов виду с учетом того, что расчет на контактную прочность ведется для *колеса*, выполняемого, по сравнению с шестерней, из более мягкого материала. Для этого подставим в формулу значения:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2}; \quad b = \psi_{ba} \cdot a; \quad d_1 = \frac{2 \cdot a}{1+u}; \quad d_2 = \frac{2 \cdot a \cdot u}{1+u}.$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\epsilon} \cdot 1+u}{d_2 \psi_{ba} \cdot a \cdot d_1 \cdot u}} =$$

$$= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_2 \cdot k_{H\alpha} k_{H\beta} \cdot k_{H\nu} \cdot 1+u^3}{2 \cdot \psi_{ba} \cdot u^2 \cdot a^3}} \leq \sigma_H.$$

Такова формула *проверочного* расчета. При *проектном* расчете определяют основной стандартный параметр зубчатой передачи – межосевое расстояние a ;

$$Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s^2 \cdot \frac{10^3 \cdot T_2 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\epsilon} \cdot 1+u^3}{2 \cdot \psi_{ba} \cdot u^2 \cdot a^3} \leq \sigma_H^2.$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s^2 \cdot 10^3 \cdot T_2 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\nu} \cdot 1+u^3}{2 \cdot \psi_{ba} \cdot u^2 \cdot \sigma_H^2}} =$$

$$= \sqrt[3]{Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s^2 \cdot 0,5 \cdot 10^3 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\nu} \cdot 1+u} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot \sigma_H^2}} =$$

$$= k_a \cdot 1+u \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot \sigma_H^2}}.$$

Находясь в сложном напряженном состоянии, зубья, помимо контактных напряжений, **испытывают и напряжения изгиба**, особенно большие у корня, при переходе эвольвенты в галтель. Расчет на изгиб ведется при следующих допущениях:

* вся нагрузка в зацеплении передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба (см. рисунок 2.2);

* зуб рассматривается как консольная балка (хотя фактические поперечные размеры зуба совместимы с его высотой);

Для компенсации допущений и обеспечения достаточной точности вводят ряд коэффициентов, учитывающих факторы, влияющие на сопротивление зубьев усталости при изгибе;

Y_ϵ – учитывающий влияние перекрытия зубьев;

Y_β – учитывающий влияние наклона зубьев;

K_T – теоретический коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении;

$K_{F\alpha}$ – учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

$K_{F\beta}$ – учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца колеса;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки.

Перенеся силу F_n вдоль линии ее действия в точку на оси симметрии зуба, разложим ее на две составляющие:

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha; \quad F_r = F_n \cdot \sin \alpha = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

соответственно изгибающую и сжимающую зуб.

$$\sigma_{сж} = \frac{F_r}{A} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{b \cdot s}; \quad \sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot F_t \cdot l}{b \cdot s^2}.$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_r}{A} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{b \cdot s}; \quad \sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot F_t \cdot l}{b \cdot s^2}.$$

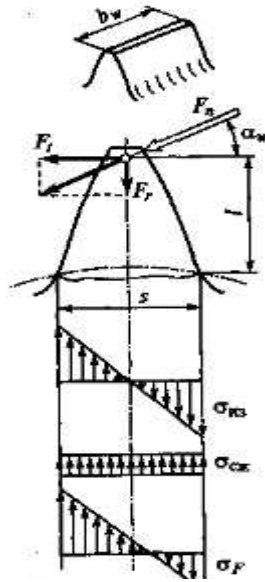


Рисунок 2.2

Практический опыт показывает, что изгибные напряжения вызывают появление усталостных трещин *на растянутой* стороне зуба. Здесь напряжение изгиба (см. суммарную эпюру на рисунке.)

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \left(\frac{6 \cdot F_t \cdot l \cdot m}{b \cdot s^2 \cdot m} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot m}{b \cdot s \cdot m} \right) \cdot k_T \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} = \\ &= \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \left(\frac{6 \cdot l \cdot m}{s^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{s} \right) k_T \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} = \\ &= Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} \cdot \frac{F_t}{b \cdot m} \leq \sigma_F. \end{aligned}$$

Здесь Y_F – коэффициент формы зуба, численное значение которого для зубьев наружного зацепления принимается из графика в зависимости от числа зубьев и величины коэффициента смещения исходного контура зубонарезного инструмента (при внутреннем зацеплении $Y_F = 3,5 \dots 4$);

$Y_\varepsilon = 0,95 \dots 1$; $Y_\beta = 1$; $k_{F\alpha} = 1$ - для прямозубых колес;

$k_{F\beta}$ и k_{Fv} - выбираются из таблиц или графиков.

Для выполнения проектного расчета принимаем

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1}; \quad d_1 = z_1 \cdot m; \quad b = \psi_{bm} \cdot m$$

и, после подстановки этих параметров в формулу проверочного расчета, получим

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{\psi_{bm} \cdot z_1 \cdot m^3} \leq \sigma_F,$$

откуда

$$m = \sqrt[3]{Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{\psi_{bm} \cdot z_1 \cdot \sigma}}$$

$$= \sqrt[3]{2 \cdot 10^3 \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{Fv}} \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot Y_F \cdot k_{F\beta}}{\psi_{bm} \cdot z_1 \cdot \sigma_F}} = k_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot Y_F \cdot k_{F\beta}}{\psi_{bm} \cdot z_1 \cdot \sigma_F}}$$

5. Особенности расчета цилиндрических косозубых и шевронных передач

У косозубых и шевронных колес зубья располагаются, в отличие от колес прямозубых, не по образующей цилиндра, а под некоторым углом β к ней (см. рисунок 2.3). Нарезаются они таким же инструментом, что и прямые, поэтому профиль косоугольного зуба в сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба, и модуль в этом сечении тоже нормальный – m_n .

Соотношение нормальных и окружных (торцовых) шагов зацепления, модулей, значение делительного диаметра косозубого колеса рассмотрены ранее. Остальные геометрические параметры определяются зависимостями:

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} + 2 \cdot m_n; \quad d_f = d - 2 \cdot h_f = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} - 2,5 \cdot m_n;$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}.$$

Значения ширины колеса b , передаточного числа u , окружной скорости v определяются так же, как и для прямозубого зацепления.

В нормальном зубе сечении колеса плоскостью $n-n$ получается эллипс с полуосями малой $b = \frac{d}{2}$ и большой $a = \frac{d}{2 \cdot \cos \beta}$ (см. рисунок 2.3).

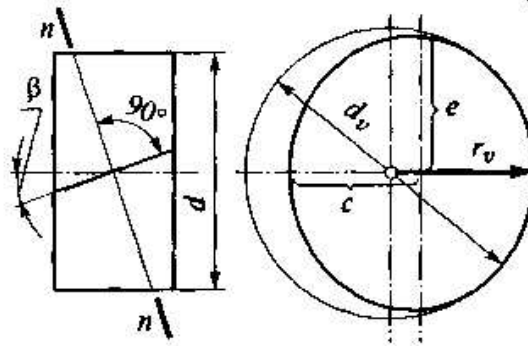


Рисунок 2.3

Зацепление колес происходит по кривизне малой оси. Радиус кривизны эллипса на малой оси равен радиусу условного эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса (см. соответствующий раздел аналитической геометрии):

$$\frac{d_{\text{экв}}}{2} = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2 \cdot \cos^2 \beta}, \quad \text{тогда} \quad d_{\text{экв}} = \frac{d}{\cos^2 \beta},$$

и эквивалентное число зубьев этого условного колеса

$$z_{\text{экв}} = \frac{d_{\text{экв}}}{m_n} = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta \cdot \cos^2 \beta \cdot m_n} = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Значения $d_{\text{экв}}$ и $z_{\text{экв}}$ используются при расчетах зубьев на контактную прочность. Их большие, по сравнению с d и z , величины, и увеличение их с увеличением β - одна из причин повышенной прочности косозубых передач.

Усилия в этой передаче определяются следующим образом (см. рис. выше).

Нормальную силу F_n , направленную вдоль линии зацепления (т.е. по нормали к зубу), раскладывают на радиальную F_r и окружную в нормальном сечении F_t' , которую, в свою очередь, раскладывают на окружную F_t и осевую F_a силы. Тогда

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}; \quad F_r = F_t' \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Наличие осевых сил, дополнительно нагружающих опоры – недостаток косозубых передач. Он устраняется в шевронных передачах, которые подобны сдвоенным косозубым передачам с противоположным направлением зубьев, благодаря чему осевые силы взаимно уравниваются на самом колесе.

Основным для закрытой косозубой передачи, как и для прямозубой, является расчет на контактную прочность по исходной формуле Герца-Беляева:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_{\text{кос}} \cdot E_{\text{нп}}}{\rho_{\text{нп}} \cdot 2\pi \cdot 1 - \mu^2}} \leq \sigma_H.$$

Входящие в эту формулу величины определяются с учетом параметров эквивалентного колеса:

$$\rho_1 = \frac{d_{\text{экв}1} \cdot \sin \alpha}{2} = \frac{d_1 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta}; \quad \rho_2 = \frac{d_{\text{экв}2} \cdot \sin \alpha}{2} = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta};$$

$$\rho_{\text{нп}} = \frac{d_1 \cdot \sin \alpha \cdot d_2 \cdot \sin \alpha \cdot 2 \cdot \cos^2 \beta / d_1}{2 \cdot \cos^2 \beta \cdot 2 \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin \alpha \cdot d_1 + d_2 / d_1} = \frac{d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta \cdot 1 + u}.$$

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий

$$q_{\text{кос}} = \frac{F_n}{l_{\Sigma}}, \quad \text{где} \quad F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha} = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}.$$

Суммарная длина контактных линий l_{Σ} определяется с учетом того, что в косозубой передаче не бывает зоны однопарного зацепления (рисунок 2.4): здесь зубья нагружаются постепенно, по мере захода их в поле зацепления Q_a , и в зацеплении всегда находятся *минимум две пары* зубьев.

Такая особенность конструкции называется *торцовым перекрытием*. Оно обеспечивает плавность работы, снижает шумы, и оценивается коэффициентом торцового перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta.$$

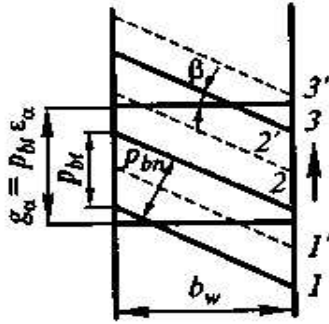


Рисунок 2.4

Тогда, как видно из рисунка, суммарная длина контактных линий

$$l_{\Sigma} = \frac{b}{\cos \beta} \cdot \epsilon_{\alpha},$$

и нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий

$$q_{koc} = \frac{F_n}{l_{\Sigma}} = \frac{F_t \cdot \cos \beta}{\cos \alpha \cdot \cos \beta \cdot b \cdot \epsilon_{\alpha}} = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot b \cdot \epsilon_{\alpha}} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\nu}.$$

Подставляя найденные значения в исходную формулу, получим:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{E_{np} \cdot F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\nu} \cdot 2 \cdot \cos^2 \beta \cdot 1 | u}{\cos \alpha \cdot b \cdot \epsilon_{\alpha} \cdot d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot 2\pi \cdot 1 \mu^2}} = \\ &= \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi \cdot 1 \mu^2}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\nu} \cdot 1 | u^3 \cdot \cos^2 \beta}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot a^3}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha}}} = \\ &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_{\epsilon} \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\nu} \cdot 1 | u^3 \cdot \cos^2 \beta}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot a^3}} \leq \sigma_H. \end{aligned}$$

Решая формулу проверочного расчета относительно межосевого расстояния, получим:

$$(Z_H \cdot Z_M \cdot Z_{\epsilon}) \cdot \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\nu} \cdot 1 + u^3 \cdot \cos^2 \beta}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot a^3} \leq \sigma_H.$$

$$\begin{aligned} a &= \sqrt[3]{Z_H Z_M Z_{\epsilon}^2 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\nu} \cdot 1 | u} \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\beta} \cos^2 \beta}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot \sigma_H^2}} = \\ &= k_a \cdot 1 | u \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\alpha} \cdot \cos^2 \beta}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot \sigma_H^2}}. \end{aligned}$$

Расчет зубьев косозубых передач на изгиб производят по аналогии с прямозубыми передачами:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{F\nu} \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{\psi_{bm} \cdot z_1 \cdot m^3} \leq \sigma_F;$$

$$m = k_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot Y_\beta \cdot k_{F\beta}}{\psi_{bm} \cdot z_1 \cdot \sigma_F}}$$

Здесь $k_{F\alpha}$, $k_{F\beta}$, k_{Fv} – принимаются по графикам или из таблиц в зависимости от окружной скорости, поверхностной твердости зубьев и степени точности изготовления колес.

$$Y_\varepsilon = 1; \quad Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}.$$

ЛЕКЦИЯ 3. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Особенности конструкции и расчет геометрических параметров

В сельском хозяйстве применяются передачи коническими зубчатыми колесами, у которых геометрические оси валов пересекаются под некоторым углом δ , который, как правило, равен 90° . Они сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже, и потому дороже. Кроме того, пересечение валов затрудняет расположение опор, и конструкция усложняется из-за наличия осевых сил.

Но условия размещения узлов машин часто вынуждают располагать валы под углом, и потому, несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи применяются весьма широко.

Передачу коническими колесами можно представить как перекатывание без скольжения двух конусов, имеющих общую вершину O и снабженных зубьями. Эти воображаемые конусы называются *начальными или делительными* (они, как правило, совпадают, так как для конических колес угловую коррекцию практически не применяют).

Кроме делительных, различают *конусы выступов и впадин*, и *два дополнительных конуса*, ограничивающие зубчатый венец по торцам: конусы *наружный и внутренний*. Оси дополнительных конусов совпадают с осями колес, а образующие перпендикулярны образующим делительных конусов.

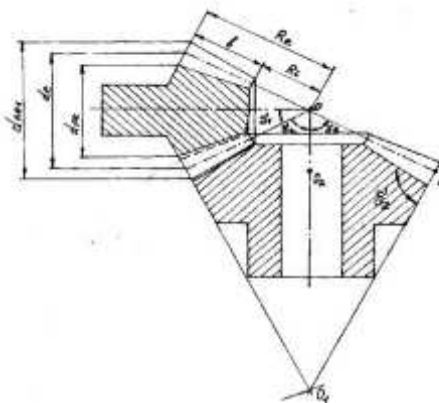


Рисунок 3.1

Пересечение поверхностей делительного и наружного дополнительного конусов дает наибольшую делительную окружность. А так как зубья конических колес, в отличие от цилиндрических, *как правило*, меняют свои размеры, уменьшаясь по мере

приближения к вершине основных конусов, и то же можно сказать о шаге и модуле, то производственными и чертежными размерами для конических колес являются размеры на наибольшей делительной окружности.

Основные геометрические параметры конических колес:

* внешний окружной – торцовый модуль m_{te} (берется по ГОСТ, но может быть и нестандартным);

* внешний делительный диаметр $d_e = m_{te} \cdot z$;

* внешний диаметр выступов

$$d_{aei} = d_e + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_i;$$

* внешний диаметр впадин

$$d_{fei} = d_e - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_i;$$

В этих формулах

$$h_{ae} = m_{te} \text{ и } h_{fe} = 1,25 \cdot m_{te}.$$

* внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2}}{2} = \frac{d_{e1} \cdot \sqrt{\frac{d_{e2}^2}{d_{e1}^2} + 1}}{2} = \frac{d_{e1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2};$$

* ширина зубчатого венца

$$b \leq 0,3 \cdot R_e \leq 10 \cdot m_{te}.$$

* среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b.$$

* передаточное отношение ($u_{max} = 8 \dots 10$, но практически $u = 4$, так как на больших колесах нарезать зубья трудно):

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{Ctg} \delta_1.$$

2. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

В зацеплении прямозубой конической передачи (см. рисунок 3.2) действуют силы окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a .

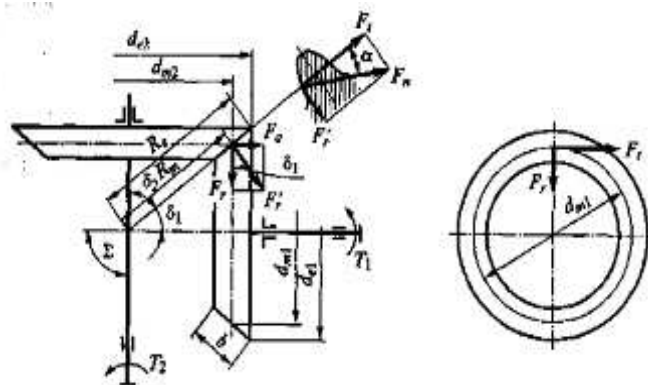


Рисунок.3.2

Действующую по нормали к зубу (вдоль линии зацепления) нормальную силу F_n , считая ее приложенной по окружности среднего диаметра d_m , раскладывают на F_t и F_r .

$$\text{Находят } F_t = \frac{2 \cdot T}{d_m}, \text{ тогда } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Сила F_t' действует вдоль общей образующей средних дополнительных конусов (см. рисунок в зацеплении), или по нормали к образующим начальных конусов. Раскладывают ее на:

* осевую силу на шестерне (радиальную на колесе)

$$F_{a1} = F_{r2} = F_r' \cdot \sin \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1;$$

* и радиальную силу на шестерне (осевую на колесе)

$$F_{r1} = F_{a2} = F_r' \cdot \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1.$$

3. Расчет зубьев конической прямозубой передачи по контактным напряжениям

Для выполнения такого расчета вводится понятие *эквивалентного* колеса. Это такое *воображаемое* цилиндрическое *прямозубое* колесо, радиус делительной окружности которого равен длине образующей наружного дополнительного конуса (см. рисунок 3.3). Следовательно, это колесо строится *по развертке* наружного дополнительного конуса, и потому профиль зубьев этого *прямозубого* колеса *не будет* отличаться от внешнего профиля зубьев конического колеса (а это основная цель построения эквивалентного колеса).

Как видно из схемы на рисунке 3.3,

$$\frac{AO_2}{AO_1} = \frac{r_{e1} \cdot 2}{r_{ve1} \cdot 2} = \frac{d_{e1}}{d_{ve1}} = \cos \delta_1; \quad \text{аналогично} \quad \frac{d_{e2}}{d_{ve2}} = \cos \delta_2,$$

откуда эквивалентные диаметры

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}.$$

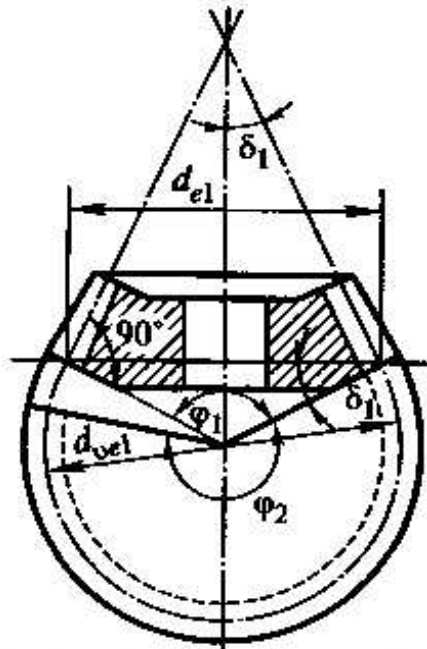


Рисунок 3.3

Из той же схемы видно, что

$$\cos \delta_1 = \frac{OO_2}{OA} = \frac{d_{e2}}{2 \cdot R_e}; \quad \cos \delta_2 = \frac{d_{e1}}{2 \cdot R_e}.$$

Тогда

$$\frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = u.$$

Передаточное число зацепления эквивалентных колес

$$u_{ve} = \frac{d_{ve2}}{d_{ve1}} = \frac{d_{e2} \cdot \text{Cos} \delta_1}{\text{Cos} \delta_2 \cdot d_{e1}} = u^2.$$

Как уже было сказано, профиль зубьев эквивалентного прямозубого колеса не отличается от внешнего профиля зубьев конического колеса. Значит, $\mathbf{m}_{ve} = \mathbf{m}_{te}$.

Тогда числа зубьев эквивалентных шестерни и колеса определяются зависимостями:

$$z_{ve1} = \frac{d_{ve1}}{m_{ve}} = \frac{d_{e1}}{\text{Cos} \delta_1 \cdot m_{ve}} = \frac{m_{te} \cdot z_1}{\text{Cos} \delta_1 \cdot m_{te}} = \frac{z_1}{\text{Cos} \delta_1}; \quad z_{ve2} = \frac{z_2}{\text{Cos} \delta_2}.$$

При расчете зубьев конических зубчатых прямозубых колес на контактную прочность (*основной вид расчета на прочность*) исходят из условия, что по нагрузочной способности они эквивалентны – равноценны передаче *эквивалентными* колесами, имеющими ту же длину зубьев, что и конические. Это дает право воспользоваться в качестве исходной формулой *Герца-Беллева*. Кроме того:

* так как площади поперечных сечений зубьев конических зубчатых колес и величина удельной нагрузки $\mathbf{q}_{кон}$ пропорциональны расстояниям от вершины начальных конусов, расчет на прочность можно производить по любому поперечному сечению зубьев. Принято делать это по среднему сечению (с параметрами $\mathbf{R}_m, \mathbf{d}_m, \mathbf{q}_{кон}$).

* Практикой установлено, что нагрузочная способность конических зубчатых передач ниже, чем передач цилиндрических, поэтому в расчетные формулы для конических зубчатых передач вводят коэффициент $\mathbf{J} = 0,85$, учитывающий снижение нагрузочной способности. Тогда

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np} \cdot q_{кон}}{\rho_{np} \cdot 2\pi \cdot 1 - \mu^2}} \leq \sigma_H.$$

Здесь ρ_{np} – приведенный радиус кривизны, определяемый для эквивалентных колес:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_{ve1} \cdot \rho_{ve2}}{\rho_{ve1} + \rho_{ve2}} = \frac{d_{ve1} \cdot \text{Sin} \alpha \cdot d_{ve2} \cdot \text{Sin} \alpha}{2 \cdot 2 \cdot \text{Sin} \alpha \cdot d_{ve1} + d_{ve2}} = \frac{d_{e1} d_{e2} \text{Sin} \alpha \text{Cos} \delta_1 \text{Cos} \delta_2 / d_{e1}}{\text{Cos} \delta_1 \text{Cos} \delta_2 \cdot 2 d_{e1} \text{Cos} \delta_2 + d_{e2} \text{Cos} \delta_{e1} / d_{e1}} = \frac{d_{e1} \cdot u \cdot \text{Sin} \alpha}{2 \text{Cos} \delta_2 + u \cdot \text{Cos} \delta_1}.$$

Из схемы конического зубчатого колеса видно, что

$$\text{Cos} \delta_1 = \frac{d_{e2}}{\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2}} = \frac{d_{e2}}{d_{e1} \cdot \sqrt{1 + d_{e2}^2 / d_{e1}^2}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}};$$

$$\text{Cos} \delta_2 = \frac{d_{e1}}{\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2}} = \frac{d_{e1}}{d_{e1} \cdot \sqrt{1 + d_{e2}^2 / d_{e1}^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}}.$$

Подставляя полученные значения в формулу ρ_{np} , получим:

$$\rho_{np} = \frac{d_{e1} \cdot u \cdot \text{Sin} \alpha}{2 \left(\frac{1}{\sqrt{1 + u^2}} + \frac{u^2}{\sqrt{1 + u^2}} \right)} = \frac{d_{e1} \cdot u \cdot \text{Sin} \alpha}{2 \cdot \sqrt{1 + u^2}}.$$

Для проведения расчета по среднему диаметру, с учетом подобия, принимают

$$\rho_{np} = \frac{d_{m1} \cdot u \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \sqrt{1 + u^2}}$$

Удельная нагрузка в среднем сечении зуба определяется так же, как и для цилиндрических зубчатых передач:

$$q_{кон} = \frac{F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{\cos \alpha \cdot b_{\omega}}$$

Подставляя ρ_{np} и $q_{кон}$ в исходную формулу и преобразуя, получим (для конических колес с прямыми зубьями):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{E_{np} \cdot F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot 2 \cdot \sqrt{1 + u^2}}{0,85 \cdot \cos \alpha \cdot b_{\omega} \cdot d_{m1} \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot 2\pi \cdot 1 - \mu^2}} - \\ &= \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi \cdot 1 - \mu^2}} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot \sqrt{1 - \mu^2}}{0,85 \cdot b_{\omega} \cdot d_{m1} \cdot u}} - \\ &= Z_H \cdot Z_M \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot \sqrt{1 + u^2}}{0,85 \cdot b_{\omega} \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq \sigma_H. \end{aligned}$$

Для конических колес с *непрямыми* зубьями дополнительно вводится коэффициент Z_s :

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot \sqrt{1 + u^2}}{0,85 \cdot b_{\omega} \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq \sigma_H.$$

Для проектного расчета полученную формулу преобразуют подстановкой

$$F_t = \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{m1}}} \text{ и } b_{\omega} = \psi_{bd} \cdot d_{m1}, \text{ с последующим решением относительно } d_{m1}:$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot \sqrt{1 + u^2}}{0,85 \cdot \psi_{bd} \cdot u \cdot d_{m1}^3}} \leq \sigma_H.$$

$$\begin{aligned} d_{m1} &= \sqrt[3]{2 \cdot 10^3 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{Hv} \cdot Z_H Z_M Z_s^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot \sqrt{1 + u^2}}{0,85 \cdot \psi_{bd} \cdot u \cdot [\sigma_H^2]}} = \\ &= k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot \sqrt{1 + u^2}}{0,85 \cdot \psi_{bd} \cdot u \cdot \sigma_H^2}}. \end{aligned}$$

4. Расчет зубьев конической прямозубой передачи на изгиб

Этот расчет проводится по формуле, аналогичной формуле расчета на изгибную прочность цилиндрических зубчатых колес, но с учетом меньшей нагрузочной способности конической передачи (вводом коэффициента **0,85**):

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} \cdot \frac{F_t}{0,85 \cdot b_{dm} \cdot m_{mn}} \leq \sigma_F \cdot$$

$$m_{mn} = k_m \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot Y_F \cdot k_{F\alpha}}{0,85 \cdot \psi_{bm} \cdot z_1 \cdot \sigma_F}}$$

Все коэффициенты, входящие в эти формулы, определяются так же, как и для цилиндрических зубчатых передач. Коэффициент формы зуба определяется из графика в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$$z_{ve} = \frac{z_i}{\cos \delta_i}$$

5. Особенности конических передач с непрямыми зубьями

Из колес с непрямыми зубьями наибольшее распространение получили колеса с **косыми** (тангенциальными) зубьями (рисунок 3.4,а) и колеса с **круговыми** зубьями (рисунок 3.4,б).

Косой зуб, как видно из рисунка, направлен по касательной к некоторой воображаемой окружности радиуса e , и составляет с образующей конуса угол β_n ($25...30^\circ$).

Круговой зуб располагается по дуге окружности a , по которой движется инструмент при нарезании зубьев. Угол его наклона переменный, поэтому за расчетный угол принимают угол на окружности среднего диаметра колеса как угол между касательной к окружности и образующей конуса в данной точке ($\beta_n \approx 35^\circ$).

Колеса с круговыми зубьями получили преимущественное применение как менее чувствительные к нарушению точности взаимного расположения колес и более простые в изготовлении.

Силы в зацеплении конических колес с круговыми зубьями определяются по формулам:

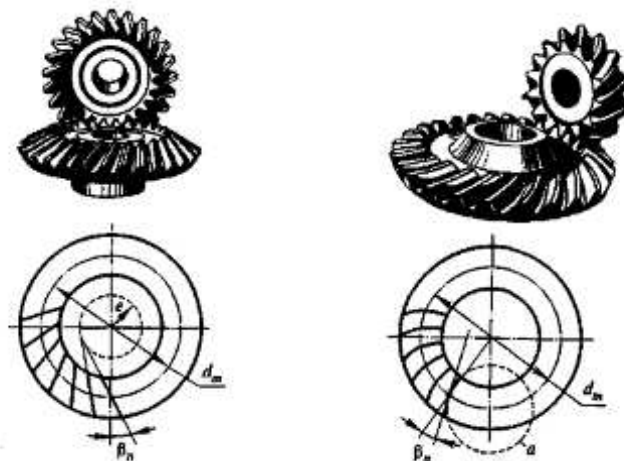


Рисунок 3.4

окружная сила $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}};$

радиальная сила $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta_n \cdot \sin \delta_1 ;$

осевая сила $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cdot \cos \delta_1 .$

В этих формулах знак **плюс** для случая, когда направление приложенного к валу шестерни крутящего момента и направление линии наклона зуба как винтовой линии совпадают, а знак **минус** – когда не совпадают.

Проверочный расчет конических колес с непрямыми зубьями на контактную прочность производят по формуле

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot \sqrt{1+u^2}}{J \cdot \psi_{bd} \cdot u \cdot d_{m1}^3}} \leq \sigma_H,$$

а проектный расчет – по формуле
$$d_{m1} = k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot \sqrt{1+u^2}}{J \cdot \psi_{bd} \cdot u \cdot \sigma_H^2}}.$$

Расчет на прочность по напряжениям изгиба выполняют по формуле

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_s \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} \cdot \frac{F_t}{J \cdot b_{dm} \cdot m_{mn}} \leq \sigma_F.$$

Для этих формул:

* коэффициент снижения нагрузочной способности J находят по эмпирическим формулам в зависимости от твердости материала колес и величины передаточного числа.

Например, при H_1 и $H_2 \leq 350$ HB $J_H = 1,22 + 0,21 \cdot u$; $J_F = 0,94 + 0,08 \cdot u$.

Из сравнения этих значений с $J_H = J_F = 0,85$ для прямозубых передач видно, что **нагрузочная способность передач с круговыми зубьями в 1,4...1,5 раза больше.**

* диаметр и число зубьев **бизквивалентного цилиндрического прямозубого колеса** (параметры которого по условию прочности равноценны и коническому, и косозубому колесам):

$$d_{vn} = \frac{d_e}{\cos \delta \cdot \cos^2 \beta_n}; \quad z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_n}.$$

Для обеспечения условия отсутствия подрезания рекомендуется

$$z_{vn1} \geq z_{\min} = 17,$$

а для предотвращения поломки при перекосе зубьев - $m_{te} \geq \frac{b}{10}$.

Для более точного определения m и z следует руководствоваться приводимыми в учебниках и справочниках специальными рекомендациями, учитывающими поверхностную твердость колес.

ЛЕКЦИЯ № 4. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Особенности червячных передач

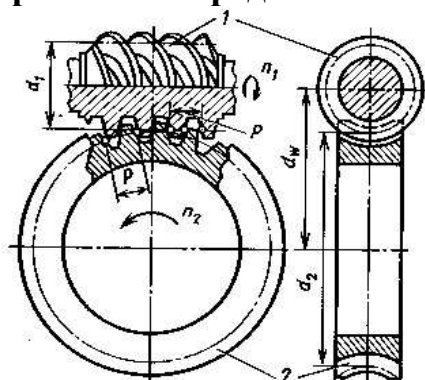


Рисунок 4.1

Червячные передачи состоят из червяка – винта с трапецидальной или близкой к ней резьбой, и червячного колеса – зубчатого колеса с косыми зубьями особой формы – дуговой, обеспечивающей облегание витков червяка и увеличение длины контактных линий. Движение в них осуществляется по принципу винтовой пары, в которой колесо подобно сектору, вырезанному из длинной гайки и изогнутому по окружности.

Червяк и колесо находятся на валах, перекрещивающихся под углом, как правило, 90° (см. рисунок 4.1). Ведущим в этих передачах обычно является червяк, ведомым - колесо, но бывает и наоборот, например, в молочных сепараторах.

Достоинства червячной передачи:

* Возможность осуществления больших передаточных чисел, в диапазоне $u = 5...1000$, а иногда и больше;

* компактность передачи, ее сравнительно небольшой вес;

* бесшумность и плавность работы;

* возможность выполнения передачи самотормозящейся.

Недостатки:

* сравнительно невысокий КПД ($0,7...0,85$) из-за больших потерь на трение;

* необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов для колес.

При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, и значительные потери на трение приводят, при длительной непрерывной работе, к нагреву. Это, как будет видно ниже, учитывается при расчетах и, кроме того, существуют конструктивные решения, обеспечивающие охлаждение передач: дополнительные охлаждающие ребра, обдуваемые воздушным потоком, создаваемым вентилятором, который установлен на валу червяка; жидкостное охлаждение.

Передаточное число червячной передачи определяют по условию, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу заходов червяка z_1 :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 - число заходов червяка, выполняющее функцию числа зубьев шестерни в зубчатом зацеплении. Так как z_1 мало и даже может равняться единице, в одной червячной паре можно получить большое передаточное число;

z_2 – число зубьев колеса (по условию неподрезания зубьев рекомендуется соотношению $z_2 \geq 28$).

Цилиндрические червяки бывают следующих типов (см. рисунок.4.2):

* **архимедов** (рисунок 4.2,а) – в торцевом сечении которого витки очерчиваются

архимедовой спиралью (отсюда название), а в осевом сечении – трапецидальный профиль витков с односторонним углом $\alpha = 20^\circ$ (как правило);

* **конволютный** (рисунок 4.2,б) – имеет трапецидальный профиль витков в **нормальном** сечении;

* **эвольвентный** (рисунок 4.2,в) – имеет эвольвентный профиль витков в **торцовом** сечении;

* **глобoidный** – имеет вогнутую форму, обеспечивающую более полное зацепление витков червяка с зубьями колеса и, следовательно, передачу больших нагрузок.

При необходимости в шлифованных рабочих поверхностях витков применяют червяки **конволютный и эвольвентный**: их можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга – **достоинство**.

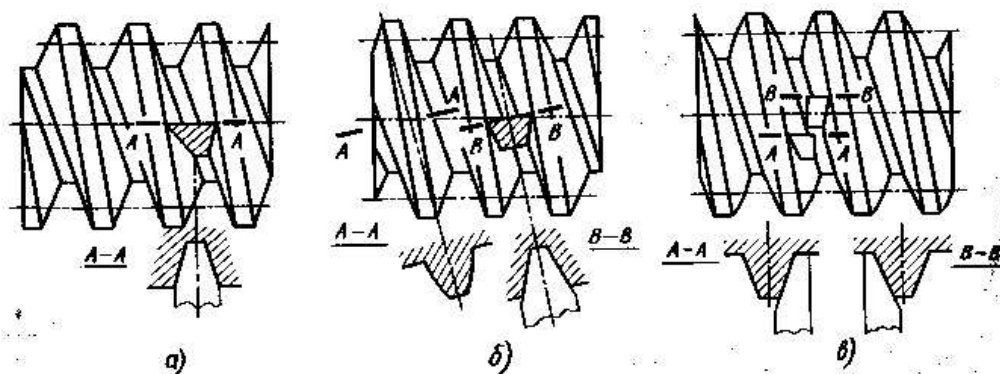


Рисунок 4.2

Но наиболее широко применяются **цилиндрические архимедовы червяки** как наиболее близкие к обычным винтам с трапецидальной резьбой. Их, как правило, применяют без шлифовки, так как для шлифования требуется специально профилированный шлифовальный круг. Именно эти червяки в дальнейшем и рассматриваются.

Червяки имеют число заходов $z_1 = 1 \dots 4$. Стандартизованы червяки с $z_1 = 1; 2; 4$. С увеличением z_1 растет угол подъема винтовой линии, а значит, и КПД (при $z_1 = 4$ $\eta = 0,92$).

Червячные колеса – чаще всего сборной конструкции: бронзовый – антифрикционный – венец насаживается на стальную или чугунную ступицу и дополнительно крепится болтами или винтами – бандажированная конструкция. Возможны сплошная литая конструкция или соединение венца со ступицей центробежным литьем.

Червячные передачи применяются для передачи мощности *от долей кВт до 200 кВт*, а оптимально – *до 50 кВт*. Дальнейшее увеличение передаваемой мощности нецелесообразно из-за низкого КПД и больших потерь на трение.

Материалы тел червячной передачи

В этой передаче имеется зона, неблагоприятная для гидродинамической смазки (об этом виде смазки более подробно – при изучении темы «Подшипники скольжения») и, если оба тела будут изготовлены из твердых материалов, то действие в месте контакта больших нагрузок может привести к схватыванию (заеданию). Во избежание этого одно из тел, как правило, колесо выполняется из антифрикционных, относительно мягких материалов.

Червяки изготавливают из:

* сталей среднеуглеродистых легированных, с поверхностной или объемной

закалкой до 45...55 HRC (стали 45, 40X, 40XH, 35XГСА со шлифовкой и полированием;
 * сталей цементируемых, с 58...63 HRC, обеспечивающих наилучшую стойкость передач – 20X, 12ХНЗА, 15ХФ, 18ХГТ (последняя – массовая дешевая цементируемая сталь);

* бронз – для передач с чугунными колесами очень больших диаметров (в молочных сепараторах).

Материалы колес

* при высоких скоростях скольжения витков червяка по зубьям колеса ($v_s = 5...35 \text{ м/с}$) – оловянистая бронза **Бр.ОФ 10-1**, оловянно-никелевая бронза **Бр.ОФН 10-1-1**, сурьмяно-никелевая бронза **Бр.СУРН 7-2,5**. Лучшими являются оловянистые бронзы, но они дефицитны;

* при средних скоростях скольжения ($v_s \leq 5 \text{ м/с}$) – алюминиево-железистая бронза **Бр.АЖ 9-4**. Она применяется при высокой твердости червяка ($\geq 45 \text{ HRC}$). Для ответственных передач она непригодна, так как имеет низкие противозадирные свойства;

* при малых скоростях скольжения ($v_s \leq 2 \text{ м/с}$) и больших диаметрах колес – чугуны **СЧ 15, СЧ 18, СЧ 21** с сульфидированием – насыщением поверхности зубьев серой – для уменьшения износа;

* для снижения износа, вибраций, в приборах и небольших силовых передачах – из пластмасс.

В связи с этим важным фактором выбора материалов является скорость скольжения $v_{ск}$, направленная по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка.

Как видно из рисунка 4.3, v_s определяется через окружные скорости червяка v_1 и колеса v_2 :

$$v_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}; \quad v_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}.$$

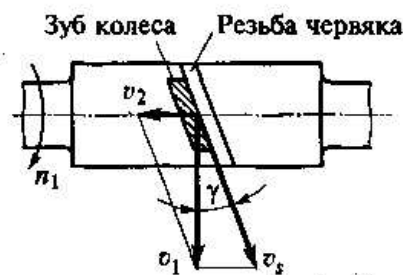


Рисунок 4.3

Тогда, как видно из схемы,

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\text{Cos} \gamma} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \text{Cos} \gamma} = \frac{\pi \cdot m \cdot q \cdot n_1 \cdot \sqrt{z_1^2 + q^2}}{60 \cdot 1000 \cdot \text{Cos} \gamma} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \cdot \sqrt{z_1^2 + q^2},$$

где $d_1 = m \cdot q$ – диаметр делительного цилиндра червяка, мм;

q – коэффициент диаметра червяка (стандартная величина);

γ – угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре.

$$\text{Cos} \gamma = \frac{\pi \cdot m \cdot q}{\sqrt{\pi \cdot m \cdot q^2 + \pi \cdot m \cdot z_1^2}} = \frac{q}{\sqrt{z_1^2 + q^2}}. \quad (*)$$

2. Расчет геометрических параметров передачи

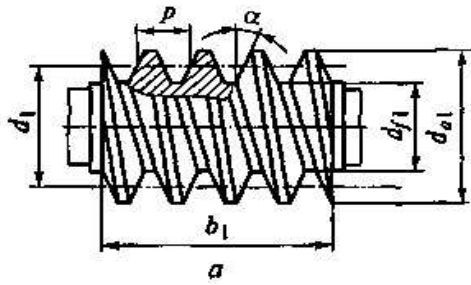


Рисунок 4.4

В сечении всей передачи *главной* плоскостью – плоскостью, проходящей через ось червяка перпендикулярно оси колеса – червячное зацепление можно рассматривать как зацепление колеса с непрерывной совокупностью зубчатых реек.

В этой плоскости измеряется осевой шаг червяка p – расстояние между одноименными профильными поверхностями смежных витков, измеренное вдоль оси (рисунок 4.4). Кроме того, определяют:

* осевой модуль
$$m = \frac{p}{\pi};$$

* ход винтовой линии
$$s = p \cdot z_1;$$

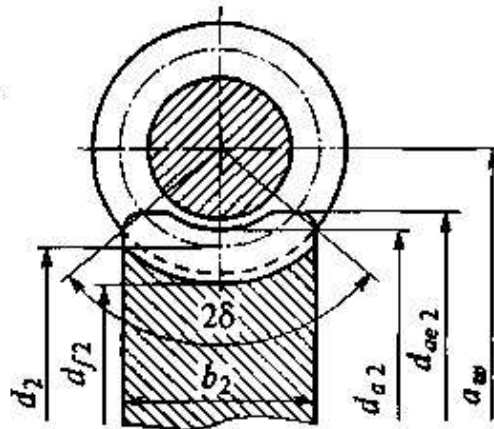


Рисунок 4.5

Затем определяют (см. рисунки 4.4 и 4.5):

* делительные диаметры червяка и колеса: $d_1 = q \cdot m; \quad d_2 = z_2 \cdot m;$

* диаметры цилиндров выступов червяка и колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = q \cdot m + 2 \cdot m = m \cdot (q + 2);$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_f = z_2 \cdot m + 2 \cdot m = m \cdot (z_2 + 2);$$

* диаметры цилиндров впадин червяка и колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = m \cdot q - 2 \cdot 1,2 \cdot m = m \cdot (q - 2,4);$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = m \cdot z_2 - 2 \cdot 1,2 \cdot m = m \cdot (z_2 - 2,4);$$

* наружный диаметр червячного колеса
$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2};$$

* межосевое расстояние
$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2).$$

Примечание: чтобы червяки не получились слишком тонкими (у тонких червяков увеличивается прогиб червячного вала, что нарушает правильность зацепления), рекомендуется увеличение коэффициента диаметра червяка q при уменьшении m , контролируя это соотношением $q \geq 0,25 \cdot z_2$.

Угол подъема винтовой линии определяется или из ранее выведенной формулы (*) на стр. 36,

$$\gamma = \arccos \frac{q}{\sqrt{q^2 + z_1^2}},$$

или из зависимости (рисунок 4.6):

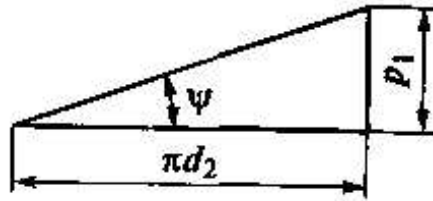


Рисунок 4.6

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi d_1} = \frac{p z_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q}.$$

Отсюда видно, что увеличение коэффициента q приводит к снижению γ , а следовательно, и КПД (см. далее определение КПД).

Длина нарезанной части червяка пропорциональна z_2 и определяется по эмпирической формуле

$$b_1 \geq c_1 + c_2 \cdot z_2 \cdot m,$$

где

$$c_1 = 11 \text{ и } c_2 = 0,06 \quad \text{при } z_1 = 1 \text{ и } 2;$$

$$c_1 = 12,5 \text{ и } c_2 = 0,09 \quad \text{при } z_1 = 4.$$

Ширина червячного колеса определяется по экспериментально установленным зависимостям:

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \quad \text{при } z_1 = 1 \text{ и } 2;$$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} \quad \text{при } z_1 = 4.$$

Условный угол обхвата колесом червяка 2δ (см. рисунок 4.5) принимается в пределах $2\delta = 90^\circ \dots 110^\circ$.

В червячных передачах m, q, a, γ, b_1 , а также точность изготовления стандартизованы ГОСТ 2144-76, 3175-81.

Как видно из рисунка 4.7:

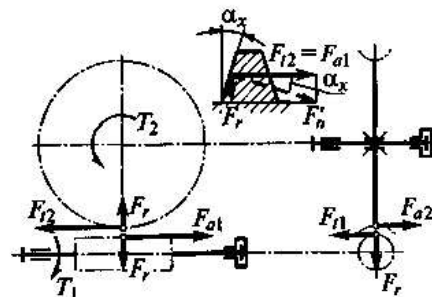


Рисунок 4.7

3.1. Окружное усилие на червяке, равное осевому усилию на колесе

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

3.2. Окружное усилие на колесе, равное осевому усилию на червяке

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

3.3. Радиальное усилие на колесе и червяке

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

В этих уравнениях T_1 и T_2 – крутящие моменты на валах червяка и колеса, связанные между собой зависимостью

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta.$$

КПД червячной передачи, по аналогии с винтовой парой, определяется по формуле

$$\eta = \frac{P_1 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_2}{P_1} = \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_2,$$

где η_n и η_2 – КПД, учитывающие потери, соответственно на трение в подшипниках и гидравлические – на перемешивание масла (*эти потери пренебрежимо малы, КПД близки к единице*);

η_3 – КПД зацепления при ведущем червяке. По аналогии с винтовой парой

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma + \varphi};$$

Здесь γ – угол подъема винтовой линии;

φ – угол трения.

С увеличением z_1 , а значит, и угла γ , η_3 увеличивается.

При ведущем колесе из-за изменения направления сил

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma - \varphi}{\operatorname{tg} \gamma}.$$

При $\gamma = \varphi \rightarrow \eta_3 = 0$, передача движения в обратном направлении становится невозможной, т.е. получается *самотормозящаяся* червячная пара. Это явление используется в механизмах подъема грузоподъемных машин.

4. Расчет тела червяка

Зная усилия в червячном зацеплении, осуществляют расчет тела червяка на прочность и жесткость (см. рисунок 4.8).

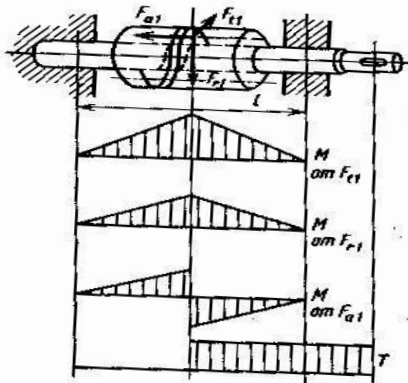


Рисунок 4.8

Максимальный изгибающий момент от окружной силы на червяке F_{t1} (в горизонтальной плоскости)

$$M_1 = \frac{F_{t1} \cdot l}{4}.$$

Максимальный изгибающий момент от осевой силы на червяке F_{a1}

$$M_2 = \frac{F_{a1} \cdot d_1}{4}.$$

Максимальный изгибающий момент от радиального усилия F_{r1}

$$M_3 = \frac{F_{r1} \cdot l}{4}.$$

Полный изгибающий момент в опасном сечении червяка

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2 + M_3^2},$$

а эквивалентный – приведенный момент для опасного сечения определяется по формуле

$$M_{эке} = \sqrt{M^2 + T^2}.$$

Тогда эквивалентное напряжение $\sigma_{эке} = \frac{M_{эке}}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{0,1 \cdot d_{f1}^3} \leq \sigma_u$.

Проверка тела червяка на жесткость осуществляется по стреле прогиба

$$f = \frac{l^3 \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}}{48 \cdot E \cdot J} \leq f = 0,005 \dots 0,01 \cdot m,$$

где E_1 – модуль упругости материала червяка;

$$J = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \text{ – осевой момент инерции.}$$

5. Расчет червячных передач на прочность

Так как в червячных передачах, кроме усталостного выкрашивания, велика опасность заедания, основным является расчет на контактную прочность, а расчет на изгиб – проверочным.

При расчете червячных передач на контактную прочность, как и в зубчатых передачах, за исходную берут формулу Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_u \cdot E_{np}}{\rho_{np} \cdot 2\pi \cdot (1 - \mu^2)}} \leq \sigma_H.$$

Здесь q_u – удельная нагрузка, приходящаяся на единицу длины L_k контактных линий, определяемая следующим образом:

$$* \text{ находят дуговую ширину колеса } b = \frac{\pi \cdot d_1}{360} \cdot 2\delta;$$

* определяют длину контактных линий, с учетом торцового перекрытия (коэффициент ε_t) и угла γ подъема винтовой линии:

$$L_k = \frac{\pi \cdot d_1}{360} \cdot 2\delta \cdot 0,75 \cdot \frac{\varepsilon_t}{\cos \gamma} = \frac{1,3 \cdot d_1}{\cos \gamma}, \quad \text{где } \varepsilon_t = 1,8 \dots 2,1; \quad 2\delta = 100^\circ.$$

0,75 – коэффициент, учитывающей уменьшенное поле зацепления из-за

соприкосновения не по полной дуге обхвата 2δ , а частично, как в косозубых передачах. Тогда

$$q_u = \frac{F_n}{L_k} = \frac{F_t \cdot \cos\gamma}{\cos\gamma \cdot \cos\alpha \cdot 1,3 \cdot d_1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{1,3 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \cos\alpha}.$$

Приведенный модуль упругости передачи

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^5}{2,15 + 0,9 \cdot 10^5} = 1,27 \cdot 10^5.$$

Так как у архимедова червяка в осевом сечении профиль витка - прямобочная трапеция, то радиус кривизны витка $\rho_1 = \infty$, и из формулы

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \rightarrow \frac{1}{\rho_{np}} = 0 + \frac{1}{\rho_2} \rightarrow \rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_2 \cdot \sin\alpha}{2 \cdot \cos\gamma}.$$

Подставляя q_u , E_{np} , ρ_{np} , учетом $\alpha = 20^\circ$, $\gamma = 10^\circ$, $\mu = 0,3$, $d_2 = m \cdot z_2$, $d_1 = m \cdot q$, $m = 2a/(z_2 + q)$, и преобразуя, получим:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot 1,27 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot \cos\gamma \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\gamma}}{1,3 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \cos\alpha \cdot d_2 \cdot \sin\alpha \cdot 2\pi \cdot 1 - \mu^2}} -$$

$$= 5100 \cdot \frac{q}{z_2} \sqrt{T_2 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\gamma} \cdot \frac{z_2 + q}{a^3 \cdot q^3}} \leq \sigma_H.$$

Эта формула – для проверочного расчета червячной передачи. Для проектного расчета преобразуем ее возведением в квадрат, находя главный геометрический параметр передачи – межосевое расстояние:

$$\left(5100 \cdot \frac{q}{z_2} \right)^2 \cdot \frac{z_2 + q}{a^3 \cdot q^3} \cdot T_2 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\gamma} = \sigma_H^2, \quad \text{откуда}$$

$$a = \sqrt[3]{\left(\frac{5100 \cdot q}{z_2 \cdot \sigma_H} \right)^2 \cdot \left(\frac{z_2 + q}{q} \right)^3 \cdot T_2 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\gamma}} = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{5100 \cdot q}{z_2 \cdot \sigma_H} \right)^2 \cdot T_2 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\gamma}}.$$

По напряжениям изгиба рассчитывают также *только зубья червячного колеса*, так как витки червяка и по форме, и по материалу прочнее. Этот расчет аналогичен расчету на изгиб зубьев цилиндрических косозубых колес, но:

* зубья червячного колеса по своей форме (**дуговые!**) прочнее обычных косых зубьев, что учитывается коэффициентом формы зуба

$$Y_{Fчерв} \approx 1,4 \cdot Y_{Fкос}.$$

* коэффициент Y_ε , учитывающий перекрытие зубьев, определяются по формуле

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0,75 \cdot \varepsilon_t} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,8} = 0,74.$$

* коэффициент Y_γ , учитывающий наклон зубьев, для червячного колеса определяется по той же эмпирической формуле, что и для косозубого (разница в обозначении - γ вместо β):

$$Y_f = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - \frac{10}{140} \approx 0,93.$$

Тогда

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\gamma \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\gamma} \cdot k_{Fv} \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot m} = 0,7 \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\gamma} \cdot k_{Fv} \cdot Y_{F\alpha} \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot m} \leq \sigma_F.$$

Здесь $k_{F\alpha}$, $k_{F\gamma}$, k_{Fv} — определяются так же, как и для косозубых колес, т.е. по графикам или из таблиц, в зависимости от окружной скорости, поверхностной твердости и степени точности изготовления.

$Y_{F\alpha}$ — коэффициент формы зуба, выбираемый из таблицы или графика в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

$$z_{эке} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

Проектного расчета червячных передач из условия прочности на изгиб обычно не производят.

6. Тепловой расчет червячных передач

Из-за сравнительно больших потерь передаваемой мощности на трение происходит большое тепловыделение, что вызывает ухудшение смазочных свойств масел и создает опасность заедания передачи. Для устранения этого должен иметь место хороший отвод тепла, т.е. удовлетворяться условие

$$Q_{обр} \leq Q_{отв},$$

где $Q_{обр}$ — количество образующейся теплоты:

$$Q_{обр} = P_1 - P_1 \cdot \eta_{un} = P_1 \cdot (1 - \eta_{un});$$

P_1 — мощность на валу-червяке, кВт;

$Q_{отв}$ — количество теплоты, отводимой в окружающую среду:

$$Q_{отв} = k_T \cdot (t_1 - t_2) \cdot A \cdot (1 + \psi), \text{ кВт};$$

$k_T = 8...17 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}$ — коэффициент теплоотдачи;

$t_1 = 60...90^\circ \text{C}$ — температура масла (в зависимости от свойств сорта масла);

t_2 — температура окружающей среды (обычно 20°C);

A — площадь поверхности охлаждения (без учета площади днища корпуса);

$\psi \approx 0,3$ — коэффициент теплоотвода через днище в фундаментную плиту.

Если условие $Q_{обр} \leq Q_{отв}$ не обеспечивается, необходимо применять один из следующих методов искусственного охлаждения (или сочетание их — см. рисунок 4.9):

* **оробрение** корпуса редуктора (при этом площадь охлаждающей поверхности может быть увеличена на 50 процентов);

* **обдувание корпуса**, как правило, обробреного, вентилятором (рисунок 4.9,а - с повышением коэффициента k_T до $20...28 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}$);

* водяное охлаждение (рисунок 4.9,б) пропусканием воды через расположенные в масляной ванне внутри корпуса змеевики ($k_T \approx 90...200 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}$);

* устройство циркуляционной системы смазки со специальными холодильниками (рисунок 4.9, в).

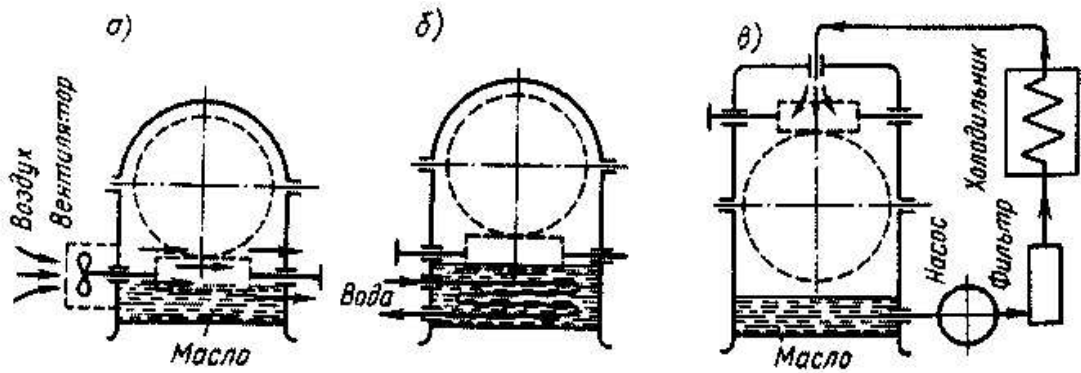


Рисунок 4.9

ЛЕКЦИЯ № 5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Виды и особенности ременных передач

Ременные передачи – передачи гибкой связью, передающие энергию за счет сил трения. Они состоят из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением (рисунок 5.1).

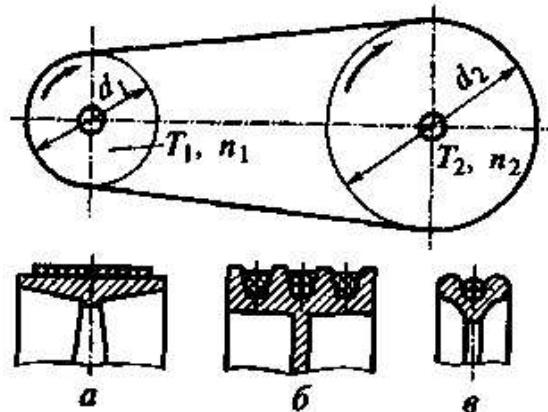


Рисунок 5.1

Ремины выполняют следующих сечений (рисунок 5.2):

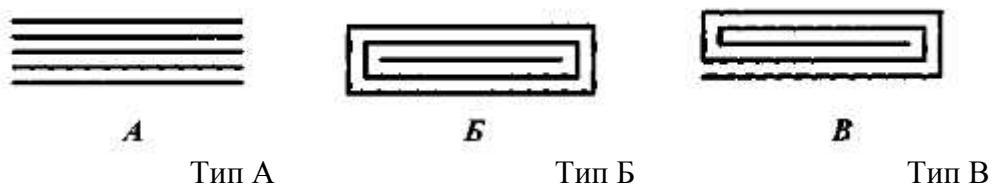


Рисунок 5.2

* **плоские** – в виде узкого прямоугольника: резиноканевые, состоящие из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, связанных вулканизированной резиной, в диапазоне размеров о ширине от 20 до 1200 мм, делящиеся на три группы – **нарезные типа А** (наиболее гибкие); **послойно завернутые типа Б**; **спирально завернутые типа В** (более жесткие, работающие при меньших скоростях); **кожаные**, обладающие высокой тяговой способностью, долговечностью, гибкостью, хорошо работающие при переменных и ударных нагрузках, на высоких скоростях, но применяющиеся крайне редко из-за

дефицитности материала; **синтетические тканые** из мешковых капроновых тканей с полиамидным покрытием, наиболее перспективные из-за повышенной прочности, долговечности и высокого коэффициента трения; **прорезиненные кордшнуровые с лавсановым шнуром** (резина обеспечивает работу ремня как единого целого, высокий коэффициент трения, защиту корда от механических повреждений);

* **клиновые** – трапецеидального сечения с боковыми рабочими сторонами, работающими на шкивах с канавками соответствующего профиля (состоят из нескольких слоев кордткани или кордшнура с расположенными над и под ними резиновыми слоями, и обертывающей их защитной прорезиненной ткани);

* **круглые** – диаметров 3...12 мм, кожаные, капроновые, хлопчатобумажные, прорезиненные – применяются редко, работают при малых скоростях;

* **поликлиновые** – бесконечные плоски с продольными клиновыми выступами на внутренней поверхности, выполняемые из тех же материалов, что и клиновые, сочетающие в себе достоинства плоских ремней (монолитность и гибкость) и клиновых (повышенную силу сцепления со шкивами).

В сельскохозяйственном производстве применяются ремни клиновые (преимущественно) и плоские.

Достоинства ременных передач:

* возможность передачи мощности на относительно большие межосевые расстояния;

* плавность и бесшумность работы;

* возможность работы с высокими частотами вращения;

* возможность предохранять машины и механизмы от вредных перегрузок и поломок за счет проскальзывания ремня;

* простота конструкции, малая стоимость, легкость обслуживания;

* возможность регулирования скорости, в том числе бесступенчатого.

Недостатки:

* сравнительно большие габариты (при одинаковой величине передаваемой мощности – в **5...6 раз** больше, чем у зубчатых передач);

* непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания ремня;

* повышенное давление на валы и опоры из-за необходимости сильного прижатия ремней к шкивам для обеспечения соответствующей силы трения;

* необходимость в дополнительных устройствах для натяжения ремня и в предохранении ремня от попадания на него масла;

* малая долговечность ремня в быстроходных передачах.

Ременная передача с параллельными валами и вращающимися в одну сторону шкивами называется открытой (рисунок 5.1).

Передача с параллельными валами и вращением шкивов в разные стороны благодаря закручиванию ремня называется перекрестной (рисунок 5.3,а).

Передача с перекрещивающимися валами и закрученным ремнем называется угловой (рисунок 5.3,б).

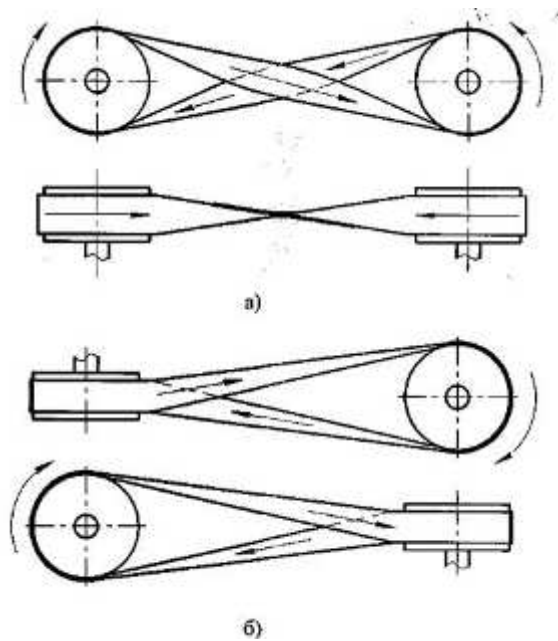


Рисунок 5.3

Наиболее употребляемые способы натяжения ремней: перемещением одного из шкивов; натяжным роликом, позволяющим периодическую перестановку или автоматически поддерживающим натяжение ремня грузом.

2. Усилия и напряжения в ремнях

При монтаже передачи обе ее ветви натягиваются с некоторым первоначальным усилием F , и в состоянии покоя сила натяжения обеих ветвей одинакова:

$$F_1 = F_2 = F_0.$$

Это же практически имеет место и при работе вхолостую.

При работе под нагрузкой происходит перераспределение усилий натяжения ветвей:

$$F_1 = F_0 + \Delta F; \quad F_2 = F_0 - \Delta F,$$

но сумма этих усилий остается неизменной:

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0.$$

Следовательно, для передачи мощности ведущая и ведомая ветви должны иметь разные натяжения, соответственно большее F_1 и меньшее F_2 . Разность их дает окружную силу трения

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T}{d}.$$

Решая два последних уравнения совместно, получим:

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t.$$

Величина первоначального натяжения $F_0 = A \cdot \sigma_0$,

где A – площадь поперечного сечения ремня (для клиноременной передачи – площадь всех ремней);

σ_0 – начальное напряжение, при котором ремень может выдержать натяжение F_0 длительное время, не вытягиваясь (0.9...2 МПа).

Полученные зависимости не раскрывают физической сущности работы ременной передачи и ее тяговой способности, и не дают качественную оценку конструкции. Тяговая способность связана с величиной силы трения, и эта зависимость описывается формулой Л.Эйлера, для вывода которой используем схемы на рисунке 5.4.

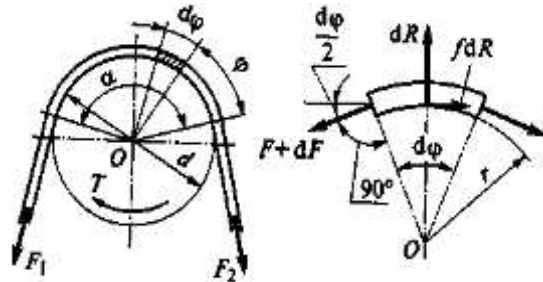


Рисунок 5.4

На них: F – сила натяжения элемента ремня;
 dF – приращение силы натяжения ведущей ветви для преодоления элементарной силы трения $f \cdot dR$;
 dR – нормальная реакция на элемент ремня, ограниченный углом $d\varphi$;
 dC – элементарная центробежная сила.

По условию равновесия моментов

$$0,5d \cdot F + 0,5d \cdot f \cdot dR - 0,5d \cdot F + dF - 0, \text{ или } f \cdot dR = dF. \quad (*)$$

Сумма проекций сил на направление вектора силы dR :

$$\begin{aligned} dR - F \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} - F + dF \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} &= \\ = dR - F \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} - F \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} - dF \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} &= 0. \end{aligned}$$

Из-за малости $d\varphi$ отбрасывают $dF \cdot \sin \frac{d\varphi}{2}$ и принимают $\sin \frac{d\varphi}{2} = \frac{d\varphi}{2}$, получая

$$dR = F \cdot d\varphi. \quad (**)$$

Решая уравнения (*) и (**) совместно, получают $\frac{dF}{F} = f \cdot d\varphi$.

Интегрируя, при изменении φ от 0 до α , выводят уравнение Л.Эйлера:

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^\alpha f \cdot d\varphi \rightarrow \ln \frac{F_1}{F_2} = f \cdot \alpha \rightarrow \frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \rightarrow F = F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}.$$

Решая это уравнение совместно с $F_1 - F_2 = F_t$, получают:

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Хотя уравнение Л.Эйлера выведено для условий, не соответствующих работе ременной передачи (оно выведено для гибкой невесомой нерастяжимой нити, охватывающей неподвижный негладкий барабан), оно дает качественную оценку конструкции: чем больше f и α , тем больше тяговая способность передачи. Степень же отражения уравнением Л.Эйлера реальных условий работы передачи зависит от достоверности коэффициента f .

Так как $F_1 > F_2$, то натяжение ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей, а значит, и

их относительное удлинение различно.

Ведущая ветвь l_1 , набегающая на ведущий шкив, на некоторой дуге покоя α_{n1} находится в постоянном сцеплении со шкивом, а затем, за счет уменьшения натяжения, проскальзывает по поверхности шкива, *отставая* от него (на дуге угла скольжения α_{c1}). Ведомая ветвь l_2 постоянно сцеплена с ведомым шкивом на дуге угла покоя α_{n2} , а затем, растягиваясь за счет растущего натяжения, также проскальзывает по его поверхности, но *опережая* его по дуге угла скольжения α_{c2} (рисунок 5.5).

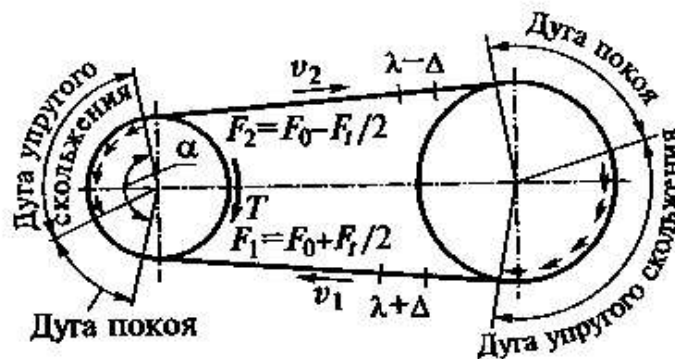


Рисунок 5.5

Относительное удлинение ремня ε определится в соответствии с законом Гука.

Для ведущей ветви $\varepsilon_1 = \frac{F_1}{E \cdot A}$, а для ведомой ветви - $\varepsilon_2 = \frac{F_2}{E \cdot A}$.

Тогда относительное скольжение ремня – коэффициент проскальзывания

$$\xi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{F_1 - F_2}{E \cdot A} = 0,01 \dots 0,02.$$

Этот коэффициент учитывается при определении соотношений окружных скоростей на шкивах, и уточненного передаточного отношения:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с};$$

$$v_2 = v_1 - v_1 \cdot \xi = v_1 \cdot (1 - \xi);$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v_1 \cdot \pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_1 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot v_2} = \frac{d_2 \cdot v_1}{d_1 \cdot v_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)}.$$

Кроме усилий F_1 и F_2 , при круговом движении ремня со скоростью V на каждый элемент ремня, имеющий массу dm , действует элементарная центробежная сила dC , вызывающая дополнительное усилие натяжения F_v во всех его сечениях:

$$dC = \frac{dm \cdot v^2}{0,5d} = \frac{[\rho \cdot d\alpha \cdot 0,5d \cdot A] \cdot v^2}{0,5d} = \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot d\varphi,$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³;

A – площадь поперечного сечения ремня, м²;

$0,5d \cdot d\varphi$ – длина элементарной дуги, м.

По условию равновесия

$$dC = \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot d\varphi = 2 \cdot F_v \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} = F_v \cdot d\varphi, \quad \text{или} \quad F_v = \rho \cdot A \cdot v^2.$$

Это усилие снижает силу трения и нагрузочную способность передачи.

Рассмотренные силы вызывают в ремне соответствующие напряжения:

* растяжения от сил F_1 и F_2 : $\sigma_{p1} = \frac{F_1}{A}$; $\sigma_{p2} = \frac{F_2}{A}$;

* растяжения от центробежной силы

$$\sigma_{pc} = \frac{F_v}{A} = \frac{A \cdot \rho \cdot v^2}{A} = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6};$$

* от изгиба в той части ремня, которая огибает шкив; по закону Гука:

$$\sigma_u = \varepsilon \cdot E,$$

где ε — относительное удлинение наружных волокон ремня. При чистом изгибе, характерном для нейтрального слоя (рис. 5.6),

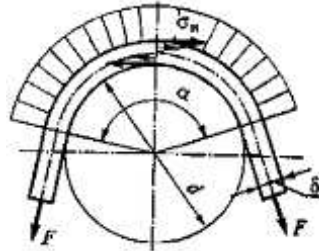


Рисунок 5.6

$$\varepsilon = \frac{y}{r},$$

где $y = \frac{\delta}{2}$ — расстояние от нейтрального слоя ремня до поверхности (поверхности шкива);

$r \approx \frac{d_1}{2}$ — радиус кривизны нейтрального слоя. Тогда

$$\sigma_u = E \cdot \frac{y}{r} = E \cdot \frac{\delta \cdot 2}{2 \cdot d_1} = E \cdot \frac{\delta}{d_1}.$$

Диаграмма напряжений (рисунок 5.7) позволяет определить место и величину максимального напряжения в ремне. Оно возникает в точке **набегания** ведущей ветви на ведущий шкивы, сохраняется на дуге покоя и, по величине, равно

$$\sigma_{\max} = \sigma_{p1} + \sigma_{pc} + \sigma_u.$$

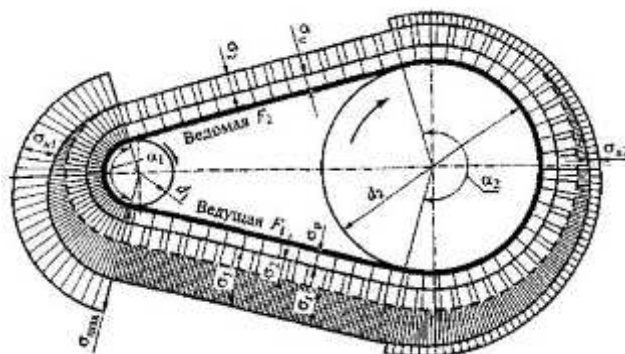


Рисунок 5.7

3. Расчет ременных передач по тяговой способности

Тяговая способность ремня оценивается коэффициентом тяги φ -

отношением полезной окружной силы к суммарному натяжению ветвей:

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t / A}{2F_o / A} = \frac{\sigma_t}{2 \cdot \sigma_o}.$$

Взаимосвязь между коэффициентом тяги и коэффициентом проскальзывания ξ видна из графика (рисунок 5.8):

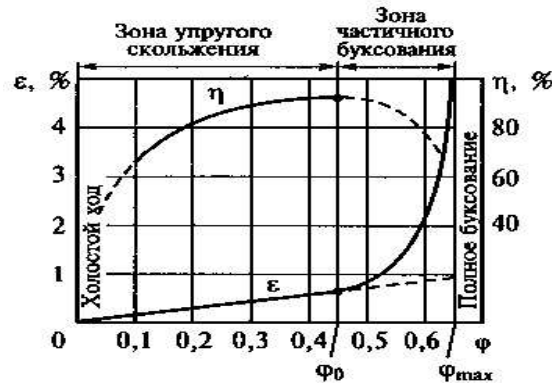


Рисунок 5.8

До $\varphi_{кр} \approx 0,45$ скольжение вызывается только упругими деформациями ремня — кривая скольжения *прямолинейная*.

При дальнейшем росте нагрузки возникает дополнительное проскальзывание — *кривая идет круче*, и при некотором значении $\varphi_{max} \approx 0,7$ наступает полное буксование.

КПД, как видно из графика, сначала, с ростом нагрузки, растет из-за уменьшения влияния потерь холостого хода. При $\varphi = \varphi_{кр}$ он достигает максимума, а затем падает из-за дополнительных потерь на буксование.

Ременную передачу необходимо использовать в зоне $\varphi_{кр}$, где наиболее высокий КПД. При $\varphi < \varphi_{кр}$ возможности передачи *недоиспользуются*, а при $\varphi > \varphi_{кр}$ ее можно использовать *лишь кратковременно*, для преодоления пиковых нагрузок, так как длительное буксование приводит к усиленному износу ремня и потере скорости.

Установленные экспериментально средние значения $\varphi_{кр}$ равны: для ремней прорезиненных и кожаных — **0,6**; хлопчатобумажных — **0,5**; синтетических — **0,45...0,5**.

Как видно из исходной формулы коэффициента тяги, $\sigma_t = 2 \cdot \sigma_o \cdot \varphi$, тогда допустимое полезное напряжение $\sigma_{tp} = 2 \cdot \sigma_o \cdot \varphi_{кр}$, а расчетное допустимое полезное напряжение, учитывающее влияние внешних факторов на работу передачи,

$$\sigma_{tp} = \sigma_t \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta,$$

где $C_\alpha = 1 - 0,0025 \dots 0,003 \cdot 180 - \alpha_1$ — учитывает влияние величины угла обхвата ремнем меньшего шкива;

$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2$ — учитывает влияние скорости ремня;

C_p — учитывает влияние режима работы передачи;

C_θ — учитывает влияние угла наклона передачи к горизонту.

Зная σ_{tp} , определяют геометрические параметры передачи.

4. Расчет геометрических параметров плоскоременной передачи

Зная условия работы и расположение проектируемой передачи, задаются типом

плоского ремня (А; Б; В). Затем:

4.1. Находят площадь поперечного сечения ремня

$$A = \frac{F_t}{\sigma_{пр}} = b \cdot \delta,$$

откуда, задавшись из таблиц числом z_n тканых прокладок и толщиной δ_1 одной прокладки, находят толщину ремня $\delta = z_n \cdot \delta_1$, и определяют ширину ремня b , с последующим округлением ее до стандартной и уточнением A .

4.2. Определяют диаметр d_1 меньшего – ведущего шкива по эмпирической формуле М.А. Саверина:

$$d_1 = 110 \dots 130 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \text{ мм,}$$

с округлением до стандартного в большую сторону (здесь P_1 – в Вт, n_1 – в мин⁻¹).

4.3. Находят диаметр ведомого шкива $d_2 = d_1 \cdot u$ с последующим округлением до ближайшего, желательно меньшего, стандартного значения, уточнением

$$u_y = \frac{d_{2\text{зочн}}}{d_{1\text{зочн}} \cdot (1 - \xi)}$$

и проверкой допустимости отклонения u_y от u :

$$u = \frac{u - u_y}{u} \cdot 100\% \leq u = \pm 3\%.$$

4.4. Принимают величину межосевого расстояния из диапазона

$$a = 1,5 \dots 2 \cdot d_1 + d_2.$$

4.5. Находят угол обхвата ремнем малого-ведущего шкива и определяют длину ремня.

При достаточно больших межосевых расстояниях и в условиях ограниченных передаточных отношений угол β схождения ветвей в плоскоремennых передачах мал:

$$\beta \leq 15^\circ \text{ (рисунок 5.9), следовательно, можно принять } \sin \frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2}.$$

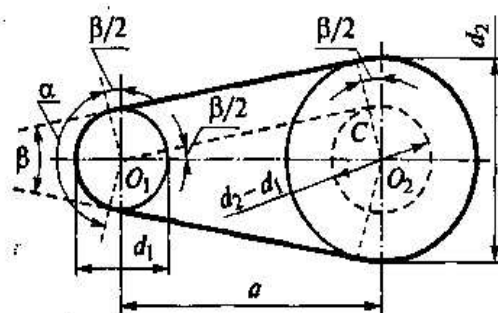


Рисунок 5.9

4.5.1. Из точки O_1 проводят отрезок O_1A параллельно ведомой ветви до пересечения с радиусом O_2B . Тогда

$$O_1C = AB = \frac{d_1}{2}; \quad O_2A = O_2B - AB = \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

Из треугольника O_1AO_2

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{\beta}{2} = \frac{O_2A}{O_1O_2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} \text{ рад} = \frac{d_2 - d_1}{2a} \cdot 57^\circ.$$

Из схемы (рисунок 5.9) видно, что

$$\alpha_1 = 180 - 2 \cdot \frac{\beta}{2} = 180 - 2 \cdot \frac{d_2 - d_1}{2a} \cdot 57 = 180 - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57 \geq \alpha = 150^\circ.$$

$$\alpha_2 = 180 + 2 \cdot \frac{\beta}{2} = 180 + \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57.$$

4.5.2. Из этой же схемы видно, что длина ремня

$$L - 2 \cdot O_1A + \cup CD + \cup BE - 2a \cdot \cos \frac{\beta}{2} + \frac{\pi d_1}{2} - 2 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{\beta}{2} + \frac{\pi d_2}{2} + 2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{\beta}{2} - \\ - 2a \cdot \cos \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot d_1 + d_2 + \frac{\beta}{2} \cdot d_2 - d_1.$$

Раскладывают $\cos \frac{\beta}{2}$ в ряд Маклорена:

$$\cos \frac{\beta}{2} = 1 - \frac{\left(\frac{\beta}{2}\right)^2}{2!} + \frac{\left(\frac{\beta}{2}\right)^4}{4!} - \frac{\left(\frac{\beta}{2}\right)^6}{6!} + \frac{\left(\frac{\beta}{2}\right)^8}{8!} - \dots$$

Так как в этом ряду каждый последующий член значительно меньше предыдущего, пользуются приближенной формулой, состоящей из первых двух членов:

$$\cos \frac{\beta}{2} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\beta}{2}\right)^2.$$

$$L - 2a \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\beta}{2}\right)^2 \right] + \frac{\pi}{2} \cdot d_1 + d_2 + \frac{\beta}{2} \cdot d_2 - d_1 - \\ - 2a - 2a \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right)^2 + \frac{\pi}{2} \cdot d_1 + d_2 + \frac{d_2 - d_1}{2a} \cdot d_2 - d_1 - \\ - 2a + \frac{\pi}{2} \cdot d_1 + d_2 + \frac{d_2 - d_1}{4a}.$$

К основной длине добавляют на сшивку ремня $|L - 20...25 \cdot \delta$.

5. Особенности расчета клиноременных передач

Применение клинового ремня существенно увеличивает тяговую способность передачи за счет повышения сил трения, что видно из следующей схемы:

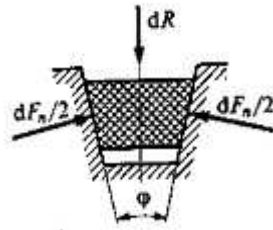


Рисунок 5.10

Элементарная сила трения в плоскоременной передаче

$$dF_{mp} = dR \cdot f,$$

а в клиноременной передаче (рис. 2.10)

$$dF_{mp} = dF_n \cdot f = dR \cdot \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}}.$$

Коэффициент трения в клиноременной передаче

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{f}{\sin \frac{40}{2}} \approx 3f$$

называют **приведенным** коэффициентом трения.

Следовательно, клиновая форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза. Как видно из формулы f' , с уменьшением φ сцепление увеличивается, но при $\varphi < 40^\circ$ проявляются эффект самозаклинивания ремня и его быстрое разрушение.

Расчет клиноременных передач во многом производится по тем же зависимостям, что и плоскоременных, и **осуществляется в следующей последовательности:**

* по номограмме (рисунок 5.11), в зависимости от P_1 и n_1 , или по величине T_1 (см. [4], стр.123, табл.7.2) выбирается сечение ремня (одно из семи - **О, А, Б, В, Г, Д, Е**), и выписываются все его параметры, в том числе высота сечения h и d_{\min} ;

* из стандартного ряда, по соотношению $d_1 > d_{\min}$, принимается значение диаметра малого шкива d_1 - в большую сторону с целью повышения долговечности ремня (**этот диаметр может быть определен и о формуле М.А.Саверина**).

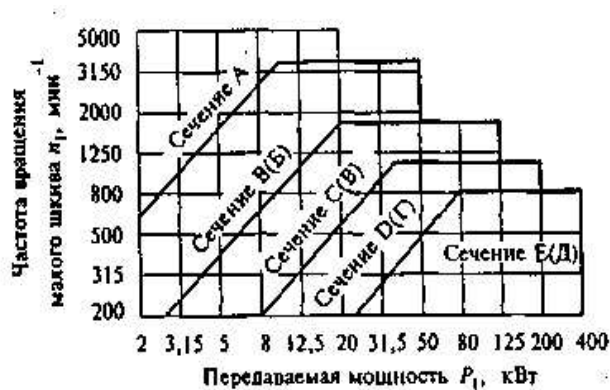


Рисунок 5.11

* определяют $d_2 = d_1 \cdot u$, с округлением до стандартного значения (*предпочтительно в меньшую сторону с целью уменьшения габаритов передачи*).

* определяют предварительное значение межосевого расстояния по одной из зависимостей (*предпочтительно второй*):

$$a_{пред} = 1,5...2 \cdot d_1 + d_2 ;$$

$$a_{пред} = 0,55 \cdot d_1 + d_2 + h;$$

* находят предварительную длину ремня по той же формуле, что и для плоскоремennых передач:

$$L_{пред} = 2 \cdot a_{пред} + \frac{\pi}{2} \cdot d_1 + d_2 + \frac{d_2 - d_1}{4 \cdot a_{пред}}^2,$$

округляют ее до ближайшего большего стандартного значения, а затем уточняют межосевое расстояние:

$$a_y = \frac{2 \cdot L_y - \pi \cdot d_1 + d_2 + \sqrt{[2 \cdot L_y - \pi \cdot d_1 + d_2]^2 - 8 \cdot d_2 - d_1^2}}{8}.$$

* определяют число ремней по формуле
$$z = \frac{P_1}{P_o \cdot C_{\alpha} \cdot C_L \cdot C_p \cdot C_u},$$

где P_1 – мощность на валу ведущего шкива;

P_o – мощность, передаваемая одним ремнем (из таблиц – см. [4], стр.124, табл.7.3)

при $u = 1$, $\alpha = 180^\circ$ и спокойной работе;

C_{α} , C_p – вспомогательные коэффициенты, определяемые так же, как и для плоскоремennых передач;

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (из таблиц, в зависимости от u и n_1);

C_u – коэффициент передаточного числа (из таблиц), учитывающий изменение напряжений изгиба на большом шкиве (увеличивается с ростом u).

6. Определение усилий, действующих на валы шкивов

Эти усилия необходимо знать для расчета, в последующем, валов и подшипниковых опор.

Считая, что материал ремней подчиняется закону Гука, и после приложения полезной нагрузки сумма напряжений остается постоянной, определяют эти усилия для случаев:

* при $u = 1$, когда ветви параллельны,

$$F_r = F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0 = 2 \cdot \sigma_0 \cdot A;$$

* при непараллельных ветвях (см. рис. 2.12)

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \beta} \approx 2 \cdot F_0 \cdot \cos \frac{\beta}{2}.$$

Расчетная максимальная нагрузка на валы

$$F_{r\max} = 2 \cdot 1,5 \cdot F_0 \cdot \cos \frac{\beta}{2},$$

где $1,5$ – коэффициент запаса натяжения при монтаже передачи, учитывающий

вытягивание ремня в процессе работы.

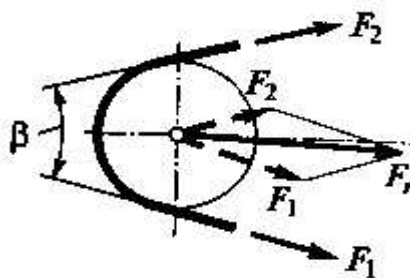


Рисунок 5.12

7. Определение ресурса ременных передач

Точных методов определения ресурса ременных передач, учитывающих влияние всех внешних факторов, не существует. Приближенное определение ресурса производят в следующей последовательности:

* определяют частоту пробегов ремня

$$\nu = \frac{v}{L} \leq \nu = 5 \text{ с}^{-1} \text{ для ПРП и } 10 \text{ с}^{-1} \text{ для КРП.}$$

Это очень важный параметр, так как его величина пропорциональна нагреву передачи, а значит, ее долговечности.

* находят ресурс ремня

$$L_h = \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{3600 \cdot \nu \cdot z_{ш}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{max}} \right)^m, \text{ ч,}$$

где $z_{ш}$ – число шкивов (в передачах с натяжным роликом $z_{ш} = 3$);

C_H – учитывает непостоянство нагрузки;

C_u – учитывает влияние передаточного числа;

σ_s – предел выносливости: **5...7 МПа**, в зависимости от материала ремня;

m - показатель степени: для плоских ремней **5...6**, для клиновых – **7...11**.

Л Е К Ц И Я № 6. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Общие сведения о цепных передачах

В цепных передачах энергия передается посредством зацепления гибкой связи – цепи с зубьями звездочек – цепных колес, расположенных на некотором расстоянии друг от друга.

Достоинства цепных передач (по сравнению с ременными, тоже передачами гибкой связью):

* постоянство среднего передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания;

* достаточно высокий КПД – до 98 %;

* меньшая нагрузка на валы и подшипники, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;

* возможность передачи вращения одной ведущей звездочки нескольким ведомым, с разным направлением их вращения (см. рисунок 6.1);

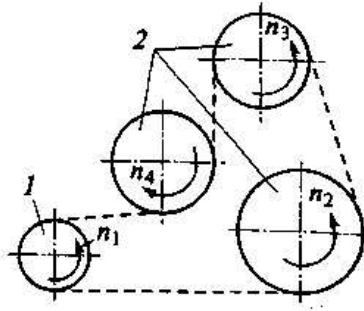


Рисунок 6.1

* компактность;

* возможность применения при больших межосевых расстояниях и жестких требованиях соблюдения постоянства передаточного числа.

Недостатки:

* чувствительность к неточностям монтажа;

* удлинение цепи из-за износа шарниров и, как следствие, неравномерность хода цепи и возможность соскакивания ее со звездочек;

* сложность подвода смазки к шарнирам, плохая защищенность от пыли и грязи;

* невозможность передачи между непараллельными валами;

* повышенные вибрации и шум, особенно при работе на высоких скоростях;

* невозможность реверсивного движения без предварительной остановки.

Цепные передачи могут передавать мощности от самых малых до **5000 кВт**, при окружных скоростях $v = 30...35$ м/с, (чаще же $P \leq 100$ кВт при $v \leq 15$ м/с). Применяются они в сельскохозяйственных и транспортирующих машинах, в строительном, горном, нефтяном оборудовании.

Цепи бывают:

* грузовые, служащие для подвески, подъема и опускания грузов, применяющиеся в грузоподъемных машинах;

* тяговые, служащие для перемещения грузов, применяющиеся в машинах непрерывного транспорта;

* приводные, применяющиеся в цепных передачах (в курсе «Детали машин» именно они и изучаются), подразделяющиеся на *втулочные* (однорядные ПВ, двухрядные 2ПВ); *втулочно-роликовые или роликовые* (однорядные нормальные повышенной точности ПР, двух-трех-четырёхрядные 2ПР-3ПР-4ПР, усиленные ПРУ, длиннозвенные ПРД, с изогнутыми пластинами ПРИ); *фасоннозвенные; зубчатые*.

Роликовая цепь (рисунок 6.2: 1 – внутреннее звено; 2 – внешнее звено; 3 ось; 4 – втулка; 5 – ролик; 6 – зуб звездочки), представляющая собой ряд шарнирно сочлененных звеньев, в сельскохозяйственном производстве применяется наиболее широко. Ролики этой цепи *перекатываются* по поверхности зубьев звездочек, что увеличивает долговечность передач (по сравнению со втулочными цепями, где имеет место *скольжение* втулок по зубьям).

Решающее же значение для долговечности цепей имеют материалы и термическая обработка их элементов.

Пластины выполняют из среднеуглеродистых или легированных закаливаемых сталей 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А твердостью 40...50 HRC.

Детали шарниров – валики и втулки, ролики – выполняют из цементуемых сталей, преимущественно легированных 12ХН3, 20ХН3А, 20Х2Н4А, 30ХН3А с закалкой до 55...65 HRC.

Многokrратно повышают ресурс цепей газовое цианирование, диффузионное хромирование, дробеструйная обработка рабочих поверхностей шарниров.

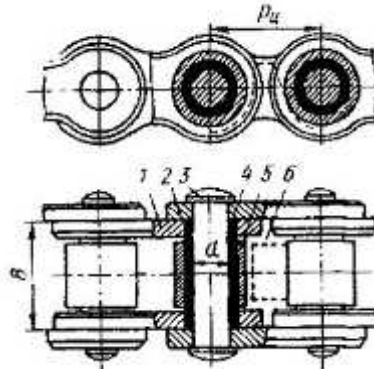


Рисунок 6.2

2. Кинематика и динамика цепной передачи

Звенья цепи, находящиеся в зацеплении со звездочкой, располагаются по ней в виде сторон многоугольника, поэтому за один оборот звездочки цепь перемещается на величину периметра многоугольника, сторона которого равна шагу p , а число сторон - числу зубьев звездочки z .

В процессе работы звено цепи, вошедшее в зацепление с ведущей звездочкой в данный момент времени последним, ведет цепь до поворота этой звездочки на один угловой шаг $\left(\frac{360}{z}\right)$, а потом уступает место следующему звену. При этом средняя

окружная скорость
$$v = \frac{z \cdot p \cdot n}{60 \cdot 1000} = \omega \cdot \frac{d}{2},$$

где d – диаметр делительной окружности звездочки, по которой располагаются центры шарниров цепи.

Скорость v может быть разложена на две составляющие (см. рисунок 6.3):

* v_1 – для находящегося в зацеплении шарнира A , направленная вдоль ветви зацепления (т.е. скорость цепи);

* v_2 – направленная перпендикулярно v_1 .

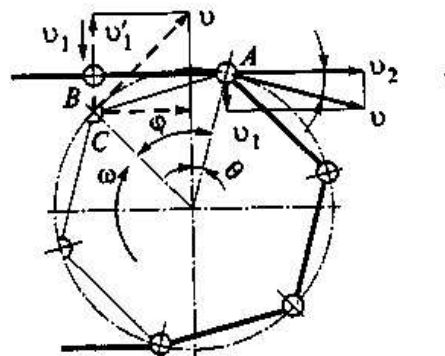


Рисунок 6.3

$$v_1 = v \cdot \cos \varphi_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \cos \varphi_1; \quad v_2 = v \cdot \sin \varphi_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \sin \varphi_1.$$

φ_1 – текущее значение угла φ , изменяющееся в пределах $\pm \frac{\varphi}{2}$, где $\varphi = \frac{360}{z_1}$;

$\varphi_1 = -\frac{\varphi}{2}$ – на момент входа в зацепление шарнира A ; $\varphi_1 = +\frac{\varphi}{2}$ – для шарнира B .

Продольная скорость цепи на ведомой звездочке

$$v_1' = v_1 = \omega_2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \cos \varphi_2 = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \cos \varphi_1. \quad \text{Тогда} \quad \omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot d_1 \cdot \cos \varphi_1}{d_2 \cdot \cos \varphi_2},$$

и *мгновенное* передаточное отношение (мгновенное потому, что φ_1 и φ_2 -

сиюминутные текущие значения)
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1 \cdot d_2 \cdot \cos \varphi_2}{\omega_1 \cdot d_1 \cdot \cos \varphi_1} = \frac{d_2 \cdot \cos \varphi_2}{d_1 \cdot \cos \varphi_1}.$$

Для практических же расчетов используют усредненную величину передаточного

числа
$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Составляющая v_2 , меняя величину и направление (см. рис. 6.3, скорости v_2 и v_2' на шарнирах *A* и *B*), вызывает колебание ветвей цепи. Но так как значение v_2 и диапазон u сравнительно невелики (ибо z достаточно значительно даже у ведущих - малых звездочек, и угол $\varphi = \frac{360}{z}$ мал), влиянием v_2 пренебрегают, и расчет производят по средней скорости v .

3. Основные параметры цепной передачи

При определении основных параметров цепной передачи исходят из того, что центры шарниров, находящихся в зацеплении, располагаются по делительной окружности звездочки. Диаметр этой окружности (см. рисунок 6.4) определяется из соотношения

$$\frac{AC}{AO} = \frac{p/2}{d/2} = \sin \frac{\pi}{z}, \quad \text{откуда} \quad d = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z}}.$$

Наружные диаметры звездочек определяются по зависимостям:

$$d_a = d + 0,8 \cdot d_p \rightarrow \text{при } z \leq 20; \quad d_a = d + 0,9 \cdot d_p \rightarrow \text{при } z > 20,$$

где d_p - диаметр ролика цепи.

Диаметры окружностей впадин звездочек $d_f = d - 2 \cdot r,$

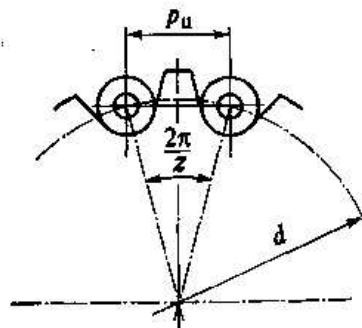


Рисунок 6.4

где $r = 0,5 \cdot d_p + 0,05$, мм - радиус впадин звездочек.

Радиус головки зубьев звездочек

$$R = 1,2 \cdot p \quad \text{при } z \leq 12;$$

$$R = 3 \cdot p \quad \text{при } z > 12.$$

Минимальное межосевое расстояние цепной передачи ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками $Ца = 30...50$ мм:

$$a_{min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + 30...50 \approx 25 \cdot p, \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние $a_{max} = 80 \cdot p, \text{ мм.}$

При превышении этого значения цепь чрезмерно натягивается силой собственного веса, от чего дополнительно нагружаются и опоры валов передачи.

Оптимальное межосевое расстояние

$$a = 30...50 \cdot p, \text{ мм,}$$

при этом **рекомендуется числовой множитель принимать тем больше, чем больше передаточное число.**

Число z_1 зубьев ведущей звездочки или принимают из таблиц справочников, в зависимости от типа цепи и величины передаточного числа u , или, *чаще*, определяют по эмпирической формуле

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u.$$

Затем находят число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot u,$$

с округлением до целого числа и уточнением u .

При этом учитывают, что чем меньше z , тем больше износ, так как угол поворота звена цепи на звездочке равен $\frac{360}{z}$, и при малом z увеличивается угол поворота шарниров, а значит, увеличивается путь трения.

Число звеньев цепи определяют по формуле

$$z_{3\phi} = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{p}{a},$$

с округлением до большего целого числа, как правило, четного, чтобы не применять для соединения концов цепи специальных звеньев с изогнутыми пластинами, которые склонны к растяжению-распрямлению и снижают надежность работы цепи.

Как видно из вышеприведенных зависимостей, основным геометрическим параметром, не зная которого, нельзя определить d , a , $z_{3\phi}$ и, значит, нельзя выбрать цепь, является шаг цепи p .

Наиболее часто шаг цепи определяют с учетом влияния внешних факторов на работу передачи, оцениваемых коэффициентом эксплуатации цепи

$$K_3 = K_{дин} \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_{реж},$$

где $K_{дин}$ – коэффициент динамичности нагрузки;

K_a – учитывает влияние длины цепи: чем она больше, тем реже каждое звено входит в зацепление, и тем меньше, при прочих равных условиях, износ шарниров (поэтому, в частности, и $z_{3\phi}$ округляют до большего четного числа);

K_n – учитывает влияние наклона линии центров звездочек к горизонту;

$K_{рег}$ – учитывает способ регулировки натяжения цепи;

$K_{см}$ – учитывает влияние способа смазки цепи;

$K_{реж}$ – учитывает влияние режима работы передачи.

$$\text{Шаг цепи } p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_1 \cdot k_3}{z_1 \cdot p \cdot m_p}}, \text{ мм,}$$

где T_1 – крутящий момент на ведущем валу передачи:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}, \text{ мм};$$

m_p – коэффициент рядности цепи;

p – допустимое давление в шарнирах цепи, определяемое из таблиц в зависимости от *предполагаемого* шага цепи. Из-за этого параметра использование данной формулы для нахождения шага цепи представляется нелогичным: для расчета шага нужно сначала, из не всегда ясных соображений, *предположить*, каким этот шаг будет.

Поэтому, в ряде случаев, рекомендуется использовать формулу

$$p \geq 30,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot k_{yv}}{n_1 \cdot m_p}}, \text{ мм},$$

где $k_y = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{n_1}{10}}$ – учитывает влияние частоты вращения ведущей звездочки n_1 на усталостную прочность цепи *среднескоростной* передачи.

$$k_v = \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{10}\right)^2} \text{ – то же для } \textit{низкоскоростной} \text{ передачи.}$$

Рассчитанный шаг округляют до стандартного, и по нему выбирают цепь, выписывая для нее из таблицы каталога марку, разрушающую нагрузку $F_{разр}$, кН, погонную массу q , кг/м, диаметр валика d и ширину шарнира B .

Теперь имеются все данные для конструирования передачи. Но нужно быть уверенным в том, что, сконструированная по найденным параметрам, она не выйдет преждевременно из строя.

К выходу цепи из строя могут привести:

- * износ шарниров – основной критерий работоспособности передачи, вызывающий удлинение цепи и нарушение ее зацепления со звездочками;
- * усталостное разрушение пластин по проушинам – у быстроходных тяжелонагруженных закрытых хорошо смазываемых роликовых цепей;
- * проворачивание валиков и втулок в пластинах – при низком качестве изготовления цепей;
- * выкрашивание и разрушение роликов;
- * предельное провисание холостой ветви цепи – при нерегулируемом межосевом расстоянии и отсутствии натяжных устройств;
- * износ зубьев звездочек.

Из этого перечня причин видно, что срок службы передачи чаще всего ограничивается долговечностью цепи, а долговечность, в первую очередь, зависит от износостойкости шарниров.

Поэтому выбранную цепь проверяют:

$$* \text{ По коэффициенту запаса прочности цепи } s = \frac{F_{разр}}{F} \geq s ,$$

где $F = F_t + F_{цб} + F_f$ – общее натяжение ведущей ветви цепи, Н.

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_1}{v}, \text{ Н} - \text{ окружная сила;}$$

$$F_{цб} = q \cdot v^2, \text{ Н} - \text{ натяжение цепи от центробежных сил;}$$

$F_f = k_f \cdot q \cdot g \cdot a$, H - натяжение от провисания цепи;

k_f - учитывает положение передачи к горизонту;

s - минимально допустимый коэффициент запаса прочности цепи.

* По среднему давлению в шарнирах

$$p_{cp} = \frac{F_t \cdot k_3}{A} = \frac{F_t \cdot k_3}{d \cdot B} \geq p .$$

* По числу ударов цепи в секунду $v = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot z_{36}} \leq v .$

ЛЕКЦИЯ № 7. ВАЛЫ И ОСИ

1. Общие сведения о валах и осях

Вал – деталь, вращающаяся в опорах, несущая другие детали и передающая крутящий момент.

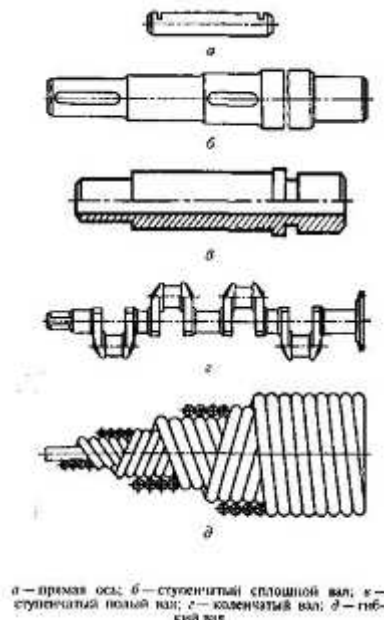
Ось – деталь служащая для поддержания вращающихся вместе с ней или на ней различных деталей машин и механизмов (поэтому оси бывают вращающиеся и невращающиеся).

Валы различают:

* **по назначению** – *валы передач*, несущие зубчатые колеса, шкивы, звездочки; *валы коренные*, несущие еще и рабочие органы – кривошипы, кулачки;

* **по форме геометрической оси** – прямые, коленчатые, гибкие;

* **по форме и конструктивным признакам** - *постоянного поперечного сечения* (трансмиссионные валы, валы приводов гребных винтов на судах - применяются сравнительно редко, несмотря на наилучшую технологичность при изготовлении, так как на них трудно устанавливать детали. Сборка при этом осуществляется, как правило, с нагревом, а крутящий момент передается от колеса на вал благодаря специальной посадке с натягом; *ступенчатые*, применяющиеся наиболее часто, так как они удобны для установки на них деталей, фиксируют положение деталей и воспринимают осевые силы, а крутящий момент передается шпонкой (рисунок 7.1,б);



а – прямая ось; б – ступенчатый сплошной вал; в – ступенчатый полый вал; г – коленчатый вал; д – гибкий вал

Рисунок 7.1

* **по форме поперечного сечения** – *круглые* (сплошные и полые – рисунок 7.1, в), причем полые обеспечивают снижение веса и пропуск сквозь них других деталей; *квадратного сечения* (встречаются в сельскохозяйственных машинах – например, валы, включающие автоматы сеялок).

Оси небольшой длины делают одинакового диаметра по всей длине (например, оси блоков ГПМ), а оси длинные, сильно нагруженные делают фасонными (рисунок 7.2).

Участки осей и валов, опирающиеся на подшипники, называют: при восприятии ими осевых нагрузок – **п я т ы**, при восприятии радиальных нагрузок – **ц а п ф ы**. Концевые цапфы называются **ш и п а м и** (*отсюда – подшипник*), а внутренние цапфы – **ш е й к а м и**.

Поверхность плавного перехода от одной ступени оси или вала к другой называется **галтелью**. Торцы осей и валов делают с фасками – для предотвращения травматизма и облегчения монтажа. Радиусы галтелей и размеры фасок стандартизованы.

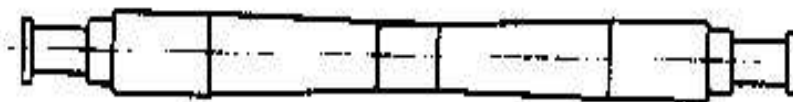


Рисунок 7.2

Длина осей не превышает **3** метров. Длина цельных валов – **6...7** метром, более длинные валы делают составными, части их соединяются муфтами или фланцами.

Материалы, выбираемые для осей и валов, должны обеспечивать высокую прочность, способность к поверхностному или объемному упрочнению, легкость получения цилиндрических заготовок, хорошую обрабатываемость на станках. Поэтому, в зависимости от назначения валов, для них выбирают следующие материалы:

- * для рядовых валов – стали Ст.3. 4, 5. 25, 30, 40, 45 без термообработки;
- * для ответственных осей и валов - среднеуглеродистые (Ст.35, 40) или легированные стали (40Х, 40ХН) с улучшением их;
- * для увеличения износостойкости цапф высоконагруженных валов ответственных передач – стали 40ХН, 40ХНМА, 30ХГС с последующей закалкой цапф ТВЧ или их улучшением;
- * для быстроходных валов на подшипниках скольжения – стали 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ с цементацией и последующей закалкой;
- * для крупногабаритных валов – стальное литье;
- * для валов тяжело нагруженных сложной формы (например, коленчатых валов ДВС) - модифицированный и высокопрочный чугуны.

2. Расчет валов

При расчете валов исходят из условий их работы, в соответствии с которыми основными критериями работоспособности валов являются **прочность, жесткость и виброустойчивость** против продольных, поперечных и крутильных колебаний.

Постоянные по величине и направлению силы вызывают в валах, как во вращающихся деталях, переменные напряжения, **изменяющиеся по симметричному знакопеременному циклу**, тогда как **силы, переменные** по величине или направлению, вызывают в них **переменные асимметричные напряжения**.

Для расчета вала по одному или нескольким из вышперечисленных критериев пользуются следующей расчетной схемой.

2.1. Действующие на вал силы определяют так, как это сделано в разделе «Передачи».

2.2. При расчете на изгиб валы рассматривают как балки на шарнирных опорах. Если в каждой опоре имеется по **одному** шариковому радиальному или роликовому с

короткими цилиндрическими роликами **подшипнику качения** (рисунок 7.3,*а*), то за центры опор принимают середины подшипников. Если **в каждой опоре по два** подшипника качения (рисунок 7.3,*в*), то за центры опор принимают точки, отстоящие от середины внутреннего подшипника на $\frac{1}{3}$ расстояния l между центрами подшипников.

При опорах на длинных подшипниках скольжения центры опор располагают на расстоянии $0,25 \dots 0,3$ длины подшипника со стороны нагруженного пролета, но не более половины диаметра подшипника (рисунок 7.3,*г*).

Если опорами вала являются радиально-упорные шариковые или роликовые подшипники, то центрами приложения реакций опор являются точки, полученные либо пересечением геометрической оси вала с нормальными к серединам контактных площадок (рис. 7.3,*б*), либо откладыванием на геометрической оси расстояний a , определяемых по формулам: для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5 \cdot \left(B + \frac{d + B}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right),$$

а для подшипников радиально-упорных роликовых конических

$$a = \frac{T}{2} + \frac{d + D \cdot e}{6}.$$

В этих формулах B – ширина шарикоподшипника, d – его внутренний диаметр, α – угол контакта; T – полная ширина роликоподшипника, d и D – его внутренний и наружный диаметры, e – вспомогательный коэффициент.

2.3. Исходят из того, что установленные на валах и осях детали передают им силы и моменты, приложенные в середине их ширины.

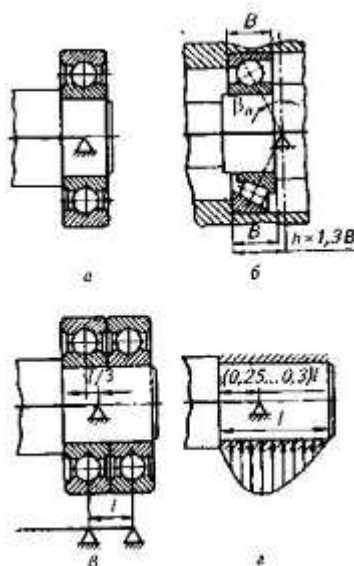


Рисунок 7.3

2.4. Собственный вес валов, расположенных на них деталей (кроме очень тяжелых типа маховиков) и силы трения в опорах не учитывают.

Учтя эти положения, вначале осуществляют *предварительный* расчет диаметров вала.

* Так как длина вала к этому времени еще не известна, и нельзя определить, а значит, и учесть при расчете изгибающий момент M , значения диаметров находят из расчета на кручение по сильно пониженным допускаемым напряжениям (

$\tau_{кр} = 15 \dots 30 \text{ МПа}$). Условие прочности на кручение

$$\tau_{kp} = \frac{T}{W_{kp}} = \frac{T}{0,2 \cdot d^3} \leq \tau_{kp}, \quad \text{откуда} \quad d_{min(1)} = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot \tau_{kp}}},$$

$d_{min(1)}$ – для быстроходного и тихоходного валов это диаметры выходных концов, а для промежуточных валов – диаметры под подшипники. Если быстроходный вал соединяется с валом электродвигателя муфтой, то, чтобы можно было использовать стандартную муфту, следует исходить из условия:

$$d_{min} = 0,8...1,2 \cdot d_{эд}$$

с округлением до стандартного значения.

* Затем, исходя из особенностей передачи, разрабатывают конструкцию вала, и диаметры остальных его участков назначают из конструктивных соображений, с учетом удобства посадки на вал подшипников, зубчатых колес и других деталей, и необходимости фиксации их на валу в осевом направлении.

Например, для тихоходного вала цилиндрического редуктора диаметр участка вала под подшипник (как правило, кратный 5),

$$d_2 > d_1 + h', \text{ мм},$$

где $h' = h - t_1$ – высота выступа шпонки над валом;

h и t_1 – соответственно высота сечения призматической шпонки и глубина шпоночного паза в валу – параметры, выбранные из таблицы ГОСТ по d_1 .

Диаметр вала под колесо

$$d_3 = d_2 + 2...3, \text{ мм};$$

Диаметр упорного буртика

$$d_4 = d_3 + 4 \cdot f,$$

где f – высота фаски отверстия ступицы колеса, и т.д.

Если на валу имеется несколько шпонок, то, так как каждая из них передает одинаковый крутящий момент, сечения этих шпонок для данного вала принимают одинаковыми, выбираемыми по d_{min} , что обеспечит уменьшение номенклатуры инструмента и удобство обработки пазов.

* Из условия прочности на смятие определяют рабочие и полные длины шпонок

$$l_{раб_i} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d_i \cdot h - t_1 \cdot \sigma_{см}}, \text{ мм}; \quad l_{полн} = l_{раб} + b,$$

находят длины ступиц и проверяют их достаточность по условию центрирования на валу:

$$l_{см} - l_{полн} + 8...12, \text{ мм} \geq l_{см.центр} - 1,1...1,5 \cdot d_i.$$

* По рекомендуемым эмпирическим зависимостям определяют необходимые зазоры между стенками корпуса, вращающимися и невращающимися деталями, задаются предварительно типом, конкретным номером и параметрами подшипника.

* На листе миллиметровой бумаги выполняют в масштабе компоновочную схему узла «вал – зубчатое колесо – распорные втулки – подшипники – корпус передачи – крышки подшипников – ступица детали, надеваемой на выходной конец вала». Это позволяет определить продольные размеры вала (рисунок 7.4).

В двух-трехступенчатых редукторах для этого желательно выполнить компоновку всех ступеней.

Далее определяют все силы, действующие на вал.

* Силы в зацеплении зубчатых и червячных передач это делают так, как рассмотрено в разделе «Передачи зацеплением», а именно:

- для цилиндрических колес

$$F_t = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d}; \quad F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta;$$

- для конических прямозубых колес

$$F_{t_m} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d_m}; \quad F_r = F_{t_m} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta; \quad F_a = F_{t_m} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta;$$

- для червячного колеса

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2}; \quad F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad F_{a_2} = F_{t_2} \cdot \operatorname{tg} (\lambda + \varphi);$$

* Силу, действующую на **выходной-консольный** конец вала – **консольную нагрузку** определяют в зависимости от того, что размещено на этом участке:

- при звездочке цепной передачи $F_k = k_{\beta} \cdot F_t$;

- при шкиве ременной передачи

$$F_k = 2 \cdot \sigma_0 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2};$$

- при соединительной муфте выбирают ее и выписывают из справочника все ее параметры. Затем определяют окружную силу, передаваемую муфтой

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot T_p \cdot 10^3}{D_{cp}},$$

и находят консольную нагрузку

$$F_k = 0,25 \cdot F_{tm}.$$

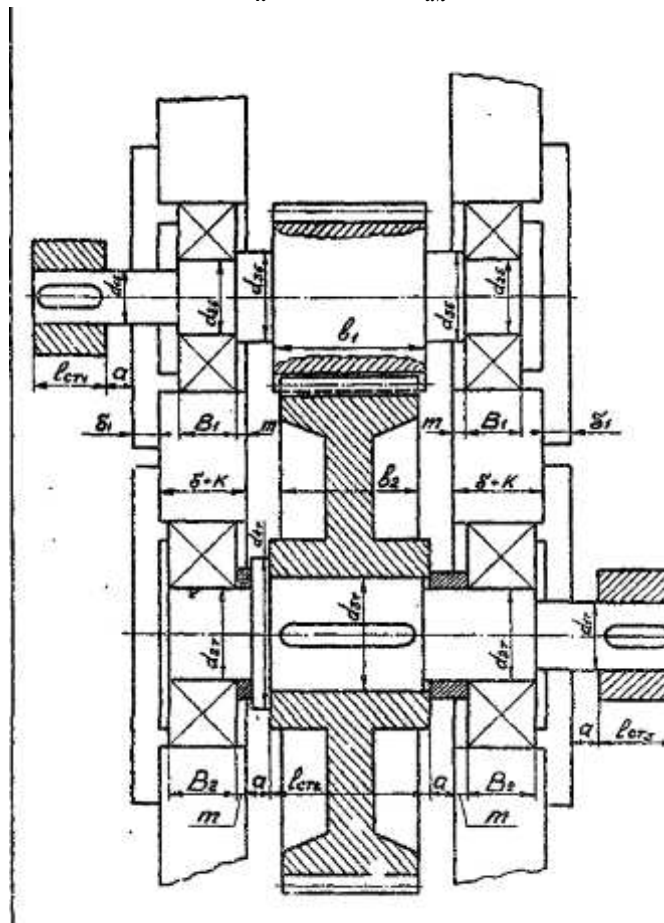


Рисунок 7.4

В этих формулах:

k_p – коэффициент, зависящий от расположения передачи;

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_{эд}}{v}, H \text{ – окружная сила;}$$

σ_0 – напряжение предварительного натяжения ремня – начальное напряжение;

A – площадь поперечного сечения ремня (ремней);

α – угол обхвата ремнем шкива;

$T_p = k_p \cdot T$ – расчетный момент, передаваемый муфтой;

T – номинальный момент на валах, соединяемых муфтой;

D_{cp} – диаметр окружности, по касательной к которой приложена окружная сила, передаваемая муфтой (например, для МУВП – это диаметр окружности расположения центров пальцев).

* Строят расчетную схему вала (рисунок 7.5) как шарнирно опертой балки, отмечая на ней точки опоры (с учетом типа подшипников – см. здесь, раздел 2,2, и конструкции опоры). Опорные реакции принимают как **сосредоточенные силы**, приложенные в точках опоры.

Внешние силы и моменты принимают также как сосредоточенные нагрузки, **приложенные на середине длины воспринимающих их элементов** – ступиц, муфт, шкивов, зубчатых колес.

Внешние силы и моменты принимают также как сосредоточенные нагрузки, **приложенные на середине длины воспринимающих их элементов** – ступиц, муфт, шкивов, зубчатых колес.

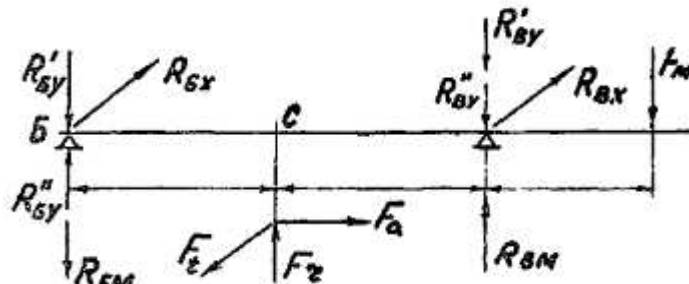


Рисунок 7.5

* Зная все внешние силы, определяют опорные реакции по известным правилам сопротивления материалов, составляя уравнения равновесия в каждой из плоскостей действия сил, и находят, для каждой опоры, суммарные реакции (с учетом действия их в разных плоскостях, по осям X и Y):

$$R_i = \sqrt{R_{x(t)}^2 + R_{y_{ria}}^2} + R_k, H.$$

* Зная суммарные реакции опор, осуществляют расчет предварительно принятых подшипников на долговечность по динамической грузоподъемности C , по стандартной методике (см. тему «Подшипники качения»), с учетом типа подшипников. При этом обязательно соблюдение условия, по которому *расчетная долговечность подшипника должна быть не менее ресурса передачи*:

$$L_h - \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \geq t_{\Sigma} - L_{zod} \cdot 365 \cdot k_{zod} \cdot 24 \cdot k_{cym}.$$

Если данное условие не соблюдается, принимают подшипник ближайший (в большую или меньшую сторону, в зависимости от величины разности L_h и t_{Σ}), и повторяют расчет на основе данных этого подшипника.

Так как при этом изменяется ширина B подшипника, и смещаются точки приложения реакций опор, перед расчетом подшипника производят уточнение этих реакций.

* Окончательно определив опорные реакции, подсчитывают изгибающие моменты, строят эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис. 7.6), определяют по ним опасные сечения валов, и находят для этих сечений суммарный изгибающий и эквивалентный моменты:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_k, \text{ Нмм};$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M^2 + T^2}.$$

Наиболее опасными для валов являются изгибные деформации, поэтому эквивалентное напряжение определяют по формуле напряжений изгиба:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_u} = \frac{M_{\text{экв}}}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_u,$$

откуда уточненное значение диаметра в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1 \cdot \sigma_u}}.$$

Рассчитав валы на прочность, проверяют необходимость расчета их на выносливость – усталостную прочность. Для этого определяют коэффициент запаса

прочности по текучести

$$s_T = \frac{\sigma_T}{k_n \cdot \sigma_{\text{экв}}} \geq s_T = 1,4 \dots 3,$$

где k_n – коэффициент перегрузки, принимаемый равным коэффициенту перегрузки электродвигателя:

$$k_n = \frac{T_{\text{max}}}{T},$$

и проверяют выполнение соотношения

$$\sigma_{\text{экв}} \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot s}.$$

здесь ε – масштабный фактор, учитывающий влияние размеров сечения (берется из таблиц в зависимости от диаметра вала);

σ_{-1} – предел выносливости при изгибе с симметричным знакопеременным циклом;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе;

$s = 1,5 \dots 2,9$ – допустимый коэффициент запаса прочности.

Если данное соотношение не выполняется, то производят расчет на усталостную выносливость по коэффициенту запаса усталостной прочности

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq s = 1,5 \dots 2,9,$$

где s_σ – коэффициент запаса прочности по изгибу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon \cdot \beta} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m};$$

s_τ – коэффициент запаса прочности по кручению:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon \cdot \beta} + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

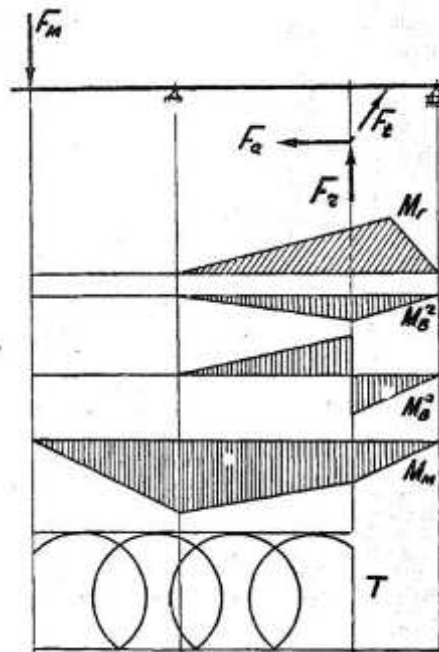


Рисунок 7.6

Расчет валов на жесткость производят *только* после расчета их на прочность, когда известны их форма и размеры. Наиболее важной является жесткость вала на изгибе, ибо при больших прогибах может происходить, например, *перекос зубчатых колес*, ухудшающий контакт зубьев по длине, или *ухудшение работы подшипников* за счет деформации вала. Поэтому прогибы валов ограничивают стрелой прогиба:

* для зубчатых передач под колесом цилиндрическим $f_u = 0,01 \cdot m$, а под колесом коническим -

$$f_k = 0,005 \cdot m;$$

* для валов общего назначения в станкостроении

$$f = 0,0002 \dots 0,0003 \cdot l, \text{ где } l - \text{ расстояние между опорами};$$

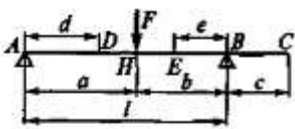
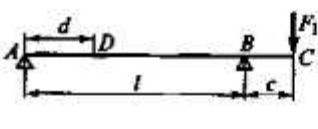
Угол поворота вала в подшипнике скольжения

$$\theta = 0,001 \text{ рад},$$

а в радиальном шарикоподшипнике

$$\theta = 0,005 \text{ рад}.$$

Все эти перемещения при изгибе для наиболее характерных случаев нагружения валов производятся по формулам, сведенным в таблицы. Например, для случая, представленного в **нижеприводимой** таблице, угол поворота вала в опоре А

Углы поворота θ и прогибы y		
θ_A	$\frac{Fab(l+b)}{6EJl}$	$\frac{F_1cl}{6EJ}$
θ_B	$\frac{Fab(l+a)}{6EJl}$	$\frac{F_1cl}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1c(2l+3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb(l^2-b^2-3d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1c(3d^2-l^2)}{6EJl}$
θ_E	$\frac{Fa(l^2-a^2-3e^2)}{6EJl}$	—
θ_H	$\frac{Fab(b-a)}{3EJl}$	—
y_D	$\frac{Fbd(l^2-b^2-d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1cd(l^2-d^2)}{6EJl}$
y_E	$\frac{Fae(l^2-a^2-e^2)}{6EJl}$	—
y_H	$\frac{Fa^2b^2}{3EJl}$	—
y_C	$\theta_B c$	$\frac{F_1c^2(l+c)}{3EJl}$

$$\theta_A = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot l + b}{6 \cdot E \cdot I \cdot l},$$

где E — модуль упругости материала вала;

I — осевой момент инерции сечения вала;

d и l — расстояние от опор до каких-либо точек сечений, в которых потребуется определить θ_A . Например,

$$\theta_D = \frac{F \cdot b \cdot l^2 - b^2 - 3 \cdot d^2}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}.$$

В общем же случае углы поворота и стрелы прогиба следует определять методами сопротивления материалов с использованием интеграла Мора и способа Верещагина.

Жесткость на кручение для большинства валов незначительна. Когда же даются какие-либо ограничения, то крутильную жесткость для валов постоянного сечения определяют по формуле

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p} \leq \varphi = 5 \dots 20 \text{ \%/метр длины},$$

где φ — угол закручивания вала, рад;

T — крутящий момент, Нм;

G — модуль упругости при сдвиге, МПа;

l — длина закручиваемого участка вала;

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \text{ — полярный момент инерции сечения вала.}$$

Если вал ступенчатый и нагружен несколькими моментами, то Φ определяют по этой же формуле для каждого участка, и затем суммируют.

Расчет оси является частным случаем расчета валов при $T = 0$.

ЛЕКЦИЯ № 8. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

1. Общие сведения о подшипниках качения

В подшипниках этого типа имеет место трение качения. Оно значительно меньше зависит от смазки. Коэффициент трения качения мал и близок к коэффициенту жидкостного трения $f = 0,0015...0,006$. При этом упрощается система смазки, а значит, и обслуживания машин, уменьшается возможность разрушения подшипников при кратковременных перебогах подачи смазки (например, во время пуска механизма).

Конструктивно подшипники качения состоят из наружного и внутреннего колец с дорожками качения; тел качения – шариков или роликов, перемещающихся по дорожкам качения; сепаратора, разделяющего и направляющего тела качения.

Иногда, для уменьшения габаритов, отсутствует одно из колец. Тогда соответствующая дорожка качения выполнена в корпусе или на валу.

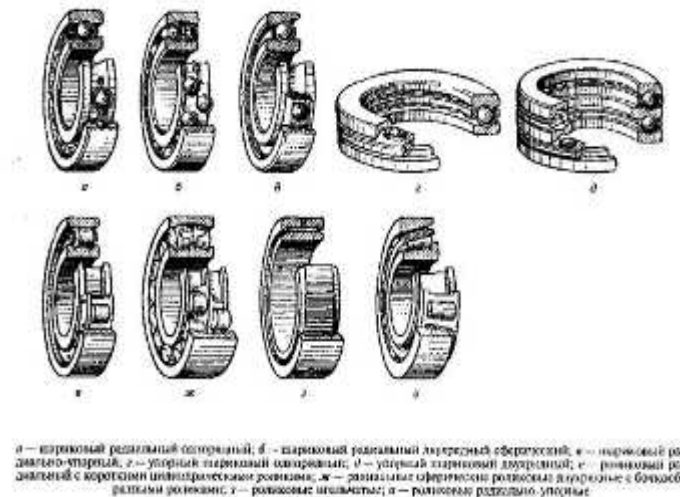


Рисунок 8.1

Подшипники шариковые и роликовые по направлению воспринимаемой нагрузки разделяются на *радиальные*, *упорные*, *радиально-упорные* и *упорно-радиальные*. Шариковые радиальные подшипники (рисунок 8.1,а,б) – наиболее простые, дешевые и потому массовые. Они способны воспринимать, помимо радиальных, и осевые нагрузки.

Радиальные роликовые подшипники с *роликами короткими и длинными цилиндрическими* (рисунок 8.1,е,з) благодаря увеличенной контактной поверхности способны воспринимать значительно большие радиальные нагрузки, чем шариковые, но не воспринимают осевых.

Ролики цилиндрические витые (рисунок 8.2,д), благодаря упругим свойствам, обеспечивают хорошее восприятие ударных нагрузок. *Ролики конические прямоугольные* (рисунок 8.2,е) применяются в подшипниках радиально-упорных. *Ролики цилиндрические и конические бочкообразные* (рисунок 8.2, ж,з) обеспечивают снижение концентрации нагрузки при перекосах валов. Применение *игльчатых роликов* (рисунок 8.2,г) обеспечивает передачу значительных нагрузок при уменьшении габаритов подшипников по диаметру.

Упорные подшипники (рисунок 8.1,з,д) воспринимают только осевые нагрузки и плохо работают при перекосе валов.

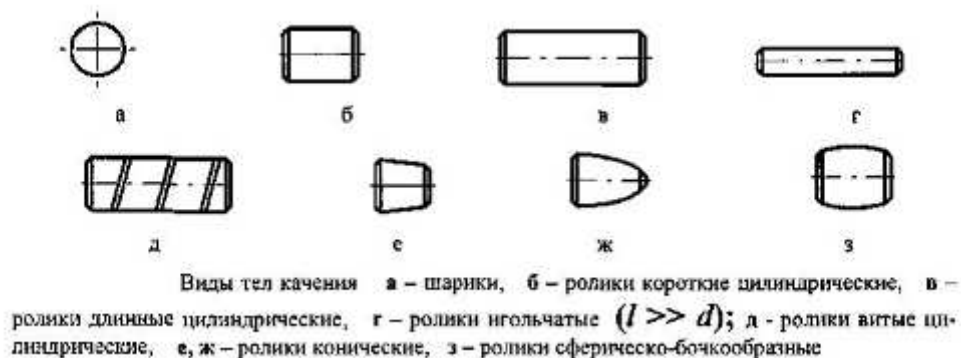


Рисунок 8.2

Достоинства подшипников качения:

- * меньшие моменты сил трения, сравнительно с подшипниками скольжения и, соответственно, меньшие пусковые моменты;
- * малый расход смазочных материалов;
- * меньшие габариты в осевом направлении;
- * меньший нагрев и ниже требования к материалам и термообработке валов;
- * значительно меньшая потребность в цветных металлах (только для сепараторов).

Недостатки:

- * меньшая долговечность при больших угловых скоростях и нагрузках;
- * ограниченная возможность воспринимать ударные нагрузки из-за меньшей демпфирующей способности;
- * большие радиальные габариты, особенно для тяжелонагруженных валов;
- * отсутствие разъемных конструкций;
- * большая стоимость уникальных подшипников.

Но преимущества подшипников качения превалируют и обеспечивают им весьма широкое применение в машиностроении и приборостроении, поэтому они стандартизованы, и производство их сосредоточено на специализированных заводах, выпускающих подшипники диаметров от **2 мм** до **2,6 м** весом от **0,5 грамма** до **3,5 тонн**.

2. Материалы и маркировка подшипников качения

Основными материалами для колец и тел качения являются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые стали ШХ-6, ШХ-9, ШХ-15, ШХ-15СГ. Число в обозначении марки стали указывает на среднее содержание хрома в десятых долях процента. Среднее содержание углерода в них – 1...1,1 процента. Сталь ШХ-15СГ содержит дополнительно кремний и марганец.

Широко применяются также цементуемые легированные стали 18ХГТ, 20Х2Н4А. Для подшипников, работающих в условиях высоких температур, применяют теплостойкие стали 95Х18, ЭИ347М и другие, а при требовании немагнитности – бериллиевую бронзу.

Сепараторы массовых подшипников изготавливают штамповкой из мягкой углеродистой стали, а высокоскоростных подшипников – из антифрикционных бронз, анодированного алюминия, металлокерамики, пластмасс.

Маркировка подшипников выполнена в виде условных обозначений – номеров, наносимых на торцы колец штамповкой или электроискровым способом, и состоящих из цифр и букв.

Две последние цифры справа, помноженные на **5**, дают размер внутреннего диаметра подшипника в диапазоне от **20** до **495** мм. Для подшипников, имеющих внутренние диаметры **меньше 20** мм, обусловлено следующее: две последние цифры **00** соответствуют **10** мм, **01 – 12** мм, **02 – 15** мм, **03 – 17** мм.

Третья цифра справа, совместно с седьмой, обозначает серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм): **особо легкая серия** обозначается цифрой **1**, легкая – **2**, средняя – **3**, тяжелая – **4**, легкая широкая – **5**, средняя широкая – **6**, и т.д.

Четвертая справа цифра обозначает тип подшипника: радиальный шариковый однорядный – **0**, радиальный шариковый двухрядный сферический – **1**, радиальный с короткими цилиндрическими роликами – **2**, радиальный роликовый двухрядный сферический – **3**, роликовый с длинными цилиндрическими роликами-иглами – **4**, роликовый с витыми роликами – **5**, радиально-упорный шариковый – **6**, роликовый конический – **7**, упорный шариковый – **8**, упорный роликовый – **9**.

Пятая и шестая цифры справа, вводимые не для всех подшипников, обозначают их конструктивные особенности: угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие встроенных уплотнений, стопорной канавки на наружном кольце, конической разрезной затяжной втулки, и т.д.

Цифры **0, 6, 5, 4, 2**, стоящие через тире перед номером подшипника, обозначают его класс точности.

Подшипники с малыми зазорами и специальными допускаемыми отклонениями посадочных поверхностей обозначаются буквами НТ, ставящимися слева от основного обозначения, например, НТ11208.

3. Причины выхода подшипников качения из строя

В зависимости от условий работы подшипники могут выходить из строя по следующим причинам:

- * из-за усталостного выкрашивания – после длительного времени их работы в нормальных условиях;

- * из-за износа – при плохой защите от абразивных частиц (*основной вид разрушения подшипников сельскохозяйственных машин*);

- * из-за разрушения сепараторов;

- * из-за раскалывания колец и тел качения под воздействием ударных нагрузок и виброперегрузок и вследствие неправильного монтажа, вызывающего перекосы, заклинивание и т.д. При нормальной эксплуатации этот вид разрушений не наблюдается.

- * из-за пластических деформаций в виде лунок, вмятин на дорожках качения – у тяжелонагруженных тихоходных подшипников.

Первая из перечисленных причин в большинстве случаев является основной при частоте вращения $n \geq 10$ мин⁻¹.

4. Подбор подшипников качения

Во всех случаях подбор подшипников качения начинают с выбора их типоразмера для заданных условий работы с учетом следующих факторов:

- * величины и направления нагрузок (Радиальной, осевой, комбинированной);

- * характера нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная, ударная);

- * частоты вращения вращающегося кольца подшипника, n , мин⁻¹;

- * потребного ресурса в часах, L_n , или миллионах оборотов, L ;

- * желательных размеров подшипника (посадочный диаметр вала, диаметр отверстия в корпусе).

Наметив тип подшипников, из таблиц каталога задаются его конкретными

размерами (внутренний диаметр d , наружный диаметр D , ширина B , а для роликового конического подшипника – полная ширина T , динамическая C и статическая C_0 грузоподъемности, Н).

Затем приступают к расчету подшипников.

4. Расчет подшипников качения по динамической 5. грузоподъемности

Динамическая грузоподъемность C - это такая постоянная нагрузка, которую подшипник сможет выдержать в течение одного миллиона оборотов вращающегося кольца при 90-процентной вероятности безотказной работы.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников с не вращающимся наружным кольцом – это **радиальная** нагрузка, а для подшипников упорных и упорно-радиальных – **осевая**.

Расчет производят в следующей последовательности:

5.1. Определяют приведенную, или эквивалентную динамическую, нагрузку P – такую условную постоянную нагрузку (радиальную P_r для радиальных и радиально-упорных подшипников, и центрально приложенную осевую P_a для упорных и упорно-радиальных), при которой ресурс и надежность подшипников будут такими же, как и при действительных условиях нагружения.

Определяется она следующим образом.

* для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников при наличии радиальной и осевой нагрузок:

$$P = XVR_r + YR_a K_\sigma K_t \quad \text{при } \frac{R_a}{VR_r} \geq e;$$

$$P = VR_r K_\sigma K_t \dots\dots\dots \text{при } \frac{R_a}{VR_r} < e,$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, учитывающий, какое кольцо вращается: наружное или внутреннее;

R_r – радиальная нагрузка (реакция опоры);

R_a – осевая нагрузка (реакция опоры);

k_σ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (принимается из таблиц);

k_t – температурный коэффициент:

Рабочая температура, °C	≤ 100	125	150	175	200	225	250
k_t	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

e – вспомогательный коэффициент, до некоторой величины которого осевая нагрузка не ухудшает работы подшипника (даже улучшает, так как уменьшает радиальный зазор и выравнивает распределение нагрузки по телам качения).

Определяется этот коэффициент из таблиц в зависимости от величины отношения $\frac{R_a}{C_0}$.

Осевую нагрузку R_{a_i} на каждый подшипник определяют следующим образом.

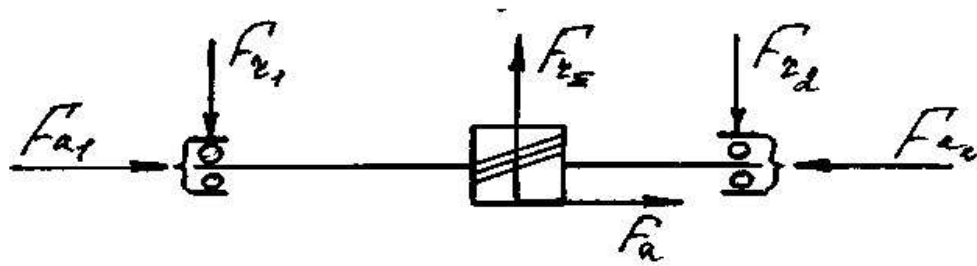


Рисунок 8.3

Если узел скомпонован с шариковыми радиальными подшипниками (рисунок 8.3), то вся внешняя осевая нагрузка F_a воспринимается тем подшипником, на который она направлена (в данном случае правым), следовательно, осевая нагрузка на другой подшипник равна нулю:

$$R_{a_2} = F_a, \quad \text{и} \quad R_{a_1} = 0.$$

Если узел собран на радиально-упорных подшипниках (рисунок 8.4), то при

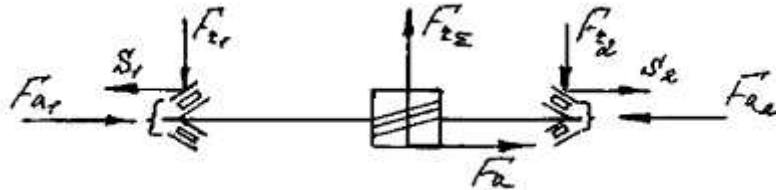


Рисунок 8.4

определении осевой нагрузки на них следует учитывать, что из-за наклона контактных линий радиальные реакции опор вызывают появление внутренних осевых сил S , которые стремятся раздвинуть кольца подшипника в осевом направлении, чему реакциями R_{a_1} и R_{a_2} препятствуют упорные буртики вала и корпуса.

Чтобы кольца не раздвинулись, необходимо обеспечить соотношение $R_{a_1} \geq S_1$; $R_{a_2} \geq S_2$ - условие нормальной работы подшипников, а также соблюдение условия равновесия сил:

$$F_a + R_{a_1} - R_{a_2} = 0.$$

Значения осевых реакций опор R_{a_1} и R_{a_2} , при обязательном соблюдении обоих условий, определяют методом попыток в следующей последовательности:

а) Принимают $R_{a_1} = S_1$. Тогда $R_{a_2} = F_a + R_{a_1} = F_a + S_1 \geq S_2$.

Если последнее условие не соблюдается, то

б) Принимают $R_{a_2} = S_2$. Тогда $F_{a_1} - R_{a_2} - F_a - S_2 - F_a \geq S_1$ -

данное условие *соблюдается обязательно*.

Следовательно, для нахождения R_{a_1} и R_{a_2} необходимо знать S_1 и S_2 . Их определяют с учетом сборки подшипников с зазором, близким к нулю, когда под нагрузкой находится примерно половина тел качения, по эмпирической формуле

$$S_i = e' \cdot R_{r_i},$$

где e' - параметр осевой нагрузки. Для подшипников роликовых конических

$$e' = 0,83 \cdot e,$$

а e выбирают из таблиц или определяют по формуле $e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

Для подшипников шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha = 18^\circ$ принимают

$e' = e$ и выбирают из таблиц, а при $\alpha < 18^\circ$ значение e' принимают по графикам из справочников.

* Для радиальных шарикоподшипников *при отсутствии осевой нагрузки*, и для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами, работающих *только при отсутствии осевых нагрузок*,

$$P = V \cdot R_r \cdot K_\sigma \cdot K_t.$$

* Для упорно-радиальных подшипников

$$P = X \cdot R_r + Y \cdot R_a \cdot K_\sigma \cdot K_t.$$

* Для упорных подшипников

$$P = R_a \cdot k_\sigma \cdot k_t.$$

5.2. Определяют ресурс принятого подшипника в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m, \text{ млн. об.}, \quad \text{или в часах} \quad L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6 \cdot L}{n \cdot 60}, \text{ ч.}$$

где m — показатель степени, величина которого зависит от формы тел качения;

n — частота вращения кольца подшипника, мин^{-1} .

a_1 — коэффициент долговечности (при вероятности безотказной работы подшипника, равной **90%**).

a_{23} — коэффициент совместного влияния качества металла, особенностей технологии производства, конструкции и условий эксплуатации.

Найденную долговечность подшипника сравнивают с требуемой и, при неудовлетворительном результате, выбирают другой, в ту или иную сторону, типоразмер подшипника, и повторяют расчет.

5.3. Для проверки подшипников, рассчитанных по динамической грузоподъемности, и для подбора подшипников при малых частотах вращения, $n < 10 \text{ мин}^{-1}$, используют статическую грузоподъемность C_0 .

Статическая грузоподъемность — это такая статическая нагрузка, радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников, и центрально приложенная осевая для упорных и упорно-радиальных), которая вызывает общую статическую деформацию тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равную **0,0001 диаметра тел качения**.

Условие проверки и подбора подшипников:

$$P_0 \leq C_0,$$

где P_0 — эквивалентная статическая нагрузка:

$$P_0 = X_0 \cdot R_r + Y_0 \cdot R_a \geq F_a;$$

X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок;

R_r и R_a — радиальная и осевая нагрузки.

ЛЕКЦИЯ № 9. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

1. Общие сведения о подшипниках скольжения

Подшипники — детали, служащие для поддержания валов и вращающихся осей, обеспечивающие им возможность свободного вращения и передающие непосредственно на фундамент действующие на валы и оси нагрузки.

Подшипники по воспринимаемой нагрузке бывают (рисунок 9.1):

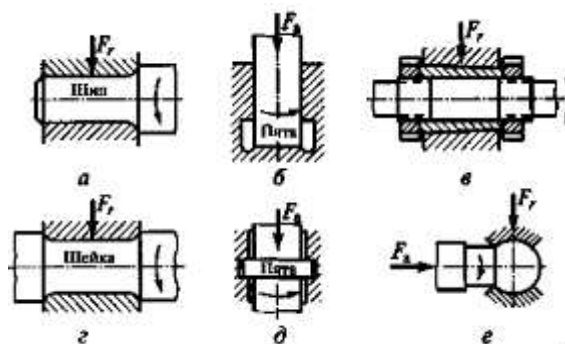


Рисунок 9.1

* радиальные, воспринимающие нагрузки, перпендикулярные осям валов (рисунок 9.1, а, в, г);

* упорные, воспринимающие нагрузки вдоль геометрических осей валов (рисунок 9.1, б, д).

* возможно конструктивное исполнение для восприятия радиальной и осевой нагрузок одновременно (рисунок 9.1, е).

В наиболее общем случае **основными элементами этих подшипников являются:**

* вкладыши верхний и нижний;

* корпус как элемент общего корпуса передачи или как отдельная деталь (разъемная или неразъемная);

* смазочное приспособление – для подвода смазки к трущимся поверхностям;

* крепежные детали – фундаментные и крышечные болты.

Вкладыши – основные элементы подшипников скольжения – бывают также **разъемные и неразъемные**. Неразъемные проще в изготовлении, но требуют осевого монтажа, а потому применяются для прямых валов небольшой длины и малого диаметра.

Достоинства подшипников скольжения:

* работоспособность при очень высоких скоростях вращения валов (значительно большая, чем у подшипников качения);

* небольшие габариты в радиальном направлении;

* сохранение работоспособности в особых условиях – в химически активных средах, при сильно загрязненной или очень бедной смазке;

* бесшумность, виброустойчивость;

* наличие разъемных конструкций.

Недостатки:

* сравнительно большие потери на трение;

* сравнительно большие габариты в осевом направлении;

* высокие требования к смазке.

Достоинства определили область применения подшипников скольжения:

- в центрифугах, сепараторах, газовых турбинах, шлифовальных станках – там, где большие скорости вращения;

- в особо тяжелых машинах, так как для применяющихся в них валов большого диаметра нет серийных подшипников качения;

- в двигателях внутреннего сгорания – благодаря разъемным конструкциям.

Недостатки же, особенно первый, ограничивают их применение, и сейчас подшипники качения применяются шире (*сравнительный пример с подшипниками для коленчатых валов клавишей солоотряса зернового комбайна*).

Специфические свойства и особенности конструкции подшипников скольжения предъявляют определенные **требования к материалам для них**.

Вкладыши, при правильной эксплуатации, за весь срок службы изнашиваются

максимум на десятые доли миллиметра. Но делать их столь тонкими нельзя из-за соображений технологичности и прочности, поэтому они чаще всего выполняются **биметаллическими**: на стальную основу, которую в массовом производстве штампуют из прокатанной ленты, наплавляется слой из антифрикционного материала.

К этой группе материалов относятся:

* **бронзы** – оловянистые, свинцовистые, алюминиевые, обладающие высокими антифрикционными свойствами;

* **бabbиты** – сплавы мягкой основы (олова или свинца) с твердыми зёрнами меди или сурьмы, обеспечивающие хорошую прирабатываемость к валу и высокую износостойкость. По антифрикционным свойствам они лучшие, но хрупки и дороги;

* **металлокерамические материалы**, получаемые методами порошковой металлургии, чаще всего медно- или железографитовые: достаточно прочные и *высокопористые*, благодаря чему *пропитываются* смазкой, хорошо подводят ее к трущимся поверхностям, что снижает расход масла и позволяет им длительное время работать *без подвода масла* (в аварийных ситуациях);

* **Пластмассы** – текстолит, капрон, нейлон, фторопласт – обладают хорошей прирабатываемостью, хорошо переносят динамические нагрузки и противостоят трению, но обладают малой теплопроводностью, и потому плохо работают при высоких температурах, так как под их воздействием теряют механические свойства;

* **дерево** – дуб, ольха, самшит;

* **чугун** – обладает хорошими антифрикционными свойствами благодаря включениям свободного графита, но сравнительно невысокой прирабатываемостью, применяется в умеренно нагруженных тихоходных подшипниках.

2. Режимы трения подшипников скольжения

Для снижения трения при работе подшипников скольжения их смазывают, как правило, жидкой смазкой. В зависимости от режима работы подшипника в нем может быть *полужидкостное* или *жидкостное* трение.

Если между трущимися поверхностями есть слой смазки достаточной толщины (см. рисунок 9.2), характеризующийся соотношением $h > R_{z1} + R_{z2}$, то имеет место *жидкостное* трение. При этом внешнюю нагрузку воспринимает масло, предотвращая непосредственное соприкосновение рабочих поверхностей, то-есть их износ. Сопротивление движению в этом случае зависит только от внутреннего трения в смазочной жидкости, и потому очень мало:

$$f = 0,001...0,005,$$

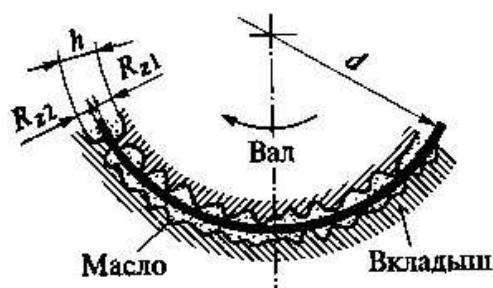


Рисунок 9.2

что меньше даже коэффициента трения качения.

Если же вышеприведенное условие нарушается, то имеет место *полужидкостное* трение: одновременно и жидкостное, и граничное. На участках граничного трения смазочные пленки, несмотря на свою высокую прочность и устойчивость к высоким давлениям, разрушаются, при этом происходит касание чистых поверхностей и сравнительно интенсивный износ их:

$$f = 0,008...0,1,$$

в зависимости как от качества масла, так и от свойств материалов трущихся поверхностей.

Наиболее благоприятным для подшипников скольжения является режим **жидкостного** трения. Этот режим объясняется положениями гидродинамической теории смазки, суть которых в следующем.

В состоянии покоя центры вкладыша и цапфы вала смещены, цапфа касается вкладыша, имеет место **полужидкостное** трение $\omega = 0$ – рисунок 9.3,а.

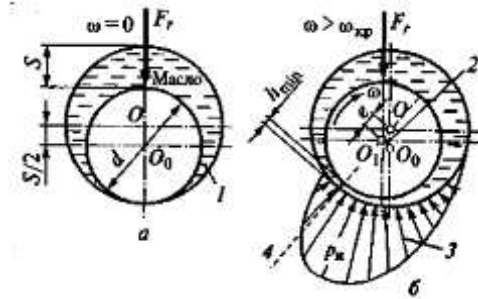


Рисунок 9.3

С началом вращения, при малой ω масло хотя и стремится быть затянутым в клиновидный зазор, но выжимается цапфой, и полужидкостное трение сохраняется.

При достаточно большой $\omega > \omega_{кр}$ вязкое и липкое масло непрерывно нагнетается в клиновидный зазор, при этом создается давление p , образующее поддерживающую силу, уравновешивающую внешнюю нагрузку. Цапфа всплывает, образуется разделяющий масляный слой. С увеличением ω толщина разделяющего масляного слоя h_{min} увеличивается, а центры O и O_1 сближаются (рисунок 9.3,б). При $\omega \rightarrow \infty$ расстояние между центрами $e \rightarrow 0$, но центры не совпадут, так как при этом нарушится **клиновидная форма зазора - основное условие обеспечения жидкостного трения**.

3. Расчет подшипников скольжения

3.1. В режиме **полужидкостного** трения работают подшипники тихоходных механизмов с частыми пусками и остановками, плохими условиями подвода смазки. Их расчет производится по среднему давлению между цапфой и вкладышем p и произведению $p \cdot v$ в следующей последовательности.

* Диаметр вкладыша d определяют по диаметру цапфы вала с учетом рекомендуемых заводом-изготовителем зазоров.

Длину вкладыша определяют по зависимости

$$l = \varphi \cdot d, \quad \text{где} \quad \varphi = \frac{l}{d} = 0,5...1,2.$$

* Среднее давление между цапфой и вкладышем, охватывающим цапфу по дуге 180° , определяют по формуле $p = \frac{F_r}{d \cdot l} \leq p$,

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$d \cdot l$ – проекция опорной поверхности цапфы, мм²;

$p = 0,5...15$ МПа - допустимое давление между цапфой и вкладышем.

Возможные перегрев и заедание устраняются соблюдением зависимости

$$p \cdot v \leq p \cdot v.$$

Зная p , скорость $v = \frac{\omega \cdot d}{2}$, подставляем их в вышеприведенную зависимость:

$$p \cdot v = \frac{F_r}{d \cdot l} \cdot \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{F_r \cdot \omega}{2 \cdot l} \leq hv = 2,5 \dots 15 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3.2. Для расчета подшипников, работающих в условиях жидкостного трения, вводят следующие понятия:

$$\psi = \frac{S}{d} - \text{относительный зазор в подшипнике (см. рис. 9.3,а)}$$

$$\chi = \frac{e}{0,5 \cdot S} - \text{относительный эксцентриситет, определяющий положение цапфы}$$

в подшипнике при режиме жидкостного трения;

$$h_{\min} = 0,5 \cdot S - e = 0,5 \cdot S \cdot (1 - \chi) - \text{минимальная толщина масляного слоя}$$

Расчет подшипников, работающих в этом режиме трения, производят в следующей последовательности:

* задаются конкретными значениями d и l (с использованием коэффициента

$\varphi = \frac{l}{d} = 0,5 \dots 1,2$) и проверяют правильность выбора этих значений по формуле условного давления в подшипнике

$$p = \frac{F_r}{d \cdot l} \leq p$$

* выбирают относительный зазор ψ или по эмпирической формуле

$$\psi = 0,0008 \cdot v^{0,25}, \text{ или по рекомендациям для различных диаметров:}$$

$$\text{при } d \leq 100 \text{ мм} \rightarrow \psi = 0,001 \dots 0,003;$$

$$\text{при } d = 100 \dots 500 \text{ мм} \rightarrow \psi = 0,001 \dots 0,002.$$

* назначают допускаемую температуру нагрева масляного слоя в рабочей зоне из диапазона

$$t = 60 \dots 75^\circ \text{C}.$$

* выбирают соответствующий сорт масла, находя по таблицам его параметры: маслянистость; динамическую вязкость μ ; кинематическую вязкость ν .

* определяют коэффициент нагруженности подшипника по формуле гидродинамической теории смазки:

$$\Phi = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}$$

* зная Φ , по графикам или справочным таблицам находят относительный эксцентриситет χ .

* вычисляют минимальную толщину масляного слоя

$$h_{\min} = 0,5 \cdot S \cdot (1 - \chi) = 0,5 \cdot (1 - \Phi \cdot \psi \cdot d)$$

* определяют критическое значение толщины масляного слоя, с уменьшением которой нарушается режим жидкостного трения:

$$h_{\text{кр}} = R_{z_1} + R_{z_2},$$

где R_{z_1} и R_{z_2} — шероховатости поверхностей, принимаемые по ГОСТ 2789-73 в пределах

$$6,3 \dots 0,2 \text{ мкм}.$$

* определяют коэффициент запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя — гарантию надежности обеспечения жидкостного трения:

$$s_h = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \geq s_h,$$

где $s_h = 1,5...2$ при окружной скорости $v \leq 0,5$ м/с.

$s_h > 2$ при окружной скорости $v > 0,5$ м/с.

Расчет подшипников, работающих в режиме жидкостного трения, носит приближенный характер, но *возможные отклонения* расчетных условий от эксплуатационных (по точности изготовления, нагрузке, температурному режиму и т.д.) *компенсируются* повышенными значениями s_h , а также выбором способа смазки на основе следующих, выработанных экспериментально, рекомендаций:

при $\sqrt{p \cdot v^3} < 16 \cdot 10^3$ – кольцевая смазка без охлаждения подшипника;

при $\sqrt{p \cdot v^3} \approx (16...32) \cdot 10^3$ – кольцевая смазка с охлаждением корпуса или масла в корпусе;

при $\sqrt{p \cdot v^3} > 32 \cdot 10^3$ – циркуляционная смазка под давлением.

ЛЕКЦИЯ № 10. МУФТЫ

1. Общие сведения о муфтах

Муфты – устройства, служащие для соединения валов и передающие крутящий момент. Они применяются для:

- * получения длинных валов, состоящих из отдельных частей;
- * компенсации вредного влияния несоосности валов, возникающей из-за неточности изготовления или монтажа;
- * уменьшения влияния динамических нагрузок;
- * включения или выключения одного из валов при постоянном вращении другого вала.

Существует множество конструкций муфт, различающихся, по принципу действия и управления, на механические, электрические и гидравлические. В курсе «Детали машин и основы конструирования» изучаются только механические муфты:

- * неуправляемые – глухие, компенсирующие жесткие и упругие;
- * управляемые – кулачковые и фрикционные;
- * самоуправляемые автоматические – центробежные, предохранительные, свободного хода.

Наиболее распространенные муфты стандартизованы, а нестандартные муфты изготавливаются по нормам заводов или проектных организаций.

Подбор муфт по каталогу производится по величине диаметров соединяемых валов и по величине расчетного крутящего момента

$$T_p = k_d \cdot T_{ном},$$

где $T_{ном}$ – номинальный, длительно действующий при установившемся режиме) крутящий момент;

$k_d = 1...6$ – коэффициент динамичности.

Ниже рассмотрим муфты в порядке их классификации.

2. Глухие муфты

К ним относятся муфты втулочные и фланцевые (поперечно-свертные).

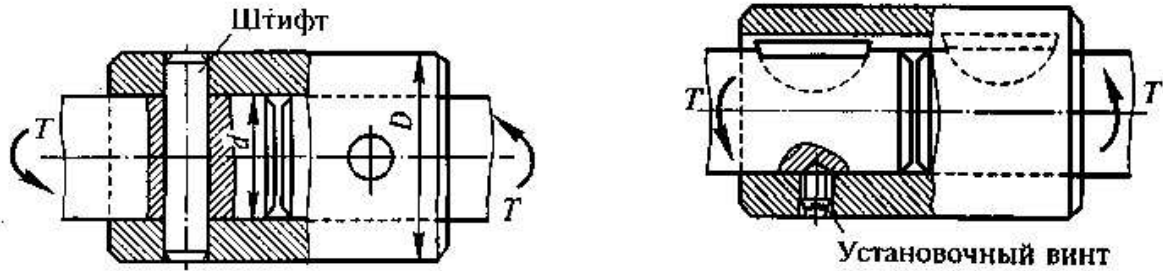


Рисунок 10.1

Втулочные муфты (рисунок 10.1) – простейшие, представляющие собой цельную втулку, надеваемую на концы соединяемых валов и скрепляемую с ними штифтами, шпонками или шлицами. Они просты, малогабаритны, дешевы, применяются в легконагруженных машинах для соединения валов диаметров до **70 мм**. Ограничивается применение этих муфт требованиями очень точной соосности и значительных осевых смещений валов при сборке и разборке.

При изготовлении таких муфт применяют конструкционные стали и пользуются следующими соотношениями:

$$D = 1,5...1,8 \cdot d; \quad L = 2,5...4 \cdot d; \quad d_{\text{ш}} = 0,2 \cdot d,$$

где $D, L, d_{\text{ш}}$ – соответственно наружный диаметр, длина втулки и минимальный диаметр конического штифта.

Прочность этих муфт определяется прочностью соединительных деталей. При соединении штифтами их проверяют на срез по двум рабочим сечениям:

$$T_p = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{4} \cdot \tau_{\text{ср}} \cdot \frac{d}{2}, \quad \text{откуда} \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot T_p}{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot d} \quad \tau_{\text{ср}} = 40 \text{ МПа.}$$

При соединении с помощью шпонок или шлицев они рассчитываются так же, как это изложено в разделе «Соединения».

Фланцевые муфты (рисунок 10.2) состоят из двух полумуфт – ступиц с фланцами **1** и **2**. Ступицы надевают на валы, а фланцы соединяют болтами, ставящимися или **без зазора** (тогда болты обеспечивают центрирование валов, а сами работают на срез и смятие – рисунок 10.2, вариант 2), или **с зазором**, тогда центрирование осуществляется с помощью центрирующего выступа **3** (рисунок 10.2, вариант 1) или межфланцевого кольца, воспринимающего и поперечные нагрузки, а передача крутящего момента осуществляется силами трения, вызванными затяжкой болтов.

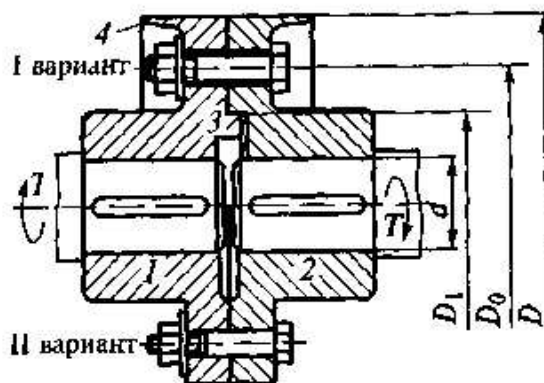


Рисунок 10.2

Проверочный расчет сводится к расчету болтов, стягивающих фланцы, а также шпонок и шлицев.

Для болтов, вставляемых в отверстия во фланцах с зазором, исходное уравнение имеет вид

$$T_{mp} = F_{mp} \cdot \frac{D_{cp}}{2} = F_a \cdot z \cdot f \cdot \frac{D_{cp}}{2}, \quad \text{откуда} \quad F_a = \frac{2 \cdot T_p}{z \cdot f \cdot D_{cp}},$$

где D_{cp} – диаметр окружности центров болтов.

Эти болты проверяются по условию прочности:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a \cdot 1,3}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_p = \frac{\sigma_T}{s}.$$

При установке болтов без зазора (под развертку) предполагают, что весь передаваемый момент воспринимается болтами, работающими на срез:

$$T_p = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \tau_{cp} \cdot \frac{D_{cp}}{2}, \quad \text{откуда} \quad \tau_{cp} = \frac{8 \cdot T_p}{\pi \cdot d^2 \cdot D_{cp} \cdot z} \leq \tau_{cp},$$

а условие прочности на смятие описывается зависимостью

$$\sigma_{cm} = \frac{F_t}{A} = \frac{2 \cdot T_p}{D_{cp} \cdot z \cdot d \cdot \delta} \leq \sigma_{cm},$$

где d и δ – диаметр болта и толщина фланца полумуфты.

3. Муфты компенсирующие жесткие

3.1. Муфта кулачково-дисковая

Такая муфта (рисунок 10.3,а) состоит из двух полумуфт **1** и **2** с диаметральными пазами, и промежуточного диска **3** с двумя расположенными по взаимно-перпендикулярным диаметрам выступами, размерами соответствующими пазам. Такое расположение выступов обеспечивает компенсацию эксцентриситета и перекоса валов, и даже их продольного смещения. Отверстие **4** служит для периодической смазки поверхностей трения.

При расчете этих муфт исходят из предположения, что натяг и зазор посадки выступов в пазы равен нулю (*реально это не так*). При таком предположении деформации и напряжения в различных точках соприкосновения пропорциональны расстояниям этих точек до оси муфты (рис. 10.3,б, где эпюра напряжений условно перенесена с боковых сторон паза на диаметр).

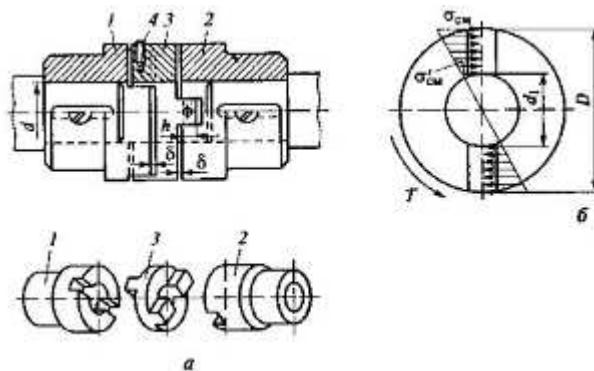


Рисунок 10.3

При этом условие равновесия полумуфты описывается уравнением:

$$T_p = \frac{\sigma_{cm}}{2} \cdot \frac{D}{2} \cdot h \cdot \frac{2}{3} \cdot D = \frac{\sigma'_{cm}}{2} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot h \cdot \frac{2}{3} \cdot d_1.$$

Учитывая пропорциональность $\frac{\sigma_{см}}{\sigma'_{см}} = \frac{D}{d_1}$, откуда $\sigma'_{см} = \frac{\sigma_{см} \cdot d_1}{D}$, преобразуя,

получим

$$T_p = \frac{\sigma_{см} \cdot D^2 \cdot h}{6} - \frac{\sigma'_{см} \cdot d_1^2 \cdot h}{6} = \frac{\sigma_{см} \cdot D^2 \cdot h}{6} - \frac{\sigma_{см} \cdot d_1^3 \cdot h}{6 \cdot D} = \frac{\sigma_{см} \cdot D^3 \cdot h - \sigma_{см} \cdot d_1^3 \cdot h}{6 \cdot D};$$

$$\sigma_{см} = \frac{6 \cdot T_p \cdot D}{h \cdot D^3 - d_1^3} \leq \sigma_{см} = 15...20 \text{ МПа}.$$

3.2. Муфта зубчатая

Такая муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями эвольвентного профиля, и разъемной герметичной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев (рисунок 10.4,а).

Эти муфты компенсируют все виды несоосности валов благодаря наличию торцевых зазоров, зазоров в зацеплении, сферической и бочкообразной форме зубьев (рисунок 10.4,б, вид В).

Но такая конструкция приводит к скольжению в местах соприкосновения зубьев и их износу, для уменьшения которого в обойму заливают жидкую смазку.

Выполнить точный расчет этой муфты путем определения истинных значений контактных напряжений трудно, так как условия контакта зубьев не одинаковы (например, при перекосе валов зубья обоймы и полумуфты, находящиеся в плоскости перекоса, параллельны друг другу, и их соприкосновение происходит в более благоприятных условиях, чем у зубьев, лежащих в плоскости, перпендикулярной перекосу и касающихся друг друга кромками).

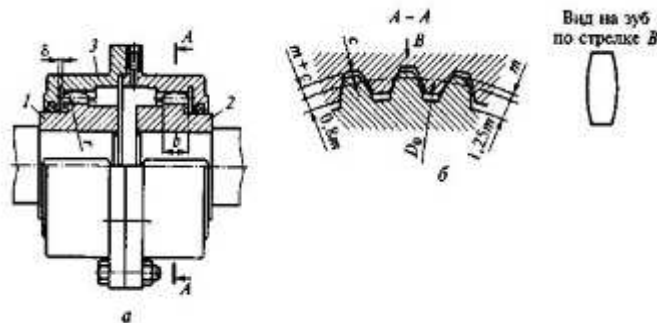


Рисунок 10.4

Поэтому производят условный расчет, предполагая, что нагрузка распределяется между зубьями равномерно, а зубья соприкасаются по всей длине и высоте.

$$T_p = \sigma_{см} \cdot A \cdot z \cdot \frac{D_0}{2},$$

где z – число зубьев полумуфты;

$D_0 = z \cdot m$ – делительный диаметр зубьев;

m – модуль зацепления;

$A = b \cdot h$ – проекция рабочей поверхности зуба на его среднюю диаметральную плоскость;

b – длина зуба;

$h \approx 1,8 \cdot m$ – рабочая высота зуба.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_p}{A \cdot z \cdot D_0} = \frac{2 \cdot T_p}{b \cdot 1,8m \cdot z \cdot D_0} = \frac{T_p}{0,9 \cdot b \cdot D_0^2} \leq \sigma_{см} = 12...15 \text{ МПа}.$$

При проектном расчете, принимая $\Psi = \frac{b}{D_0}$, откуда $b = \Psi \cdot D_0$, получим

$$\sigma_{см} = \frac{T_p}{0,9 \cdot \Psi \cdot D_0^3} \leq \sigma_{см}, \quad \text{откуда} \quad D_0 = \sqrt[3]{\frac{T_p}{0,9 \cdot \Psi \cdot \sigma_{см}}}.$$

3.3. Цепная муфта

Такая муфта состоит из двух полумуфт – звездочек **1** и **2** одинакового шага с одинаковым числом зубьев, охватывающей их цепи **3** и кожуха (рис. 10.5). Ее **достоинства**: простота конструкции и обслуживания, надежность в работе, технологичность в изготовлении, сравнительно малые габариты и масса, удобство монтажа и демонтажа, способность компенсировать радиальные и угловые смещения за счет относительной податливости деталей цепи.

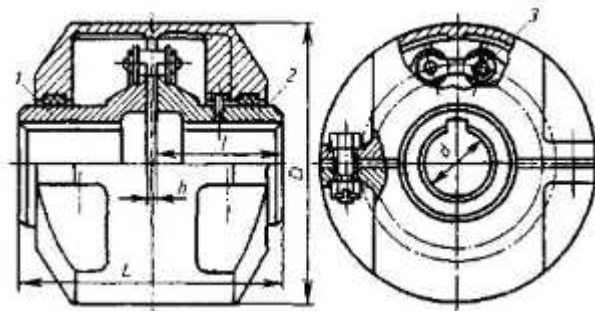


Рисунок 10.5

Недостаток – наличие угловых зазоров и мертвого хода, из-за чего они не могут применяться в реверсивных передачах и при больших динамических нагрузках.

Расчет выбранной муфты носит проверочный характер и ограничивается определением коэффициента запаса прочности цепи:

$$s = \frac{F_{разр}}{k_{\delta} \cdot F_t} = \frac{F_{разр} \cdot d_{\delta}}{2 \cdot k_{\delta} \cdot T_p} \geq s.$$

4. Муфты компенсирующие упругие

Эти муфты служат для:

* уменьшения динамических нагрузок, передаваемых через соединяемые ими валы;

* предохранения соединяемых валов от резонансных колебаний;

* частичной компенсации неточностей взаимного расположения валов.

Они бывают постоянной и переменной жесткости. Для муфт постоянной жесткости – характеристика линейная **1** (рисунок 10.6). Характеристика их жесткости

$$C_{\omega} = \frac{T}{\varphi} = \text{Const},$$

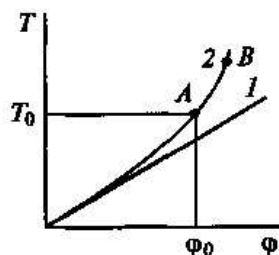


Рисунок 10.6

где T - крутящий момент, передаваемый муфтой;

φ – угол закручивания муфты моментом T .

Для муфт переменной жесткости – характеристика нелинейная 2:

$$C_{\omega} = \frac{dT}{d\varphi}.$$

Демпфирующая способность муфт, характеризующаяся энергией, необратимо поглощаемой муфтой за один цикл, описывается петлей гистерезиса $OA1BC$, площадью которой и измеряется эта энергия (кривая $OA1$ – нагрузка, кривая $1BC$ – разгрузка).

По конструкции упругих элементов муфты бывают: с неметаллическими упругими элементами и с металлическими.

4.1. Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

Эта муфта (рисунок 10.7) обеспечивает соединение валов в диапазоне диаметров 16...150 мм и передачу крутящих моментов до 15000 Нм. Состоит такая муфта из: двух полумуфт; стальных пальцев, закрепленных в одной из полумуфт посадкой на конус; насаживаемых на пальцы упругих резиновых втулок или наборов резиновых колец трапециевидного сечения.

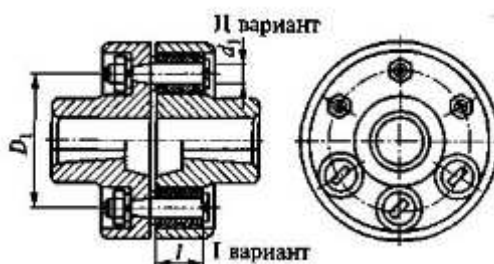


Рисунок 10.7

Ее достоинства: высокая надежность, легкость конструкции, простота упругих элементов, удобство их замены, возможность вращения валов в любом направлении (причем ведущей может быть любая из полумуфт).

Для выбранных по ГОСТ МУВП проверочным расчетом определяют прочность:

пальцев на изгиб
$$\sigma_u = \frac{M}{W_u} = \frac{F_t \cdot l}{W_u} = \frac{2 \cdot T_p \cdot l}{D_c \cdot z \cdot 0,1 \cdot d_n^3} \leq \sigma_u = 60 \dots 80 \text{ МПа},$$

и втулок на смятие
$$\sigma_{cm} = \frac{F_t}{A} = \frac{2 \cdot T}{D_c \cdot z \cdot d_n \cdot l} \leq \sigma_{cm} = 1,8 \dots 2 \text{ МПа}.$$

Здесь D_c – диаметр окружности расположения центров пальцев;

z — число пальцев;

d_n — диаметр пальцев под резиновыми элементами;

$T = F$ длина втулок.

4.2. Муфта упругая с торовой резиновой оболочкой

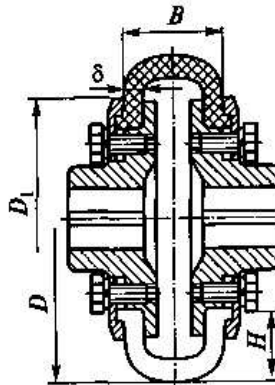


Рисунок 10.8

Эта муфта (рисунок 10.8) состоит из двух полумуфт, упругой оболочки (как правило, армированной кордом) и фланцев, зажимающих оболочку. **Ее достоинства** - способность компенсировать значительные неточности монтажа валов; легкость сборки, разборки и замены оболочки; большая несущая способность; широкий диапазон диаметров соединяемых валов и передаваемых крутящих моментов: $d = 14...200$ мм и $T = 20...25000$ Нм.

Недостатки: большие диаметральные размеры; при высоких частотах вращения - дополнительные большие осевые нагрузки на подшипники, возникающие под действием центробежных сил (во избежание этого применяют муфты с вогнутой торообразной оболочкой - меньшие по диаметру, подверженные меньшим центробежным силам, создающие осевые нагрузки на валы в 2...3 раза меньше).

Нагрузочная способность этой муфты ограничена потерей устойчивости резиновой оболочки и ее усталостью. Поэтому выбранная муфта проверяется на прочность оболочки по напряжениям сдвига в сечении около зажима (по D_1):

$$\tau = \frac{2 \cdot T_p}{\pi \cdot D_1^2 \cdot \delta} \leq \tau \approx 0,4 \text{ МПа.}$$

5. Управляемые муфты

5.1. Фрикционные муфты

Из всех видов фрикционных муфт наиболее распространены муфты дисковые, с плоской рабочей поверхностью, при включении которых крутящий момент возрастает постепенно, по мере увеличения силы нажатия на поверхность трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью угловых скоростей. Разгон ведомого вала происходит плавно, без удара, за счет пробуксовывания муфты при включении.

В приведенной на рисунке 10.9 муфте полумуфта **1** на валу неподвижна, а полумуфта **3** подвижна в осевом направлении. Момент трения T_T определяют по формуле

$$T_p = T_T = F_a \cdot f \cdot r_{cp},$$

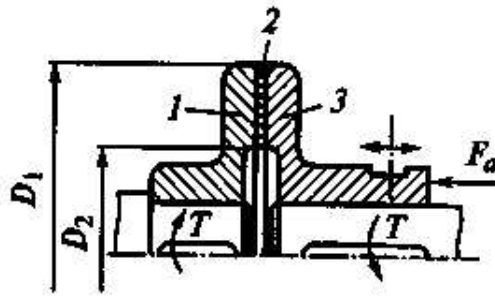


Рисунок 10.9

где $r_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{4}$ – средний радиус рабочих поверхностей, принимаемый за **приведенный** радиус сил трения на этих поверхностях.

Для уменьшения габаритов и силы F_a применяют многодисковые муфты – со многими парами поверхностей трения (рисунок 10.10), в которых наружные диски 3 соединены с полумуфтой 1, а внутренние диски 2 – с полумуфтой 7 через подвижное шлицевое соединение. Правый диск 2 упирается в регулировочные гайки 4, а на левый крайний диск 2 через механизм управления передается сила нажатия F_a . Здесь

$$T_p = T_T = F_a \cdot f \cdot r_{cp} \cdot z,$$

где $z = n - 1$ – число пар трущихся поверхностей;

n – число дисков.

Как видно из формул, при одинаковых F_a, D_1, D_2, f передаваемый многодисковой муфтой крутящий момент в z раз больше, по сравнению с двухдисковой.

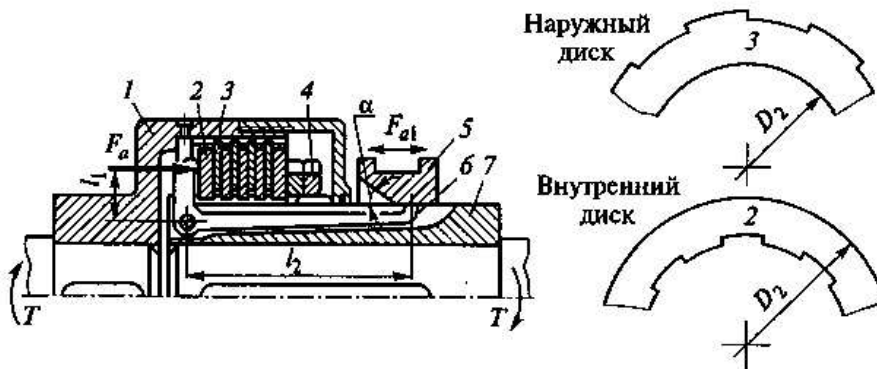


Рисунок 10.10

Увеличение этих параметров увеличивает и T_T , но приводит к увеличению габаритов муфты. Увеличение F_a ограничивается давлением на трущихся поверхностях

$$p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot D_1^2 - D_2^2} \leq p = 0,2 \dots 0,8 \text{ МПа.}$$

Увеличить f можно, применяя выполненные из специальных материалов накладки на диски, но они, в свою очередь, увеличивают осевые габариты муфты.

6. Муфты самоуправляемые (автоматические)

6.1. Муфты предохранительные

Эти муфты (рисунок 10.11) служат для защиты машин от перегрузок. К ним относятся и муфты со специальным разрушающим элементом, в том числе *муфты со срезным штифтом 3* (рисунок 10.11), который срезается при

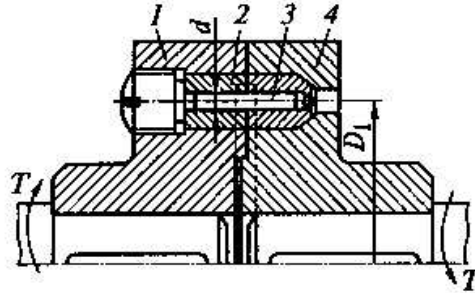


Рисунок 10.11

перегрузке. Здесь **1** и **4** – полумуфты, **2** – закаленные втулки. Условие среза штифта:

$$T_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{z}{k_z} \cdot \tau \cdot \frac{D_a}{2},$$

где z – число штифтов (1 или 2);

k_z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по штифтам (при $z = 1 \rightarrow k_z = 1$; при $z = 2 \rightarrow k_z = 1,2$);

$\tau = 420$ МПа – как правило, принимается равным пределу прочности материала штифта на срез.

В сельском хозяйстве достаточно широко применяют *кулачковые предохранительные муфты* (рисунок 10.12), в которых полумуфты **1** и **3** зацепляются кулачками **2**, имеющими трапецеидальный профиль с углом α .

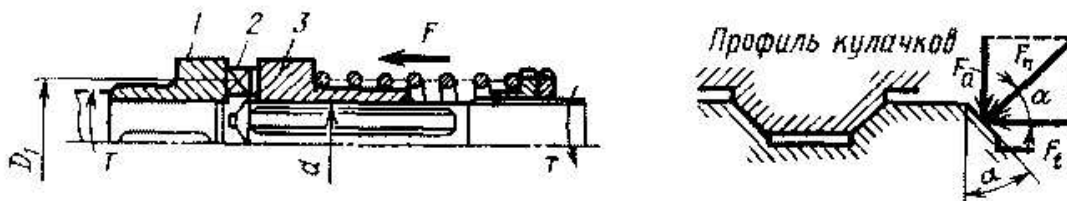


Рисунок 10.12

$$F = \frac{2 \cdot T_p}{D} \cdot \left[\operatorname{tg} \alpha - \rho - \frac{D_1}{d} \cdot f_2 \right],$$

где $\rho = 6...8^\circ$ – угол трения в зацеплении кулачков;

$f_2 = 0,15$ – коэффициент трения в шлицевом соединении.

В соответствии с силой F подбирают пружину. Кулачки рассчитывают на прочность так, как в обычных кулачковых муфтах (см. здесь, п. 3.1).

6.2. Муфты свободного хода

Такие муфты передают крутящий момент только в одном направлении (рисунок 10.13). Если шестерня **1** вращается по часовой стрелке, то ролик **5** закатывается в узкую часть паза и здесь заклинивается, образуя жесткое соединение шестерни с валом через ролик.

При вращении шестерни в обратную сторону ролик выходит в широкую часть паза,

и шестерня разъединяется с валом. Условие удержания ролика в пазу имеет вид

$$2 \cdot F \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2 \cdot F_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \text{ или } 2 \cdot F_n \cdot f \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2 \cdot F_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2}.$$

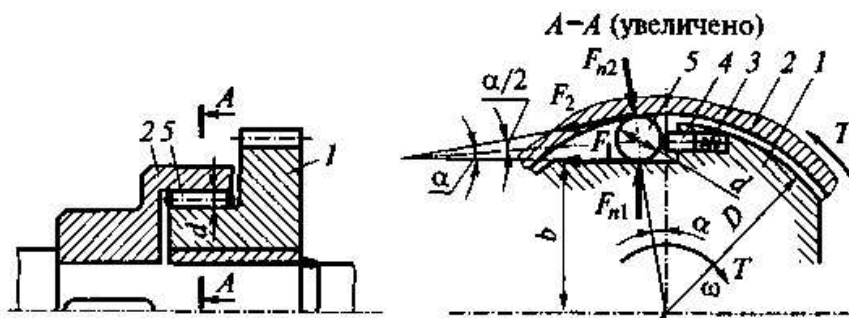


Рисунок 10.13

Тогда $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} < f = \operatorname{tg} \rho \rightarrow \alpha = 2 \cdot \rho$. Как видно из схемы муфты,

$$\cos \alpha = \frac{b + \frac{d}{2}}{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}} = \frac{2 \cdot b + d}{D - d}.$$

Условие равновесия обоймы 2 имеет вид $T_p = F \cdot \frac{D}{2} \cdot z = F_n \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{D}{2} \cdot z$,

где z - число роликов;

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = f.$$

Прочность роликов и рабочих поверхностей деталей 1 и 2 проверяют по формуле Герца для ролика длиной l при коэффициенте Пуассона $\mu = 0,3$:

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E_{np}}{l \cdot \rho_{np}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot T_p \cdot E_{np}}{D \cdot d \cdot l \cdot z \cdot \alpha}} \leq \sigma_H.$$

Эта формула получена для условий:

$\rho_{np} = \frac{d}{2}$ - так как вторая поверхность плоская;

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{\alpha}{2} \text{ - из-за малости угла } \alpha; \quad F_n = \frac{2 \cdot T_p}{D \cdot z \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}.$$

ЛЕКЦИЯ № 11. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1. Классификация резьбовых соединений

Резьбовые соединения – одни из наиболее распространенных в машиностроении. Они относятся к категории **разъемных**. Их типы определяются соединяемыми деталями: болтами и гайками, шпильками и гайками, винтами – **ввертными** болтами.

В зависимости от характера нагружения и способа сборки деталей резьбовые соединения подразделяются на:

■ **Напряженные** – применяющиеся в большинстве случаев и характеризующиеся предварительной, еще до появления рабочих - внешних нагрузок, затяжкой резьбовых деталей, а следовательно, и деталей соединяемых. Делается это для того, чтобы после появления рабочих нагрузок не произошло раскрытия стыка, не нарушилась плотность соединения или совместная работа деталей узла. **Примеры:** соединение

шейки коленчатого вала с нижней головкой шатуна, соединение блока цилиндров ДВС с головкой блока.

■ **Ненапряженные** – собирающиеся без предварительной затяжки. Применение их ограничено: крепление грузового крюка ГПМ к траверсе крюковой подвески, и аналогичные конструкции.

Один из основных элементов резьбового соединения – **резьба** – винтовой выступ постоянного для данной детали сечения и шага.

Классификация резьбы представлена на вышеприводимой схеме (рисунок 11.1).

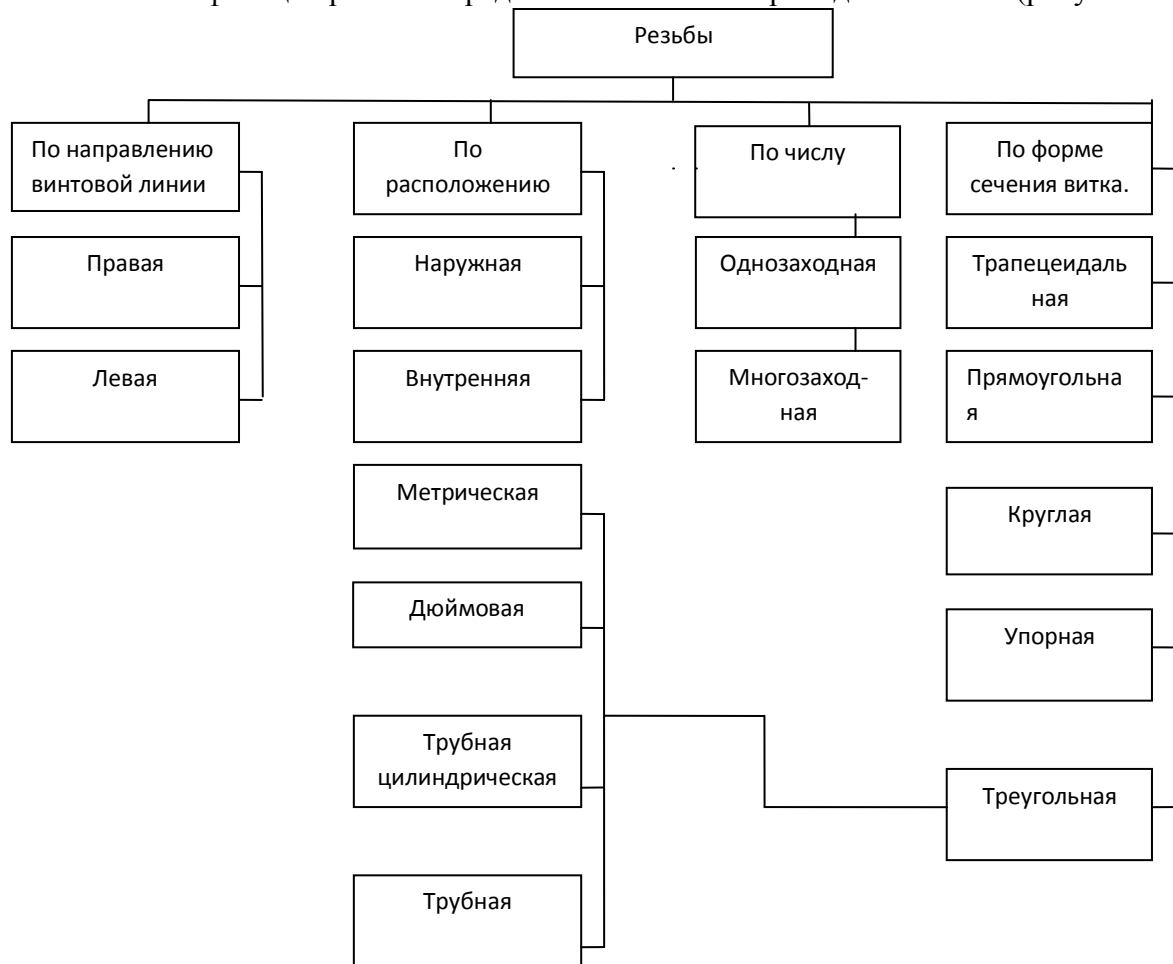


Рис.11.1. Классификация резьб

Наиболее широко применяется **метрическая резьба**, все размеры которой измеряются в метрических единицах – миллиметрах. Теоретический профиль ее витка – **равносторонний** треугольник (с углом при вершине $\alpha = 60^\circ$). Выполняется он, с целью уменьшения концентрации напряжений и повышения стойкости инструмента, с притупленными по прямой или дуге вершинами витков и впадинами - на величину $\frac{H}{8}$ у

винта и $\frac{H}{4}$ у гайки. Тогда высота теоретического профиля

$$H = \frac{P}{2} \cdot \operatorname{ctg} 30^{\circ} = 0,866 \cdot p,$$

а рабочая высота профиля

$$h = H - \frac{H}{8} - \frac{H}{4} = 0,625 \cdot H = 0,541 \cdot p.$$

Метрические резьбы бывают крупного и мелкого шага. Величина шага определяет достоинства и недостатки крепежных деталей. Так, при одинаковом наружном диаметре детали с мелкой резьбой имеют повышенную прочность стержня без снижения прочности резьбы, и повышенную надежность самоторможения. Крупная резьба несколько снижает прочность стержня, но ошибки при ее изготовлении меньше влияют на ее же прочность.

Резьбы с мелкими шагами применяются для крепления: динамически нагруженных деталей и деталей, находящихся в сложном напряженном состоянии; полых тонкостенных деталей; деталей, у которых резьба применяется для регулировок.

Метрические резьбы с крупным шагом обозначаются буквой **M** и цифрой – численным значением диаметра резьбы, мм, например, **M20, M24**, а в обозначениях мелких резьб дополнительно указывается величина шага: **M20^{x1,5}**.

Дюймовая резьба – старейшая. Её наружный диаметр измеряется в дюймах – отсюда название (**1" = 25,4 мм**), а шаг задается числом ниток винтовой линии на один дюйм длины нарезанной части стержня. Теоретический профиль ее витка – **равнобедренный** треугольник (с углом при вершине **$\alpha = 55^{\circ}$**). Отличительные особенности типов резьб представлены в табл. 1.

Конструкция и материалы крепежных резьбовых деталей

К крепежным деталям относятся болты, винты, шпильки, шурупы, гайки, шайбы, шпильки.

2.1. Болты – винты с гайками – применяются для: скрепления деталей не очень большой толщины при наличии мест для расположения гайки и головки винта; скрепления деталей из материалов, не обеспечивающих надежность резьбы; при частом завинчивании и отвинчивании. Их достоинство в том, что не нужно нарезать резьбы в детали, а недостаток – возможное неудобство при сборке, неэстетичность.

Болты бывают:

- **Черные** – изготавливаемые методом штамповки с последующей накаткой или нарезкой резьбы;
- **Получистые** — изготавливаются штамповкой с последующей проточкой опорной поверхности головки, конца винта, накаткой или нарезкой резьбы.
- **Чистые** — изготавливаются из соответствующего сечению головки проката, с проточкой стержня и нарезкой резьбы.

Гайки — как правило, шестигранные – черные, чистые и получистые. **Черные** изготавливаются высадкой из полосовой стали с нарезанием резьбы; **получистые** – так же плюс обработка торцов; **чистые** – из шестигранного проката на станках-автоматах или револьверных. Гайки бывают:

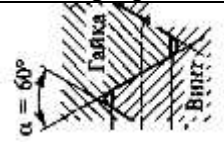

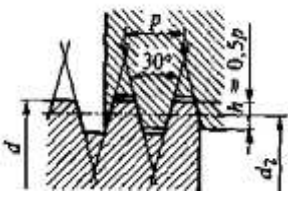
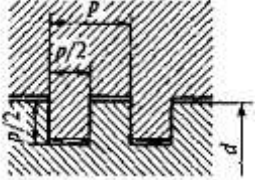
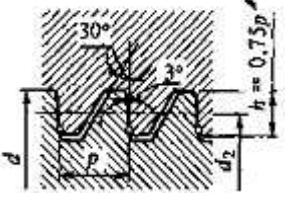
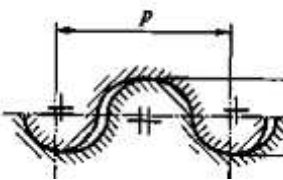
- Особо высокие (**1,6·d**) и высокие (**1,2·d**) – применяются при частом завинчивании-отвинчивании и больших нагрузках.
- Нормальные (**0,8·d**) – в массовом производстве.
- Уменьшенной высоты (**0,5...0,6)·d** — применяются при недогрузке

винта на растяжение.

По конструктивному оформлению гайки бывают шестигранные, квадратные, шестигранные прорезные и корончатые, круглые, гайки-барашки. Конструкция определяется назначением и режимом работы соединения, условиями разборки и сборки, способом стопорения.

2.2. Винты — ввинчиваются в одну из скрепляемых деталей, применяются при достаточной толщине и прочности детали, отсутствии места для расположения гайки, и при особых требованиях к эстетичности узла. Их головки бывают:

Таблица 1 **Характеристика резьб**

№№ п/п	Наименование резьб	Теоретический профиль	Схема профиля	Область применения
1.	Метрическая	Равносторонний треугольник		В абсолютном большинстве случаев
2.	Дюймовая	Равнобедренный треугольник		Для нарезки труб (мелкого шага); при ремонте старых и импортных машин
3.	Трапецидальная	Равнобочная трапеция		Для передачи движения в сопряжении винт-гайка (из-за удобства изготовления, большой прочности и малых потерь на трение)
4.	Прямоугольная	Прямоугольный		В грузовых винтах – малых домкратах, небольших прессах (применение ограничено, т.к. трудно изготавливается, имеет низкую прочность,
5.	Упорная	Несимметричная трапеция		При одностороннем направлении нагрузки – в мощных винтовых домкратах, прокатных станах, прессах
6.	Круглая	Круглый – из дуг, соединенных короткими прямыми участками		При тяжелых условиях эксплуатации: в гидравлической арматуре, на цоколях и в патронах электроламп

- Захватываемыми инструментом снаружи: шестигранными; квадратными; круглыми со шлицами треугольного профиля – под специальные торцовые ключи.

- Захватываемыми изнутри с торца – с внутренним шестигранником под ключ; с прорезными и крестообразными шлицами под отвертку – полукруглые и конические (впотай).

- Препятствующими проворачиванию: специальной формы с выступами, закладываемыми в гнезда; с рабочими гранями, закладываемыми в пазы; круглыми с усиками, обминающимися на детали.

Выбор головки винта определяется условиями затяжки: требуемым усилием, внешними силами, возможностью использования того или иного ключа, требованиями эстетики.

По форме стержня винты бывают:

- С нормальным стержнем, диаметр которого равен диаметру резьбы.
- С подголовком – часть стержня вблизи головки имеет диаметр, равный диаметру резьбы, а остальной стержень – меньшего диаметра.

- С утолщенным – больше диаметра резьбы чисто обработанным стержнем для установки под развертку с целью устранения сдвига соединяемых деталей.

- Со стержнем уменьшенного диаметра и буртиками для центрирования – для уменьшения концентрации напряжений у резьбы и лучшего восприятия переменных и ударных нагрузок.

Как и болты, винты бывают черные, полуматериальные и чистые.

Кроме *крепежных*, бывают винты *установочные* и *специальные*. *Установочные* служат для предотвращения взаимного сдвига деталей и восприятия сдвигающих нагрузок. Выполняются они короткими, с резьбой по всей длине стержня, без головки, со шлицем под отвертку и различной формой конца – плоской, цилиндрической, конической, с засверлением, что определяется характером и величиной действующих сил, условиями стопорения, габаритами соединяемых деталей.

Специальные винты — фундаментные, откидные, грузовые (рым-болты).

2.3. Шпильки – металлические стержни с резьбой на обоих концах - применяются в случаях, когда нельзя использовать болт, и когда материал соединяемых деталей не обеспечивает достаточной долговечности резьб при требуемых частых разборках и сборках узлов (блок ДВС – головка). Они обеспечивают компактность соединений и большую прочность при динамических нагрузках.

2.4. Шайбы — служат для выравнивания опорной поверхности деталей, предохранения поверхностей от задиров гайкой, для стопорения гаек. Они бывают черные и чистые (для металла) и черные увеличенные (для дерева). Шайбы для стопорения бывают пружинные разрезные, с отжимными лапками и др.

2.5. Шплинты – служат для стопорения гаек с целью предотвращения их самоотвинчивания. Они вставляются через прорезь гайки в отверстие болта, и концы их, имеющие разную длину, разводятся.

2.6. Шурупы — винты для дерева, имеют специальную резьбу треугольного профиля с углом при вершине 60° *без притупления вершин*. Большие промежутки между витками обеспечивают прочность резьбы, нарезанной острыми витками шурупа в деревянной детали.

2.7. Материалы резьбовых деталей:

- стали Ст. 3; 4; 5 – низко- и среднеуглеродистые, обыкновенного качества, обладающие хорошей деформируемостью – для массового производства винтов холодной высадкой;

- сталь А-12 – автоматная, стали 35; 45 среднеуглеродистые качественные,

хорошо обрабатываемые и упрочняемые – для винтов точных машин;

- стали 40Х, 40ХН, 30ХГСА, 40ХНМА – легированные, для винтов высоконагруженных соединений, особенно для соединений быстро движущихся деталей;

- титановые сплавы – для винтов самолетов, когда при больших нагрузках требуется малый вес.

Гайки изготавливают из тех же материалов, что и винты, и шпильки, а шайбы и шплинты – из сталей 1, 2, 3.

2. Момент завинчивания (отвинчивания), КПД и условие самоторможения в резьбовых соединениях

Для дальнейших расчетов вводят следующие параметры, характеризующие резьбовые детали:

d – наружный диаметр резьбы – диаметр цилиндра, описанного вокруг вершин наружной резьбы;

d₁ – внутренний диаметр резьбы – диаметр цилиндра, описанного вокруг вершин внутренней резьбы;

d₂ – средний диаметр – диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого ширина витков равна ширине впадин;

α – угол профиля – между его прямолинейными боковыми сторонами;

p – шаг резьбы – расстояние между параллельными сторонами двух соседних витков, измеренное параллельно оси детали;

Ψ – угол подъема резьбы, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси детали:

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{p}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \Psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{p_h}{\pi \cdot d_2},$$

где $p_h = p \cdot z$ – ход винта;

z – число заходов резьбы.

3.1. Для удобства расчетов рассматривается зависимость между действующими силами сначала для прямоугольной резьбы, для чего виток по среднему диаметру резьбы d_2 разворачивается в наклонную плоскость, а гайка заменяется ползуном (рисунок 11.2)

Как известно из теоретической механики, F – сила взаимодействия между наклонной плоскостью и ползуном при движении ползуна по наклонной плоскости есть равнодействующая нормальной силы F_n и силы трения $F_{тр}$ между ними, и наклонена к нормали под углом трения φ (рисунок 11. 2).

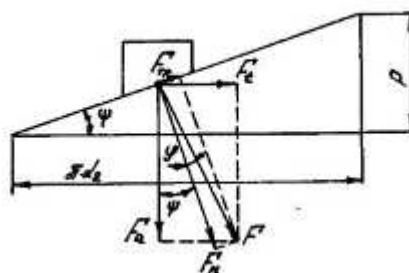


Рисунок 11.2

Сила F раскладывается на две составляющие: осевую силу F_a , действующую на винтовую пару, и окружную силу F_t , вращающую гайку при ее навинчивании. Как видно из рисунка,

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg} (\Psi + \varphi),$$

где φ - угол трения, определяющийся из зависимости

$$\operatorname{tg} \varphi = f \dots \dots \dots \varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f.$$

Соотношение сил трения в прямоугольной и треугольной резьбах для удобства восприятия рассматривается на моделях с кольцевыми витками при условно принятом $\Psi = 0$. Для витка **прямоугольного** профиля окружная сила трения (рисунок 11.3,а):

$$F_{mp} = F_a \cdot f,$$

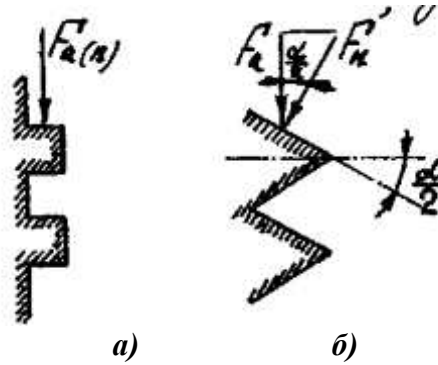


Рисунок 11.3

а для витка **треугольного** профиля (рисунок 11.3,б)

$$F_{mp} = F_n \cdot f = F_a \cdot \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F_a \cdot f',$$

где $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – приведенный коэффициент трения. Значит, приведенный угол трения (при

$$\alpha = 60^\circ) \quad \varphi' = \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}} = 1,15 \cdot \varphi.$$

Поэтому для **треугольной** резьбы **при завинчивании** окружная сила

$$F_t = F_a \operatorname{tg} (\Psi + \varphi'),$$

а при отвинчивании

$$F_t' = F_a \operatorname{tg} (\varphi' - \Psi).$$

Зная соотношение сил в резьбовом соединении, можно определить момент завинчивания

$$T_{зав} = T_p + T_m$$

где T_p – момент трения в резьбе:

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \Psi + \varphi' .$$

T_m – момент трения на торце гайки (головки винта).

Торцовая – опорная поверхность гайки рассматривается как кольцевая с наружным диаметром D , равным размеру под ключ, и внутренним диаметром d_o , равным диаметру отверстия под стержень болта (винта).

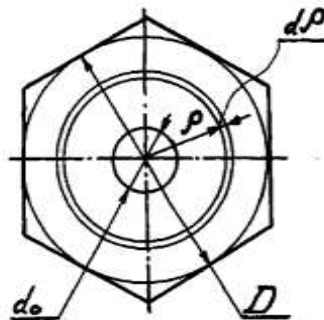


Рисунок 11.4

Площадь опорной поверхности гайки

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_0^2),$$

а среднее давление на опорной поверхности гайки

$$p_{cp} = \frac{F_a}{A} = \frac{4F_a}{\pi(D^2 - d_0^2)}.$$

Разбив кольцевую опорную поверхность гайки на элементарные колечки радиуса ρ и толщины $d\rho$, находят площадь такого колечка

$$dA = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot d\rho.$$

Сила трения на каждом таком элементарном кольце

$$dF_{mp} = f \cdot p_{cp} \cdot dA = f \cdot \frac{4F_a}{\pi(D^2 - d_0^2)} \cdot 2\pi \cdot \rho \cdot d\rho = f \cdot \frac{8 \cdot F_a \cdot \rho \cdot d\rho}{D^2 - d_0^2}.$$

Момент этой элементарной силы трения

$$dT_{mp} = dF_{mp} \cdot \rho = \frac{8 \cdot F_a \cdot f \cdot \rho^2 \cdot d\rho}{D^2 - d_0^2}.$$

а результирующий момент сил трения на всей опорной поверхности гайки

$$\begin{aligned} T_T &= \int_{d/2}^{D/2} dT_T = \frac{8 \cdot F_a \cdot f}{D^2 - d_0^2} \cdot \int_{d/2}^{D/2} \rho^2 \cdot d\rho = \frac{8 \cdot F_a \cdot f}{D^2 - d_0^2} \cdot \int_{d/2}^{D/2} \frac{\rho^{(2-1)}}{2+1} = \frac{8 \cdot F_a \cdot f}{D^2 - d_0^2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{8} = \\ &= F_a \cdot \frac{f}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}. \end{aligned}$$

Тогда момент завинчивания

$$T_{зав} = T_p + T_m = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + F_a \cdot \frac{f}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2},$$

Подставляя в полученную формулу

$$\Psi = 2^\circ 30', \quad d_2 = 0,9d, \quad f = 0,15, \quad d_0 \approx d, \quad D = 1,5d,$$

получим

$$T_{зав} = 0,2 \cdot d \cdot F_a.$$

Принимая усредненную расчетную длину ручного гаечного ключа равной $14 \cdot d$,

получим

$$0,2 \cdot d \cdot F_a = 14 \cdot d \cdot F_{рабоч},$$

или

$$F_a = 70 \cdot F_{рабоч}.$$

Для резьб с покрытиями (**кадмиевыми**) это соотношение повышается, и в целом в крепежных резьбах можно получить выигрыш в силе в **70...100** раз.

Зная усилие при отвинчивании F_t' , найдем момент отвинчивания по формуле

$$T_{отв} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \Psi) + F_a \cdot \frac{f}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}.$$

3.2. Коэффициент полезного действия резьбы есть отношение полезной работы на винте к затрачиваемой работе на ключе при повороте на произвольный угол. Для удобства рассматривается поворот на 360° . Тогда

$$\eta = \frac{F_a \cdot p}{F_t \cdot \pi d_2} = \frac{F_a \cdot \pi d_2 \cdot \operatorname{tg} \Psi}{F_a \cdot \pi d_2 \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} \Psi}{\operatorname{tg}(\Psi + \varphi')}.$$

3.3. Явление самоторможения в резьбе лучше рассматривать при отвинчивании гайки, которое произойдет, когда удерживающая гайку сила трения будет равна окружной отвинчивающей силе

$$F_t' = F_a \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \Psi).$$

Если $\Psi = \varphi'$, то $F_t' = 0$. При $\varphi' > \Psi$, как видно из формулы, $F_t' > 0$, т.е. резьба сопротивляется отвинчиванию, тормозит гайку с усилием F_t . Таким образом, самотормозящимися называются резьбы, у которых угол трения больше угла подъема винтовой линии:

$$\varphi' > \Psi.$$

Свойство самоторможения весьма важно и полезно в целом ряде конструкций – в резьбовых соединениях грузовых крюков, в винтовых домкратах, прессах и др.

3. Распределение нагрузки по рабочим виткам резьбы. Определение высоты гайки. Проверка резьбы на прочность

Резьбовые детали выдерживают различные по величине осевые нагрузки. Эти нагрузки распределялись бы по виткам резьбы равномерно, если бы резьба была изготовлена абсолютно точно, а податливость резьбы была бы значительно выше податливости винта и гайки. Но этого добиться не удастся, и потому нагрузка распределяется по виткам резьбы неравномерно.

Закономерность этого распределения впервые в 1902 году теоретически установил **Н.Е.Жуковский**, предположив, что гайка работает на сжатие и рассмотрев резьбу 10-витковой гайки как совокупность кольцевых выступов (что допустимо, так как угол подъема винтовой линии весьма мал). Установленная им закономерность показана на рисунке 11.5.

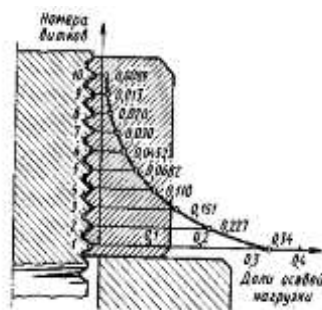


Рисунок 11.5

Некоторые технические решения – висячие (сжато-растянутые) гайки (рисунок 11.6,*а*), гайки с кольцевой выточкой в опорном торце (рисунок 11.6,*б*), гайки со срезанными на конус вершинами наиболее нагруженных витков (рисунок 11.6,*в*) – позволяют лишь частично выровнять нагрузку на каждый из витков. Добиться полной равномерности распределения нагрузки не удастся.

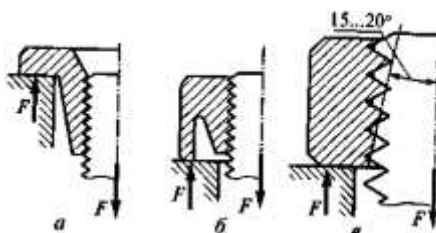


Рисунок 11.6

Резьбу болта и гайки на прочность обычно не рассчитывают, а выбирают ее параметры из справочных таблиц после того, как расчетом на прочность определяют величину внутреннего диаметра d_1 .

Если же возникает необходимость в проверке резьбы на прочность, то исходят из следующих предположений:

- Витки резьбы гайки и болта работают на изгиб, срез и сжатие.

- Осевое усилие распределяется между витками резьбы равномерно.
- Осевое усилие распределяется равномерно и по опорной поверхности гайки.

Расчетное – опасное сечение *витка резьбы болта* представляет собой (при разворачивании в плоскость) прямоугольник со сторонами (рисунок 11.7)

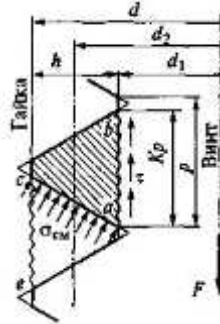


Рисунок 11.7

$$a_1 = \pi \cdot d_1 \quad \text{и} \quad b_1 = k \cdot p,$$

а витка резьбы гайки

$$a = \pi \cdot d \quad \text{и} \quad b = k \cdot p,$$

где k – коэффициент, устанавливающий отношение между шагом резьбы и высотой расчетного сечения витка (для метрической резьбы $k = 0,872$).

Каждый виток рассматривается, по отношению к стержню болта и телу гайки, как консольная балка. Наибольшее напряжение изгиба в опасном сечении витка гайки

$$\sigma_u = \frac{M}{W_u} \leq [\sigma]_u, \quad \text{откуда} \quad M = W_u \cdot [\sigma]_u.$$

Как видно из рисунка 11.7,
$$M = \frac{F_a}{z} \cdot \frac{h}{2} = \frac{F_a}{z} \cdot \frac{0,54 \cdot p}{2}.$$

Для прямоугольного сечения витка гайки

$$W_u = \frac{a \cdot b^2}{6} = \frac{\pi \cdot d \cdot 0,87^2 \cdot p^2}{6} = \frac{0,76 \cdot \pi \cdot d \cdot p^2}{6}.$$

Следовательно,
$$6 \cdot 0,54 \cdot p \cdot F_a = 1,52 \cdot \pi \cdot d \cdot p^2 \cdot z \cdot [\sigma]_u.$$

Так как $p \cdot z = H$ – высоте гайки, то

$$H = \frac{3,24 \cdot F_a}{1,52 \cdot \pi \cdot d \cdot [\sigma]_u} = 0,68 \cdot \frac{F_a}{d \cdot [\sigma]_u}.$$

Осевую силу затяжки гайки определяют из условия прочности стержня болта на растяжение, приняв $d_1 = 0,85 \cdot d$;

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

откуда
$$F_a = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma]_p = \frac{\pi \cdot 0,85^2 \cdot d^2}{4} \cdot [\sigma]_p = 0,57 \cdot d^2 \cdot [\sigma]_p.$$

Приняв также $[\sigma]_u = 1,2 \cdot [\sigma]_p$, находим:

$$H = 0,68 \cdot \frac{0,57 \cdot d^2 \cdot [\sigma]_p}{d \cdot [\sigma]_u} = 0,68 \cdot \frac{0,57 \cdot d^2 \cdot [\sigma]_p}{1,2 \cdot [\sigma]_p} = 0,32 \cdot d.$$

Но, так как нагрузка по виткам резьбы распределяется неравномерно, а при малой

H число витков резьбы гайки очень мало, и ее первый виток будет нагружен очень сильно, фактическую высоту гайки принимаем в **2,5** раза больше расчетной:

$$H = 0,8 \cdot d.$$

При одинаковых материалах болта и гайки расчет резьбы на прочность по напряжениям среза и смятия производят для параметров болта:

$$\tau_{cp} = \frac{F_a}{z \cdot \pi d_1 \cdot k \cdot p} = \frac{F_a}{\pi d_1 \cdot k \cdot H} \leq [\tau]_{cp}.$$

$$\sigma_{cm} = \frac{F_a}{z \cdot \pi d_2 \cdot h} = \frac{4 \cdot F_a}{z \cdot \pi \cdot (d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma]_{cm}.$$

5. Расчет прочности стержня болта при различных случаях нагружения

5.1. Расчет ненапряженных болтов

Соединения, в которых применяются такие болты (не подвергающиеся предварительной затяжке), весьма редки (пример с грузовым крюком – рисунок 11.8 и аналогичными устройствами для подвешивания).

Стержень такого болта работает только на растяжения от внешней силы F , и опасным сечением у него является сечение нарезанной части с диаметром d_1 . Тогда условие прочности имеет вид

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{s},$$

где $s = 1,5 \dots 4$ – коэффициент запаса прочности. Отсюда $d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$,

с последующим округлением расчетного внутреннего диаметра резьбы до ближайшего большего стандартного значения.

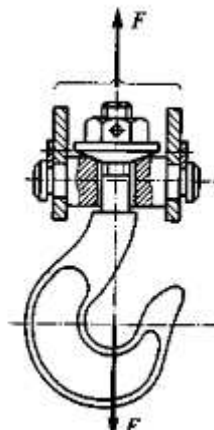


Рисунок 11.8

5.2. Расчет напряженных резьбовых соединений при отсутствии внешней нагрузки

Примером таких соединений может служить крепление крышек, к герметичности которых не предъявляется особо высоких требований, и в которых болты затягиваются, а внешняя нагрузка отсутствует (рисунок 11.9).

При затяжке болта моментом на ключе

$$T_{зав} = T_p + T_T = F_{a\text{ зам}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + F_{a\text{ зам}} \cdot \frac{f}{3} \cdot \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}.$$

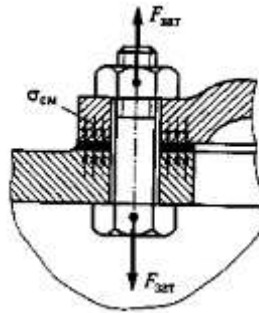


Рисунок 11.9

Болт растягивается осевым усилием F_a и скручивается моментом трения в резьбе T_p . Тогда

$$\sigma_p = \frac{F_a}{A} = \frac{4 \cdot F_{a\text{ зам}}}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_p;$$

$$\tau_{кр} = \frac{T_p}{W_{кр}} = \frac{F_{a\text{ зам}} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi + \varphi' \cdot 16}{2 \cdot \pi \cdot d_1^3} = \frac{8 \cdot F_{a\text{ зам}} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi + \varphi'}{\pi \cdot d_1^3} \leq \tau_{кр}.$$

Так как здесь имеют место одновременно два вида деформаций, рассчитывать болт следует по *эквивалентному* напряжению определяемому по формуле 4-й теории прочности:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} \leq \sigma_p.$$

Подставляя в эту формулу значения σ_p и $\tau_{кр}$ при $f = \operatorname{tg} \varphi' = 0,15$, $\psi = 2^\circ 30'$, $d_2/d_1 = 1,12$ и преобразуя, получим:

$$\begin{aligned} \sigma_p &= \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F_{a\text{ зам}}}{\pi \cdot d_1^2} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{8 \cdot F_{a\text{ зам}} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi + \varphi'}{\pi \cdot d_1^3} \right)^2} = \\ &= \frac{4 \cdot F_{a\text{ зам}}}{\pi \cdot d_1^2} \cdot \sqrt{1 + 3 \cdot 4 \cdot \left[\frac{d_2}{d_1} \cdot \operatorname{tg} \psi + \varphi' \right]^2} \approx 1,3 \cdot \sigma_p \leq \sigma_p. \end{aligned}$$

Из получившегося выражения находим

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{a\text{ зам}}}{\pi \cdot \sigma_p}} = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{F_{a\text{ зам}}}{\sigma_p}}.$$

Следовательно, болт, испытывающий напряжения растяжения и кручения одновременно, рассчитывают на растяжение, учитывая влияние скручивания коэффициентом $\approx 1,3$.

5.3. Расчет соединений, находящихся под действием поперечных нагрузок

В таких соединениях при постановке болтов с **зазором** (рисунок 11.10) детали имеют возможность взаимно смещаться. Чтобы этого не произошло, осуществляют сильную

предварительную затяжку гайки, вызывающую силы трения, удерживающие детали от смещения. Болты при этом растягиваются и скручиваются.

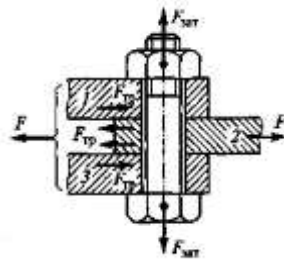


Рисунок 11.10.

Усилие затяжки болта находится из условия равенства внешней силы F силам трения $F_{тр}$:

$$F = F_{тр} = f \cdot F_{a(зам)} \cdot z \cdot i, \quad \text{откуда} \quad F_{a(зам)} = \frac{F}{f \cdot z \cdot i},$$

где $f=0,15...0,2$ – коэффициент трения;

z – количество болтов;

i – число пар поверхностей трения.

При проектном расчете болта усилие затяжки увеличивают на **20%**, создавая запас против сдвига:

$$F_{расч} = 1,2 \cdot F_{a(зам)} = \frac{1,2 \cdot F}{f \cdot z \cdot i}.$$

Тогда условие прочности болта, с учетом скручивания,

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot F_{a(зам)} \cdot 1,3}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 1,3 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot f \cdot z \cdot i} \leq \sigma_p.$$

Зная материал болта и, следовательно, $[\sigma]_p$, находят

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot F}{\pi \cdot z \cdot f \cdot i \cdot \sigma_p}} = 1,4 \cdot \sqrt{\frac{F}{z \cdot f \cdot i \cdot \sigma_p}},$$

с последующим округлением d_1 до стандартного значения и выбором из таблиц остальных параметров резьбы.

Если возникнет необходимость уменьшить диаметр болта, установленного в отверстие с зазором и нагруженного поперечной силой, применяют разгрузочные устройства: упорные выступы, шпонки, штифты.

Болт, поставленный в отверстие *без зазора (под развертку)*, под действием поперечной силы работает на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{ср}} = \frac{4 \cdot F}{z \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau_{ср}] = 0,2...0,3 \cdot \sigma_T,$$

откуда наружный диаметр болта

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{z \cdot \pi \cdot \tau_{ср}}}.$$

Смятие болта и деталей по цилиндрической поверхности контакта описывается зависимостями (для приведенного на рисунке 11.10 случая соединения трех пластин):

$$* \text{ для средней детали} \quad \sigma_{см} = \frac{F}{d \cdot \delta_2} \leq \sigma_{см};$$

* для крайних деталей $\sigma_{см} = \frac{F}{2 \cdot d \cdot \delta_1} \sigma_{см}$.

Из этих двух значений расчет выполняют по наибольшему, а $[\sigma]_{см}$ определяют по наиболее слабому материалу болта или деталей.

5.4. Расчет эксцентрично нагруженных болтов

Такое приложение нагрузки возникает при соответствующих условиях монтажа, форме соединяемых деталей и головки болта (рисунок 11.11).

Как видно из схемы распределения усилий, имеет место сложное напряженное состояние: возникает напряжение растяжения силой F_a и скручивания при затяжке,

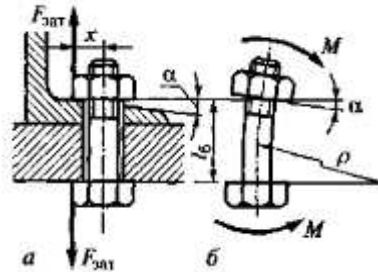


Рисунок 11.11

и напряжения изгиба моментом пары сил $F_a - F_a$. Тогда суммарное напряжение

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{a \text{ зат}}}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{F_{a \text{ зат}} \cdot a \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{4 \cdot F_{a \text{ зат}}}{\pi \cdot d_1^2} \cdot \left(1,3 + 8 \cdot \frac{a}{d_1} \right) \leq \sigma_p.$$

Решая данное уравнение относительно d_1 , получим

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{a \text{ зат}} \cdot \left(1,3 + 8 \cdot \frac{a}{d_1} \right)}{\pi \cdot \sigma_p}} = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{F_{a \text{ зат}} \cdot \left(1,3 + 8 \cdot \frac{a}{d_1} \right)}{\sigma_p}}.$$

При расчетах из конструктивных соображений определяют, какую долю от d_1 составляет x (рисунок 11.11). Тогда при сокращении d_1 исчезает из подкоренного выражения, и уравнение решается. При этом даже малое x вызывает значительное возрастание суммарного напряжения (например, при $x = 0,5 \cdot d_1$ величина $\sigma = 5,3 \cdot \sigma_p$), и необходимый для надежности данного соединения диаметр болта значительно возрастает.

Поэтому случаев эксцентрической нагрузки следует избегать, а при необходимости соединения деталей с непараллельными поверхностями нужно использовать соответствующие конструктивные решения, например, применять выравнивающие шайбы.

5.5. Расчет болтов при действии отрывающих сил

Такое соединение (рисунок 11.12) характеризуется значительной предварительной затяжкой гаек.

Сущность работы такого соединения в следующем: при предварительной затяжке болта силой $F_{a(зат)}$ болт растягивается и скручивается, а соединяемые детали сжимаются. Когда начинает действовать отрывающая сила F_o , часть ее, равная $F_o \cdot \chi$, дополнительно растягивает болт, а оставшаяся часть $F_o - F_o \cdot \chi = F_o \cdot (1 - \chi)$ разгружает детали, стремясь оторвать одну из них от стыка с другой.

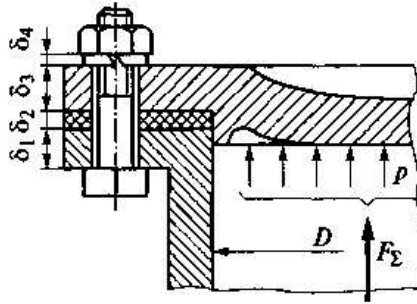


Рисунок 11.12

Здесь χ – коэффициент внешней нагрузки, определяемый по формуле

$$\chi = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_b}$$

λ_b – податливость болта, равная его удлинению под действием силы в 1 Н:

$$\lambda_b = \frac{l}{E \cdot A},$$

где l – длина деформируемой части стержня болта, принимаемая равной суммарной толщине сжимаемых болтом деталей;

A – площадь поперечного сечения болта;

E – модуль упругости материала болта.

λ_0 – податливость соединяемых деталей, определяемая по методу **И.И.Бобарыкова** (1911 г.), согласно которому деформация деталей распространяется на так называемые **конусы давления** (рисунок 11.13), наружный диаметр меньших оснований которых D есть наружный диаметр опорной поверхности гайки (головки винта, шайбы), и образующие которых наклонены к вертикали под углом α (рекомендуется **$\text{tg } \alpha \approx 0,5$**).

Для удобства расчетов, особенно при небольших толщинах соединяемых деталей, конус заменяют полым цилиндром, наружный диаметр которого принимают равным $D + 0,5 \cdot h$ (где h – толщина более тонкой детали).

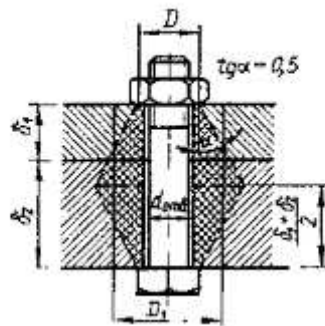


Рисунок 11.13

Тогда для соединения болтом

$$\delta_{об} = \frac{2 \cdot h}{\frac{\pi}{4} \cdot [D + 0,5 \cdot h^2 - d_o^2] \cdot E_0},$$

а для соединения шпилькой

$$\delta_{шу} = \frac{h}{\frac{\pi}{4} \cdot [D + 0,5 \cdot h^2 - d_o^2] \cdot E_0}.$$

Для практических расчетов, при отсутствии упругих прокладок, принимают

$$\chi = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_6} = 0,2 \dots 0,3,$$

а при наличии прокладок χ стремится к 1.

Так как болт затянут с первоначальным осевым усилием F_a , то общее осевое усилие, действующее на него

$$F_{\Sigma} = F_{a(zam)} + F_o \cdot \chi.$$

Для компенсации доли внешней отрывающей силы $F_o \cdot (1 - \chi)$, стремящейся раскрыть стык соединяемых деталей, предварительная сила затяжки F_a должна быть не меньше этой доли. Поэтому, с учетом скручивания, принимают

$$F_{a(zam)} = 1,3 \cdot k \cdot F_o \cdot (1 - \chi),$$

где $k = 1,25 \dots 4$ – коэффициент запаса затяжки при переменной нагрузке. Тогда

$$F_{\Sigma} = k \cdot F_o \cdot (1 - \chi) + F_o \cdot \chi = F_o \cdot [1,3 \cdot k \cdot (1 - \chi) + \chi].$$

Зная эти силы, можно определить максимальное и минимальное напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{max} = \frac{F_p}{A} = \frac{4 \cdot F_o \cdot [1,3k \cdot 1 - \chi + \chi]}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_p.$$

$$\sigma_{min} = \frac{F_{a(zam)}}{A} = \frac{4 \cdot k \cdot 1 - \chi \cdot F_o}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_p.$$

5.6. Расчет группы болтов, нагруженных силами в плоскости стыка

В таких соединениях (см. рисунок 11.14) осуществляется расчет на прочность наиболее нагруженного болта. Остальные, в целях сокращения номенклатуры изделий, берутся такими же.

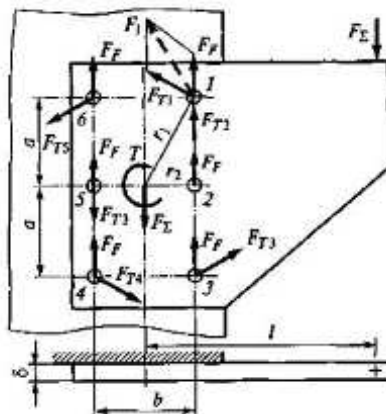


Рисунок 11.14

При проведении расчета допускают следующее:

поверхности стыка плоские, жесткие, недеформирующиеся, имеют минимум две оси симметрии, и болты расположены симметрично относительно их;

- все болты одинаковы и равно затянуты.

На рисунке 11.14 представлено соединение, нагруженное моментом и силой, сдвигающими детали в плоскости стыка (сила F_{Σ} и момент $F_{\Sigma} \cdot l$, создаваемый этой силой на плече l). Действие приложенной консольно силы F_{Σ} заменяют такой же силой, но приложенной в центре тяжести стыка, и моментом $T = F_{\Sigma} \cdot l$, которые стремятся сдвинуть кронштейн с места крепления.

При постановке болтов без зазора (под развертку) затяжка болтов не обязательна,

внешняя нагрузка F_{Σ} уравнивается реакциями болтов F_F , направленными параллельно F_{Σ} , но в противоположную сторону.

Нагрузка от силы F_{Σ} , равномерно распределяющаяся между болтами, равна

$$F_F = \frac{F_{\Sigma}}{z}.$$

Нагрузки на болты от момента T пропорциональны расстояниям от центров болтов до центра тяжести стыка. Тогда (см. рисунок) при числе болтов, равном z , условие равновесия имеет вид

$$T = F \cdot l = F_{T1} \cdot r_1 + F_{T2} \cdot r_2 + F_{T3} \cdot r_3 + \dots + F_{Tz} \cdot r_z.$$

где

$$\frac{F_{T1}}{F_{T2}} = \frac{r_1}{r_2}; \quad \dots \quad \frac{F_{T1}}{F_{Tz}} = \frac{r_1}{r_z}.$$

Для показанного на рисунке примера условие равновесия

$$T = 4 \cdot F \cdot T_1 \cdot r_1 + 2 \cdot F \cdot T_2 \cdot r_2.$$

Зная размеры всех элементов плоскости стыка и найдя, из условия пропорциональности,

$$F_{T2} = F_{T1} \cdot \frac{r_2}{r_1},$$

определим, из условия равновесия, сначала F_{T1} , а затем F_{T2} .

Суммарная нагрузка на каждый болт равна геометрической сумме сил F_F и F_{Ti} (на рис. такая нагрузка показана для третьего болта). Обозначим ее $F_{\Sigma i}$.

В рассматриваемой схеме крепления кронштейна наиболее нагружены болты **1-й** и **3-й** (реакции на них близки между собой по направлению), или **2-й** (направления реакций совпадают).

Для болта, поставленного в таком соединении *без зазора* и работающего на срез и смятие, соответствующие условия прочности имеют вид:

$$\tau_{cp} = \frac{F_{\Sigma i} \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq \tau_{cp}; \quad \sigma_{cm} = \frac{F_{\Sigma i}}{d \cdot h} \leq \sigma_{cm},$$

где i — число плоскостей среза;

h — толщина кронштейна.

Если деталь тонкая, то и ее проверяют на смятие по той же формуле.

При постановке болтов *с зазором* они затягиваются, и внешняя нагрузка уравнивается силами трения. Сила затяжки, необходимая для предотвращения сдвига,

$$F_{зам} = \frac{k \cdot F_{\Sigma i}}{f},$$

где $k = 1,3 \dots 2$ — коэффициент запаса затяжки по сдвигу;

f — коэффициент трения в стыке деталей.

Болт при этом рассчитывается с учетом скручивания:

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot F_{зам} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{1,3 \cdot k \cdot F_{\Sigma i} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2 \cdot f} \leq \sigma_p.$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot k \cdot F_{\Sigma i} \cdot 4}{\pi \cdot f \cdot \sigma_p}}$$

6. Особенности конструкции и расчет клеммовых – фрикционно-винтовых соединений

Клеммовые соединения - соединения фрикционные, т.е. основанные на действии сил трения. Необходимое нормальное давление в них создается затяжкой винтов. Их применяют для закрепления деталей типа кривошипов на валах, осях и других круглых стержнях.

Клеммовые соединения бывают двух конструктивных исполнений: со ступицей, имеющей прорезь (рисунок 11.15,а), и с разъемной ступицей (рисунок 11.15,б) для затягивания путем деформирования тела ступицы.

Достоинства клеммового соединения: простота монтажа и демонтажа; возможность перестановки детали и установки ее под любым углом и в любом положении по длине гладкого вала; отсутствие необходимости в применении шпонок; возможность монтажа соединения с разъемной ступицей без снятия с вала других деталей.

Недостатки: повышенный дисбаланс; большие габариты при передаче соединением больших нагрузок (т.к. нагрузки передаются только силами трения).

Проектируют и рассчитывают клеммовые соединения по условию передачи крутящего момента $T = F \cdot l$ или осевой силы, с **обязательным** расчетом винтов (болтов). При этом, в зависимости от исполнения соединения, рассматриваются следующие случаи расчета.

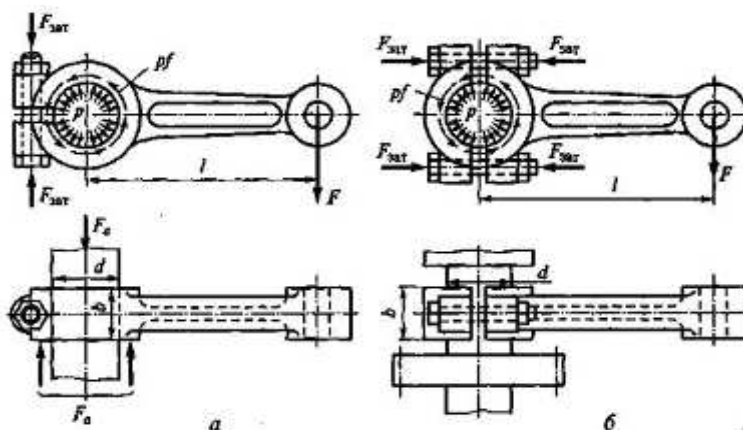


Рисунок 11.15

6.1. Расчет клеммы с разъемной ступицей (см. рисунок 11.16, а,б), с учетом ее конструктивных особенностей.

6.1.1. При расчете клеммы, обладающей большой жесткостью, посадка которой на соединяемую деталь выполняется с большим зазором (рис. 11.16,а), принимается допущение, что контакт соединяемых деталей происходит по линии (см. точки А и В), а условие прочности соединения выражается зависимостями

$$F_{mp} \cdot d = F_n \cdot f \cdot d \geq T; \quad 2 \cdot F_n \cdot f \geq F_a,$$

где F_n — реакция в месте контакта, Н;

f - коэффициент трения ($f = 0,15 \dots 0,18$ без смазки);

F_a - внешняя осевая сила.

По условию равновесия любой половины клеммы (при симметричном расположении болтов)

$$k \cdot F_n = 2 \cdot F_{зат} \quad \text{и} \quad F_n = \frac{2 \cdot F_{зат}}{k},$$

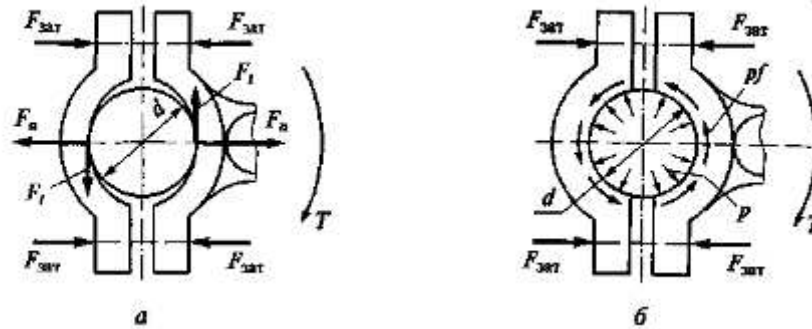


Рисунок 11.16

где $k = 1, 2 \dots 1, 3$ – коэффициент запаса затяжки;

$F_{замт}$ – сила затяжки болтов.

Тогда, подставляя значение F_n в первые зависимости, получим:

$$\frac{2 \cdot F_{замт} \cdot f \cdot d}{k} \geq T; \quad \frac{4 \cdot F_{замт} \cdot f}{k} \geq F_a, \quad (*)$$

откуда, при передаче соединением *только крутящего момента*,

$$F_{замт} = \frac{k \cdot T}{2 \cdot f \cdot d},$$

а при передаче *только осевой силы*

$$F_{замт} = \frac{k \cdot F_a}{4 \cdot f}.$$

6.1.2. Если клемма достаточно гибкая и плотно охватывает соединяемую с ней деталь строго цилиндрической формы, то зазор между ними практически нулевой (рисунок 11.16,б).

В этом случае давление p предполагают равномерно распределенным по поверхности соприкосновения деталей, и условия прочности соединения имеют вид:

$$p \cdot \frac{f}{k} \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{d}{2} \geq T; \quad p \cdot \frac{f}{k} \cdot \pi \cdot d \cdot b \geq F_a,$$

где b — ширина клеммы.

По условию равновесия, давление $p = \frac{2 \cdot F_{замт}}{d \cdot b}$.

Подставляя это значение в предыдущие зависимости и преобразуя, получим:

$$\pi \cdot F_{замт} \cdot \frac{f \cdot d}{k} \geq T; \quad 2 \pi F_{замт} \frac{f}{k} \geq F_a, \quad (**)$$

откуда, при передаче соединением *только крутящего момента*, $F_{замт} = \frac{k \cdot T}{\pi \cdot f \cdot d}$,

а при передаче *только осевой силы* $F_{замт} = \frac{k \cdot F_a}{2 \cdot \pi \cdot f}$.

Сравнивая зависимости (*) и (**), видим, что нагрузочные способности двух распространенных вариантов относятся как $\frac{2}{\pi}$, т.е. первый случай – самый неблагоприятный, а второй – наиболее рациональный.

Первый случай плох еще и тем, что наличие больших зазоров может привести к

разрушению клеммы от напряжений изгиба.

Второй вариант конструкции клеммы выполняется под посадку $\frac{H8}{h8}$, обеспечивающую свободную сборку деталей без излишних зазоров.

При практических расчетах клеммовых соединений используют зависимости, отражающие условия их работы как средние между двумя вышерассмотренными крайними случаями:

$$2,5 \cdot \frac{F_{зам}}{k} \cdot f \cdot d \geq T; \quad 5 \cdot \frac{F_{зам} \cdot f}{k} \geq F_a;$$
$$F_{зам} = \frac{k \cdot T}{2,5 \cdot f \cdot d}, \quad F_{зам} = \frac{k \cdot F_a}{5 \cdot f},$$

где 2,5 и 5 – приближенно средние значения от $(2+\pi)$ и $(4+2\pi)$.

6.2. Расчет прорезной клеммы – с односторонним расположением болтов (рис. 11.15,а) – производят по тем же формулам, предполагая, что роль второго болта соединения выполняет сам материал рычага.

Л Е К Ц И Я № 12. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1. Особенности и виды сварки

Сварка – технологический процесс соединения металлических частей при сильном местном нагреве их до расплавленного состояния (сварка плавлением) или до пластического состояния с применением механического усилия (сварка давлением).

Примеров сварных соединений множество. Некоторые из них: трубы отопления, канализации, водоснабжения, газопроводов, рамы сельскохозяйственных машин ...

Широкое применение сварных соединений объясняется следующими преимуществами их перед литыми, клепаными и резьбовыми конструкциями:

* **экономия металла** на 10...20 процентов за счет частичного или полного отсутствия дополнительных деталей – накладок, косынок – из-за возможности применения стыковых швов; уменьшения размеров сечений и припусков на обработку (по сравнению с литыми деталями, где из-за технологии изготовления толщина стенок в два и более раза больше, чем у сварных); меньшего веса сварных швов, по сравнению с заклепочными; лучшего использования деталей из-за отсутствия ослабляющих деталей отверстий;

* **уменьшение трудоемкости** за счет отсутствия операций разметки, пробивки или сверления отверстий, разогрева заклепок и подачи их клепальщику специально выделенными людьми; отсутствия необходимости изготовления форм, стержней, очистки отливок; возможности автоматизации процесса сварки;

* **моральный эффект** за счет улучшения условий труда;

* **возможность сварки** практически любых материалов.

К недостаткам сварных конструкций относятся: появление остаточных напряжений в соединяемых деталях после окончания процесса сварки; коробление соединяемых деталей; плохое восприятие переменных и вибрационных нагрузок; сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов.

Два первых недостатка сводятся к минимуму соответствующей термообработкой

и правильным выбором вида и режима сварки.

Большое количество ценных преимуществ и объясняет весьма широкое применение сварки.

Наиболее широко применяются следующие виды сварки:

1.1. Ручная электродуговая металлическим электродом – принципиально разработана в 1882 году Н.И.Бенардосом и усовершенствована в 1888 году Н.Г.Славяновым, заменившим угольный неплавящийся электрод и присадку металлическим плавящимся – *одно из важнейших русских изобретений*.

Этим способом сваривают детали толщиной 1...60 мм. Способ находит применение в индивидуальном производстве, строительстве, при сварке конструкций с короткими, неудобно расположенными швами.

1.2. Автоматическая электродуговая металлическим электродом под слоем флюса, разработанная институтом электросварки АН УССР им. Е.О.Патона: обеспечивает высокую производительность как автоматическая, и высокое качество шва, так как во флюсе есть легирующие элементы и раскислители; обеспечивает сварку деталей толщиной 2...130 мм, применяется при крупносерийном и массовом производстве, особенно эффективна при прямолинейных и кольцевых швах.

1.3. Электрошлаковая металлическим электродом, источником нагрева в которой является тепло, выделяемое при прохождении через расплавленный шлак электротока от электрода к изделию. Жидкий шлак расплавляет опущенный в него электрод и кромки свариваемых деталей, жидкий металл опускается на дно шлаковой ванны и при остывании образует шов, защищаемый шлаком от окисления. Этот способ особенно эффективен при сваривании толстых деталей – 40...100 см и более.

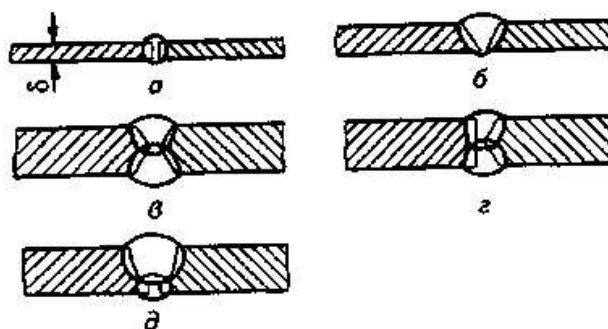
1.4. Электрическая контактная стыковая, основанная на нагреве стыковых концов свариваемых деталей до оплавления (сварка плавлением) или пластического состояния с последующим сжатием их (сварка давлением): весьма производительна при массовом и крупносерийном производстве.

1.5. Электрическая контактная роликовая (шовная), наиболее производительная, обеспечивающая получение шва при сваривании тонколистовых деталей внахлестку вращающимися дисковыми электродами (сварку стенок сосудов).

1.6. Электрическая контактная точечная – для сварки тонколистовых конструкций, не требующих герметичности: два листа, зажатых между токопроводящими электродами, нагреваются до пластического, а в центре точки – до расплавленного состояния, и при сдавливании свариваются в точку. Ряд точек образует шов.

2. Виды сварных соединений, типы сварных швов

Виды сварных соединений определяются взаимным расположением соединяемых частей, а типы швов – видом соединения, формой кромок подготовленных деталей, формой сечения, расположением относительно сил, действующих на шов.



На рисунке 12.1 изображены:

Рисунок 12.1

- а – стыковое соединение стыковым односторонним швом с подваркой с другой стороны, без скоса кромок соединяемых деталей;
- б – стыковое соединение стыковым односторонним V-образным швом;
- в – стыковое соединение стыковым X-образным двусторонним швом;
- г – стыковое соединение стыковым K-образным двусторонним швом;
- д - стыковое соединение U-образным односторонним швом с подваркой с другой стороны.

На рисунке 12.2 изображены формы сечения угловых швов:

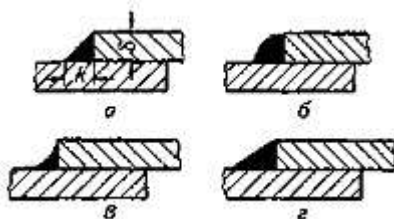


Рисунок 12.2

а – нормального сечения в виде равнобедренного прямоугольного треугольника, наиболее распространенное;

б – выпуклого сечения, применять не рекомендуется, так как при этом шве резко изменяется сечение деталей в месте их соединения, что увеличивает концентрацию напряжений).

в – вогнутого сечения с соотношением катетов 1:1, вогнутость достигается механической обработкой, снижает концентрацию напряжений, рекомендуется при переменных нагрузках – хорошо, но дорого;

г – нормального сечения с соотношением катетов 1:1,5...1:2;

Кроме того, при недостаточной прочности соединений внахлестку угловыми швами применяют дополнительные швы: пробочные, прорезные, проплавные.

3. Расчет сварных швов

3.1. При расчете на прочность соединений встык исходят из допущения, что имеет место равномерное распределение напряжения по сечению швов. Тогда

(рисунок 12.3)

$$\sigma_{p;сж} = \frac{F}{l \cdot \delta} \leq \sigma'_{p;сж}.$$

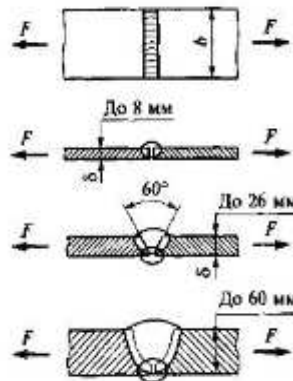


Рисунок 12.3

Здесь $[\sigma]_{p;сж}$ — допускаемое напряжение для шва, выбираемое из таблиц в зависимости от материала электрода и допускаемого напряжения материала деталей. Тогда расчетная длина шва

$$l = \frac{F}{\delta \cdot \sigma_{p;сж}}$$

При $l = b$ коэффициент прочности сварного шва

$$\phi = \frac{\sigma_{p;сж}}{\sigma_{p;сж}}$$

Для повышения прочности такого соединения применяют косой стык (рисунок 12. 4), что увеличивает рабочую длину шва (при $\alpha = 45^\circ$).



Рисунок 12.4

При действии на стыковой шов одновременно силы F и момента M в плоскости приварки

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u = \frac{F}{\delta \cdot l} + \frac{6 \cdot M}{\delta \cdot l^2} \leq \sigma_p'$$

Стыковые соединения могут разрушаться в **околошовной** зоне — в так называемой зоне термического влияния, в которой из-за нагрева изменяются механические свойства металлов, особенно высокопрочных сталей. Тогда расчет швов заменяется расчетом деталей в этой зоне.

3.2. При расчете на прочность нахлесточных соединений угловыми швами эти швы рассчитываются на срез по опасному сечению, расположенному в **биссекторной** плоскости прямого угла поперечного сечения шва. Расчетная высота шва

$$h = k \cdot \sin 45^\circ = 0,7 \cdot k,$$

где k — катет шва, как правило, равный δ . Тогда площадь опасного сечения

$$A = h \cdot l = 0,7 \cdot \delta \cdot l.$$

Лобовые швы, во избежание возникновения повышенных напряжений изгиба, следует накладывать с двух сторон, а перекрытие соединяемых пластин должно быть не меньше 4δ .

Кроме лобовых швов, располагающихся *перпендикулярно внешним силам*, различают швы *фланговые, параллельные этим силам*, и косые, направленные под углом к ним.

Условие прочности лобового шва

$$\tau_{cp} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot l} \leq \tau'_{cp},$$

и длина шва, обеспечивающая прочность,

$$l = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot \tau'_{cp}}.$$

Если соединение угловым швом нагружено изгибающим моментом M в плоскости приварки, то напряжения распределяются по шву как нормальные напряжения в поперечном сечении балки при ее изгибе. Поэтому

$$\tau_{cp} = \frac{M}{W_b} = \frac{6 \cdot M}{0,7 \cdot \delta \cdot l^2} \leq \tau'_{cp}.$$

При действии комбинированной нагрузки (момент M и сила F , перпендикулярная шву)

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A} + \frac{M}{W} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot l} + \frac{6 \cdot M}{0,7 \cdot \delta \cdot l^2} \leq \tau'_{cp}.$$

При действии на шов параллельной ему силы F возникает $M = F \cdot l$, и тогда, так как возникает сложное напряженное состояние, при котором напряжения среза и изгиба действуют во взаимно перпендикулярных направлениях, суммарное напряжение

$$\tau_{cp} = \sqrt{\left(\frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot l}\right)^2 + \left(\frac{6 \cdot F \cdot l}{0,7 \cdot \delta \cdot l^2}\right)^2} \leq \tau'_{cp}.$$

3.3. При проектировании нахлесточных соединений фланговыми швами учитывают неравномерность концентрации напряжений в них по длине из-за разной податливости-жесткости соединяемых деталей, поэтому применять длинные фланговые швы нецелесообразно, и длину их рекомендуется выбирать не более $(50...60) \cdot \delta$.

Условие прочности таких швов имеет вид

$$\tau_{cp} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot 2 \cdot l} \leq \tau'_{cp}.$$

Если длина фланговых швов не обеспечивает достаточной прочности, такое соединение усиливается дополнительными – пробочными и прорезными – швами. Условие прочности этих швов имеет вид:

$$\tau_{проб} = \frac{F'}{A_{проб}} = \frac{4 \cdot F'}{\pi \cdot d^2 \cdot z} \leq \tau'_{ср}; \quad \tau_{прор} = \frac{F'}{A_{прор}} = \frac{F'}{b \cdot l_{прор}} \leq \tau'_{ср},$$

где F' - часть внешней силы F , *не* компенсированная основными швами;

z - число пробочных швов.

Если в соединении фланговыми швами одна из деталей *асимметрична*, предполагают, что внешняя сила F проходит через центр массы сечения этой детали (например, уголка - см. рис. 5). Расчет прочности такого соединения производят с учетом нагрузки, воспринимаемой каждым швом, по условию (а)

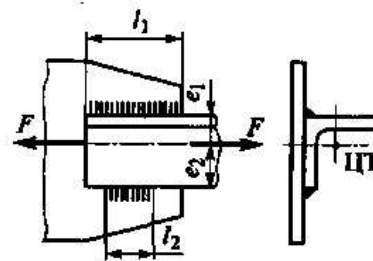


Рисунок 12.5

$$F = F_1 + F_2.$$

Величины этих усилий обратно пропорциональны их расстояниям от центра

тяжести, т.е. (условие б - рисунок 12.5): $\frac{F_1}{F_2} = \frac{e_2}{e_1}$, или $F_1 \cdot e_1 =$

$F_2 \cdot e_2$.

Решая уравнения (а) и (б) совместно, получим

$$F_1 = F \cdot \frac{e_2}{e_1 + e_2}; \quad F_2 = F \cdot \frac{e_1}{e_1 + e_2}.$$

Длина этих швов, имеющих одинаковое сечение, пропорциональна действующим

нагрузкам, т.е. $\frac{F_1}{F_2} = \frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}$.

Зная эти пропорции и располагая конкретными деталями, несложно определить длину каждого из швов.

Соблюдение этих условий обеспечивает одинаковость напряжений в швах. Определяются эти напряжения по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot l_1 + l_2} \leq \tau'_{ср}.$$

3.4. При расчетах угловых комбинированных швов (рисунок 12.6) исходят из допущения, что лобовой и фланговый швы, имеющие *равные* поперечные сечения, *испытывают одинаковые по величине напряжения* и работают независимо на срез. При этом фланговые швы выполняют короткими, передающими только силы, направленные вдоль швов. Условие прочности

такого шва: $\tau_{cp} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot l_n + 2 \cdot l_\phi} \leq \tau'_{cp}$,

Тогда, зная размеры свариваемых деталей и полагая, что l_n равна конструктивной ширине детали, получают

$$l_\phi = 0,5 \cdot \left(\frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot \tau'_{cp}} - l_n \right).$$

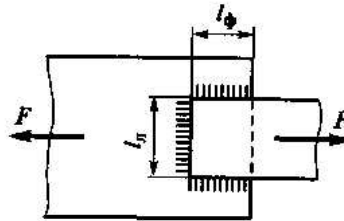


Рисунок 12.6

При нагружении такого шва силой и моментом значение касательных напряжений от момента M определяют, исходя из того, что шов сопротивляется действию этого момента:

$$M = M_\phi + M_n$$

где M_ϕ и M_n – доли внешнего момента, воспринимаемые лобовым и фланговыми швами:

$$M_n = \frac{\tau_n \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot l_n^2}{6}; \quad M_\phi = \tau_\phi \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot l_\phi \cdot l_n.$$

Места пересечения лобового и флангового швов принадлежат им обоим, т.е.

$$\tau_n = \tau_\phi = \tau_m.$$

Тогда

$$M = \tau_\phi \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot l_\phi \cdot l_n + \frac{\tau_n \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot l_n^2}{6} = \tau_m \cdot \left[0,7 \cdot \delta \cdot l_n^2 \cdot l_n + \frac{0,7 \cdot \delta \cdot l_n^2}{6} \right].$$

Отсюда

$$\tau_m = \frac{M}{0,7 \cdot \delta \cdot l_n \cdot \left(l_\phi + \frac{l_n}{6} \right)}.$$

Суммарное напряжение среза от действия F и M

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot l_n + 2 \cdot l_\phi} + \frac{M}{0,7 \cdot \delta \cdot l_n \cdot \left(l_\phi + \frac{l_n}{6} \right)} \leq \tau'_{cp}.$$

3.5. Проектирование и расчет соединений шовной и точечной сваркой

3.5.1. Шовную сварку (рисунок 12.7) используют для получения герметичного соединения тонких элементов общей толщиной 4...6 мм при возможности расположения роликовых электродов с обеих сторон соединяемых пластин. Перекрывание элементов принимают равным $(5...6) \cdot \delta$.

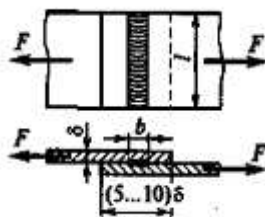


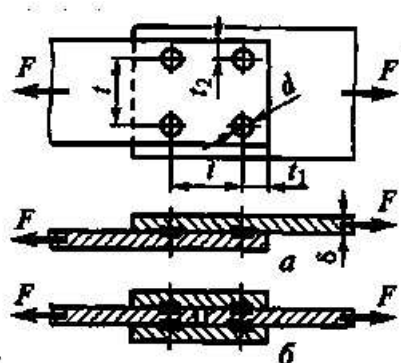
Рисунок 12.7

Проверочный расчет такого сварного шва ведут по напряжению среза

$$\tau_{cp} = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau'_{cp},$$

где b и l – соответственно ширина и длина шва.

3.5.2. Точечную сварку применяют для соединения тонкостенных конструкций (с соотношением толщин ≤ 3 мм) при возможности расположения электродов с обеих сторон соединяемых деталей. Так соединяют две заготовки (рис. 12.8,а –



наилучшее качество) и более. Рекомендуемые параметры соединения :

Рисунок 12.8

$$d = 1,1 \cdot \delta + 4 \text{ мм} \quad \text{при} \quad \delta \leq 3 \text{ мм}; \quad d = 1,5 \cdot \delta + 5 \text{ мм} \quad \text{при} \quad \delta > 3 \text{ мм};$$

$$t = 3 \cdot d; \quad t_1 = 2 \cdot d; \quad t_2 = 1,5 \cdot d.$$

Минимальное значение шага сварных точек в шве ограничивается явлением **шунтирования** электрического тока: при их слишком частом расположении значительная часть тока проходит через соседнюю, ранее сваренную, точку, надежность соединения падает.

Работает такое соединение на срез. При расчете предполагают, что нагрузка распределяется по всем точкам равномерно. Вытекающая из такого допущения неточность компенсируется уменьшением допускаемого напряжения:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{z \cdot i \cdot A} = \frac{4 \cdot F}{z \cdot i \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau'_{cp},$$

где z – число сварных точек;

i - число пар поверхностей среза.

3.6. Особенности расчета сварных цилиндрических сосудов высокого давления

При расчете паровых котлов, кислородных и ацетиленовых баллонов, баллонов бытовых газовых установок основной параметр – толщина стенки δ . Определяют ее с учетом того, что для цилиндрической части таких сосудов опасным является осевое сечение и проходящий по нему соединительный продольный сварной шов, как правило, стыковой:

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_p}, \text{ мм,}$$

где p – внутреннее давление на стенки сосуда;

D – внутренний диаметр сосуда;

$p \cdot \frac{D}{2}$ – нагрузка на единицу длины продольного шва, определяемая из условия равновесия полукольца шириной 1 мм, вырезанного из данного сосуда;

$[\varphi]$ – допускаемый коэффициент прочности сварного шва, принимаемый из таблиц в зависимости от способа соединения и типа шва ($\varphi = 0,7...1$);

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение для стенок сосуда. При $p \leq 1,5$ МПа и $t \leq 200^\circ\text{C}$.

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{\text{вр}}}{4},$$

а при $p > 1,5$ МПа и $t > 200^\circ\text{C}$ значение $[\sigma]_p$ принимают меньшим из двух, полученных по зависимостям:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{\text{вр}}}{4,35} \quad \text{и} \quad \sigma_p = \frac{\sigma_m^t}{2};$$

$\sigma_{\text{вр}}$ – предел прочности при растяжении при нормальной температуре;

σ_m^t – предел текучести материала стенки сосуда при рабочей температуре, $t^\circ\text{C}$.

Зная δ , расчет самого шва ведут по ранее рассмотренным формулам, в зависимости от типа шва: стыкового или углового.

3.7. Выбор допускаемых напряжений

При статических нагрузках допускаемые напряжения в сварных швах берутся в долях от допускаемого напряжения на растяжение материала соединяемых деталей, в зависимости от способа сварки и характеристики электродов (см. таблицы справочников). Их значения колеблются в диапазоне:

$$[\sigma]'_p = (0,9...1) \cdot [\sigma]_p;$$

$$[\sigma]'_{\text{сж}} = [\sigma]_p;$$

$$[\tau]'_{\text{ср}} = (0,5...0,65) \cdot [\sigma]_p;$$

где $\sigma_p = \frac{\sigma_T}{S}$.

При переменных нагрузках величины $[\sigma]_{p,сж}$ и $[\tau]_{ср}$ определяют, умножая $[\sigma]_p$ **основного металла** при статических нагрузках на коэффициент

$$\gamma = \frac{1}{a \cdot k_\sigma \pm b - a \cdot k_\sigma - +b \cdot R} \leq 1,$$

где k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (из таблиц);

$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}$ – коэффициент асимметрии цикла напряжений;

$a = 0,58$ и $b = 0,26$ – для углеродистых сталей;

$a = 0,65$ и $b = 0,3$ – для низкоуглеродистых сталей.

В знаменателе верхние знаки (+) и (-) принимают при наибольшем по абсолютному значению напряжении растяжения и при касательном напряжении, на нижние знаки (-) и (+) – при напряжении сжатия.

ЛЕКЦИЯ № 13. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1. Виды и особенности заклепочных соединений

Заклепка – стержень круглого поперечного сечения с головками по концам. Головка, изготавливаемая заодно со стержнем, называется **закладной**, а головка, выполняемая в процессе клепки – **закрывающей**.

Для облегчения постановки заклепок диаметр отверстий соединяемых частей принимают несколько больше диаметра стержней **непоставленных** заклепок. В процессе клепки стержень заклепки осаживается и плотно заполняет отверстие, т.е. диаметр поставленной заклепки равен диаметру отверстия.

Расчет заклепки на прочность производят по диаметру стержня поставленной заклепки, т.е. по диаметру отверстия. В спецификации же к чертежу указывается диаметр непоставленной заклепки.

Недостатки заклепочных соединений (по сравнению со сварными):

- * большой расход металлов;
- * большая трудоемкость;
- * высокая стоимость.

Достоинства:

- * стабильность соединения, отсутствие коробления и температурных напряжений;
- * простота и надежность контроля качества соединения.

Этими достоинствами и объясняется применение заклепочных соединений в следующих случаях:

- * в особо ответственных конструкциях, воспринимающих большие вибрационные или повторные ударные нагрузки (в самолетах, фермах мостов, рамах тракторов и

автомобилей...);

* в специальных случаях (накладка – к тормозной ленте, лента – к серье);

* в конструкциях из **несвариваемых** материалов.

Группа заклепок, соединяющих основные детали, называется заклепочным швом.

Швы бывают:

* **прочные** – для восприятия внешних нагрузок (в металлоконструкциях машин и строительных конструкций);

* **прочно-плотные** (плотные) – обеспечивающие, при способности воспринимать значительные усилия, еще и герметичность соединения (в резервуарах – паровых котлах, газопроводах, трубопроводах для жидкостей и т.д. Сегодня прочно-плотные швы практически полностью заменены сварными).

Как правило, заклепки в соединениях ставят из того же материала, что и основные детали: * **стальные** – Ст. 2, Ст. 3, Сталь 10кп, 20кп, 9ГА, Х18Н9Т;

* **из цветных металлов** – М3, Л62, АД1, Д18П.

Заклепочные соединения классифицируют по конструкции стыка деталей:

* **внахлестку** – наиболее простые и дешевые, но, так как силы, растягивающие листы, лежат в разных плоскостях, они образуют изгибающий момент и, во избежание изгиба листов, их толщину увеличивают;

* **встык с одной накладкой** – имеют тот же недостаток, что и соединения внахлестку, плюс больший вес за счет дополнительной детали-накладки и вдвое большего числа заклепок;

* **встык с двумя накладками**, в которых отсутствует условие изгиба деталей, но увеличивается вес соединения.

Заклепочные швы различают:

по количеству рядов (по одну сторону от стыка деталей) и расположению заклепок – однорядные и многорядные, с рядовым или шахматным расположением заклепок;

* **по числу сечений заклепок, работающих на срез** – односрезные, двухсрезные и многосрезные.

2. Методика расчета заклепочных швов

Расчетом необходимо определить:

d_0 — диаметр поставленной заклепки – диаметр отверстия;

z — число заклепок;

p — шаг заклепочного шва – расстояние между центрами заклепок по длине шва;

e — расстояние от центра конечной заклепки до края соединяемой детали;

e_1 — расстояние между рядами заклепок.

Расчет производят в следующей последовательности:

2.1. Определяют размеры сечения соединяемых деталей (расчетом на прочность по формулам сопротивления материалов).

2.2. В зависимости от толщины деталей δ принимают диаметр заклепки d .

2.3. По диаметру заклепки определяют p , e , e_1 .

2.4. Производят проверочный расчет на прочность, исходя из следующих соображений:

* соединяемые детали, в большинстве случаев, находятся под действием сил, стремящихся сдвинуть одну деталь относительно другой;

* после клепки шва детали оказываются сжатыми между головками заклепок. При этом заклепки работают на растяжение, а между деталями возникают силы трения.

* для прочного шва силы трения частично или полностью компенсируют влияние внешних сил. При горячей клепке между остывшей заклепкой и отверстием образуется зазор, и внешняя сила, при превышении ею сил трения, осуществляет сдвиг деталей, после чего заклепка начнет работать на **срез** и **смятие**;

* так как в ряде случаев наличие зазора между заклепкой и отверстием совершенно недопустимо (из-за проскальзывания деталей друг относительно друга, изменением, в связи с этим, длины стержней металлоконструкций и перераспределения напряжений в стержнях), то следует производить склепывание холодными заклепками (именно в этом случае имеет место осадка стержня, и первоначальный зазор в отверстии заполняется).

3. Расчет прочных заклепочных швов

Для проведения расчета вводятся следующие параметры:

δ — толщина соединяемых листов;

F — сила, действующая на участок шва шириной p ;

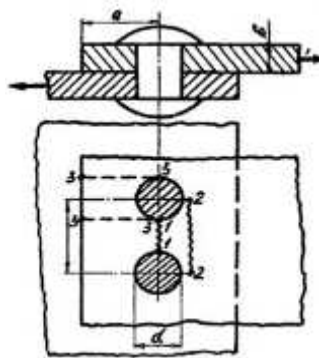
$[\tau]_c$ — допускаемое напряжение на срез для заклепок;

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение для листов;

$[\sigma]_{cm}$ — допускаемое напряжение на смятие между заклепками и листами;

$[\tau]'_c$ — допускаемое напряжение на срез для листов.

Расчет проводится на примере соединения внахлестку однорядным односрезным



швом (рисунок 13.1).

Рисунок 13.1

Условия прочности:

* на срез для заклепки
$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_o^2} \leq \tau_{cp}; \quad (1)$$

* смятие между заклепкой и листом
$$\sigma_{см} = \frac{F}{d_o \cdot \delta} \leq \sigma_{см}; \quad (2)$$

* на растяжение листа по сечению 1-1
$$\sigma_{p1} = \frac{F}{p - d_o \cdot \delta} \leq \sigma_p; \quad (3)$$

* на срез листа одновременно по двум сечениям 3-3, предполагая, что срез происходит по длине $(e - d_o/2)$:

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{2 \cdot \left(e - \frac{d_o}{2} \right) \cdot \delta} \leq \tau'_{cp}; \quad (4)$$

* на растяжение в неослабленном сечении 2-2:

$$\sigma_{p2} = \frac{F}{p \cdot \delta} \leq \sigma_p. \quad (5)$$

Эти уравнения позволяют определить искомые параметры (см. таблицу ниже).

№.№ п/п	Совместное ре- шение уравнений	Условие решения	Результат решения	Принято
1.	(1) и (2)	$[\sigma]_{см} = 1,6 \cdot [\tau]_c$	$d_o \approx 2 \cdot \delta$	$d_o = 2 \cdot \delta$
2.	(1) и (3)	$[\sigma]_з = [\tau]_c; \quad d_o = 2 \cdot \delta$	$p \approx 2,6 \cdot d_o$	$p = 3 \cdot d_o$
3.	(1) и (5)	$[\tau]'_c = 0,8 \cdot [\tau]_c; \quad d_o = 2 \cdot \delta$	$e \approx 1,5 \cdot d_o$	$e = (1,5 \dots 2) \cdot d_o$

Эти параметры аналогичны и для других типов заклепочного шва. Рекомендуется принимать: $p = (3 \dots 6) \cdot d_o; \quad e_1 = (2 \dots 3) \cdot d_o.$

Толщина накладок стыковых швов $\delta_1 = 0,75 \cdot \delta$.

Зная все основные параметры заклепочного шва, проверяют заклепки на срез и смятие:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot \frac{F}{z}}{n \cdot \pi \cdot d_o^2} \leq \tau_{cp}; \quad \sigma_{cm} = \frac{\frac{F}{z}}{d_o \cdot \delta_{min}} \leq \sigma_{cm},$$

где F — внешняя нагрузка;

z — необходимое число заклепок;

n — число плоскостей среза заклепок;

δ_{min} — наименьшая толщина соединяемых деталей.

При симметрично действующей внешней силе F величина

$$z = \frac{4 \cdot F}{n \cdot \pi \cdot d_o^2 \cdot \tau_{cp}}$$

проверяется расчетом на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{z \cdot d_o \cdot \delta_{min}} \leq \sigma_{cm}.$$

При действии эксцентрично приложенной нагрузки (рисунок 13.2) расчет на прочность по вышеприведенным формулам производится лишь для наиболее нагруженной заклепки. Такими, как видно из рисунка, являются заклепки верхняя и нижняя. Силу, действующую на них, определяют следующим образом.

Как видно из схемы, на заклепки действуют сила F и момент $M = F \cdot l$. Этот момент вызывает в заклепках силы F_1, F_2, F_3, \dots , по величине пропорциональные расстоянию до нейтрального слоя, т.е.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{l_1}{l_2}; \quad \frac{F_1}{F_3} = \frac{l_1}{l_3}; \dots \dots \dots \text{Тогда} \quad M = F \cdot l = 2 \cdot (l_1 \cdot F_1 + l_2 \cdot F_2 + l_3 \cdot F_3),$$

или
$$F \cdot l = 2 \cdot F_1 \cdot \left(l_1 + l_2 \cdot \frac{F_2}{F_1} + l_3 \cdot \frac{F_3}{F_1} \right) = 2 \cdot F_1 \cdot \left(l_1 + \frac{l_2^2}{l_1} + \frac{l_3^2}{l_1} \right),$$

откуда
$$F_1 = \frac{F \cdot l \cdot l_1}{2 \cdot l_1^2 + l_2^2 + l_3^2}.$$

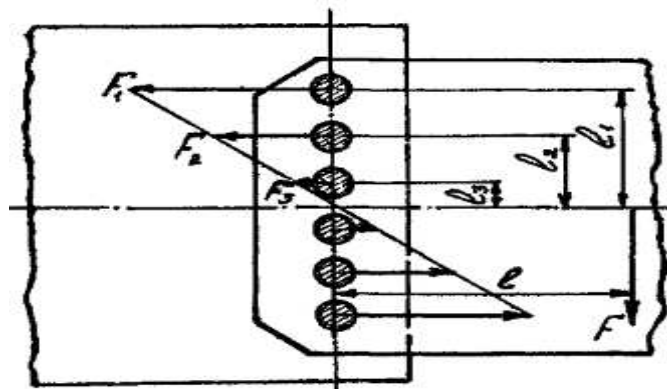


Рисунок 13.2

Но на каждую из z заклепок действует вертикальная сила $\frac{F}{z}$.

Тогда суммарная нагрузка

$$F_\Sigma = \sqrt{F_1^2 + \left(\frac{F}{z}\right)^2}.$$

Допускаемые напряжения, необходимые для расчетов по вышеприведенным зависимостям, берутся из соответствующих таблиц с учетом материала заклепок.

При действии на соединение знакопеременных нагрузок табличные значения напряжений уменьшаются умножением на коэффициент γ , равный для:

малоуглеродистых сталей
$$\gamma = \frac{1}{1 - 0,3 \cdot \frac{F_{min}}{F_{max}}};$$

среднеуглеродистых
$$\gamma = \frac{1}{1,2 - 0,8 \cdot \frac{F_{min}}{F_{max}}},$$

где F_{min} и F_{max} — наименьшая и наибольшая по абсолютной величине знакопеременные нагрузки, взятые со своим знаком.

Отношение напряжения в неослабленном сечении 2-2 к напряжению растяжения в ослабленном сечении 1-1 есть коэффициент прочности сварного шва

$$\varphi = \frac{\sigma_{p2}}{\sigma_{p1}} = \frac{\frac{F}{p \cdot \delta}}{\frac{F}{p - d_0 \cdot \delta}} = \frac{p - d_0}{p} = 0,6 \dots 0,85.$$

Так как расчет соединяемых заклепками деталей производят по сечению, ослабленному отверстиями, необходимо коэффициент φ учитывать. Например, площадь поперечного сечения детали, работающей на растяжение от силы, должна определяться по формуле

$$A_{\text{брутто}} = \frac{F}{\sigma_p \cdot \varphi},$$

а момент сопротивления сечения детали, работающей на изгиб от изгибающего момента:

$$W_u = \frac{M_u}{\sigma_u \cdot \varphi}.$$

4. Расчет прочно-плотных заклепочных швов

Такие швы имеют место при изготовлении, например, цилиндрических сосудов (котлов, цистерн). Их расчет производится в следующей последовательности.

4.1. Вычисляют толщину стенки сосуда:

$$\delta = \frac{p_c \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_p} + \Delta,$$

где p_c – давление на поверхность стенки сосуда;

D – внутренний диаметр сосуда;

$[\varphi]$ – допускаемый коэффициент прочности продольного шва (по которому и производят расчет стенки сосуда);

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение материала стенки сосуда;

$\Delta = 1...3$ мм – добавка к толщине стенки (для компенсации коррозии).

Значение $[\sigma]_p$ определяют в зависимости от температуры нагрева стенки:

$$\text{при } t < 250^\circ\text{C} \dots\dots\dots [\sigma]_p = \frac{\sigma_{\text{вр}}}{s_p}; \quad \text{при } t = 250...350^\circ\text{C} \dots\dots\dots [\sigma]_p = \frac{\sigma_T^t}{s_T^t}.$$

Здесь $\sigma_{\text{вр}}$ – предел прочности на растяжение;

$s_p = 4...4,75$ - коэффициент запаса прочности на растяжение;

σ_T^t – предел текучести при рабочей температуре;

s_T^t – коэффициент запаса прочности по текучести.

4.2. Зная толщину стенок φ , по ранее приведенным формулам находят параметры шва d_0, p и производят проверочный расчет заклепок по допускаемому условному напряжению на срез:

$$\tau_{yc} = \frac{4 \cdot F}{n \cdot \pi \cdot d_o^2} \leq \tau_{yc}.$$

Здесь F — сила, действующая на одну заклепку, равная:

$$\text{в продольном шве } F = \frac{p \cdot D \cdot p_c}{2 \cdot k};$$

в поперечном шве

$$F = \frac{p \cdot D \cdot p_c}{4 \cdot k}$$

k — число заклепок, которыми скрепляются листы на участке шва шириной p ;

n — число плоскостей среза заклепок.

Значения $[\tau]_{y.c}$ берутся из таблиц.

Остальные размеры прочно-плотного шва:

$$e = 1,65 \cdot d_0; \quad e_1 = 0,5 \cdot p; \quad \delta_1 = 0,8 \cdot \delta.$$

Л Е К Ц И Я № 14.

ШПОНОЧНЫЕ, ШЛИЦЕВЫЕ И БЕЗШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1. Виды, особенности и расчет шпоночных соединений

Шпоночные соединения встречаются весьма часто в машиностроении вообще, и в сельскохозяйственном машиностроении в частности. Они служат для передачи вращающего момента от вала 2 к ступице детали 3 через шпонку 1, и наоборот (рисунок 14.1а,б). **Пример** – всевозможные сопряжения вал-ступица в зерноуборочных комбайнах.

Призматические шпонки относятся к категории врезных, т.е. таких, часть которых помещается в пазу вала, а часть - пазу ступицы. Боковые грани их, более узкие, 0,6 высоты которых находится в пазу вала, являются рабочими, поэтому для облегчения сборки соединений с призматическими и нижеприводимыми сегментными шпонками между шпонкой и ступицей (а для скользящей шпонки – между ней и валом) предусматривается радиальный зазор. Изготавливаются призматические шпонки из цельнотянутой стали.

Сегментные шпонки (рисунок 14.1,в) тоже врезные, и тоже работают боковыми гранями. Они наиболее технологичны, так как удобны не только из-за легкости изготовления из цельнотянутой стали сегментного профиля, но и из-за легкости изготовления пазов для них. Кроме того, глубокий паз обеспечивает устойчивость шпонки, что исключает ее перекося и концентрацию давлений. Но у них имеется и существенный недостаток – глубокий паз в валу, что вызывает уменьшение прочности вала. Поэтому они применяются в соединениях, передающих небольшие моменты.

У клиновых шпонок, в отличие от призматических, рабочими являются поверхности широких граней (рисунок 14.1г), а по бокам, между шпонкой и пазами, для удобства сборки имеются зазоры. Наличие клина обеспечивает натяг между валом и ступицей, почему соединения и относятся к категории **напряженных**.

На рисунке 14.2а представлена призматическая **направляющая** шпонка, соединяемая с валом жестко винтами, обеспечивающая перемещение ступицы вдоль вала.

На рисунке 14.2б,в представлена призматическая **скользящая** шпонка, связанная со ступицей, применяющаяся при больших перемещениях ступиц вдоль валов.

Анализируя особенности и свойства шпонок, можно сделать вывод - преимущество перед другими и, следовательно, более широкое применение имеют:

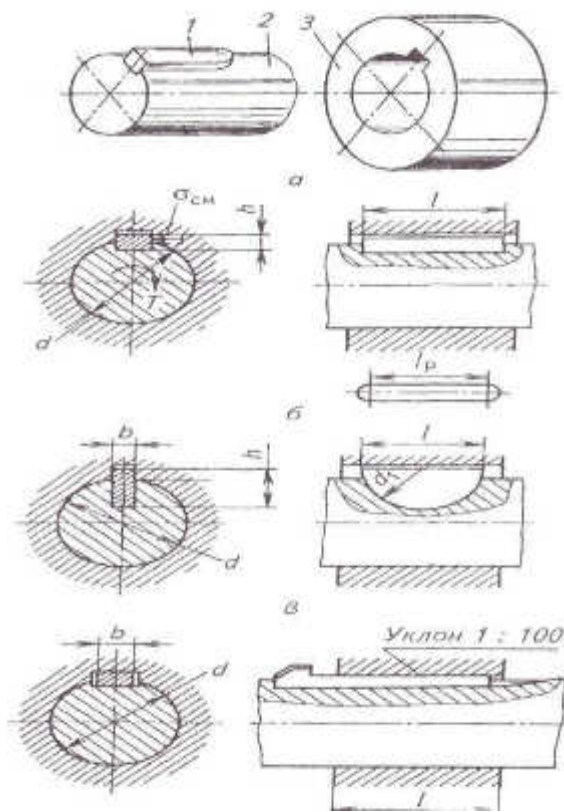


Рисунок 14.1

* сегментные требуют фрезерования более глубоких пазов в шлицах, что ведет к существенному ослаблению валов;

* Органическим и весьма большим недостатком клиновых шпонок является обязательное радиальное и возможное осевое смещение насаживаемых на вал деталей, возникающее при забивании или запрессовывании шпонок, а при коротких ступицах – и перекос деталей. Поэтому применяются они преимущественно в соединениях, не требующих высокой точности центрирования деталей на валу, например, для крепления шкивов ременных передач.

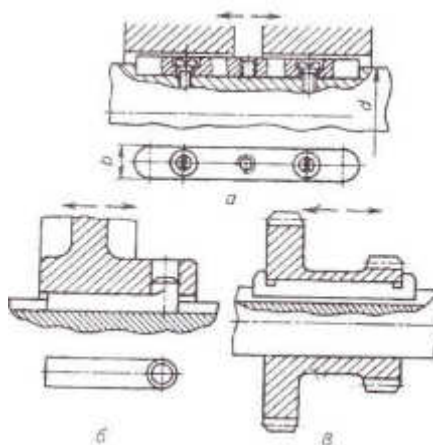


Рисунок 14.2

При проектировании высоту и ширину шпонок выбирают в зависимости от диаметра вала, длину ее определяют из условия прочности на смятие и, так как основные типы шпонок стандартизованы, выбранные размеры уточняют по таблицам

соответствующих стандартов.

Призматическую шпонку проверяют на срез и смятие, принимая, что плечо сил, действующих на шпонку относительно осевой линии вала, равно радиусу вала.

Исходная формула при расчете шпонки на смятие имеет вид:

$$T = l_p \cdot k \cdot \sigma_{см} \cdot \frac{d}{2},$$

где $k = 0,4 \cdot h$ – рабочая высота шпонки ($k = h - t$);

l_p – рабочая длина шпонки;

d – диаметр вала.

Так как T_k к моменту начала расчета шпонок – известная величина, то

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{l_p \cdot k \cdot d} \leq \sigma_{см},$$

При проверке на срез исходят из того, что крутящий момент стремится срезать шпонку по всей ее ширине. Тогда

$$T = b \cdot l_p \cdot \tau_{ср} \frac{d}{2}, \quad \text{и} \quad \tau_{ср} = \frac{2 \cdot T}{b \cdot l_p \cdot d} \leq \tau_{ср}.$$

Уравнение $\tau_{ср}$ дано для общего сведения, оно использовано при стандартизации шпонок, а вообще у стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают напряжения не среза, а смятия. Поэтому на практике выбранные по таблицам ГОСТ шпонки проверяют только на смятие.

При проверочном расчете на смятие **сегментных** шпоной пользуются уравнением

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot k} \leq \sigma_{см},$$

где k – часть высоты шпонки, находящаяся в пазу ступицы ($k = \frac{h}{3}$).

В соединениях клиновой шпонкой, за счет расклинивания вала и ступиц, возникают напряжения σ_1 и σ_2 , б) еще до приложения внешней нагрузки. Эпюра напряжений σ_1 представляет собой прямоугольник, а эпюра σ_2 – серповидной формы.

Для удобства расчета заменяем эти напряжения суммарными силами F_n . Тогда внешнему моменту T , стремящемуся повернуть вал в ступице, препятствуют: момент силы трения $F = f \cdot F_n$ между валом и шпонкой; момент силы трения $F = f' \cdot F_n$ между валом и ступицей;

* момент силы F_n – силы давления между валом, ступицей и шпонкой, возникающей из-за следующего: под действием внешнего момента T шпонка защемляется, защемленная сторона дополнительно нагружается, а другая – разгружается. Эпюра из первоначально прямоугольной превращается в треугольную, и точка приложения равнодействующей F_n сместится в центр тяжести треугольника на расстояние от вертикальной оси симметрии.

$$a = \frac{2}{3} \cdot b - \frac{1}{2} \cdot b = \frac{b}{6}. \quad \text{Тогда} \quad T = F_n \cdot a + F_n \cdot f \cdot l + F_n \cdot f' \cdot \frac{d}{2}.$$

С достаточной для инженерных расчетов точностью принимаем

$$l = \frac{d}{2}; \quad f = f'.$$

$$T = F_n \cdot \frac{b}{6} + F_n \cdot f \cdot \frac{d}{2} + F_n \cdot f \cdot \frac{d}{2} = F_n \cdot \frac{d + 3 \cdot f \cdot d + 3 \cdot f \cdot d}{6} = F_n \cdot \frac{b + 6 \cdot f \cdot d}{6}.$$

Как видно из треугольной эпюры, напряжение смятия, распределяясь по всей ширине шпонки, у правой кромки близко к нулю. С учетом неравномерного распределения напряжений

$$F_n = \frac{b \cdot l_{\text{раб}}}{2} \cdot \sigma. \quad \text{Тогда} \quad T = \frac{b \cdot l \cdot \sigma_{\text{см}} \cdot (b + 6 \cdot f \cdot d)}{12}, \text{ и}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12 \cdot T}{b \cdot l \cdot (b + 6 \cdot f \cdot d)} \leq \sigma_{\text{см}}.$$

2. Материалы шпонок и допускаемые напряжения

Как правило, материал шпонок – среднеуглеродистые стали типа Сталь 45. Прочность шпонок целесообразно иметь меньшей, чем прочность основных деталей.

Допускаемые напряжения в неподвижных шпоночных соединениях при спокойной нагрузке принимаются в следующих диапазонах:

- * на смятие – при стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \dots 150 \text{ МПа};$
- при чугунной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 60 \dots 80 \text{ МПа};$
- * на срез..... $[\tau]_{\text{ср}} = 60 \dots 90 \text{ МПа};$

При слабых толчках допускаемые напряжения **снижаются на одну треть**, а при сильных толчках – **на две трети**.

3. Виды, особенности и расчет шлицевых соединений

Эти соединения образуются при наличии выступов-шлицев на валу и соответствующих пазов на поверхности отверстия втулки. Шлицы изготавливаются фрезерованием, а пазы – протягиванием.

Преимущества шлицевых соединений перед шпоночными:

- * возможность передачи больших крутящих моментов и высокая прочность при реверсивном вращении вала (из-за более равномерного распределения давления по поверхностям контакта);
- * большая поверхность контакта шлицев и пазов и, следовательно, меньшее удельное давление;
- * лучшее центрирование деталей;
- * лучшая технологичность, обеспечивающая устранение перекосов на валу за счет точного расположения шлицев;
- * высокая прочность соединений за счет снижения местных напряжений путем закрепления вала и ступиц в впадинах.

Существуют три типа шлицевых соединений:

а) с прямоугольным профилем шлицев (рисунок 14.3а,б). Стандартом предусмотрены три серии таких соединений – легкая, средняя, тяжелая, отличающиеся высотой и количеством шлицев (**от 4 до 24**). Увеличение этих параметров – в сторону тяжелой серии.

Центрирование соединений такими шлицами осуществляется:

- * по наружному диаметру шлицев (рисунок 14.3а). Этот способ рекомендуется при твердости материала ступицы **НВ ≤ 350**, т.е. позволяющей обработку протяжкой, с помощью которой калибруются центрирующие поверхности пазов ступиц, а соответствующие поверхности валов доводятся до нужных размеров шлифованием.

- * по внутреннему диаметру шлицев (рисунок 14.3б) – при **НВ > 350**, при этом

центрирующие поверхности вала и ступицы обрабатываются шлифованием.

* по ширине шлицев – по боковым граням.

Первые два способа центрирования обеспечивают более высокую соосность вала и ступиц. Третий способ не требует точной обработки поверхностей. Это и **преимущество** (удешевление и более равномерное распределение нагрузки по шлицам, что позволяет применять их при передаче больших крутящих моментов), и **недостаток** (опорная поверхность мала - только по боковым граням, что приводит к быстрому износу, особенно при осевых перемещениях ступицы). Кроме того, центрирование по боковым граням не обеспечивает высокой соосности сопрягаемых деталей.

б) с эвольвентным профилем шлицев –здесь центрирование осуществляется преимущественно по боковым сторонам (рисунок 14.3в), а в особых случаях – при требовании высокой точности вращения деталей – и по наружному диаметру (рисунок 14.3г). Число шлицев здесь – **от 11 до 50**, модуль – **от 1 до 10 мм**.

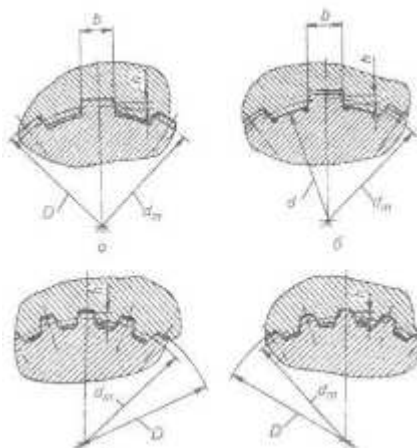


Рисунок 14.3

Отличие профиля этих соединений от профиля зубчатых колес в том, что угол профиля рейки увеличен до 30^0 (вместо 20^0 у зубчатых колес), и уменьшена высота зуба (иногда до 0,9 модуля), так как отсутствует перекатывание.

Достоинства соединений с таким профилем:

* возможность изготовления шлицев на зубонарезных станках, с высокой точностью, проще и дешевле прямобочных;

* высокая прочность шлицев из-за утолщения их у основания.

Недостаток – высокая стоимость протяжек для изготовления пазов в ступицах, особенно малых и средних размеров, что ограничивает их применение.

Прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения применяются и как неподвижные, и как подвижные.

в) с треугольным профилем шлицев – применяются только как неподвижные, при передаче небольших крутящих моментов. В них центрирование происходит только по боковым поверхностям шлицев, число к шлицев – в пределах от 20 до 70. Характеризуются они следующими параметрами:

модуль..... $m = \frac{d}{z} = 0,2...1,5;$

угол впадин..... $2\alpha_g = 90^0; 72^0; 60^0;$

наружный диаметр..... $D = 5...75 \text{ мм.}$

Расчет шлицевых соединений, так же, как и шпоночных, носит проверочный характер: число и размеры шлицев выбирают из таблиц ГОСТ, в зависимости от диаметра вала. При этом дина шлицев определяется либо длиной ступицы, либо величиной ее перемещения по валу (если соединение подвижное).

Проверяют выбранное соединение на смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_{см} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq \sigma_{см},$$

где T – передаваемый крутящий момент;

d_{cp} – средний диаметр шлицевого соединения:

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2};$$

z – число шлицев;

h – высота поверхностей контакта шлицев:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f.$$

f – высота фасок на шлице и впадине;

l – длина поверхности контакта шлицев, равная длине ступицы;

$\psi = 0,7...0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами.

Значения $[\sigma]_{см}$ для различных видов соединений приведены в таблице:

Соединения	Неподвижные		Подвижные		
	С термообработкой	Без термообработки	Нагрузка и термообработка	Термообработка	Без термообработки
$[\sigma]_{см}, \text{ МПа}$	100...140	60...100	5...15	30...60	20...30

При легком режиме работы эти значения можно увеличить на 20...40 процентов, а при тяжелом – снизить на 30...50 процентов.

4. Особенности и расчет соединений с гарантированным натягом

Соединения с гарантированным натягом типа «вал-втулка» – напряженные соединения, в которых натяг создается надеванием (установкой) одна на другую деталей, имеющих разность посадочных размеров: пальцы кривошипов приводов режущих аппаратов жаток, роторы на валах электродвигателей, подшипники качения, венцы зубчатых и червячных колес.

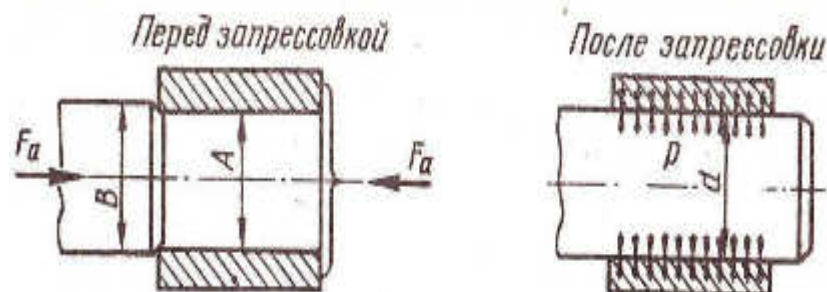


Рисунок 14.4

Их преимущества: простота конструкции; хорошее центрирование соединяемых деталей, особенно с коническими поверхностями; возможность восприятия динамических и больших статических нагрузок.

Недостатки: сложность сборки и разборки; возможность ослабления посадки за счет уменьшения величины натяга при разборке; требование повышенной чистоты посадочных поверхностей и точности их изготовления.

Сборка может осуществляться:

* **запрессовкой**, при которой происходит частичное срезание и сглаживание поверхностей, что приводит к ослаблению прочности соединений;

* **нагреванием охватывающей или охлаждением охватываемой детали**: надежность такого соединения в 1,5...2 раза выше надежности соединения запрессовкой. Температура нагрева должна быть ниже температуры низкого отпуска. Охлаждение применяют для малых деталей, вставляющихся в большие.

Соединение с гарантированным натягом может выдержать воздействие: осевой силы F_a ; крутящего момента T ; комбинированной, произвольно направленной нагрузки.

Прочность соединения при действии осевой силы будет достаточна при натяге, обеспечивающем необходимое давление p на поверхности контакта. Определится это давление из условия

$$F_a \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot \frac{f}{k} \cdot p. \quad \text{Тогда} \quad p \geq \frac{F_a \cdot k}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f},$$

где f – коэффициент трения (материалы сталь-чугун: при запрессовке – **0,08**, при нагреве – **0,14**; материалы сталь/чугун/-латунь/бронза/: $f = 0,05$);

$k = 1,5...2$ – коэффициент запаса сцепления.

При действии скручивающего момента

$$T \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot \frac{f}{k} \cdot \frac{d}{2}, \quad \text{откуда} \quad p \geq \frac{2 \cdot T \cdot k}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f}.$$

При комбинированной нагрузке определяем величину равнодействующей осевой F_a и окружной $F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$ сил:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_t^2 + F_a^2} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot T}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot \frac{f}{k} \cdot p,$$

$$\text{откуда} \quad p \geq \frac{F_{\Sigma} \cdot k}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f} = \frac{k \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}.$$

Чтобы получить необходимую величину давления p , нужно определить натяг в сопряжении. Связь посадочного давления с расчетным натягом описывается зависимостью **Ляме**, выводимой в курсе сопротивления материалов:

$$p = \frac{N_p}{d \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)},$$

где c_1 и c_2 – вспомогательные коэффициенты, определяемые по формулам:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2.$$

d – посадочный диаметр (наружный диаметр охватываемой детали);

d_1 – диаметр отверстия **охватываемой** детали (*для сплошного вала $d_1 = 0$*);

d_2 – наружный диаметр **охватывающей** детали;

E_1 и E_2 – модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей;
 μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона для материалов охватываемой и охватывающей
деталей (для стали $\mu = 0,3$, для чугуна $\mu = 0,25$).

Отсюда расчетный натяг

$$N_p = p \cdot d \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right).$$

Так как при сборке запрессовкой неровности сопрягаемых поверхностей сглаживаются, для компенсации этого явления действительный натяг N_δ должен быть больше расчетного натяга N_p . Их соотношение определяется зависимостью

$$N_\delta = N_p + 1,2 \cdot R_{z1} + R_{z2} ,$$

где R_{z1} и R_{z2} – высоты неровностей сопрягаемых поверхностей (из таблиц).

Зная N_δ , подбирают посадку, у которой, для надежности соединения, наименьший натяг N_{min} должен быть равен N_δ или близок к нему.

Для сборки цилиндрического соединения с **нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой** детали необходимая разность температур соединяемых деталей определяется по формуле

$$t = \frac{N_{max} + S_o}{\alpha \cdot d}.$$

Здесь N_{max} – наибольший натяг посадки, выбранной для данного соединения;

S_o – зазор, необходимый для сборки соединения;

α – температурный коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали $(10,5 \dots 23) \cdot 10^{-6}$;

d – номинальный посадочный диаметр.

Сергей Николаевич Петряков
Наталья Сергеевна Киреева
Антон Алексеевич Хохлов
Ильмас Рифкатович Салахутдинов

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ:

краткий курс лекций

для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2019.- 123 с.