

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

А. В. Неменко

П Р И В О Д **СУДОВОЙ МАШИНЫ**

Учебное пособие

по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»
для студентов по направлениям

26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок»,

26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника
объектов морской инфраструктуры»,

26.05.01 «Проектирование и постройка кораблей, судов
и объектов океанотехники»

Севастополь
СевГУ
2022

УДК 629.5.03-34(075.8)
БББ 39.455я73
Н50

Р е ц е н з е н т :

А.О. Харченко - канд. техн. наук, профессор
кафедры «Технология машиностроения»

Неменко А. В.

Н50 Привод судовой машины: учебное пособие по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов по направлениям подготовки: 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок», 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры», 26.05.01 «Проектирование и постройка кораблей, судов и объектов океанотехники» всех форм обучения / А. В. Неменко ; Севастопольский государственный университет, Политехнический институт. – Севастополь: СевГУ, 2022. – 124 с. – Текст : электронный.

Целью учебного пособия является оказание помощи студентам в освоении дисциплины «Детали машин и основы конструирования». В пособии рассмотрены вопросы классификации, структуры, принципов работы и конструирования элементов и узлов судовых механических систем.

УДК 629.5.03-34(075.8)
БББ 39.455я73

Учебное пособие рассмотрено и утверждено на заседании кафедры «Техническая механика и машиноведение», протокол № 6 от 25 марта 2021 г.

© Неменко А. В., 2022
© ФГАОУВО «Севастопольский
государственный университет», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Структура машин. Основные правила конструирования и эксплуатации машин	5
1.1. Структура машин	5
1.2. Правила эксплуатации машин	6
1.3. Основные принципы и правила конструирования машин	7
1.4. Режимы работы машин	8
1.5. Виды нагрузок, действующих на детали машин	12
1.6. Основные машиностроительные материалы	16
1.7. Электромеханический привод машины. Структура привода	17
1.8. Энерго-кинематические параметры	26
2. Механические передачи	28
2.1. Фрикционные передачи	29
2.2. Механические передачи зацеплением	38
2.3. Зубчатые передачи с эвольвентным профилем	44
2.4. Передачи цилиндрические с эвольвентным профилем зуба	56
2.5. Конические зубчатые передачи	65
2.6. Передача планетарная	69
2.7. Передача волновая	73
2.8. Передача червячная	78
2.9. Передача цепная. Особенности конструкции и расчета	86
3. Валы и оси. Опоры валов и осей	92
3.1. Валы и оси. Назначение, классификация. Конструкция. Расчеты на прочность	92
3.2. Опоры валов и осей	96
4. Соединения деталей и узлов машин	103
4.1. Соединения деталей машин	103
4.2. Единая система допусков и посадок	111
4.3. Соединение узлов машины. Муфты. Назначение. Особенности конструкции. Характеристики. Классификация. Подбор муфт	115
4.4. Технологические требования к деталям машин при конструировании	117
Библиография	123

ВВЕДЕНИЕ

Машина - это технический объект, состоящий из взаимосвязанных функциональных частей (деталей, узлов), использующий энергию для выполнения возложенных на него функций.

Основой устройства механической машины являются механизмы (например, кривошипно-шатунный механизм как часть паровой машины). Внешне разные машины могут содержать подобные или схожие механизмы. Но наиболее важные составляющие, остаются неизменными всегда, во всех машинах, такие как: двигатель, подвижные части и т. д.

Машина состоит из двигателя как источника энергии (движения), передаточного и исполнительного устройств и системы управления. Вместе первые три части обычно называют *машинным агрегатом*. Механическое передаточное устройство называют *передаточным механизмом*, а механическое исполнительное устройство — *исполнительным механизмом*.

В машинах либо двигатель, либо исполнительное устройство (либо и то, и другое вместе) совершают механические движения.

Часть машинного агрегата, включающая двигатель и передаточное устройство, составляет *привод*. В машинах используют механические, а также комбинированные приводы — электромеханические, оптико-механические, гидро-электромеханические и т. п.

Механическое передаточное устройство (передаточный механизм) предназначено для передачи механической энергии. Оно необходимо для согласования взаимного положения и параметров движения двигателя и исполнительного устройства. Это, в свою очередь, позволяет подразделить передаточные устройства на следующие:

- трансмиссии — только передают движение от удалённого двигателя к исполнительному устройству без изменения характеристик этого движения. Например, от двигателя автомобиля, расположенного в его передней части, к задним колёсам (ведущему мосту);
- передачи — согласуют параметры и вид движения на выходе двигателя с входными характеристиками исполнительного устройства. Механические передачи, замедляющие передаваемое движение, относят к *редукторам*, а ускоряющие — к *мультипликаторам*.

1. СТРУКТУРА МАШИН. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН

1.1. Структура машин

Машина соответствует своему назначению только в том случае, если она характеризуется требуемыми характеристиками, среди которых важными являются:

- эксплуатационная надёжность — свойство машины выполнять заданные функции, сохраняя при этом свои эксплуатационные показатели в допустимых пределах, в течение заранее заданного промежутка времени. Показателем надёжности может быть вероятность безотказной работы машины в назначенном интервале времени при минимальных ремонтных затратах. Чем ближе к единице вероятность безотказной работы, тем выше надёжность машины;

- долговечность — способность машины и её узлов противостоять воздействию старения, износа, коррозии и т. д. Определяет такое состояние машины, при котором она способна выполнять заданные функции с параметрами по требованиям технической документации с сохранением прочности, неизменности формы и размеров, устойчивости против срабатывания, необходимой механической жёсткости, тепло- и виброустойчивости. Работоспособность деталей машин обеспечивается приданием им соответствующих размеров и форм, рациональным подбором материалов для изготовления их с использованием укрепляющих технологий, применением антикоррозионной защиты и соответствующей смазки;

- безопасность в эксплуатации характеризует пригодность конструкции машины к нормальной эксплуатации в течение определённого технической документацией срока службы без аварийных разрушений, опасных для обслуживающего персонала, производственного оборудования, а также других смежных объектов;

- технологичность конструкции — степень соответствия конструкции машины оптимальным условиям производства при заданном масштабе выпуска продукцию.

По функциональным признакам в структуру машины входят взаимосвязанные механизмы, на каждый из которых возложена определённая функция. С точки зрения функционального назначения механизмы машин специализируются по производственному назначению: *механизмы двигателей и преобразователей* (турбины, генераторы, насосы и т. д.); *передаточные механизмы* (редукторы, ремённые передачи, цепные передачи и т. д.); *исполнительные механизмы* (механизмы подъёма, перемещения грузов и т. д.) и другие.

Рабочая машина чаще всего состоит из трёх основных механизмов: двигателя, трансмиссии и исполнительного, или собственно рабочего механизма, которым определяется специализация машины.

В зависимости от назначения, конструкции и принципа работы конкретной машины в её состав могут входить несколько механизмов одинакового назначения (например, механизмов двигателей или насосов, передающих или испол-

нительных механизмов) или некоторые из рассмотренных видов механизмов могут отсутствовать.

Конструктивно машина состоит из *деталей*, *узлов* и *агрегатов*. Каждый из этих элементов в совокупности образует целостную конструкцию.

Деталь — элемент машины, представляющий собой одно целое, который не может быть разобран без разрушения.

Детали машин бывают *стандартными*, которые изготавливают в соответствии с государственными, отраслевыми стандартами или стандартами предприятия и *оригинальными*, которые конструируют для определённой машины.

Узел — часть машины, представляющая собой разъёмное или неразъёмное соединение нескольких деталей, которое можно собрать автономно, отдельно от других составных частей машины и способно выполнять определённые функции в изделиях одного назначения только совместно с другими составными частями.

Сборочная единица состоит из нескольких соединённых между собой деталей и входит в состав узла, как автономная единица.

Агрегат — нормализованный узел машины, который обеспечивает полную взаимозаменяемость и самостоятельно выполняет свойственные ему функции.

1.2. Правила эксплуатации машин

Правила эксплуатации машин и механизмов определяются требованиями Ростехнадзора. В Правилах даны указания по вопросам, относящимся к технической эксплуатации и ремонту механизмов: организация надзора и обслуживания, порядок регистрации; разрешение на пуск в работу; технические освидетельствования; разрешение на изготовление и ремонт; материалы и сварка. Технические освидетельствования, предусматриваемые Правилами, делятся на полное, включающее дефектоскопию, статическое и динамическое испытания, и частичное, проводимое без испытаний.

Полному техническому освидетельствованию подвергают вновь установленные механизмы, находящиеся в эксплуатации (не реже одного раза в 3 года), а также механизмы после переноса их на новое место работы, реконструкции и некоторых ремонтных работ. Частичное освидетельствование предусматривают не реже одного раза в 12 месяцев.

Правила предусматривают три вида освидетельствований: первоначальное, периодические и внеочередные.

Первоначальное освидетельствование сопровождается испытанием и полным освидетельствованием механизмов.

Периодические испытания проводят не реже чем один раз в пять лет.

Внеочередные освидетельствования и испытания производят после замены, переоборудования или ремонта механизмов или их деталей, а также после аварий.

Механизм сначала испытывают пробной нагрузкой при статическом режиме. Затем производят испытания пробной нагрузкой при работе механизмов с полными скоростями и предусмотренным совмещением движений. Одновре-

менно проверяют действие тормозов и концевых выключателей. Статические испытания механизмов проводят нагрузкой, превышающей ее номинальное значение на 25 %. Динамические испытания механизмов производят нагрузкой, превышающей на 10 % номинальное значение.

1.3. Основные принципы и правила конструирования машин

Конструирование – графоаналитический процесс создания технического объекта на основе теоретических расчетов, технологического, экспериментального и эксплуатационного опыта, т.е. создаются графические и текстовые документы, которые определяют состав и устройство объекта, создается проектная и рабочая документация для изготовления, контроля, приемки, эксплуатации и ремонта изделия.

Требования, которым должны соответствовать изделие регламентируются техническими условиями (ТУ), в которых также указаны методы и критерии соответствия.

Способность машины выполнять технические функции согласно ТУ отражаются её энерго-кинематическими параметрами, среди которых выделяют мощность, кВт, на валах, вращающихся с частотой n , об/мин, соответствующие им угловые скорости ω , рад/с, и вращающие моменты T , Н·м, полученные при кинематическом синтезе механизмов машины.

Проектирование начинается с *технического задания* на разработку объекта, которое устанавливает стадии, этапы разработки и комплектность требуемой документации.

Следующим этапом проектирования является *создание эскизного проекта* изделия, который содержит принципиальную схему конструкции, общую компоновку изделия и ряд других принципиально важных характеристик.

На основе эскизного проекта создается *технический проект*, в котором приводится уточненная конструкция изделия и содержит необходимую информацию для создания рабочего проекта.

Рабочий проект содержит чертежи деталей, сборочные чертежи, спецификации и другие материалы, необходимые для изготовления изделия.

При создании любого объекта рекомендуется применять оптимальные методы, позволяющие получить рациональную конструкцию.

При этом следует учитывать возможности унификации конструкции с учетом требований регламентирующей документации, устанавливающей стандарты на изделие.

Созданная конструкция должна обладать свойством технологичности, которая обеспечивает заданные эксплуатационные показатели. Технологичность обеспечивается минимальным числом деталей, простотой конструктивных форм и соответствием возможностям производств, на которых изготавливается объект.

1.4. Режимы работы машин

Эксплуатационные нагрузки машины (механизма) в течение всего срока службы неодинаковы. Совокупная оценка характерных нагрузок с учетом их времени действия и общим временем эксплуатации называется режимом работы механизма. Режимы работы (таблица 1.1) устанавливают по классу использования (таблица 1.2) и классу нагружения (таблица 1.3).

Таблица 1.1 – Группа режима работы механизмов по ГОСТ 25835 – 83

Класс использования	Группа режима работы механизма для класса нагружения				Класс использования	Группа режима работы механизма для класса нагружения			
	B1	B2	B3	B4		B1	B2	B3	B4
A0	1М	1М	1М	2М	A4	3М	4М	5М	6М
A1	1М	1М	2М	3М	A5	4М	5М	6М	6М
A2	1М	2М	3М	4М	A6	5М	6М	6М	6М
A3	2М	3М	4М	5М					

Класс использования механизма (таблица 1.2) устанавливают по времени работы L_h .

Таблица 1.2 – Классы использования механизмов (ГОСТ 25835-83)

Класс использования	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Общее время работы механизмов L_h , ч	До 800	800	1600	3200	6300	12500	25000
		...	...	...	...	...	...
		1600	3200	6300	12500	25000	50000

Общее время работы L_h механизма рассчитывают по следующей формуле

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot T_h \cdot K_r \cdot K_c \cdot K_p \cdot \text{ПВ} \% / 100, \quad (1.1)$$

где T_h – срок службы, лет; K_r – коэффициент годового использования при числе дней работы в году T_r ($K_r = T_r / 365$); K_c – коэффициент суточного использования механизма при количестве работы часов в сутки t_c ($K_c = t_c / 24$); K_p – коэффициент часового использования механизма, который при количестве минут работы механизма в течение часа t_p , ($K_p = t_p / 60$); ПВ – относительная продолжительность включения.

Относительная продолжительность включения (ПВ) характеризует интенсивность использования механизма и вычисляется по формуле

$$\text{ПВ} = (t_b / t_{\text{ц}}) \cdot 100 \%, \quad (1.2)$$

где t_b – часть цикла, когда механизм включен и работает; $t_{\text{ц}}$ – полное время цикла.

Полное время цикла включает в себя: время пуска t_n ; время движения с установившейся скоростью t_y ; время торможения t_T и время пауз $t_{\text{пауз}}$ ($t_{\text{ц}} = t_n + t_y + t_m + t_{\text{пауз}}$). Для механизмов принимают $t_{\text{ц}}$ не более одного часа.

Для двигателей повторно - кратковременного режима допустимое время цикла установлено равным 10 мин. Если $t_{\text{ц}} > 10$ мин, то режим работы двигателя считается продолжительным ПВ = 100 %.

Общее времени работы механизма назначается с учетом наибольшей экономичности для ожидаемых условий использования механизма. Для механизмов, у которых предусмотрен капитальный ремонт, норма устанавливается до капитального ремонта.

Для механизмов, у которых капитальный ремонт не предусмотрен норма устанавливается до списания.

Класс нагружения механизмов (таблица 1.3) устанавливают по коэффициенту нагружения K .

Таблица 1.3 – Класс нагружения механизма и его характеристики (ГОСТ 25835-83)

Класс нагружения	Коэффициент нагружения K	Качественная характеристика класса нагружения
B1	До 0,125	Работа при нагрузках значительно меньше номинальной и в редких случаях ей равных
B2	0,125...0,25	Работа при средних и номинальных нагрузках
B3	0,25...0,5	Работа преимущественно при номинальных и близких к номинальным нагрузкам
B4	0,5...1,0	Постоянная работа при номинальных и близких к номинальным нагрузкам

Коэффициент нагружения K вычисляют по следующей формуле

$$K = \sum [(Q_i / Q_{\text{max}})^3 \cdot (t_i / \sum t_i)], \quad (1.3)$$

где Q_i – нагрузка, действующая на механизм в течение времени t_i ; Q_{max} – наибольшая нагрузка, действующая на механизм в течение времени его работы; t_i – продолжительность времени действия нагрузки Q_i ; $\sum t_i$ – суммарное время действия нагрузок на механизм.

Значения нагрузок определяют для концевой звена кинематической цепи механизма (канатный барабан и т.п.), с учетом всех факторов, включая и процессы неустановившегося движения.

Число циклов N_{ci} нагружения элемента каким-либо силовым воздействием, выраженным через T_i или Q_i , за время t_i при частоте вращения n_i равно

$$N_{\text{ci}} = 60 \cdot n_i \cdot t_i. \quad (1.4)$$

Суммарное число циклов нагружения $N_{\text{c}\Sigma}$ за время L_h нагружения элемента равно

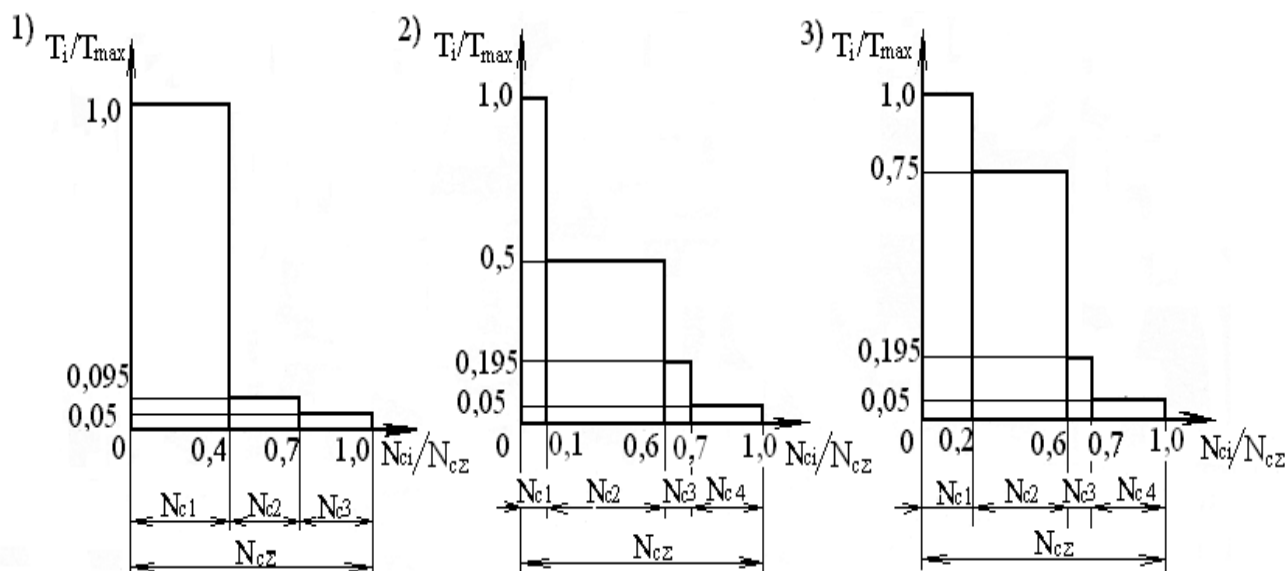
$$N_{\text{c}\Sigma} = N_{\text{c1}} + N_{\text{c2}} + \dots + N_{\text{ck}}, \quad (1.5)$$

где $N_{c1}, N_{c2}, \dots, N_{ck}$ – число циклов нагружения элемента внешним воздействием $T_1, T_2, \dots, T_k$ соответственно за периоды времени $t_1, t_2, \dots, t_k$ $t_1 + t_2 + \dots + t_k = L_h$).

Величины $t_1, t_2, \dots, t_k$ представляют собой совокупное время действия нагружающих воздействий $T_1, T_2, \dots, T_k$ в различные периоды в течение всего срока службы.

Эксплуатационные нагрузки $T_1, T_2, \dots, T_k$ можно сгруппировать по величине в относительных единицах, сопоставив с максимальной T_{max} величиной ($T_1/T_{max}, T_2/T_{max}, \dots, T_k/T_{max}$) и установить их время действия относительно всего срока службы ($t_1/t_h, t_2/t_h, \dots, t_k/t_h$) или относительно общего числа циклов нагружения ($N_{c1}/N_{c\Sigma}, N_{c2}/N_{c\Sigma}, \dots, N_{ck}/N_{c\Sigma}$). Удельный вклад каждой совокупности нагрузок в сочетании со временем их действия относительно общей загрузки механизма является основанием для назначения типа режима нагружения.

В Правилах Госгортехнадзора различают режимы работы механизма легких (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ). На рисунке 1.17 показаны циклограммы нагруженности механизма подъема.



1 – легкий режим; 2 – средний режим; 3 – тяжелый режим

Рисунок 1.1 – Графики загрузки механизма подъема груза по режимам

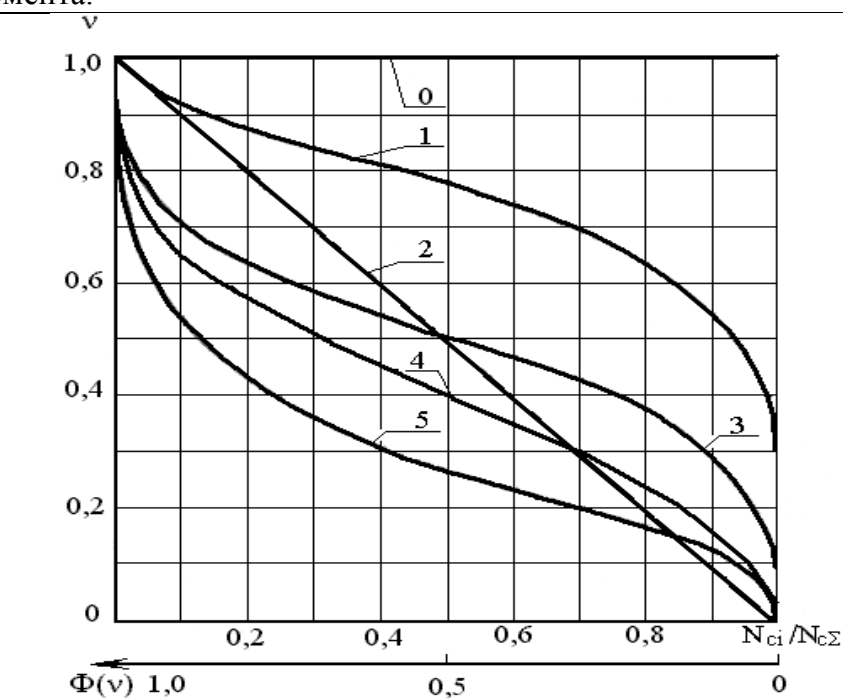
На основе статистической обработки реальных эксплуатационных режимов получены **типовые** режимы нагружения механизмов.

ГОСТ 21354-87 предлагает следующие типовые режимы нагружения: постоянный П, тяжелый Т (β - распределение), средний равновероятный Р (равновероятное распределение), средний нормальный Н (нормальное распределение), легкий Л (γ - распределение) и особо легкий Л_о (β - распределение).

В таблице 1.4 и на рисунке 1.2 изображена упорядоченная зависимость между нагружающими моментами и числом циклов нагружения в относительных координатах T/T_{max} и $N_c/N_{c\Sigma}$.

Таблица 1.4 – Типовые режимы нагружения (ГОСТ 21354 –87)

Виды режимов нагружения	Функция распределения	Параметры функции распределения
1) Тяжелый режим – интегральная функция β - распределения	$\Phi(v_i) = \int_0^{v_i} v_i^{a-1} (1-v_i)^{b-1} dv_i / B(a,b)$	$a=6; b=2$ $v_{cp}=0,77$
2) Средний – равновероятный, интегральная функция равновероятного распределения	$\Phi(v_i) = \int_0^{v_i} dv_i$	$v_{cp}=0,5$
3) Средний – нормальный, интегральная функция нормального распределения	$\Phi(v_i) = \int_{-\infty}^{v_i} e^{-(v_i-v_{cp})^2 / 2s^2} \cdot dv_i / s \cdot \sqrt{2\pi}$	$v_{cp}=0,5;$ $s=0,19$
4) Легкий – интегральная функция β - распределения	$\Phi(v_i) = \int_0^{v_i} v_i^{(a-1)} \cdot (1-v_i)^{(b-1)} / B(a,b)$	$a=2,2; b=3,0$ $v_{cp}=0,42$
5) Особо легкий – интегральная функция β - распределения	$\Phi(v_i) = \int_0^{v_i} v_i^{(a-1)} \cdot (1-v_i)^{(b-1)} / B(a,b)$	$a=1,8; b=4,0$ $v_{cp}=0,31$
Примечание. Коэффициенты: $v_i = T_i / T_{max}$; $v_{cp} = T_{cp} / T_{max}$, где T_i – текущий вращающий момент на ведущем элементе, соответствующий числу циклов нагружения N_{ci} ; T_{max} – максимальное значение вращающего момента; T_{cp} – среднее значение вращающего момента.		



0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятный;
3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий

Рисунок 1.2 – Типовые режимы нагружения (ГОСТ 21354-87)

Особенности циклограмм отражает коэффициент интенсивности μ , который характеризует интенсивность типового режима при базовом числе циклов N_{lim} :

- для ступенчатой циклограммы (рисунок 1.17)

$$\mu = \sum (T_i / T_{max})^3 (N_{ci} / N_{lim}); \quad (1.6)$$

- при плавном характере циклограммы

$$\mu = \int_{T_{\min}}^{T_{\max}} (T_i / T_{\max})^3 (N_{ci} / N_{\lim}) . \quad (1.7)$$

Соответствие режима нагружения механизма одному из типовых режимов устанавливается по подобию форм кривых и по среднему значению нагрузок. В расчетах следует принимать типовой режим наиболее близкий к фактическому в области больших нагрузок путем сравнения реальной циклограммы с *типовыми* или *эквивалентными* режимами нагружения. *Группы* режимов работы механизмов по ГОСТ 25835-83, *типовые* режимы по ГОСТ 21354-87 и режимы по правилам Ростехнадзора приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Соответствие групп режимов работы механизма

Режим эксплуатации по ГОСТ 21354–87	«0» непрерывный	«1» тяжелый	«2» средний равно- вероятностный	«3» средний нормальный	«4» легкий	«5» Особо легкий
Режим работы по ГОСТ 25835–83	6М	5М	4М	3М	2М	1М
Режим работы по правилам Ростехнадзора	«ВТ» ПВ(%)= 63...100	«Т» ПВ(%)= 40...63	«С _{рв} » ПВ (%)= 25...40	«С _н » ПВ (%)= 25...40	«Л» ПВ(%)= 16...25	«Л _о » ПВ<16%

Эквивалентное число циклов нагружений определяется по формуле

$$N_E = \mu \cdot N_{\Sigma} . \quad (1.8)$$

Этот параметр используют для установления эквивалентности реальных режимов типовым, а также для определения коэффициента долговечности K_L . Коэффициент долговечности K_L устанавливает соответствие между базовым N_0 и эквивалентным числом циклов N_E

$$K_L = (N_0 / N_E)^{1/q} . \quad (1.9)$$

Характеристики режимов учитываются при расчетах на прочность конструкции.

1.5. Виды нагрузок, действующих на детали машин

Нагрузку, которую воспринимают детали в процессе эксплуатации машины называют *рабочей*. Наиболее характерную для конкретного эксплуатационного режима рабочую нагрузку называют *номинальной*. Номинальную нагрузку принимают в качестве исходной при определении *расчетной* нагрузки, которая зависит от условий нагружения элемента конструкции и критериев его работоспособности.

Различают нормативные, случайные и эквивалентные нагрузки. Нормативные нагрузки формируются основными характеристиками механизма в предполагаемых условиях эксплуатации. Случайные нагрузки представляют собой отклонения от нормативных. Эквивалентной считается нагрузка при условно – стационарном режиме работы механизма, которая по своему воздействию равноценна фактически действующей в реальном нестационарном режиме.

Нагрузки могут быть заданы усилием F , H , и моментом T , $H \cdot м$. Нагрузки, влияющие на показатели работы механических компонентов различны по характеру, величине и длительности действия. Они могут быть постоянными и переменными. Величина и направление переменных нагрузок могут повторяться с определенной последовательностью. Такие нагрузки называют циклическими. Совокупность последовательных значений нагрузок (внешних или внутренних) за один период их изменения называют циклом. Характеристикой цикла по форме является коэффициент асимметрии R , который представляет собой отношение минимальной нагрузки в цикле к максимальной нагрузке.

Различают циклы нагружения: отнулевой, когда нагрузка меняется от нуля до максимума ($R = 0$); знакопеременный симметричный, когда нагрузка меняется от отрицательного до такого же положительного значения ($R = -1$); асимметричный, когда минимальные и максимальные нагрузки не равны друг другу.

Под действием нагрузок в материале деталей машин возникают напряжения: *нормальные* σ (при растяжении, сжатии или изгибе) и *касательные* τ (при действии поперечных сил и крутящих моментов. Переменные нагрузки вызывают внутренние усилия непостоянного характера.

В случае, когда переменная нагрузка имеет циклический характер, она вызывает циклические изменения напряжений в соответствии с формой цикла нагружения.

Работоспособность машины во многом определяется надежностью составляющих элементов, т.е. тем состоянием, при котором она способна выполнять заданные функции, сохраняя при этом допустимые значения эксплуатационных показателей согласно нормативно-технической документации и заданным режимам в течение требуемого промежутка времени.

Надежность зависит от назначения машины, условий эксплуатации и включает в себя показатели *безотказности*, *долговечности* и *ремонтпригодности*.

Безотказность характеризует возможность машины сохранять работоспособность. Это связано с отказами машины или элементов машины выполнять производственную функцию, вероятность которых $Q(t)$ при испытании N_0 изделий в течение времени t определяется зависимостью

$$Q(t) = N_{отк} / N_0, \quad (1.10)$$

где $N_{отк}$ – количество отказов.

Вероятность безотказной работы при этом равна

$$P(t) = 1 - Q(t). \quad (1.11)$$

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ определяется числом отказов в единицу времени t и будучи соотнесена с числом исправных элементов N_u равна

$$\lambda(t) = \frac{1}{N_u} \cdot \frac{dN_{от}}{dt}. \quad (1.12)$$

Тогда наработка на отказ T_{om} т.е среднее время между отказами может быть ориентировочно установлено с помощью зависимости $T_{om} = 1/\lambda$, вероятность безотказной работы $P(t)$ установить с помощью формулы

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda_i(t) \cdot dt}. \quad (1.13)$$

Прогноз технического состояния машины на основе оценки эксплуатационной надежности ее компонентов позволяет предотвратить отказ в работе, провести своевременное восстановление свойств на уровне ремонтпригодности и обеспечить долговечность.

Долговечность определяет предельное состояние объекта, при наступлении которого невозможна его дальнейшая эксплуатация.

Под действием циклических нагрузок детали выходят из строя быстрее, чем при статических нагрузках, т.к. при циклическом нагружении изменения структуры материала накапливаются и вызывают более ранний (усталостный) отказ в работе объекта. Зависимость предельного числа циклов нагружения, при которых произошло разрушение, на фиксированных уровнях напряжений отражается функцией выносливости, которая устанавливается для каждого конкретного материала на основе экспериментальных данных.

Наибольшее напряжение цикла, которое деталь может выдержать не разрушаясь с заданной вероятностью при практически неограниченном цикле нагружений, называют пределом выносливости. Уравнение функции выносливости имеет вид

$$\sigma^q \cdot N_c = \text{const}, \quad (1.14)$$

где σ – заданный уровень напряжения, МПа; N_c – предельное число циклов нагружения; q – показатель степени кривой выносливости (зависит от напряженного состояния, формы детали, механических характеристик, термообработки и т.п.).

На уровне предела выносливости кривая становится практически горизонтальной линией.

Если число циклов нагружения ограничено базовой величиной, то наибольшее напряжение цикла называют пределом ограниченной выносливости σ_{limb} . Предел *контактной* выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, σ_{Hlimb} , является предельным значением, при котором не наступает отказ по причине разрушения активных поверхностей контактирующих элементов в результате развития усталостного выкрашивания.

Предел выносливости при *изгибе*, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, σ_{Flimb} , является предельным значением, при котором не наступает усталостного разрушения детали.

Причинами выхода из строя элементов механических систем, как правило, являются конструктивные поломки, повреждение поверхности и опасная деформация.

Работоспособность и надежность машин характеризуется определенными критериями, с учетом которых производится конструирование объектов.

Важнейшими критериями являются *прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость и теплостойкость*.

Прочность – это свойство материала воспринимать нагрузку не разрушаясь. При этом характеристиками прочности являются пределы пропорциональности, текучести, разрушаемости, выносливости.

Расчеты на прочность ведут по *номинальным допускаемым напряжениям*, по коэффициентам запаса прочности или по вероятности безотказной работы с учетом характера действующих напряжений и их цикличности.

Распространение получил метод сравнения расчетных напряжений, возникающих под действием эксплуатационных нагрузок, с допускаемыми значениями для данного материала, вида нагружения и запаса прочности.

Расчет по допускаемым напряжениям обычно выполняют как проекторочный. Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса прочности устанавливают на основании нормативных документов.

Для пластичных материалов в качестве предельных напряжений при постоянных во времени нагрузках принимают предел текучести σ_T (при растяжении, сжатии, изгибе) и τ_T (при кручении).

Для хрупких материалов в качестве предельных напряжений при постоянных во времени нагрузках принимают предел прочности σ_B (при растяжении, сжатии, изгибе) и τ_B (при кручении и срезе).

В расчете на прочность элементов при переменных нагружениях в качестве предельных напряжений принимают соответствующие пределы выносливости материала.

Расчет по коэффициенту запаса прочности обычно выполняют как проверочный. В этом случае сравнивают действительный коэффициент запаса прочности S с его допускаемым значением $[S]$.

Коэффициент запаса прочности при сложном нагружении устанавливают с учетом запаса прочности всех составляющих.

Неоднородная структура материала и технологические погрешности изготовления вызывает разброс показателей напряженно – деформированного состояния объекта. В этом случае разрушающие и действующие напряжения являются величинами случайными с соответствующей функцией распределения, которая отражает вероятность разрушения элемента и характеризует качественные особенности оценки прочностной надежности. Для конструктивных элементов машин допускают вероятность разрушения $[P] = 0,10 \dots 0,001$.

Одним из наиболее общих условий применимости элементов привода машины является условие их равнопрочности.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы под действием сил. Актуальность этого критерия является важной для деталей, в которых напряжения не выходят за пределы допускаемых значений, но опасной является деформация объекта (иногда с потерей устойчивости).

Износостойкость – способность сопротивляться разрушению поверхности контактирующих деталей, которое приводит к потере работоспособности объекта.

Виброустойчивость – способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний, что особенно актуально при высоких скоростях машин, где оно является опасным.

Теплостойкость – способность сопротивляться понижению несущей способности детали вследствие повышения тепловыделения.

1.6. Основные машиностроительные материалы

Основными машиностроительными материалами являются стали, чугуны, сплавы из цветных металлов, а также неметаллические конструкционные материалы (металлокерамика, пластмассы и т.д.).

В силовых передачах применяют стальные колеса с упрочнением поверхности. Для ответственных, тяжело нагруженных с ограниченными габаритами передач рабочие поверхности зубьев упрочняют до твердости $HV > 400$. При этом сердцевина остается более мягкой, пластичной. Упрочнение поверхности производится: закалкой токами высокой частоты ($HRC\ 45...55$ для колес с $m > 5$), цементацией ($HRC\ 50...62$), нитроцементацией ($HRC > 56$) и азотированием ($HRC\ 50...60$). Закалка токами высокой частоты (ТВЧ) по контуру зуба более производительна, чем цементация и азотирование, но технологически сложнее. Цементация, нитроцементация и азотирование позволяют получать колеса с большей нагрузочной способностью, но при этом повышается хрупкость материала и снижается сопротивление ударам.

Малоответственные передачи без ограничения габаритов колеса подвергают объемной закалке с высоким отпускком (зубья имеют по всему сечению одинаковую твердость $HV \leq 350$).

Применяется также поверхностная закалка ($HRC\ 40...50$), отжиг ($HV \leq 350$), нормализация ($HV \leq 350$) и улучшение ($HV \leq 350$).

При назначении твердости учитывают, что с увеличением размеров колес твердость уменьшают, соблюдая условие $(HV)_{\min} \geq 200$. Твердость рабочих поверхностей зубьев ведущего колеса должна быть больше на $(30...50)$ единиц HV во избежание заедания. В малоответственных открытых передачах возможно применение чугунных колес, которые имеют меньшую склонность к заеданию и дешевле остальных. Но чугунные колеса не выдерживают ударных нагрузок.

Передачи с колесами из неметаллических материалов обладают меньшей массой, лучшей коррозионной стойкостью и бесшумностью работы, но имеют

малую нагрузочную способность. Сплавы цветных металлов используют для втулок, сепараторов подшипников качения, венцов червячных колес (оловянные, безоловянные бронзы и латуни).

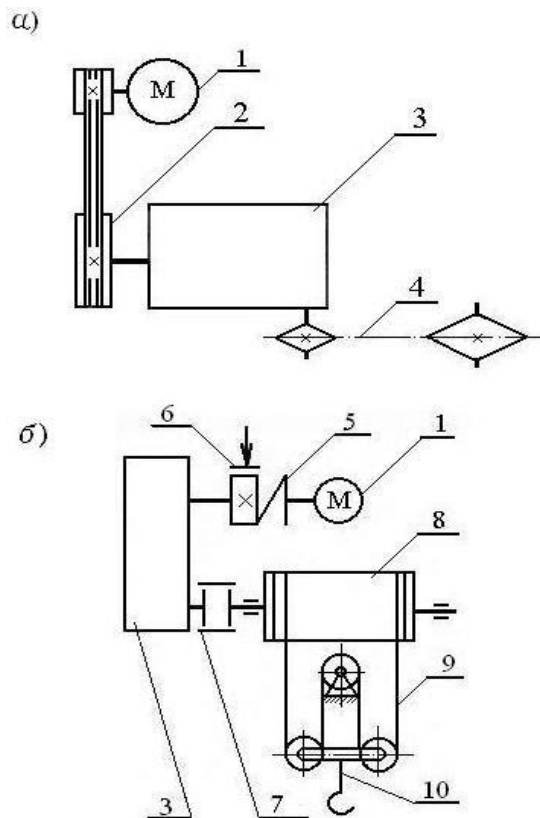
Для изготовления валов применяют среднеуглеродистые, легированные конструкционные стали. Рабочие тела подшипников качения (шарики и ролики) изготавливают из специальных подшипниковых сталей, обладающих повышенной износостойкостью и прочностью при переменных напряжениях (твердость поверхности после термообработки 62...66 HRC). Литые детали (корпусы, крышки, шкивы) изготавливают из литейных сталей, сплавов цветных металлов и чугунов.

Крепежные и другие метизные изделия выполняют из углеродистых сталей и цветных сплавов.

1.7. Электромеханический привод машины. Структура привода

Машина состоит из узлов, которые условно можно разделить на категории по характеру применения: сообщающие движение; преобразующие движение; соединительные; исполнительные.

На рисунке 1.1. представлены конструктивные схемы транспортирующей и грузоподъемной машины.



1 – электродвигатель; 2 – передача ременная; 3 – редуктор;
4 – передача цепная; 5 – муфта эластичная; 6 – тормоз; 7 – муфта зубчатая;
8 – барабан; 9 – гибкий орган; 10 – крюковая подвеска

Рисунок 1.3 – Конструктивные схемы: а) конвейера и б) грузовой лебедки

В качестве источника энергии, сообщаемого движению приводам машин, распространение получили электродвигатели: трехфазные переменного тока асинхронные с короткозамкнутым ротором (серии МТКФ, МТКН и АИР), с фазным ротором (серии МТФ и МТН), переменного тока асинхронные повышенного скольжения (серии МАП), а также постоянного тока морского исполнения (серии ДПМ). На рисунке 1.4 изображен электродвигатель серии МАП.

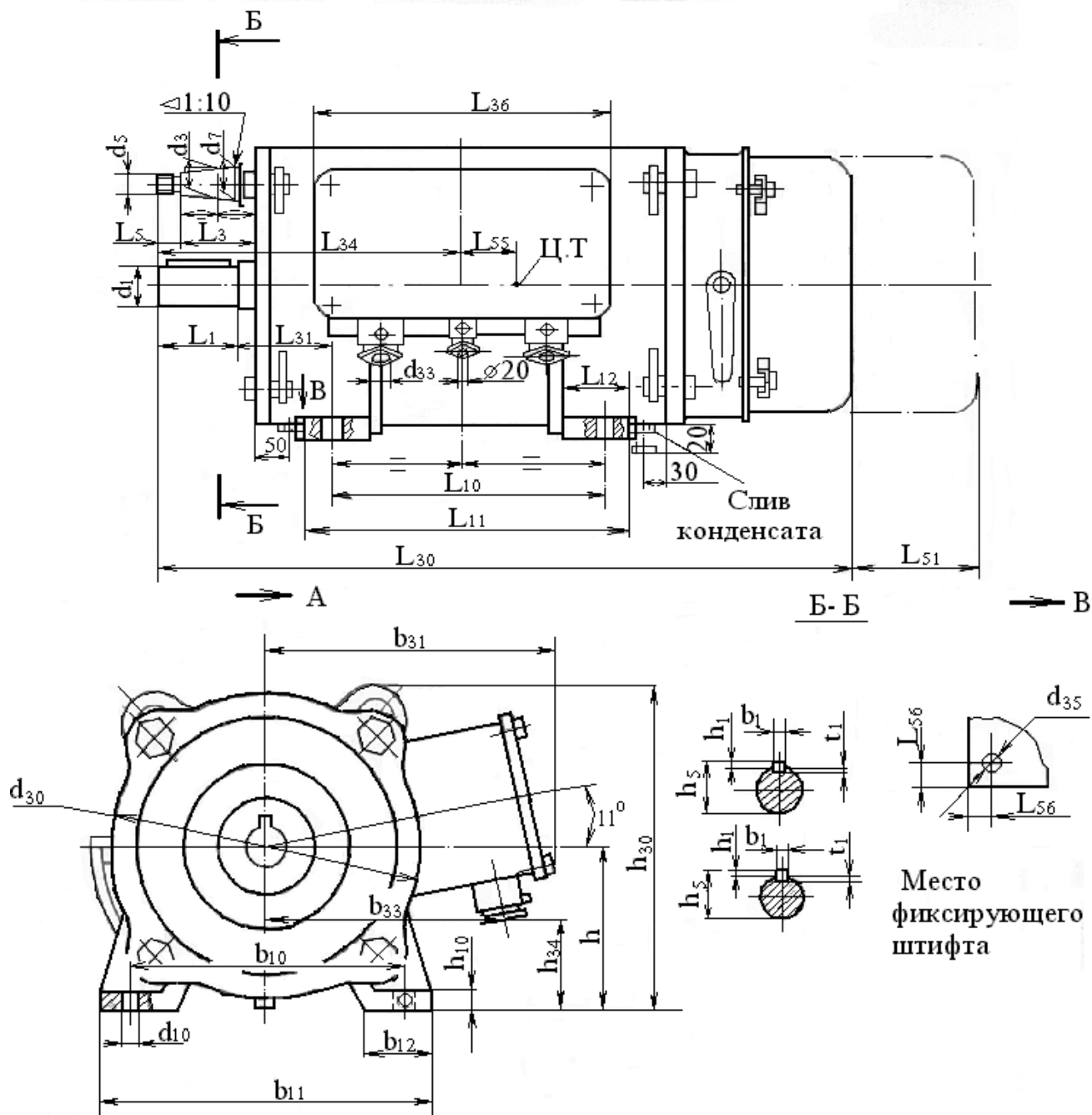


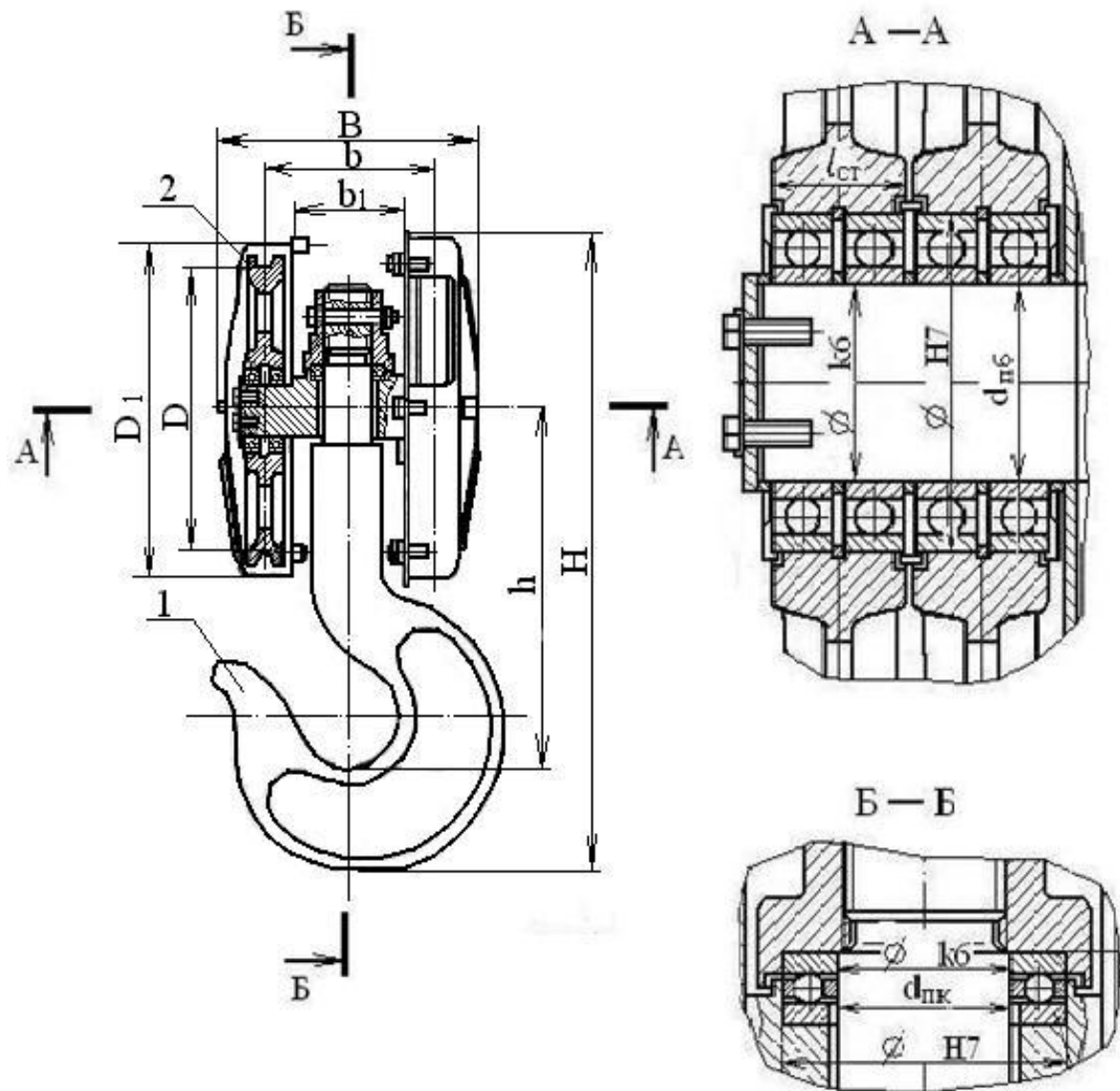
Рисунок 1.4 – Электродвигатель серии МАП

Исполнительный узел машины отражает ее производственное назначение. В грузовой электролебедке (рисунок 1.3,б) – это механизм подъема груза, включающий барабан и гибкий орган с грузозахватом.

В качестве гибких органов в грузоподъемных машинах применяют канаты: различные по конструкции (плоские и круглые с разным количеством пря-

дей и проволок в прядях, с сердечником, без сердечника) и материалам, из которых они изготовлены (стальные, пеньковые, асбестовые, и т. п.).

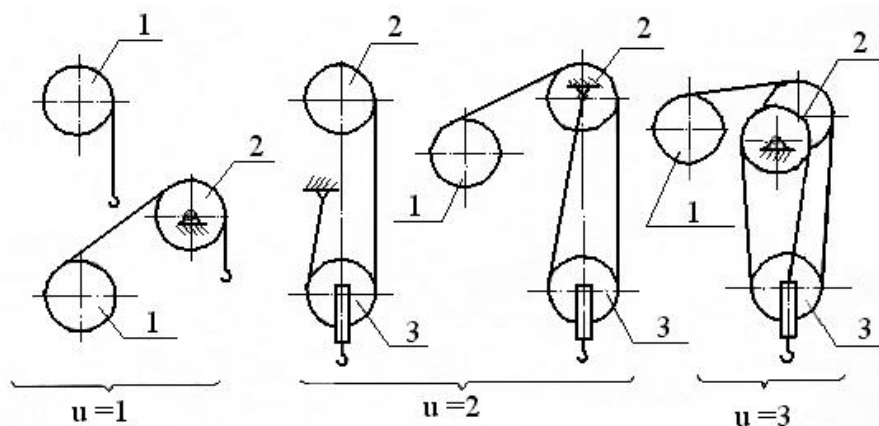
Подбор каната производят по нормативной документации с учетом разрывного усилия в зависимости от режима и условий работы механизма. При двух и более несущих ветвях применяют крюковые подвески (рисунок 1.5), крюк для которых подбирают по грузоподъемности и режиму работы машины.



1 – крюк; 2 – ось блок канатный; 3 – ось блока;
4 – подшипник блока; 5 – подшипник крюка

Рисунок 1.5 – Подвеска крюковая

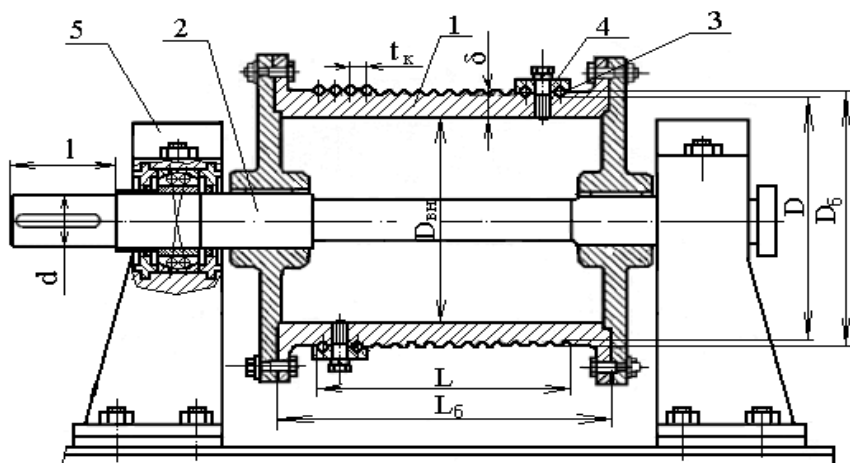
Для изменения направления движения и поддержания каната служат блоки. Они бывают подвижные и неподвижные. Система подвижных и неподвижных блоков, огибаемых канатом, образует полиспаст (рисунок 1.4). Характеристикой полиспаста является его кратность, которая показывает изменения нагрузки на одну ветвь каната. Полиспасты бывают одинарные и сдвоенные. Кратность одинарного полиспаста равна числу ветвей каната, воспринимающих нагрузку.



1 – барабан; 2 – неподвижный блок; 3 – подвижный блок

Рисунок 1.6 – Схемы полиспастов с различной кратностью

Для преобразования вращательного движения в поступательное при подъеме или опускании груза служат канатные барабаны (рисунок 1.7).



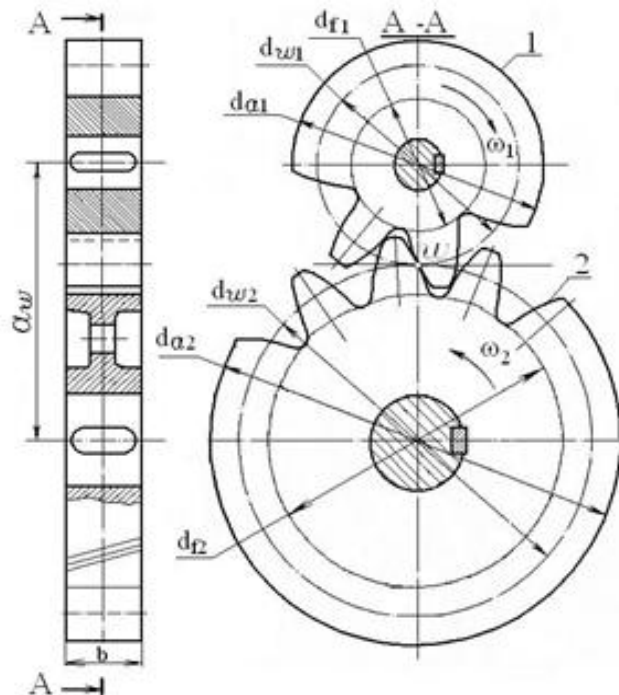
1 – корпус; 2 – вал; 3 – канат; 4 – планка прижимная; 5 – опора
($D_{вн}$, D , $D_б$ – диаметры внутренний, по дну канавки, по центру каната, соответственно; d и l – диаметр и длина выходного конца вала)

Рисунок 1.7 – Барабан для однослойной намотки каната

В приводах производственных машин частота вращения вала двигателя, как правило, не равна частоте вращения вала на выходе привода. Для согласования кинематических параметров привода применяют узлы, преобразующие движение, композиция которых определяется передаточной функцией. В случае, когда эта функция направлена на понижение частоты вращения, узел называется редуктором (от лат. *reductor* – отводящий назад, понижающий).

В состав редуктора входят механические передачи различного типа: цилиндрические (прямозубые, с наклонным зубом, шевронные), конические, червячные, планетарные и волновые, а также передачи с гибкой связью (ременные и цепные). В случае, когда выходные энерго-кинематические параметры привода не могут быть обеспечены одной передачей, используют необходимое количество сочетаемых передач, которые образуют двух- трех- или многоступенчатые редукторы.

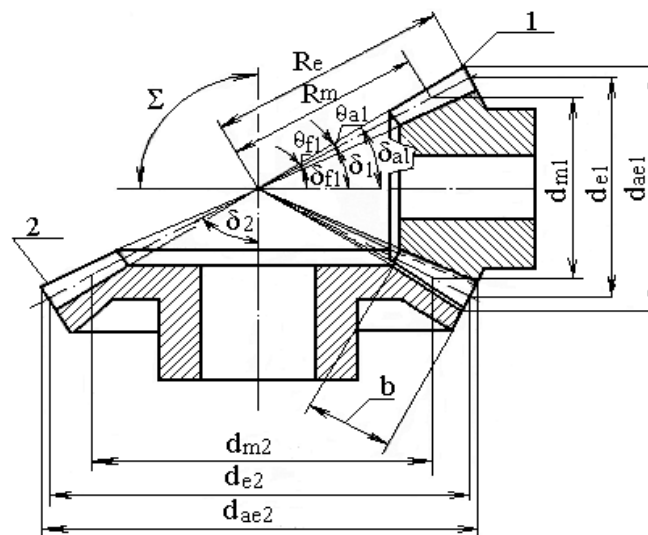
Цилиндрическая зубчатая передача (рисунок 1.8) осуществляет передачу вращательного движения между параллельными осями. Колеса, образующие ее, имеют начальные и делительные поверхности в виде цилиндров.



(d_{w1}, d_{w2} – диаметры начальных окружностей; d_{a1}, d_{a2} – диаметры окружностей выступов; d_{f1}, d_{f2} – диаметры окружностей впадин; a_w – межосевое расстояние; U – полюс зацепления)

Рисунок 1.8 – Передача цилиндрическая: 1, 2 – сопрягаемые колеса

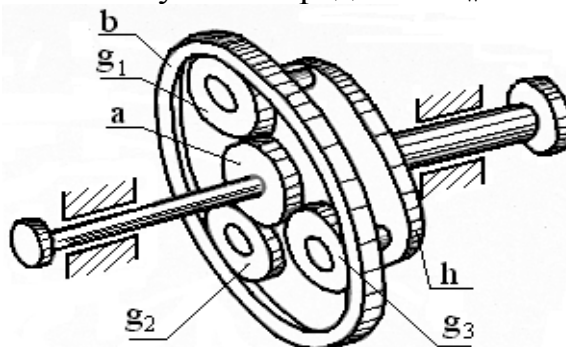
Коническая зубчатая передача (рисунок 1.9) осуществляет передачу вращательного движения между пересекающимися осями. У зубчатых колес конической передачи начальные и делительные поверхности конические.



(d_{m1}, d_{m2} – средние делительные диаметры; d_{e1}, d_{e2} – внешние делительные диаметры; d_{ae1}, d_{ae2} – внешние диаметры вершин зубьев; R_m, R_e – среднее и внешнее конусные расстояния; δ_1, δ_2 – углы делительных конусов колес; δ_{a1}, δ_{f1} – углы вершин и впадин; θ_a, θ_f – углы головки и ножки зуба соответственно; b – ширина зубчатого венца; Σ – межосевой угол).

Рисунок 1.9 – Передача коническая: 1, 2 – колеса ведущее и ведомое

Планетарная зубчатая передача (рисунок 1.10) – это механизм для передачи вращательного движения, в состав которого входят центральные колеса (**a**, **b**) на неподвижной оси и сопряженные с ними колеса (**g**) с перемещающимися осями вращения, называемые сателлитами. Звено, на котором установлены опоры сателлитов, называют водилом (**h**). Число сателлитов обозначается n_w . Наибольшее распространение получили передачи с $n_w = 3$.



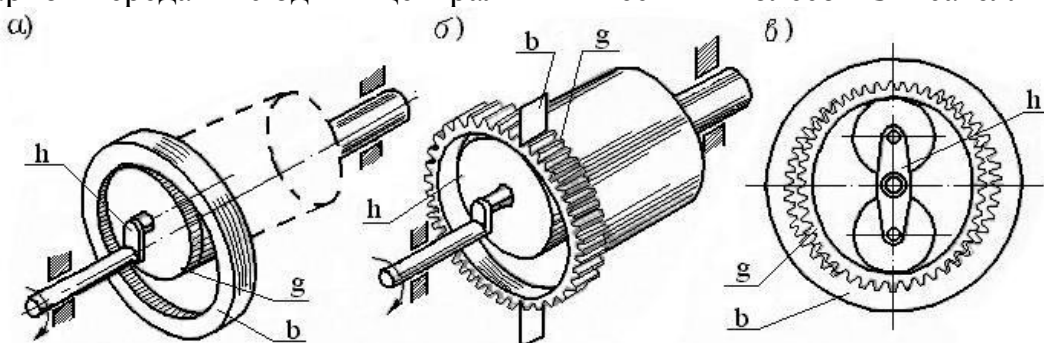
a, b – колеса центральные; h – водило; g_1, g_2, g_3 – сателлиты

Рисунок 1.10 – Передача планетарная

Передачи с подвижными осями могут передавать энергию от входа к выходу несколькими потоками, число которых равно количеству сателлитов.

Особенность конструкции планетарных передач определяет необходимость обеспечить: соосность валов центральных колес, требуемый зазор между сателлитами (условие соседства), а также вхождение звеньев в сопряжение при равных углах расположения сателлитов.

Волновая зубчатая передача (рисунок 1.11) – это механизм для передачи вращательного движения, который является конструктивной разновидностью планетарной передачи с одним центральным жестким колесом **b** и сателлитом **g**.



а) передача планетарная с одним сателлитом;

б) передача волновая с одной зоной зацепления;

в) передача волновая с двумя зонами зацепления

Рисунок 1.11 – Схема образования волновой передачи

Сателлит выполняется в виде тонкостенного гибкого цилиндра с зубчатым венцом и деформируется в процессе работы водилом **h** (генератором волн).

Волновая зубчатая передача передает вращательное движение посредством волн деформации, возбуждаемых в гибком элементе. Колеса передачи (жесткое и гибкое) образуют внутреннее зацепление. Зубчатый обод (венiec) гибкого колеса является частью тонкостенной конструкции, которая может быть выпол-

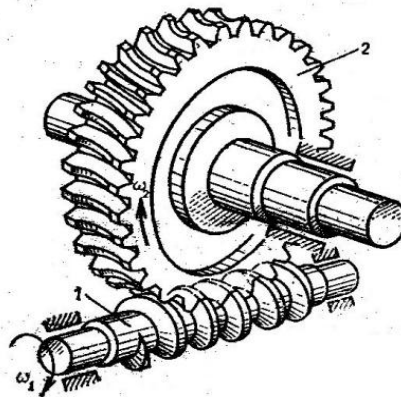
нена в виде стакана переходящего в вал или в виде трубы, связанной с валом зубчатой муфтой. Шип водила, на котором вращается сателлит, преобразован в кулачок или подобное ему устройство, называемое генератором волн **h**.

Разработаны конструкции волновых передач с дисковыми, кулачковыми, электромагнитными, пневмо- и гидромеханическими генераторами волн.

Вращательное движение между валами со скрещивающимися осями осуществляется *червячной* передачей, которая состоит из червяка 1 и сопряженного с ним червячного колеса 2 (рисунок 1.12).

Различают передачи с цилиндрическими червяками (начальная и делительная поверхности червяка – цилиндры) и глобоидными червяками (начальная и делительная поверхности червяка являются частью вогнутой поверхности тора).

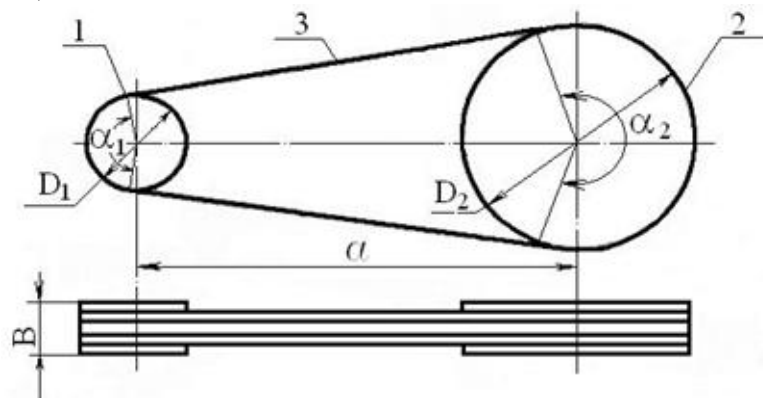
Червячные передачи дают возможность получения большого передаточного отношения в одноступенчатой передаче, плавность и бесшумность работы, возможность самоторможения.



1 – червяк;
2 – червячное колесо

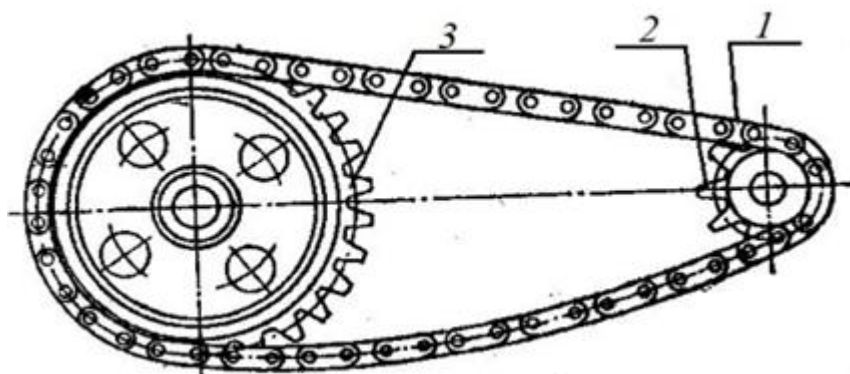
Рисунок 1.12 – Передача червячная

В приводах также используют передачи с гибкой промежуточной связью: *ременную* (рисунок 1.13) и *цепную* (рисунок 1.14). В качестве гибкой связи выступает ремень или цепь.



1 – шкив ведущий;
2 – шкив ведомый; 3 – ремень

Рисунок 1.13 – Передача ременная

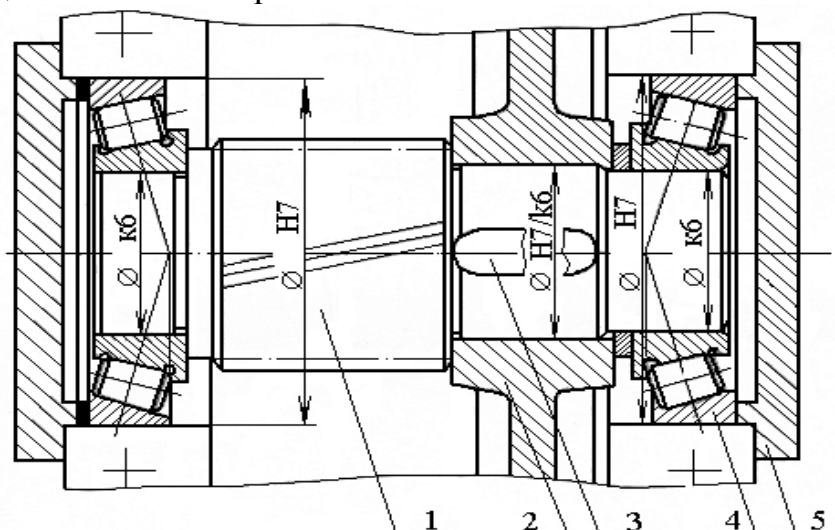


1 – цепь; 2 – звездочка ведомая;
3 – звездочка ведущая

Рисунок 1.14 – Передача цепная

Передающие движение элементы (колеса, звездочки, шкивы) устанавливают по определенной посадке на валы с использованием дополнительных связей (шпонок и других элементов).

Опоры валов (рисунок 1.15) служат для поддержания и обеспечения стабильной работы передачи. Подшипники, часть опоры вала, которые обеспечивают перемещение вала в опоре.



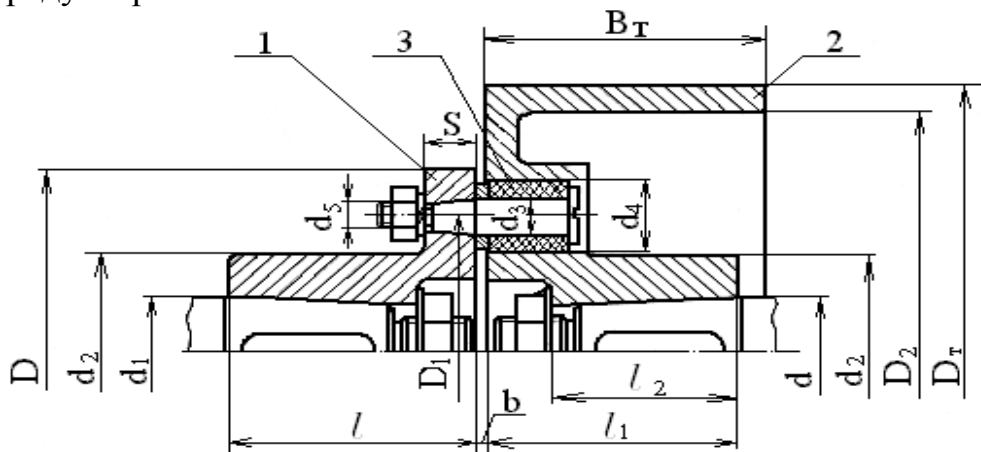
1 – вал - шестерня; 2 – колесо; 3 – шпонка;
4 – подшипник; 5 – крышка подшипника

Рисунок 1.15 – Вал с опорами

Узлы, комплектующие привод машины, соединяются между собой с помощью специальных устройств (муфт и т.п.). Приводные муфты передают вращательное движение и крутящий момент с одного вала на другой, расположенный соосно.

С помощью муфт решается кинематическая и силовая задача, а также ряд монтажных и эксплуатационных аспектов. Муфты бывают глухие, компенсирующие предельные и управляемые. На рисунке 1.16 представлена компенсирующая упругая втулочно – пальцевая муфта (МУВП), на которую может устанавливаться тормоз (размеры B_T и D_T соответствуют внутренним размерам тормозных колодок). Она, как правило, соединяет электродвигатель и редуктор,

демпфируя динамические нагрузки. Полумуфта под тормоз располагается со стороны редуктора.



1, 2 – полумуфты; 3 – упругий элемент

Рисунок 1.16 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

На рисунке 1.17 изображена зубчатая муфта, которая соединяет редуктор и барабан, компенсируя угловые отклонения валов под нагрузкой. При необходимости установления на ней тормоза, полумуфта, расположенная со стороны исполнительного органа выполняется по размерам тормозного шкива.

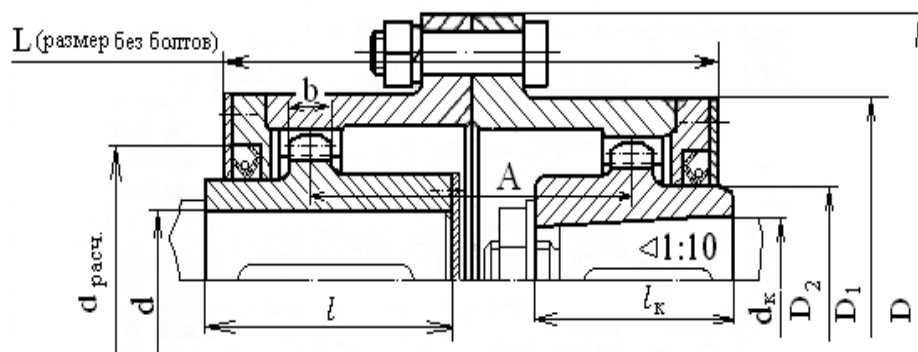
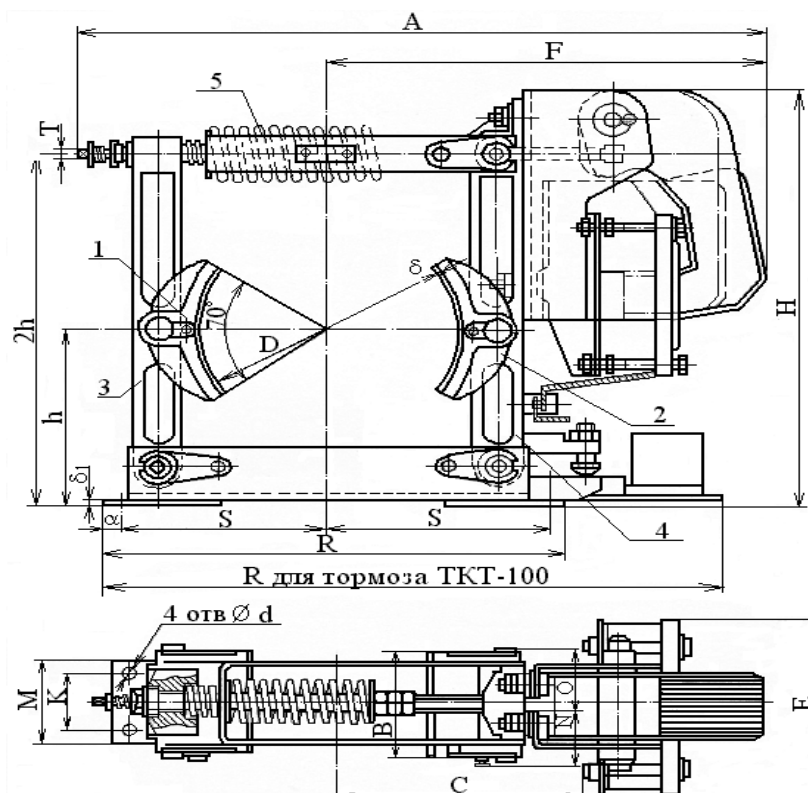


Рисунок 1.17 – Муфта зубчатая

Для остановки и пуска механизма служат *тормоза*. В машинах часто применяют тормоза, пристроенные к двигателю. В приводе возможна установка двух тормозов.

В приводах используются тормоза колодочные, ленточные, дисковые, конические. По направлению действия усилий нажатия на тормозной элемент они бывают с радиальным и осевым замыканием, по источнику замыкающей силы – ручные, пружинные, грузовые и гидравлические, а по характеру действия приводного усилия – закрытого типа (постоянно замкнуты внешней силой и размыкаются во время работы механизма), открытого типа (замыкаются для остановки механизма) и комбинированные (в нормальных условиях работают как открытого типа, в аварийных – закрытого). Тормоза бывают автоматические и управляемые.

На рисунке 1.18 представлена схема тормоза колодочного типа.



1, 2 – тормозные колодки; 3, 4 – рычаги; 5 – пружина

Рисунок 1.18 – Схема колодочного тормоза

1.8 Энерго-кинематические параметры привода машины

Энерго-кинематические параметры привода машин выражают ее способность работать в заданном нагрузочном режиме. Основными характеристиками привода являются мощность P_i , кВт, на валах и вращающий момент T_i , Н·м.

Валы вращаются с соответствующими угловыми скоростями ω_i , рад/с, при частоте вращения валов n_i , об/мин. Угловая скорость ω_i и частота вращения вала n_i связаны зависимостью

$$\omega_i = \pi \cdot n_i / 30. \quad (1.15)$$

Вращающий момент и мощность на валах связаны соотношениями через угловую скорость

$$T_i = 10^3 \cdot P_i / \omega_i. \quad (1.16)$$

При работе механизма происходят потеря мощности, которая отражается коэффициентом полезного действия η_m . Для многоступенчатого привода общий коэффициент полезного действия η_m равен произведению КПД каждой кинематической пары и других звеньев привода, где существует рассеивание энергии (подшипники, муфты и т.п.) $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (1.17)$$

Таким образом, эти потери обуславливают превышение требуемой мощности $P_{тр}$ по отношению к потребляемой (рабочей) P_p

$$P_{тр} = P_p / \eta_m. \quad (1.18)$$

В случае, когда выходные параметры заданы тяговым усилием F_p , N , и скоростью перемещения рабочего органа v_p , м/с, величина рабочей мощности P_p равна

$$P_p = 10^{-3} \cdot F_p \cdot v_p. \quad (1.19)$$

В случае, когда выходные параметры заданы вращающим моментом T_p , $N \cdot м$, и угловой скоростью ω_p , рад/с, величина рабочей мощности P_p равна

$$P_p = 10^{-3} \cdot T_p \cdot \omega_p. \quad (1.20)$$

По требуемой мощности, условиям эксплуатации и режиму работы привода с учетом продолжительности включения ПВ% выбирают электродвигатель. В случае, когда фактическая продолжительность включения ПВ_ф не совпадает с номинальными значениями ПВ_н, двигатель выбирают по значению номинальной мощности P_n , кВт

$$P_n = P_{\phi} \cdot (PВ_{\phi} / PВ_n)^{1/2}, \quad (1.21)$$

где P_{ϕ} – фактический расход мощности, кВт; ПВ_н – из технической документации.

Если кинематическая схема привода состоит из последовательно соединенных передач, то мощность передаваемая каждым последующим валом, начиная от вала двигателя, рассчитывают с учетом потерь на соответствующей ступени:

$$P_1 = P_{дв}; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1}, \quad (1.22)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_k$ – мощность на 1-, 2-, ..., k-м валах привода; $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_{k-1}$ – коэффициенты полезного действия 1-, 2-, ..., (k-1)-й ступени соответственно.

Зависимость между частотами вращения вала двигателя $n_{дв}$ и выходного вала привода $n_{вых}$ определяет общее передаточное отношение $i_{пр}$ привода машины

$$i_{пр} = n_{дв} / n_{вых}. \quad (1.23)$$

Передаточное отношение привода, в состав которого входит несколько передач, равно

$$i_{пр} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_k, \quad (1.24)$$

где $i_1, i_2, \dots, i_k$ передаточные отношения 1-, 2-, ..., k-й ступени привода.

Установление передаточных отношений передач, составляющих привод машины, производят в соответствии с нормативными рекомендациями.

Частота вращения последовательно рассмотренных валов привода $n_1, n_2, \dots, n_k$ определяется соотношениями:

$$n_1 = n_{дв}; n_2 = n_{дв}/i_1; \dots; n_k = n_{k-1}/i_k. \quad (1.25)$$

Вращающий момент T (Н·м) для каждого вала рассчитывают по формулам

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_1/n_1; T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_2/n_2; \dots; T_k = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_k/n_k. \quad (1.26)$$

Вращающие моменты T (Н·м) в планетарных передачах рассчитывают на основании соотношений (без учета сил трения):

$$T_h/T_a = i_{ah}^{(b)}; T_h/T_b = i_{bh}^{(a)}; T_b/T_a = i_{ab}^{(h)}, \quad (1.27)$$

где T_a, T_b, T_h – моменты внешних сил, приложенных соответственно к колесам **a, b** и водилу **h**; $i_{ah}^{(b)}, i_{bh}^{(a)}, i_{ab}^{(h)}$ – передаточные отношения пар звеньев механизма (**a – h, b – h, a – b**) при остановленном соответствующем третьем звене (**b, a, h**).

Уравнение равновесия внешних вращающих моментов в планетарных механизмах служит для контроля и имеет вид

$$T_h - T_b - T_a = 0. \quad (1.28)$$

Коэффициент полезного действия планетарных передач выражают через коэффициент потерь передачи, полученный при условной остановке водила с учетом сохранения нагрузок и относительных скоростей.

2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Механическими передачами называют механизмы, которые служат для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов (вращательное в поступательное и т.п.) и законов движения.

Механические передачи применяют в машинах в случаях, когда: требуемые скорости движения рабочих органов машины не совпадают с оптимальными скоростями двигателя; необходимость работы с большими моментами на выходе; при необходимости применять поступательное движение с заданным законом изменения скорости при первичном источнике энергии в виде двигателя, создающего равномерное вращательное движение; при конструктивной невозможности соединения двигателя с исполнительными механизмами.

По принципу работы разделяют:

- передачи зацеплением с непосредственным контактом (зубчатые, червячные, винт – гайка) и с гибкой связью (цепные);
- передачи трением с непосредственным контактом тел качения (фрикционные) и с гибкой связью (ременные).

В зависимости от назначения передачи выполняют с постоянным или переменным (регулируемым) передаточным отношением. Основными характеристиками механических передач являются: передаточное отношение, передаваемый момент и коэффициент полезного действия.

2.1. Фрикционные передачи

Передачи движения во фрикционных передачах осуществляется за счет сил трения между прижатыми друг к другу звеньями.

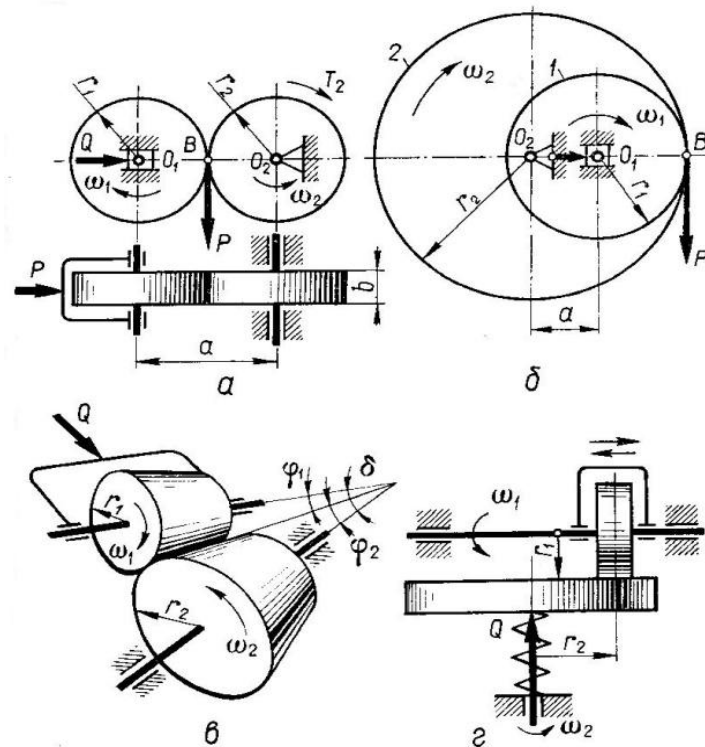
Достоинства фрикционных передач: простота конструкции, бесшумность, возможность бесступенчатого регулирования передаточного отношения и т. п.

Недостатки фрикционных передач: необходимость прижимного усилия, обеспечивающего контакт звеньев; проскальзывание элементов друг относительно друга, что приводит к сбою передаточного отношения; склонность к повышенному износу контактирующих элементов и т.п.

Фрикционные передачи различаются на передачи с жесткой связью, когда движение от ведущего к ведомому элементу передается непосредственным контактом и передачи с гибкой связью, когда движение между звеньями, расположенными на расстоянии друг от друга, передается с помощью гибкого элемента.

Фрикционные передачи с жесткой связью.

Фрикционная передача с жесткой связью состоит из двух тел качения, прижатых друг к другу с заданной силой. При вращении ведущего звена в месте контакта возникают силы трения, которые приводят в движение ведомое звено. В случае, когда оси контактирующих элементов параллельны между собой, звенья имеют форму цилиндров. А когда оси пересекаются, то движение передается телами качения, имеющими коническую поверхность. На рисунке 2.1 представлены схемы фрикционных передач с жесткой связью.



- а) с цилиндрическими катками с внешним касанием;
 б) с цилиндрическими катками с внутренним касанием; в) с коническими катками;
 г) фрикционная передача с телами качения в виде диска и катка

Рисунок 2.1 - Виды фрикционных передач

Фрикционные передачи, которые преобразуют вращательное движение ведущего звена в поступательное ведомого могут быть выполнены с одним катком (рисунок 2.2, а), когда вес ведомого звена обеспечивает необходимое усилие прижима; с двумя катками (рисунок 2.2, б), когда ведомое звено 3 прижимается свободно вращающимся катком 2 к ведущему катку 1 и др.

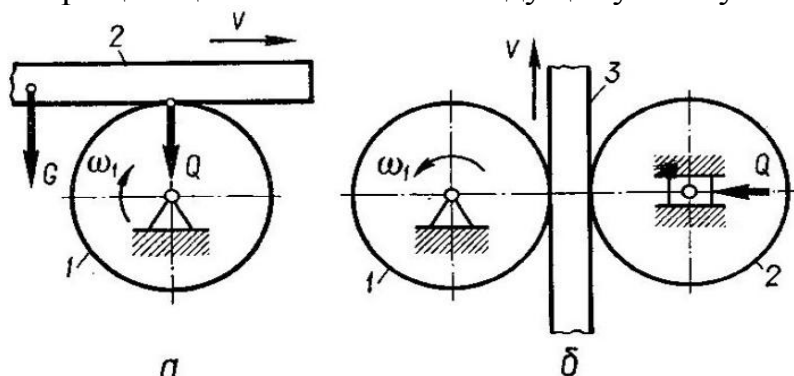


Рисунок 2.2 - Схемы фрикционных передач для преобразования вращательного движения в поступательное

Фрикционные передачи бывают с постоянным и переменным регулируемым передаточным отношением.

Передачи с переменным регулируемым передаточным отношением, которые называют вариаторами применяют в механизмах, машинах (агрегатах), где требуется бесступенчато изменять передаточное отношение называют *вариаторами*.

Вариаторы выполняют с непосредственным касанием рабочих тел трения (рисунок 2.3, а), когда регулирование осуществляется перемещением одного из катков и с промежуточным звеном, когда регулировка происходит перемещением промежуточного звена (рисунок 2.3, б).

Диапазон регулирования $i_{max}/i_{min} = 2,5 \dots 5$.

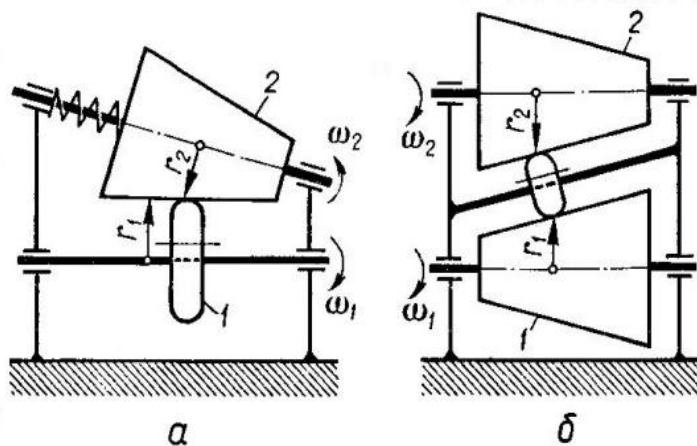


Рисунок 2.3 – Схемы вариаторов

При работе фрикционных передач имеет место проскальзывание контактирующих элементов по причине несовпадения величин окружных скоростей точек контакта ведущего и ведомого звеньев, т.к. фактический контакт катков под действием усилия нажатия происходит не по линии или точке, а по площадке, что приводит к нестабильности передаточной функции отношения.

Упругое геометрическое скольжение учитывается коэффициентом проскальзывания ξ , который определяется экспериментально и используется для установления фактических параметров передаточной функции

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = (1 - \xi) \frac{r_2}{r_1} . \quad (2.1)$$

Коэффициент ξ изменяется от 0,002 до 0,05 в зависимости от вида передачи.

Для предотвращения проскальзывания в процессе работы создают некоторый запас сцепления катков, который характеризуется коэффициентом запаса сцепления k .

$$k = \frac{F}{P} = \frac{Q f r_2}{T_2} > 1 , \quad (2.2)$$

где f – коэффициент трения; F – сила трения; Q – сила прижатия катков друг к другу; T_2 – момент сопротивления, приложенный к катку 2.

Вращение катка 2 возможно в случае, когда сила трения F будет равна окружной силе P на радиусе r_2 ($P = T_2 / r_2$).

Необходимое усилие Q прижатия катков

$$Q = k \frac{T_2}{f r_2} = k \frac{P}{f} . \quad (2.3)$$

Проскальзывание происходит по причине несовпадения величин окружных скоростей точек контакта ведущего и ведомого звеньев, т.к. фактический контакт катков под действием усилия нажатия происходит не по линии или точке, а по площадке.

Материалы фрикционных катков должны иметь большие коэффициент трения и модуль упругости, а также быть износостойкими.

Наименьшее геометрическое скольжение имеет место во фрикционных парах: закаленная сталь – закаленная сталь; закаленная сталь – чугун, которые могут работать всухую и со смазкой.

Рабочие поверхности металлических катков выходят из строя вследствие выкрашивания (при работе со смазкой) и износа (при работе всухую). Это обстоятельство определяет, что расчет на прочность элементов передачи следует проводить по контактным напряжениям, основываясь на теории Герца, описывающей напряженно – деформированное состояние при контактном нагружении и устанавливают по ней геометрические параметры передачи.

В случае, когда за основной параметр передачи принято межосевое расстояние между элементами, его величина устанавливается по формуле Герца для двух сжатых цилиндров подстановкой соответствующих компонентов.

$$a = (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 E k}{\psi f} (0,418 / u \sigma_{HP})^2} , \quad (2.4)$$

где $\psi = b/a$ – коэффициент ширины катков (обычно $\psi = 0,2 \dots 0,4$ при ширине катков b); f – коэффициент трения материалов катков; σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа: для пары сталь – сталь при работе всухую $\sigma_{HP} = (1,2 \dots 1,5) HB$, при работе в масле $\sigma_{HP} = (2,5 \dots 3,0) HB$; u – передаточное

число; E – приведенный модуль упругости, МПа; k – коэффициент запаса сцепления; T_2 – крутящий момент на ведомом валу, Н·м ($T_2 = P_2 / \omega_2$, где P_2 , кВт, мощность на ведомом валу; ω_2 , рад/с, $\omega_2 = \pi n_2 / 30$; n_2 , об/мин – частота вращения ведомого вала).

После установления межосевого расстояния рассчитываем диаметры катков, мм:

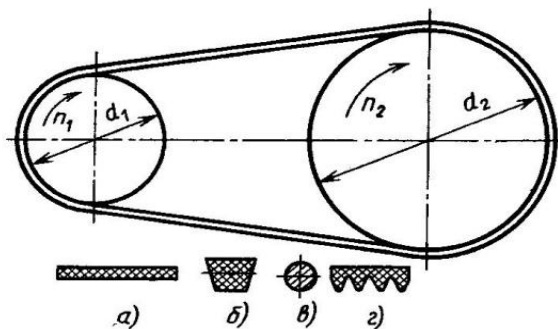
- ведущего $d_1 = 2a \cdot (u + 1)$;
- ведомого (при коэффициенте скольжения ξ) $d_1 \cdot u(1 - \xi)$;

Ширина катков $b = a \cdot \xi$, мм.

Усилия нажатия катков $Q = \frac{k \cdot T_2 \cdot 2}{f d_2}$

Фрикционные передачи с гибкой связью.

Фрикционные передачи, в которых в качестве гибкого органа применяются ремни называются ременными передачами. Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружную силу с помощью трения (рисунок 2.4).



а) плоские ремни; б) клиновые ремни;
в) круглые ремни; г) поликлиновые ремни
Рисунок 2.4 – Схема ременной передачи

Ременные передачи возможны с двумя или несколькими ведомыми шкивами. Натяжение ремня производится натяжными устройствами различного типа: по салазкам (рисунок 2.5, а), когда натяжение обеспечивается перемещением одного из шкивов; поворотом качающейся плиты (рисунок 2.5, б) и др.

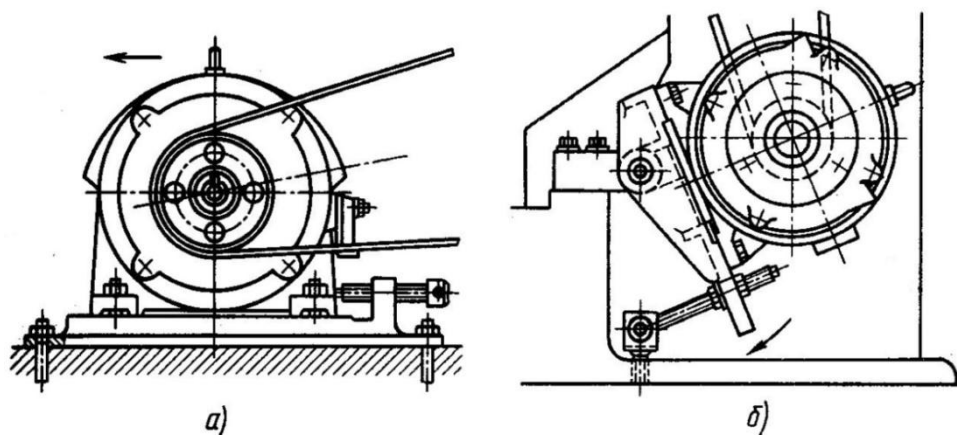


Рисунок 2.5 – Устройства натяжения ремня

По взаимному расположению валов и направлению их вращения ременные передачи могут быть открытыми (рисунок 2.6, *а*), перекрестными (рисунок 2.6, *б*) и полуперекрестными (рисунок 2.6, *в*).

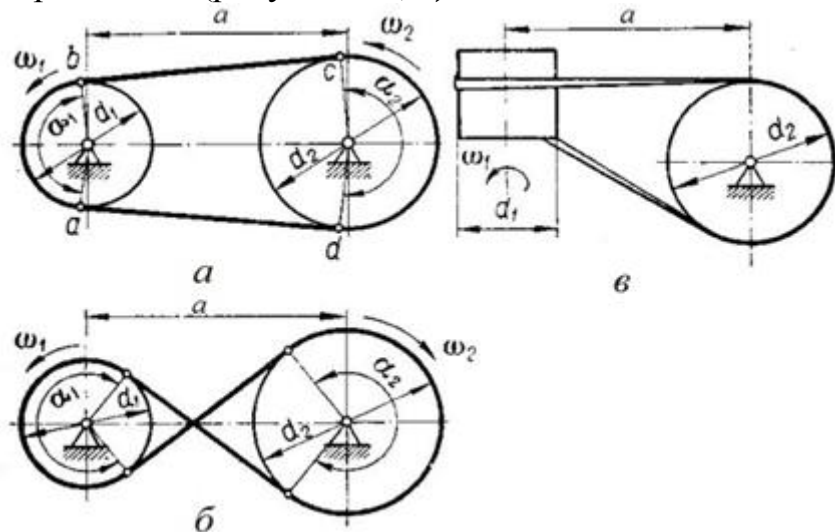


Рисунок 2.6 – Схемы ременных передач

По конструкции ремни бывают плоскими (рисунок 2.4, *а*), клиновыми (рисунок 2.4, *б*), круглыми (рисунок 2.4, *в*) и поликлиновыми (рисунок 2.4, *г*). В ряде случаев применяют ремни, в которых передача движения осуществляется зацеплением с помощью зубчатого ремня.

Ремни бывают сшивные и бесшовные. Бесшовные (бесконечные замкнутые) ремни являются наиболее пригодными для работы. Клиновые и поликлиновые ремни изготавливаются только бесшовными. Плоские сшивные ремни соединяются сшивкой, склейкой и металлическими соединениями (рисунок 2.7).

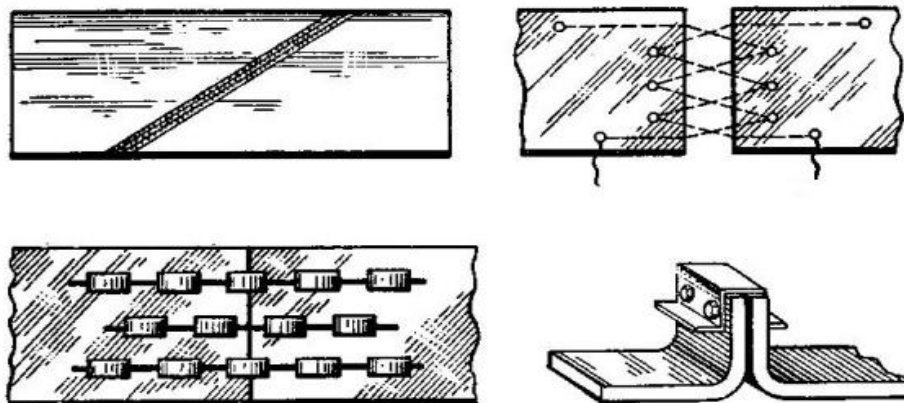


Рисунок 2.7. – Способы сшивки ремней

Клиновой ремень для передач общего назначения (рисунок 2.8) состоит из корд тканевого прорезиненного слоя 1, работающего на растяжение, резинового или резиноктаневого слоя 2, работающего на сжатие и обертки 3 в виде нескольких слоев прорезиненной ткани, намотанной диагонально.

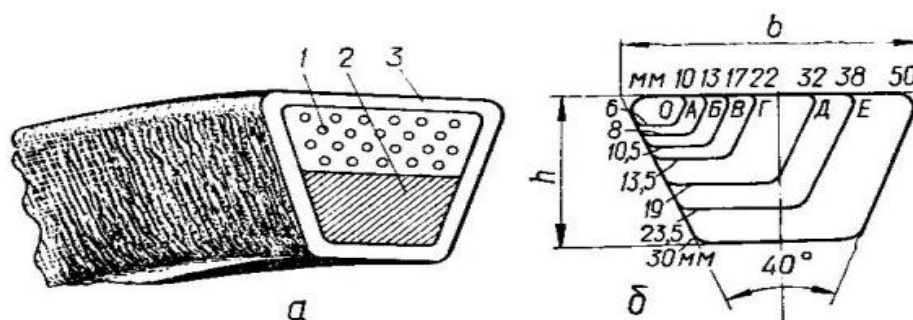


Рисунок 2.8 – Клиновой ремень

Длина ремней и размер поперечного сечения стандартизованы.

Зубчатые бесконечные плоские ремни имеют выступы на внутренней поверхности (рисунок 2.9). Они изготавливаются из резины или полиуретанового каучука, армированных стальными или стекловолоконными тросами.

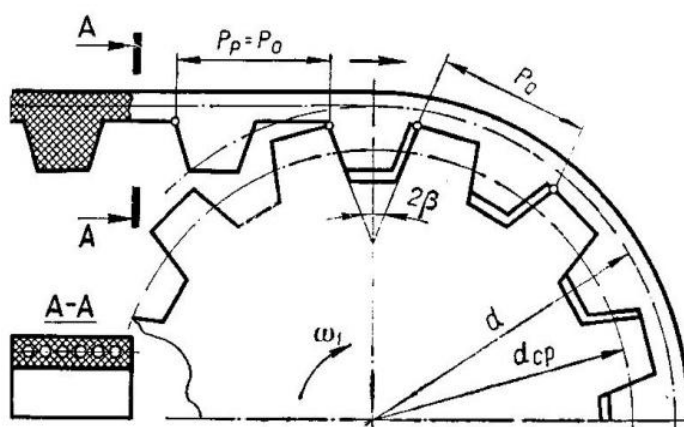
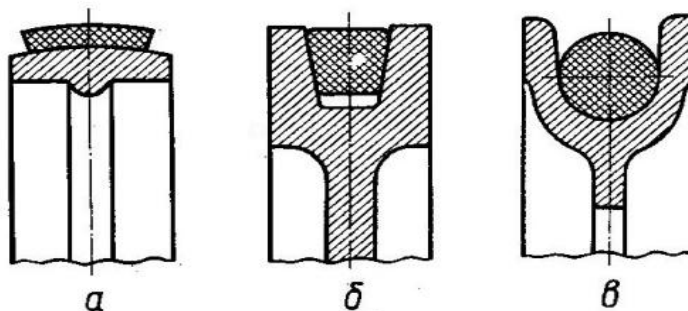


Рисунок 2.9 – Зацепление зубчатого ремня со шкивом

Шкивы выполняют из чугуна, легких сплавов, и пластмасс. Форма обода шкива зависит от профиля ремня (рисунок 2.10).



а) плоского; б) клинового; в) круглого

Рисунок 2.10 – Форма ободов шкивов для ремней разных профилей

Профили канавок шкивов для клиновых ремней стандартизованы.

Кинематические характеристики ременной передачи характеризуются передаточной функцией, которая отражена передаточным отношением i_{12} и предопределяет величину передаточного числа u_{21}

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}, \quad (2.5)$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости шкивов; d_1 и d_2 – диаметры шкивов ведущего и ведомого соответственно.

Величина передаточного числа u_{21} устанавливается по нормативным признакам с учетом документальных рекомендаций по размерам шкивов

$$u_{21} = d_{2\phi} / d_{1\phi}. \quad (2.6)$$

Окружные скорости на ведущем и ведомом звеньях равны соответственно

$$v_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}; \quad v_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2}. \quad (2.7)$$

Однако в ременных передачах ведущие и ведомые ветви гибкого звена при работе имеют различное натяжение (рисунок 2.11).

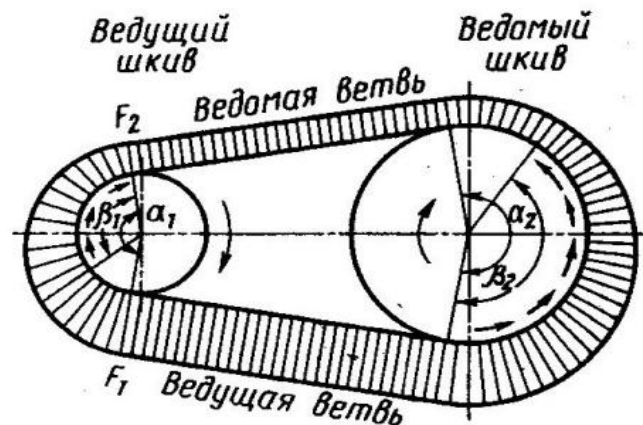


Рисунок 2.11 – Скольжение в ременной передаче

Неравенство натяжений приводит к упругому скольжению на шкивах и неравенству окружных скоростей v_1 и v_2 , а передаточное число u_{21} при работе имеет отклонение от заданной величины. Величина скольжения оценивается коэффициентом скольжения ξ

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \quad (2.8)$$

следовательно, $d_2 \omega_2 = (1 - \xi) d_1 \omega_1$, откуда

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{(1 - \xi) d_1}. \quad (2.9)$$

Кривые скольжения получают экспериментально: при постоянном натяжении ремня F_0 постепенно повышают полезную нагрузку F_t и измеряют скольжение ξ .

Начальное натяжение ремня F_0 выбирают по условиям, при котором ремень мог бы передавать полезную нагрузку, сохраняя натяжение и долговечность в течение заданного времени.

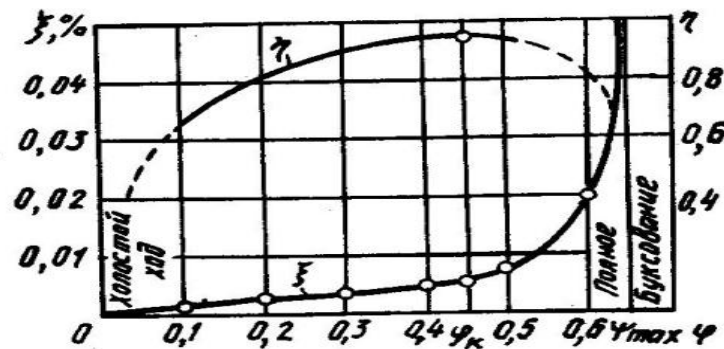


Рисунок 2.12 – Кривые скольжения и КПД

Кривые скольжения и КПД показывают, что оптимальная нагрузка ременных передач лежит в зоне критических значений коэффициента тяги φ

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_F}{2\sigma_0}, \quad (2.10)$$

где F_1 и F_2 – натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня.

Окружная сила на шкивах или передаваемая нагрузка ремня, H , с учетом коэффициента динамичности нагрузки K_F при заданных режимах работы устанавливается формулой

$$F_t = \frac{2K_F T}{d} = \frac{10^3 K_F P}{v}, \quad (2.11)$$

где T – момент, Н·м, на шкиве диаметром d , м; P – передаваемая мощность, кВт; K_F – коэффициент динамичности ($K_F = 1,0 \dots 1,6$).

Напряжения σ_{Ft} от передаваемой окружной силы F_t устанавливают по формуле

$$\sigma_{Ft} = \frac{F_t}{A}, \quad (2.12)$$

где A – площадь сечения ремня, мм².

Значение начальных напряжений $\sigma_0 = F_0/A$. Для плоских и клиновых ремней

$$\sigma_0 = (1,2 \dots 1,8) \text{ МПа}. \quad (2.13)$$

Центробежная сила вызывает напряжение растяжения $\sigma_{ц}$, МПа, в ремне

$$\sigma_{ц} = 10^6 \gamma v^2, \quad (2.14)$$

где v – скорость ремня, м/с; γ – плотность материала ремня, кг/м³.

Напряжение изгиба $\sigma_{и}$ ремня толщиной δ на шкиве диаметром D и модуле упругости E

$$\sigma_{и} = E \frac{\delta}{D}. \quad (2.15)$$

Суммарные напряжения в ремне (рисунок 2.13):

- в ведущей ветви

$$\sigma = \frac{F_1}{A} + \sigma_{\text{ц}}; \quad (2.16)$$

- в ведомой ветви (минимальные напряжения)

$$\sigma_{\min} = \frac{F_2}{A} + \sigma_{\text{ц}}; \quad (2.17)$$

- максимальные напряжения на дуге покоя ведущего малого шкива

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{A} + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{ц}}; \quad (2.18)$$

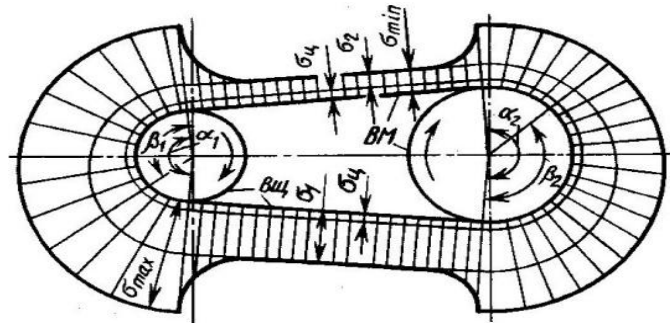


Рисунок 2.13 – Эпюра суммарных напряжений

Выражение (2.18) используют в расчетах на долговечность, заменив при этом $\sigma_{\max}$ на предельное напряжение по выносливости на основе кривой усталости Велера.

Допускаемое напряжение для ремней нормальных и узких сечений в реальных условиях эксплуатации

$$[\sigma_{Ft}] = \sigma_{Ft} C_{\alpha} C_P, \quad (2.19)$$

где C_{α} – коэффициент влияния угла обхвата; C_P – коэффициент режима работы; σ_{Ft} – напряжение от передаваемой нагрузки, полученное по напряжению растяжения ведущей ветви ремня σ_1 на основании условия сцепления по Эйлеру.

Мощность, которую может передать один ремень в реальных условиях, устанавливают по формуле

$$[P_1] = P_0 C_{\alpha} C_P C_L C_u, \quad (2.20)$$

где C_L – коэффициент длины ремня; C_u – коэффициент передаточного числа; P_0 – базовая величина мощность, установленная нормативными документами.

Необходимое количество ремней z , которое необходимо для передачи мощности P

$$z = \frac{PK_F}{[P_1]C_z}, \quad (2.21)$$

где C_z – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между ремнями.

Сила предварительного натяжения ремня F_0 зависит от мощности на ведущем шкиве P_1 , кВт, окружной скорости v , м/с; коэффициентов угла обхвата C_α и режима C_p , а также массы одного метра длины ремня q_m , кг и равна:

- для клинового ремня

$$F_0 = \left(\frac{780 P_1}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z} \right) + q_m \cdot v^2 ; \quad (2.22)$$

- для поликлинового ремня

$$F_0 = \left(\frac{780 P_1}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p} \right) + 0,1 q_m \cdot v^2 ; \quad (2.23)$$

Сила, действующая на вал под шкивом Q, Н

$$Q = 2F_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1/2) . \quad (2.24)$$

2.2. Механические передачи зацеплением

Передача движения в приводе машины осуществляется с помощью механизмов, в состав которых входят вращающиеся звенья, контактирующие по высшей кинематической паре. Параметры механизмов устанавливаются целевой функцией, основанной на передаточной функции и отражающей соотношения входных и выходных параметров привода. Для механизмов с вращающимися звеньями кинематическая передаточная функция отождествляется с передаточным отношением. Передача движения между звеньями происходит по сопряженным поверхностям. Контактующие поверхности будут сопряжены, если вектор скорости относительного движения в любой точке контакта находится в касательной плоскости, а общая нормаль к нему перпендикулярна.

Воспроизведение передаточного отношения устанавливается на основании теоремы о соотношении скоростей в высшей кинематической паре, где показано, что нормаль в точке контакта профилей двух звеньев, совершающих вращательное движение, делит расстояние между центрами вращения на отрезки обратно пропорциональные угловым скоростям этих звеньев.

Геометрические места точек на плоскостях пары звеньев, приходящих в соприкосновение по линии центров называют центроидами относительного движения. Перекачивание центроид без скольжения друг относительно друга воспроизводит передаточную функцию механизма.

В случае, когда общая нормаль пары звеньев проходит через одну и ту же точку на линии центров называемую полюсом, отношение угловых скоростей будет величиной постоянной, а центроиды в этом случае называют начальными окружностями. Сопряженные профили располагается относительно центроид так, чтобы в любой точке контакта нормаль проходит через полюс.

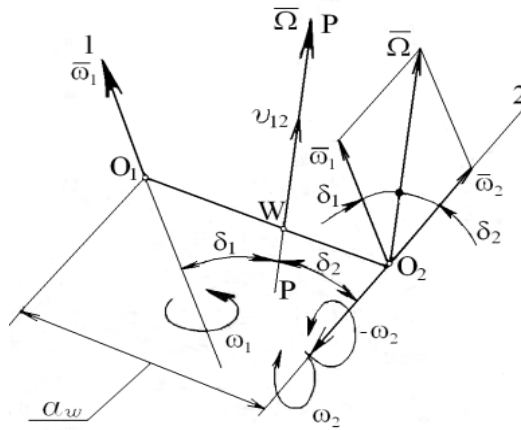


Рисунок 2.14 – Схема кинематических характеристик вращающихся звеньев, сопряженных по высшей кинематической паре

В общем случае расположения осей 1 и 2 сопряженных звеньев (рисунок 2.14), при передаче вращательного движения с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 перемещение звена 2 относительно звена 1 представляет собой вращение вокруг и скольжение вдоль мгновенной оси $P - P$, проходящей через точку W , лежащую на линии O_1O_2 кратчайшего расстояния между осями звеньев.

Положение точки W определяется из условия

$$O_1W / O_2W = \tan \delta_1 / \tan \delta_2, \quad (2.25)$$

где δ_1 и δ_2 – углы, образованные осями пары звеньев с мгновенной осью относительного движения.

Мгновенная ось вращения и скольжения параллельна вектору относительной скорости $\overline{\Omega}$, направление и величину которого устанавливают на основании теоремы сложения угловых скоростей $\overline{\omega_1}$ и $\overline{\omega_2}$

$$\overline{\Omega} = \overline{\omega_1} + \overline{\omega_2}. \quad (2.26)$$

Линейная скорость поступательного перемещения одного звена относительно другого отождествляется со скоростью скольжения $V_{ск}$

$$v_{ск} = v_{12} = O_1O_2 \cdot \omega_1 \cdot \omega_2 \cdot \sin \delta / \Omega, \quad (2.27)$$

где δ – угол скрещивания между осями вращения сопрягаемых пары звеньев.

Когда скорость скольжения равна нулю, относительное движение будет только вращательным с относительной угловой скоростью $\overline{\Omega}$.

На основании соотношения (2.1) передаточное отношение i_{12} между двумя вращающимися сопряженными звеньями 1 и 2 устанавливается зависимостью

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = O_2W \cdot \cos \delta_2 / (O_1W \cdot \cos \delta_1), \quad (2.28)$$

где O_1W и O_2W – радиусы начальных окружностей центроид пары звеньев.

Передаточное отношение будет величиной постоянной в случае, когда угловые скорости ω_1 и ω_2 и углы δ_1 и δ_2 неизменны во времени.

В случае, когда имеет место движение с относительной угловой скоростью Ω с одновременным перемещением контактирующих элементов вдоль мгновенной оси P–P со скоростью v_{12} , т.е. происходит винтовое движение с параметром h

$$h = v_{12}/\Omega. \quad (2.29)$$

Поверхности, которые описывает мгновенная ось относительного движения звеньев передачи в системе координат каждого из них называют аксоидными.

В случае, когда оси звеньев перекрещиваются в пространстве, аксоидами в относительном движении будут однополостные гиперboloиды вращения (рисунок 2.15).

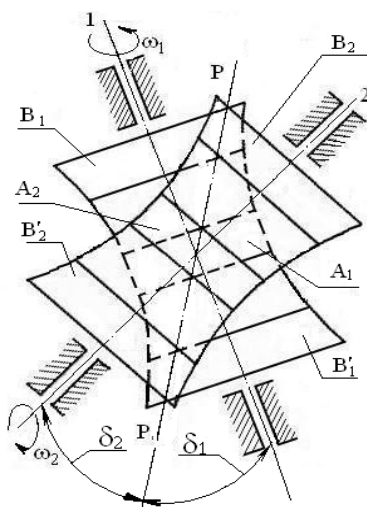


Рисунок 2.15 – Аксоиды звеньев со скрещивающимися осями

Нормаль к поверхности гиперboloидов пройдет через их оси вращения, и движение в этом случае можно передать только силами трения, прижимая звенья. Чтобы избежать этого для передачи движения звеньям придают форму, при которой нормаль к поверхности не проходит через их оси вращения, а касательная плоскость проходит через векторы угловой и линейной скоростей. При этом образуются новые гиперboloиды, касание которых с аксоидными гиперboloидами происходит в точке.

При точечном касании в качестве начальных поверхностей можно принимать не только гиперboloиды вращения, но и более простые по своей форме поверхности.

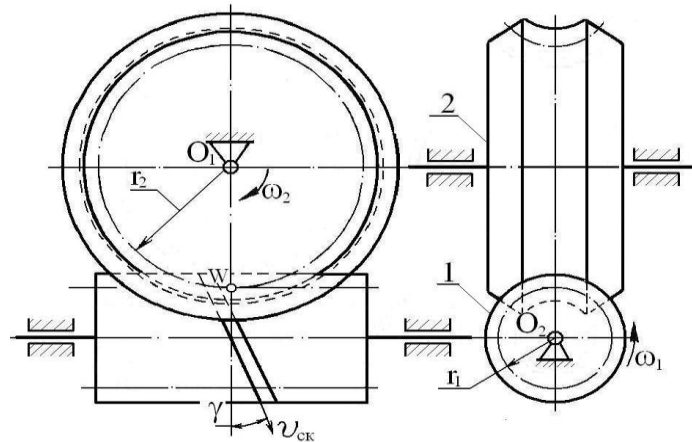
В частности, это могут быть круглые цилиндры, построенные у горловин гиперboloидов и касающиеся друг друга в точке, лежащей на линии кратчайшего расстояния между осями колес (A_1 и A_2 на рисунке 2.2) и образующие винтовую передачу, или конусы с несовпадающими вершинами, имеющие также точечный контакт (B_1 и B_2 , B'_1 и B'_2 на рисунке 2.2) и образующие гипоидную передачу.

Замена одного из цилиндров с винтовой линией на цилиндрическое колесо позволяет получить червячную передачу.

Распространение получили червячные передачи, в которых оси элементов скрещиваются под углом 90° (рисунок 2.16). Цилиндр с винтовой линией при-

нято называть червяком, а сопряженный с ним цилиндр, на котором расположены зубья с наклоном – червячным колесом.

Угол подъема линии витка червяка γ влияет на габариты и коэффициент полезного действия червячной передачи.



r_1, r_2 – радиусы начальных окружностей 1-го и 2-го звена соответственно;

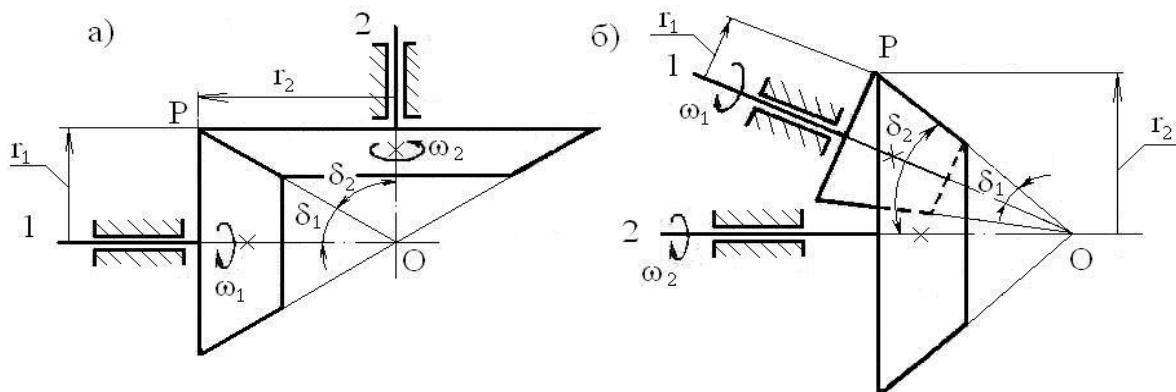
γ – угол подъема линии витка червяка

Рисунок 2.16 – Передача червячная

В случае, когда оси звеньев пересекаются, ось относительного вращения расположена в плоскости осей звеньев, проходит через точку пересечения этих осей и делит угол между ними на углы, синусы которых обратно пропорциональны угловым скоростям. Аксоидные поверхности представляют собой конусы с общей вершиной: с внешним касанием (рисунок 2.17, а) или с внутренним касанием (рисунок 2.17, б).

Относительное движение воспроизводится перекачиванием этих поверхностей без скольжения.

Осью относительного вращения является общая образующая аксоидных конусов по которой они соприкасаются. Эти аксоидные поверхности можно принять в качестве начальных конусов.

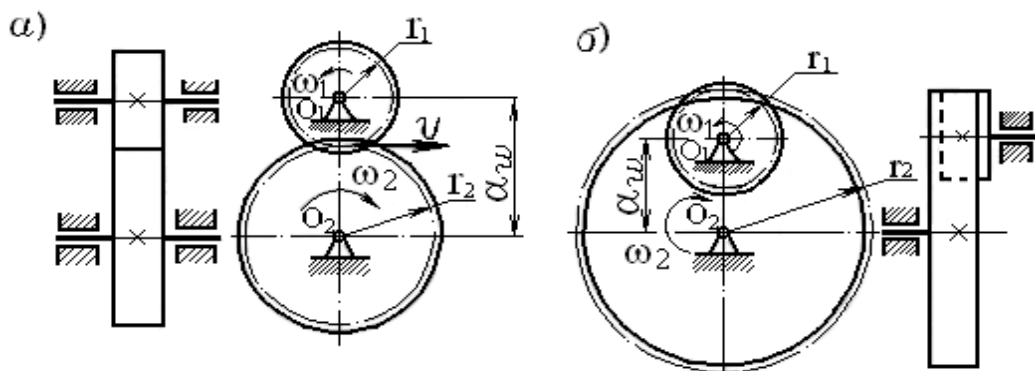


а) внешнее касание звеньев; б) внутреннее касание звеньев.

($\delta_1, \delta_2, r_1, r_2$ – углы конусности и радиусы внешних окружностей конусов соответственно 1-го и 2-го звеньев)

Рисунок 2.17 – Передача коническая

В случае, когда оси звеньев параллельны друг другу, аксоидными поверхностями будут цилиндры с внешним касанием (рисунок 2.18, а) или с внутренним касанием (рисунок 2.18, б). Относительное движение воспроизводится перекачиванием этих поверхностей без скольжения. Эти аксоиды можно принять в качестве начальных поверхностей элементов цилиндрической передачи.



а) внешнее касание звеньев; б) внутреннее касание звеньев
(r_1, r_2 – радиусы начальных окружностей соответственно 1-го и 2-го звеньев)

Рисунок 2.18 – Передача цилиндрическая

Передаточные отношения между элементами механических передач вращения устанавливаются соотношениями угловых скоростей звеньев:

- для цилиндрических передач

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1; \quad (2.30)$$

- для конических передач

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1; \quad (2.31)$$

- для конических ортогональных передач ($\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$)

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2; \quad (2.32)$$

- для передач, оси которых скрещиваются в пространстве

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / (r_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma). \quad (2.33)$$

Знак передаточного отношения зависит от направления угловых скоростей, т.е. когда направление вращения сопрягаемых элементов противоположны друг другу устанавливается знак «минус» (внешнее зацепление пары колес), а при одинаковой направленности – знак «плюс» (внутреннее зацепление пары колес).

Механизмы могут быть образованы колесами с неподвижными и подвижными осями. Механизмы с колесами, которые вращаются вокруг осей не перемещающихся в пространстве называют рядовыми.

В зависимости от заданного общего передаточного отношения и выбранной схемы передачи могут быть одно-, двух- и многоступенчатые.

Для рядовых механизмов, состоящих из нескольких пар колес m общее передаточное отношение получают перемножением передаточных отношений каждой пары, взятых со своими знаками

$$i_{1n} = \omega_1 / \omega_n = (-1)^m \cdot (i_{12}) \cdot (i_{23}) \cdot \dots \cdot (i_{(n-1)n}). \quad (2.34)$$

Знак передаточного отношения при четном количестве внешних зацеплений положительный, при нечетном – отрицательный. В случае, когда передача вращательного движения осуществляется зубчатыми колесами их начальные поверхности – это взаимно касающиеся поверхности, в любой точке касания которых можно провести общую касательную к линии зубьев, лежащих на этих поверхностях.

Общая нормаль к зацепляющимся профилям зубьев в точке контакта всегда проходит на линии центров через одну и ту же точку, называемую *полюсом зацепления*. При этом вектор линейной относительной скорости колес направлен вдоль этой касательной или равен нулю.

Профили зубьев, удовлетворяющие этому условию, являются сопряженными и обеспечивают выполнение основного закона зацепления: *для сохранения постоянства передаточного отношения зубчатого механизма необходимо, чтобы нормаль к соприкасающимся профилям зубьев в точке контакта всегда проходила на линии центров через одну и ту же точку, называемую полюсом зацепления, которая занимает неизменное положение*. Основной закон зацепления сформулирован на основании теоремы о соотношении скоростей в высшей кинематической паре.

В передачах зацеплением передаточное отношение i отождествляется с передаточным числом u , которое представляет собой отношение числа зубьев одного колеса к числу зубьев другого.

Дискретная величина передаточного числа не всегда совпадает с аналогичным значением передаточного отношения. При понижении частоты вращения колес от входа к выходу передаточное число u_{12} – это отношение числа зубьев z_2 большего колеса к числу зубьев z_1 меньшего колеса

$$u_{12} = z_2 / z_1 = \omega'_1 / \omega'_2 = i'_{12}, \quad (2.35)$$

где ω'_1 и ω'_2 – откорректированные значения угловых скоростей звеньев 1 и 2 в соответствии с их геометрическими параметрами, установленными окончательным расчетом; i'_{12} – фактическое значение передаточного отношения пары колес.

Для червячных передач в качестве значения z_1 принимают количество заходов (витков) на червяке, а количество зубьев на червячном колесе обозначают z_2 . Передачи с колесами, оси которых подвижны и перемещаются вокруг окружностей других колес, будучи с ними связанными, называются эпициклическими.

В приводах машин передача вращательного движения осуществляется передаточным механизмом, в котором подвижными звеньями являются зубчатые колеса с последовательно взаимодействующими сопряженными зубьями, профиль которых позволяет обеспечить непрерывное движение.

2.3. Зубчатые передачи с эвольвентным профилем

Профиль зуба может быть: эвольвентным, круговым, циклоидным и т.д. Наибольшее распространение получили передачи с эвольвентным зацеплением, в которых использованы сопряженные зубья с профилем, выполненным по эвольвенте.

Эвольвента – это кривая, геометрическое место центров кривизны которой, представляет собой другую кривую – эволюту. Касательные к эволюте являются нормальными к эвольвенте.

Эвольвента может быть построена обкатыванием по эволюте без скольжения отрезка прямой. Для круглых колес эволютой является окружность с радиусом r_b , и эвольвенту, в этом случае, называют эвольвентой окружности (рисунок 2.19).

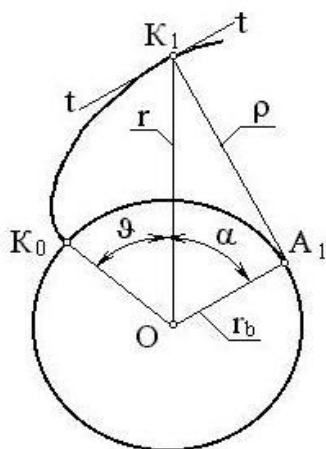


Рисунок 2.19 – Образование эвольвенты профиля зуба

Любая точка на эвольвенте окружности характеризуется радиусом r и углом ϑ :

$$r = r_b / \cos \alpha, \quad (2.36)$$

$$\vartheta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha. \quad (2.37)$$

Величину $(\operatorname{tg} \alpha - \alpha)$ называют эвольвентным углом профиля зуба и обозначают $\operatorname{inv} \alpha$ (инволюта α). Выражения (2.16) и (2.17) называются уравнениями эвольвенты зуба. Окружность, развертка которой является теоретическим торцовым профилем зуба эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса, называют основной окружностью. Это – эволюта с радиусом r_b , инволюта которой равна нулю.

На рисунке 2.20 изображен зуб, профиль которого очерчен по эвольвенте.

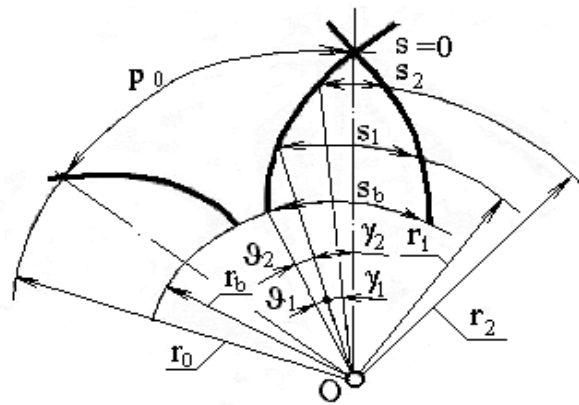


Рисунок 2.20 – Эвольвентный зуб

Из рисунка 2.19 следует равенство суммы углов

$$\vartheta_1 + \gamma_1 = \vartheta_2 + \gamma_2, \quad (2.38)$$

где $\vartheta_1 = \text{inv } \alpha_1$, $\vartheta_2 = \text{inv } \alpha_2$, $\gamma_1 = s_1 / (2 \cdot r_1)$, $\gamma_2 = s_2 / (2 \cdot r_2)$.

С помощью этого выражения можно получить соотношение толщины зуба по различным окружностям

$$s_2 = 2 \cdot r_2 \cdot [s_1 / (2 \cdot r_1) + \text{inv } \alpha_1 - \text{inv } \alpha_2]. \quad (2.39)$$

Для основной окружности $\text{inv } \alpha_b = 0$, поэтому толщина зуба s_b равна

$$s_b = 2 \cdot r_b \cdot [s_1 / (2 \cdot r_1) + \text{inv } \alpha_1]. \quad (2.40)$$

Для окружности заострения зубьев, когда $s = 0$

$$\text{inv } \alpha_0 = s_1 / (2 \cdot r_1) + \text{inv } \alpha_1, \quad (2.41)$$

где $\text{inv } \alpha_0$ – угол эвольвенты в точке заострения зуба ($\text{inv } \alpha_0 = s_b / (2 \cdot r_b)$).

Одноименные профили расположены на расстоянии шага по основной окружности p_b

$$p_b = 2\pi \cdot r_b / z, \quad (2.42)$$

где z – число зубьев колеса.

Шаг p любой окружности радиуса r

$$p = p_b / \cos \alpha. \quad (2.43)$$

Схема образования зацепления с эвольвентным зубом показана на рисунке 2.21. Нормаль $n - n$ к сопряженным профилям звеньев, образующих зацепление, касается их основных окружностей в точках А и В и проходит через мгновенный центр вращения в относительном движении звеньев, который называют полюсом зацепления W.

При вращении круглых колес полюс зацепления сохраняет неизменным свое положение. Точка контакта K перемещается в направлении v_k по линии АВ, которая представляет собой линию зацепления. Таким образом, в эвольвентном зацеплении имеет место прямая линия зацепления.

Угол α_w между линией зацепления и перпендикуляром к линии, соединяющей центры вращения O_1 и O_2 называется углом зацепления.

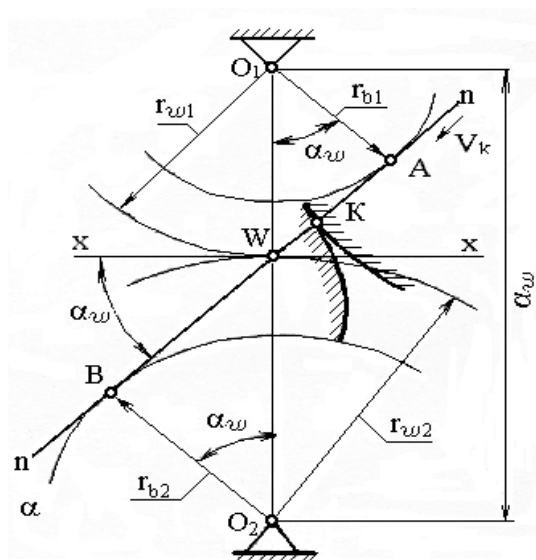


Рисунок 2.21 – Схема образования эвольвентного зацепления

Он равен углу давления в полюсе зацепления и характеризует направление силы, действующей со стороны одного колеса на другое. Окружность d_w , которая проходит через полюс зацепления называется начальной.

Радиусы начальных и основных окружностей связаны зависимостями:

$$r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w, \quad (2.44)$$

$$r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w. \quad (2.45)$$

Расстояние между центрами вращения (межосевое расстояние) a_w

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = (r_{b1} + r_{b2}) / \cos \alpha_w. \quad (2.46)$$

Отношение радиусов начальных окружностей сопряженных колес определяет передаточное отношение

$$i_{12} = -r_{w2} / r_{w1} = -r_{b2} / r_{b1} = \omega_1 / \omega_2. \quad (2.47)$$

Это означает, что отношение угловой скорости одного звена (ω_1) к угловой скорости другого звена (ω_2) равно отношению радиусов основных окружностей. Из этого следует, если изменить межосевое расстояние a_w , то при постоянных r_{b1} и r_{b2} изменятся радиусы r_{w1} , r_{w2} и угол α_w , а i_{12} останется тем же.

Указанное свойство эвольвентного зацепления свидетельствует о том, что при погрешностях расположения осей с сохранением их параллельности, передаточное отношение остается постоянным (*основной закон зацепления*).

Часть профиля зуба, выступающая за начальную окружность называется головкой, а часть профиля зуба, которая находится внутри начальной окружности, называется ножкой зуба. Так как размеры зубьев колеса одинаковые, то все головки ограничиваются окружностями выступов d_a , а все ножки – окружностями впадин d_f .

Часть начальной окружности, которая проходит через зуб, называется его толщиной, а та часть начальной окружности, которая проходит через впадину, называется шириной впадины.

Дуга начальной окружности, состоящая из одной толщины зуба и одной ширины впадины называется шагом зацепления p (мм), который связан с диаметром начальной окружности зависимостью

$$p = \pi \cdot d_w / z, \quad (2.48)$$

где z – количество зубьев на начальной окружности.

Отношение шага зацепления к числу π называется *модулем зацепления* m (мм)

$$m = p / \pi. \quad (2.49)$$

Модуль – величина стандартная (ГОСТ 9563–60) и через него выражают размеры колес. Параметры колес передач с эвольвентным зацеплением стандартизованы. Форма и размеры зубьев устанавливаются по ГОСТ 13755–81, в котором описан исходный контур номинальной зубчатой рейки (рисунок 2.22).

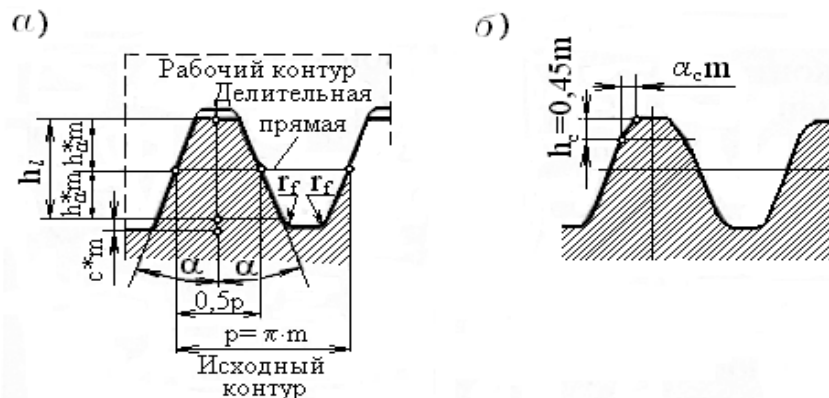


Рисунок 2.22 – Исходный и рабочий контур зубчатой рейки по ГОСТ –13755 – 81

Для модуля более 1мм исходный контур имеет следующие характеристики: профильный угол $\alpha=20^\circ$; коэффициент высоты головки зуба $h_a^*=1$; глубина захода $h_f=2 \cdot h_a^* \cdot m$; коэффициент радиального зазора $c^*=0,25$; радиальный зазор $c=c^* \cdot m$; радиус закругления у корня зуба $r_f=0,4 \cdot m$;

На основании исходного контура строится рабочий контур, совпадающий с очертаниями впадин исходного контура и служащий для проектирования зуборезного инструмента. Для колес с наклонным зубом рейки имеют параметры стандартного исходного контура в нормальном сечении (рисунок 2.17).

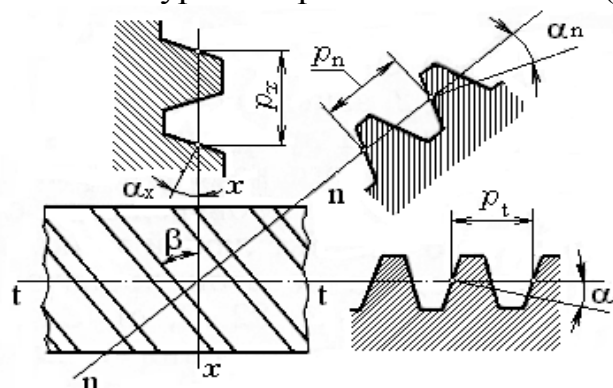


Рисунок 2.23 – Контур рейки с наклонным зубом

В рейке с наклонным зубом β различают величину шага в зависимости от вида секущей плоскости, в которой он рассматривается: торцевой шаг p_t ; нормальный шаг p_n и осевой шаг p_x . Вышеуказанным шагам соответствуют модули: торцовый $m_t = p_t/\pi$; нормальный $m_n = p_n/\pi$ и осевой $m_x = p_x/\pi$, которые связаны между собой зависимостями:

$$m_t = m_n / \cos \beta; \quad (2.50)$$

$$m_x = m_t / \operatorname{tg} \beta = m_n / \sin \beta. \quad (2.51)$$

Угол профиля зуба α_t (рисунок 2.15) определяют по формуле

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta). \quad (2.52)$$

Окружность, по которой перекачивается делительная прямая рейки при обработке, носит название делительной окружности колеса или начальной окружности обработки. Фактическая величина начальных окружностей устанавливается после сборки колес.

Основные размеры колес, у которых делительные окружности совпадают с начальными определяются по следующим зависимостям:

- диаметры делительной d и начальной d_w окружностей

$$d = d_w = m \cdot z / \cos \beta; \quad (2.53)$$

- высота головки зуба h_a

$$h_a = m; \quad (2.54)$$

- диаметр окружности выступов d_a

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = d + 2 \cdot m; \quad (2.55)$$

- высота ножки зуба h_f

$$h_f = 1,25 \cdot m; \quad (2.56)$$

- диаметр окружности впадин d_f

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m. \quad (2.57)$$

Для колес с углом наклона зуба β размеры определяются по формулам с торцовыми параметрами исходного контура и величиной шага p_t

$$p_t = p / \cos \beta. \quad (2.58)$$

В торцовом сечении зубья колес расположены друг относительно друга с угловым шагом τ

$$\tau = 2 \cdot \pi / z. \quad (2.59)$$

Угол поворота φ_a зубчатого колеса передачи от положения входа пары зубьев в зацепление торцового профиля зуба до выхода его из зацепления называется углом торцового перекрытия. Отношение угла торцового перекрытия к угловому шагу называется коэффициентом торцового перекрытия и обозначается ε_α .

Коэффициент торцового перекрытия ε_α характеризует соотношение длины активного участка линии зацепления и основного окружного шага. Непрерывность передачи движения от ведущего колеса к ведомому обеспечивается в том случае, когда угол перекрытия больше углового шага τ .

Обычно рекомендуется $\varepsilon_\alpha = \varphi_a/\tau \geq 1$.

В прямозубых передачах в зацеплении находится одна или две пары зубьев. Суммарная длина линии контакта l_k равна ширине колеса b_w или $2 \cdot b_w$ соответственно. В этом случае справедливо условие: $2 > \varepsilon_\alpha > 1$.

Коэффициент торцового перекрытия для зубчатых колес, выполненных инструментом с исходным контуром по ГОСТ 13755 – 81

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2}, \quad (2.60)$$

где

$$\varepsilon_{a1} = z_1 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw}) / (2 \cdot \pi); \quad \varepsilon_{a2} = z_2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw}) / (2 \cdot \pi). \quad (2.61)$$

Углы профиля в вершине зубьев α_{a1} и α_{a2} :

$$\alpha_{a1} = \arccos d_{b1}/d_{a1}; \quad (2.62)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos d_{b2}/d_{a2}. \quad (2.63)$$

В передаче с наклонным зубом линии касания рабочих поверхностей зубьев образуют угол β_b с осями зубчатых колес. В этом случае осевой шаг p_x определяют с учетом угла наклона зуба

$$p_x = \pi \cdot m / \cos \beta. \quad (2.64)$$

Угол поворота зубчатого колеса косозубой цилиндрической передачи, при котором общая точка контакта зубьев переместится по линии зуба от одного торца к другому называется углом осевого перекрытия φ_β .

Отношение угла осевого перекрытия к угловому шагу называется коэффициентом осевого перекрытия ε_β ($\varepsilon_\beta \geq 1,1$)

$$\varepsilon_\beta = \varphi_\beta / \tau = b_w \cdot \sin \beta / (\pi \cdot m). \quad (2.65)$$

При оценке геометрических показателей зубчатой передачи коэффициенты торцового и осевого перекрытия рассматривают совместно.

Полный коэффициент перекрытия ε_τ равен

$$\varepsilon_\tau = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (2.66)$$

При взаимодействии зубчатых колес должна быть исключена интерференция зубьев, т.е. когда траектория кромки одного зуба в относительном движении пересекает профиль сопряженного зуба. Это происходит при касании профилей вне активного участка линии зацепления. Профильная интерференция отсутствует, если

$$d_{a2} \leq 2 (a_w^2 \cdot \sin^2 \alpha_w + r_{b2}^2)^{1/2}. \quad (2.47)$$

Интенсивность изнашивания поверхностей зубьев в зоне контакта во многом зависит от удельного скольжения, которое достигает максимального значения в нижних точках активных профилей зубьев. Удельное скольжение ϑ_y в заданной контактной точке профиля зуба каждого из сопрягаемых звеньев устанавливается по формуле

$$\vartheta_{y(1,2)} = v_{sy(1,2)} / v_{Fy(1,2)}. \quad (2.68)$$

Скорость перемещения v_{Fy} точки контакта по профилям сопрягаемых зубьев равна

$$v_{Fy(1,2)} = \omega_{(1,2)} \cdot \rho_{y(1,2)}. \quad (2.69)$$

Скорость скольжения v_{sy} в заданной контактной точке профиля зуба:

$$v_{sy1} = v_{Fy1} - v_{Fy2}; \quad (2.70)$$

$$v_{sy2} = -v'_{sy1}. \quad (2.71)$$

Радиус кривизны ρ_y профиля зуба в заданной точке на концентрической окружности диаметром d_y равен

$$\rho_{y(1,2)} = 0,5 \cdot d_{y(1,2)} \cdot \sin \alpha_{y(1,2)}, \quad (2.72)$$

где α_y – угол профиля в точке на концентрической окружности диаметром d_y , который вычисляется по формуле

$$\arccos \alpha_{y(1,2)} = \cos \alpha_t \cdot d_{(1,2)} / d_{y(1,2)}. \quad (2.73)$$

Удельное скольжение возрастает с ростом передаточного числа и модуля зацепления возрастает, что приводит к увеличению тепловыделения в зоне контакта и опасности заедания. Рекомендуется применять передачи с $|9| < 3$.

Угол между нормалью к профилям и векторам скорости контактной точки ведомого звена называют углом давления α . На величину контактных напряжений оказывает влияние удельное давление, что учитывается коэффициентом удельного давления v , под которым понимают величину отношения модуля зацепления m к радиусу кривизны ρ конкретной точки.

Коэффициент v удельного давления в полюсе W для прямозубых колес внешнего и внутреннего зацепления рассчитывается по формуле

$$v = 2 \cdot (z_2 \pm z_1) / (z_1 \cdot z_2 \cdot \cos \alpha_b \cdot \operatorname{tg} \alpha). \quad (2.74)$$

Коэффициент перекрытия ε , учитывающий непрерывность и плавность зацепления, и коэффициент удельного давления в полюсе зацепления, учитывающий влияние кривизны профилей на контактные напряжения, относятся к качественным показателям. На рисунке 2.23 показано зубчатое эвольвентное зацепление, когда начальные и делительные окружности колес совпадают.

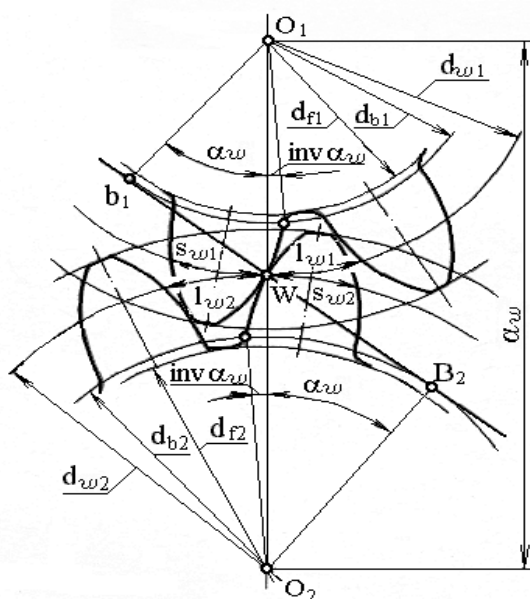


Рисунок 2.24 – Зубчатое эвольвентное зацепление без смещения исходного контура

Начальные и делительные окружности колеса могут и не совпадать. В этом случае начальные и делительные плоскости производящей рейки также не совпадают (рисунок 2.25).

Расстояние между делительной и начальной плоскостями рейки называют смещением исходного контура. Отношение этого смещения к модулю ($m_n=m$) называется коэффициентом смещения и обозначают x (x_1 и x_2 , соответственно для шестерни и колеса). Смещение считается положительным, если делительная плоскость рейки не пересекает делительной поверхности зубчатого колеса, и отрицательным, если пересекает ее.

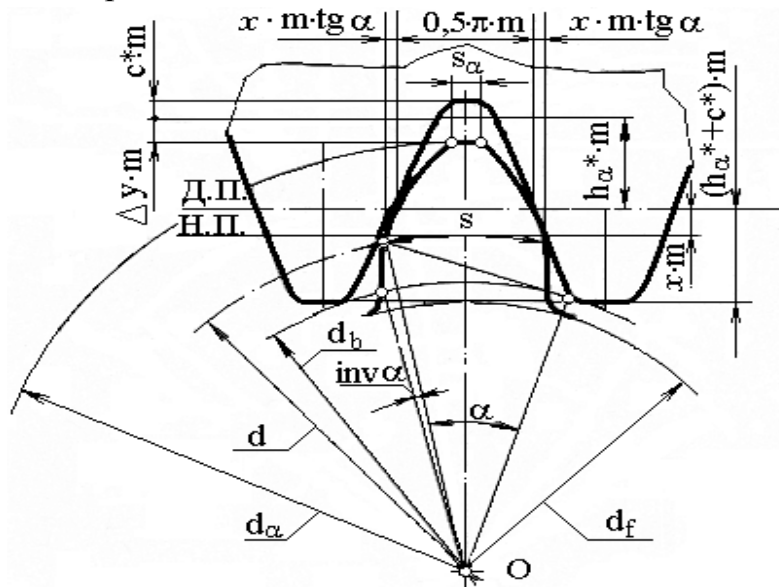


Рисунок 2.25 – Зацепление зубчатого колеса с инструментальной рейкой

С ростом x толщина зуба s_a на дуге окружности d_a уменьшается и увеличивается у основания, а активный участок профиля зуба удаляется от основной окружности d_b . Диаметры основных d_b и делительных d окружностей при этом не меняются.

Смещение, при уменьшении которого возникнет подрезание зубьев, называют наименьшим смещением исходного контура и обозначают $x_{\min}$

$$x_{\min} = 1 - (z \cdot \sin^2 \alpha_t / 2 \cdot \cos \beta). \quad (2.75)$$

Наименьшее число зубьев $z_{\min}$, свободное от подрезания

$$z_{\min} = 2 \cdot h_a^* / \sin^2 \alpha. \quad (2.76)$$

Подрезания зубьев не будет, когда соблюдаются условие

$$z \geq 2 \cdot (h_a^* - x) / \sin^2 \alpha. \quad (2.77)$$

При нарезании зуба инструментом со стандартными параметрами ($h_a^*=1$, $\alpha=20^\circ$) и отсутствии смещения ($x=0$) наименьшее число зубьев $z_{\min} \approx 17$. Максимальная величина коэффициента смещения $x_{\max}$ устанавливается из условия отсутствия заострения зуба ($s_a \geq 0,25 \cdot m$ – при однородной структуре материала, $s_a \geq 0,4 \cdot m$ – при поверхностном упрочнении зубьев).

Толщина зуба вычисляется по формуле

$$s_a = d_a \cdot \cos \beta_a \cdot [(0,5 \cdot \pi + 2x \cdot \tan \alpha) / z + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_a]. \quad (2.78)$$

Отношение суммы смещений к нормальному модулю цилиндрического зубчатого колеса называют коэффициентом суммы смещений x_Σ .

При заданном межосевом расстоянии a_w и числах зубьев колес z_1 и z_2 для эвольвентной передачи внешнего зацепления коэффициент суммы смещений x_Σ пары колес устанавливают с помощью формулы

$$x_\Sigma = (z_1 + z_2) \cdot (\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t) / (2 \cdot \text{tg } \alpha), \quad (2.79)$$

где $\text{inv } \alpha_t$ и $\text{inv } \alpha_{tw}$ – соответственно эвольвентный угол профиля зуба и эвольвентный угол зацепления передачи в торцовом сечении (для прямозубой передачи $\text{inv } \alpha_t = \text{inv } \alpha$ и $\text{inv } \alpha_{tw} = \text{inv } \alpha_w$).

Угол зацепления передачи α_{tw} в торцовом сечении

$$\alpha_{tw} = \arccos (a \cdot \cos \alpha_t / a_w). \quad (2.80)$$

Отношение разности смещений к нормальному модулю цилиндрического зубчатого колеса называют коэффициентом разности смещений x_d .

Для эвольвентной передачи внутреннего зацепления коэффициент разности смещений x_d пары колес устанавливают с помощью формулы

$$(x_d)_{12} = (z_2 - z_1) \cdot [\text{inv } (\alpha_{tw})_{b1} - \text{inv } \alpha_t] / (2 \cdot \text{tg } \alpha). \quad (2.81)$$

Разбивку значений x_Σ и x_d на составляющие x_1 и x_2 производят по рекомендациям соответствующих нормативных документов.

На рисунке 2.26 представлен пример области допустимых значений коэффициентов смещений x_1 и x_2 для пары зубчатых колес, входящих в зацепление. Совокупность линий в системе координат x_1 и x_2 , ограничивающих зону допустимых значений коэффициентов смещений, с числом зубьев z_1 и z_2 называют блокирующим контуром.

Разрешенные значения коэффициентов x_1 и x_2 находятся внутри блокирующего контура. Штриховкой показаны зоны не рекомендуемых значений. Область подрезания зуба шестерни, не вызывающего уменьшения коэффициента перекрытия, ограничена линией 1.

Область подрезания зуба колеса, не вызывающего уменьшения коэффициента перекрытия ограничена линией 2. На линии 3 находятся значения минимальных коэффициентов смещения исходного контура для шестерни. На линии 4 находятся значения минимальных коэффициентов смещения исходного контура для колеса. На линии 5 находятся значения $\varepsilon = \varepsilon_\alpha = 1$. На линии 6 находятся значения $\varepsilon = \varepsilon_\alpha = 1,2$. На линии 7 находятся значения $s_{a1} = 0$. На линии 8 находятся значения $s_{a1} = 0,25 \cdot m$. На линии 9 находятся значения $s_{a1} = 0,4 \cdot m$. На линии 10 находятся значения $x_{\min}$, при котором отсутствует подрезание зуба. Рациональные значения x_1 и x_2 выбирают внутри блокирующего контура в зависимости от требуемых показателей и уточняют расчетом.

Блокирующие контуры строятся индивидуально для каждой пары колес с числом зубьев z_1 и z_2 .

Разность межосевого расстояния a_w цилиндрической зубчатой передачи со смещением и ее делительного межосевого расстояния a называют воспринимаемым смещением.

Отношение воспринимаемого смещения к нормальному модулю цилиндрического зубчатого колеса называют коэффициентом воспринимаемого смещения u .

$$d_{w2} = 2 \cdot a_w \cdot u / (u \pm 1); \quad (2.83)$$

- диаметр окружности выступов d_a

$$d_a = d + 2 \cdot (h_a^* + x - \Delta y) \cdot m, \quad (2.84)$$

где Δy – коэффициент уравнивающего смещения (рисунок 2.18)

$$\Delta y = (x_2 \pm x_1) - y, \quad (2.85)$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения (рисунок 2.21)

$$y = (a_w - a) / m; \quad (2.86)$$

- диаметр окружности впадин

$$d_f = d - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x) \cdot m, \quad (2.87)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки; c^* – коэффициент радиального зазора;

x – коэффициент смещения исходного контура;

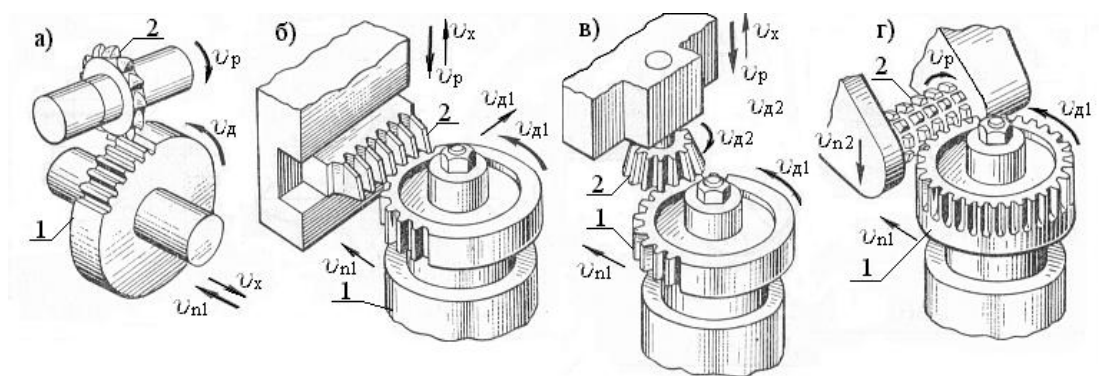
- толщина зуба по делительной окружности

$$s = m \cdot [(\pi / 2) + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha]; \quad (2.88)$$

- ширина зуба по начальной окружности

$$s_w = 2 \cdot r_w \cdot [(s / 2 \cdot r_w) + \operatorname{inv} \alpha]. \quad (2.89)$$

В настоящее время зубчатые колеса изготавливают преимущественно способом огибания. Режущим инструментом является зубчатая рейка (гребенка), червячная фреза или долбяк (рисунок 2.28). Метод нарезания зубьев копированием (дисковой или пальцевой фрезой) создает впадины в заготовке, профили которых соответствуют профилю инструмента (рисунок 2.28, а).



а) фрезой; б) инструментальной рейкой; в) долбяком; г) червячной фрезой

Рисунок 2.28 – Схемы нарезания зубьев

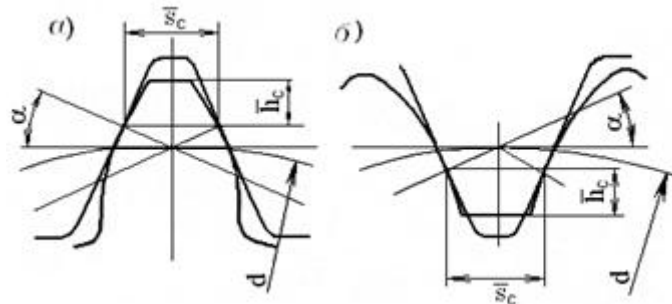
Впадина профрезеруется по всей ширине колеса, затем поворачивается на угловой шаг и фрезеруется следующая впадина. При нарезании зубьев методом обкатки (инструментальной рейкой – гребенкой, долбяком, червячной фрезой) инструменту и нарезаемому колесу сообщается такое относительное движение (обкатка), как если бы они находились в действительном зацеплении (рисунки: 2.28,б; 2.28,в; 2.28,г). Профиль нарезаемого зуба получается как огибающая всех положений режущей кромки инструмента, т.е. инструмент как бы обкатывает нарезаемое колесо. Процесс изготовления зубчатых колес способом огибания можно рассматривать как зацепление исходного производящего контура инструмента с заготовкой.

Нарезание зубьев колеса может производиться без смещения исходного контура и со смещением. При нарезании колеса начальная прямая обкатывает-

ся без скольжения по делительной окружности, поэтому шаг делительной окружности колеса равен шагу инструмента. На станке режущий инструмент можно расположить с разным смещением $m \cdot x$ относительно заготовки.

Взаимное положение профилей зубьев при нарезании контролируется путем измерения постоянной хорды, длины общей нормали или размеров по роликам (шарикам). Эти размеры проставляются на рабочих чертежах колес.

Постоянная хорда равна расстоянию между точками касания профилей зубьев и боковых сторон рейки при их симметричном расположении относительно оси симметрии зуба (рисунок 2.29).



а) для зубчатых колес с внешними зубьями;

б) для колес с внутренними зубьями

Рисунок 2.29 – Схема замера постоянной хорды

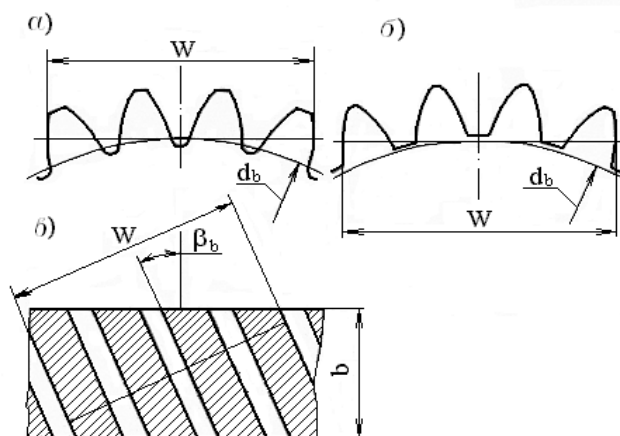
Величина постоянной хорды $\overline{s_c}$ равна

$$\overline{s_c} = (0,5 \cdot \pi \cdot \cos^2 \alpha + x \cdot \sin 2\alpha) \cdot m. \quad (2.90)$$

Расстояние $\overline{h_c}$ от постоянной хорды до окружности вершин

$$\overline{h_c} = 0,5 \cdot (d_{a1} - d_1 - \overline{s_c} \cdot \operatorname{tg} \alpha). \quad (2.91)$$

Отрезок касательной к окружности d_b между разноименными профилями, нормальными к этой касательной и расположенными по разные стороны от точки касания называют общей нормалью (рисунок 2.24).



а) наружные зубья; б) внутренние зубья; в) косозубое колесо

(сечение зубьев колеса плоскостью, касательной к основному цилиндру)

Рисунок 2.24 – Схема замера длины общей нормали зубьев цилиндрических колес

Длина W общей нормали

$$W = [\pi \cdot (z_n - 0,5) + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha] \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (2.92)$$

где z_n – расчетное число зубьев (впадин) в длине общей нормали для зубчатых колес с внешним (внутренним) зацеплением, округленное до целого числа

$$z_n = (z/\pi) \cdot [(tg \alpha_x / \cos^2 \beta_b) - (2x \cdot tg \alpha / z) - inv \alpha_t] + 0,5. \quad (2.93)$$

2.4. Передачи цилиндрические с эвольвентным профилем зуба

Цилиндрическая зубчатая передача представляет собой механизм, предназначенный для передачи непрерывного вращательного движения, в котором подвижными звеньями являются зубчатые колеса со взаимно параллельными осями, а контактирующие поверхности цилиндрические.

Непрерывность передачи вращательного движения обеспечивается замкнутой системой зубьев колес, векторы линейных относительных скоростей которых направлены вдоль их общей касательной к линиям зубьев, лежащим на пересекающихся поверхностях, называемых начальными поверхностями. Концентрические окружности колес передачи, принадлежащие начальным поверхностям, называют *начальными окружностями*.

На основании теоремы о соотношении скоростей в высшей кинематической паре (контакт точечный или линейный), устанавливающей *мгновенный центр вращения*, общая нормаль в точке контакта сопряженных профилей зубьев колес, называемая *полюсом зацепления* W , делит расстояние между центрами вращения колес 1 и 2 на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям ω_1 и ω_2 .

Эти отрезки являются радиусами начальных окружностей r_{w1} и r_{w2} колес 1 и 2, а их соотношение устанавливает параметры передаточной функции механизма, выраженные передаточным отношением i

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_{w2} / r_{w1}. \quad (2.94)$$

Относительные линейные скорости на начальных окружностях равны

$$v_{w1} = \omega_1 \cdot r_{w1}; \quad (2.95)$$

$$v_{w2} = \omega_2 \cdot r_{w2}. \quad (2.96)$$

В случае, когда величины линейных скоростей на начальных окружностях колес равны между собой, и угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют неизменный характер, передаточная функция является величиной постоянной, что отражает основной закон зацепления, а вращательное движение будет равномерным.

При постоянном передаточном отношении расстояния между соседними профилями зубьев по начальным окружностям одинаковы, поэтому отношение числа зубьев z_2 к числу зубьев z_1 равно отношению длин их начальных окружностей и называется *передаточным числом* u_{12} , которое равно

$$u_{12} = z_2 / z_1 = 2\pi \cdot r_{w2} / 2\pi \cdot r_{w1} = r_{w2} / r_{w1}. \quad (2.97)$$

Номинальные передаточные числа цилиндрической зубчатой передачи u относятся к основным параметрам и регламентируются ГОСТ 2185–66.

Дискретная величина передаточного числа не всегда совпадает с аналогичным значением передаточного отношения

$$u_{12} = z_2 / z_1 = \omega'_1 / \omega'_2 = i'_{12}, \quad (2.98)$$

где ω'_1 и ω'_2 – фактические значения угловых скоростей колес 1 и 2; i'_{12} – скорректированное значение передаточного отношения пары колес.

Постоянство передаточного отношения обеспечивается формой взаимодействующих профилей зубьев колес 1 и 2. В основу их построения положено требование неизменности положения полюса зацепления по отношению к центрам вращения колес.

Распространение получили передачи с *эвольвентным профилем зуба*.

Коэффициент полезного действия цилиндрической передачи

$$\eta_{з.п} = 1 - 0,5\pi\varepsilon_\alpha f' \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (2.99)$$

где f' – коэффициент трения ($f' = 0,06 \dots 0,1$), принимаем $f' = 0,1$; ε_α – коэффициент торцового перекрытия.

Цилиндрические передачи являются основой цилиндрических редукторов.

Цилиндрический зубчатый редуктор – устройство, которое входит в состав привода машины и предназначено для передачи вращательного движения с понижением его кинематических характеристик от входа к выходу.

Передаточная функция редуктора выражается передаточным отношением, которое устанавливает параметры понижения кинематических характеристик

$$i_p = \omega_{вх} / \omega_{вых} = n_{вх} / n_{вых}, \quad (2.100)$$

где $n_{вх}$, $n_{вых}$, об/мин – частоты вращения входного и выходного валов редуктора, соответственно; $\omega_{вх}$ и $\omega_{вых}$, рад/с – угловые скорости входного и выходного валов редуктора, соответственно.

В зубчатых передачах передаточное отношение i отождествляется с передаточным числом u , которое представляет собой соотношение числа зубьев сопряженных колес и в понижающей передаче равно

$$u = z_2 / z_1, \quad (2.101)$$

где z_1 – число зубьев ведущего колеса; z_2 – число зубьев ведомого колеса.

В случае, когда кинематическая схема редуктора состоит из последовательно соединенных k передач, общее передаточное число определяется произведением передаточных чисел всех ступеней редуктора

$$u_p = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_k, \quad (2.102)$$

где $u_1, u_2, \dots, u_k$ – передаточные числа 1-, 2-, ..., k -й ступени редуктора.

Номинальные значения передаточных чисел u для одно- и многоступенчатых цилиндрических редукторов устанавливает ГОСТ 25301–95.

Частота вращения $n_1, n_2, \dots, n_k$ последовательно рассмотренных валов редуктора определяется соотношениями:

$$n_1 = n_{вх}; n_2 = n_1 / u_1; \dots; n_k = n_{k-1} / u_k. \quad (2.103)$$

Угловые скорости $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_k$, соответственно, равны

$$\omega_1 = \omega_{вх}; \omega_2 = \omega_1 / u_1; \dots; \omega_k = \omega_{k-1} / u_k. \quad (2.104)$$

Мощность P , кВт, на каждом последующем валу равна

$$P_1 = P_{вх}; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1}, \quad (2.105)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_k$ – мощность на 1-, 2-, ..., k -й ступени редуктора; $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_{k-1}$ – коэффициенты полезного действия 1-, 2-, ..., $(k-1)$ -й ступени, показывающие какая часть подводимой энергии к каждой передаче используется полезно.

Вращающие моменты $T_1, T_2, \dots, T_k$, Н·м на каждом последующем валу равны, соответственно:

$$T_1 = 10^3 \cdot P_1 / \omega_1; T_2 = 10^3 \cdot P_2 / \omega_2; \dots; T_k = 10^3 \cdot P_k / \omega_k. \quad (2.106)$$

Основные размеры концов валов и допускаемые крутящие моменты для цилиндрических редукторов устанавливает ГОСТ 24266 – 94.

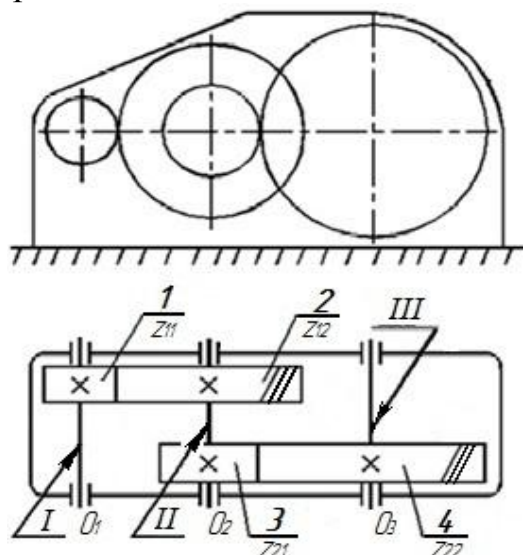
Номинальные значения межосевых расстояний для одно и – многоступенчатых редукторов устанавливает ГОСТ 25301 – 95. При этом использованы рекомендации ГОСТа 2185 – 66 «Передачи зубчатые цилиндрические».

Распространение получили редукторы с эвольвентными цилиндрическими зубчатыми передачами.

Форму и размеры зубьев передач зубчатых цилиндрических эвольвентных устанавливает ГОСТ 13755 – 2015 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур».

Расчет геометрии зубчатых цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления выполняется в соответствии с ГОСТ 16532 – 70.

На рисунке 2.25 представлена кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического редуктора.



1, 2, 3, 4 – колеса с числом зубьев z_{11}, z_{12}, z_{21} и z_{22} , соответственно;

I, II, III – валы редуктора; O_1, O_2, O_3 – опоры валов

Рисунок 2.25 – Кинематическая схема цилиндрического двухступенчатого редуктора

Широкое распространение цилиндрических редукторов обусловлено их достоинствами: большая долговечность и надежность работы; высокий К.П.Д.; постоянство передаточного числа; большой диапазон передаваемых мощностей; компактность; небольшие нагрузки на валы и опоры передачи.

К недостаткам относятся: шум при больших скоростях; относительно большая металлоемкость; высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки; невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа.

Наибольшее распространение для передач общего назначения получили стали марок: 35, 40, 45, 50, 40X, 35XM, 50XH, 50Г и другие, с использованием

объемной или поверхностной закалки. Для передач, работающих с частыми переключениями, перегрузками и ударами, когда наряду с высокой твердостью рабочих поверхностей требуется достаточная пластичность сердцевины и противоударная стойкость зубьев, целесообразно применять стали 15Х, 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ и т.п. с последующей цементацией и термообработкой. Для колес больших размеров применяются углеродистые и низколегированные стали в нормализованном состоянии. Нередко такие колеса изготавливаются литьем из сталей 40Л, 45Л, 50Л или 40ХЛ, 30ХГСЛ и т.п.

Для изготовления средненагруженных тихоходных зубчатых колес больших размеров, не испытывающих ударных нагрузок, целесообразно использование модифицированных чугунов повышенной прочности.

Корпусные детали редукторов чаще выполняют литыми из чугуна СЧ 15 или алюминиевого сплава АЛ11. Наиболее распространена для цилиндрических редукторов конструкция корпусных деталей с разъемом по плоскости, в которой лежат продольные оси валов.

Форму корпуса и крышки образуют вертикальные, горизонтальные и наклонные (на крышке) поверхности с минимальным числом дополнительных элементов: строповочных «ушек», полок для болтов и штифтов, соединяющих крышку и корпус, а также бобышек под подшипниковые узлы, смотровые окна, отверстия для заливки и слива масла или его принудительной подачи, маслоуказатели и отдушины.

Для создания необходимой жесткости наружная поверхность стенок корпуса редуктора снабжается ребрами жесткости, а присоединительные поверхности корпуса и крышки изготавливают в виде достаточно широких горизонтальных полок, которые пересекаются с поверхностями бобышек подшипниковых узлов. Днище корпуса выполняется с уклоном в сторону сливного отверстия или двухскатным с уклоном к оси симметрии (для полного слива масла).

На валах редуктора чаще устанавливают конические роликоподшипники, воспринимающие значительные радиальные и осевые нагрузки.

Нагрузки, возникающие в зоне контакта зубчатых колес, могут вызывать повреждение поверхности и (или) разрушения структуры материала, из которого изготовлен элемент. Ответственной за напряженно-деформированное состояние контактирующих поверхностей является сила F_n вблизи полюсной линии, которая вызывает контактные напряжения и напряжения изгиба. Равнодействующая F_n всех удельных сил, действующих по линии контакта в плоскости зацепления, действует по нормали к профилю зуба. Составляющая нормальной силы F_n , которая направлена по касательной к начальным поверхностям элементов зацепления, называется окружной силой F_t . Окружная сила присутствует во всех видах цилиндрических передач вращения. Составляющая нормальной силы F_n , которая направлена к центру вращения колес передачи называется радиальной силой F_r . Радиальная сила также присутствует во всех видах цилиндрических передач вращения. Составляющая нормальной силы F_n , которая направлена вдоль оси вращения элементов передачи, называется осе-

вой силой F_x . Осевая сила присутствует во всех видах передач, кроме прямо-зубой цилиндрической. Схема сил, действующих в цилиндрической передаче с эвольвентным профилем зуба в зацеплении показана на рисунке 2.26.

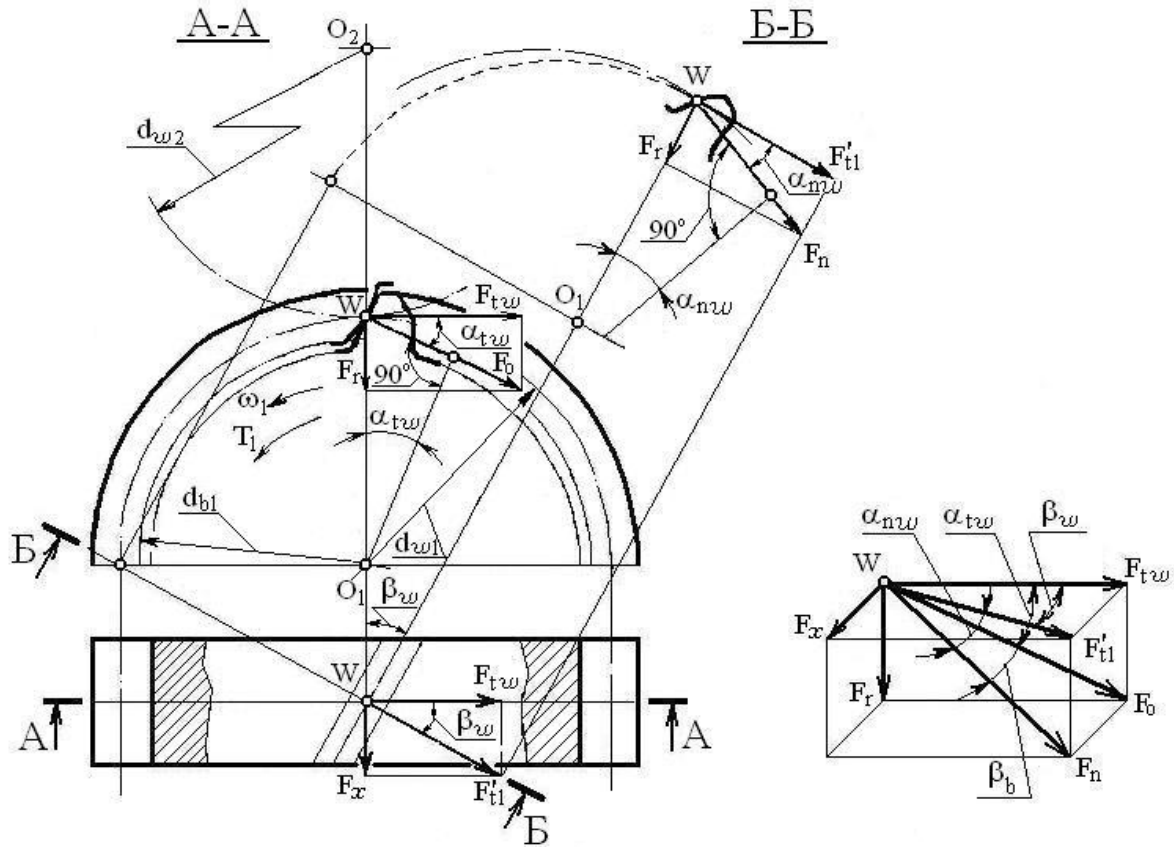


Рисунок 2.25 – Силы в зацеплении цилиндрических колес с эвольвентным профилем зуба

Окружная составляющая F_{tw} (Н) нормальной силы F_n (Н) на начальном цилиндре диаметром d_w (мм)

$$F_{tw} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d_w, \quad (2.107)$$

где T – вращающий момент, Н·м.

Радиальная составляющая F_r (Н) нормальной силы F_n (Н)

$$F_r = F_{tw} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}, \quad (2.108)$$

где α_{tw} – угол зацепления передачи в торцовом сечении.

Осевая составляющая F_x (Н) нормальной силы F_n (Н)

$$F_x = F_{tw} \cdot \operatorname{tg} \beta_w, \quad (2.109)$$

где β_w – угол наклона линии зуба на начальном цилиндре.

Нормальная сила F_n (Н)

$$F_n = 2 \cdot T / (d \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b) = F_{tw} / (\cos \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_b), \quad (2.110)$$

где β_b – угол наклона линии зуба на основном цилиндре.

Нормальная к зубу нагрузка F_n передается по контактными линиями общей длиной l_Σ , зависящей от рабочего венца колес b_w и угла наклона линии зуба β .

Нормальную силу F_n , приходящуюся на единицу длины контактной линии l , называют *удельной нагрузкой* w_m .

$$w_m = F_n / l. \quad (2.111)$$

Удельная нагрузка с учетом корректирующих коэффициентов (режима нагружения, неравномерности распределения нагрузки, динамического влияния и т.п.), устанавливаемых по критериям работоспособности определяют *рабочую нагрузку*.

В расчетах оценивают нагрузку, которая вызывает наибольшее опасное напряжение для данного вида повреждения. Расчет нагрузок, изменяющихся во времени, производят по ГОСТ 21354–87 одним из нижеприведенных методов:

- *метод эквивалентных циклов*, который ориентирован на приведение переменной нагрузки к величинам, вызывающим наибольшее повреждение элементов передачи;

- *метод эквивалентных моментов*, который предусматривает, что эквивалентный момент учитывает значение и длительность всех уровней нагрузки;

- *метод эквивалентных напряжений*, который основан на определении расчетного напряжения для каждой ступени нагружения.

Под действием внешних нагрузок в материале зуба передачи возникают *напряжения*, оценка которых позволяет оценить работоспособность конструкции.

В полюсе зацепления опасными являются *контактные напряжения*.

Контактное напряжение σ_H , МПа, в основу расчета которых положено решение задачи о напряженном состоянии статически сжатых цилиндрических тел с учетом теории Герца. Контактное напряжение в полюсе зацепления равно

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot (K_H)^{1/2}, \quad (2.112)$$

где σ_{H0} – контактное напряжение без учета дополнительных нагрузок, МПа; K_H – коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

Коэффициент нагрузки K_H

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (2.113)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; K_{Hv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Величину контактного напряжения σ_{H0} (МПа) в зависимости от: окружного усилия F_t (Н) на делительном цилиндре в торцовом сечении, делительного диаметра d_1 (мм) ведущего элемента, рабочей ширины b_w (мм) венца контактирующих элементов и передаточного числа устанавливают по следующей зависимости

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot [F_t \cdot (u+1) / (b_w \cdot d_1 \cdot u)]^{1/2}, \quad (2.114)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес

$$Z_E = \{E_{пр} / [\pi \cdot (1 - \mu^2)]\}^{1/2}; \quad (2.115)$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления (влияние радиусов кривизны боковых поверхностей и переход от окружной силы на делительном цилиндре на нормальную на начальном цилиндре)

$$Z_H = (1/\cos \alpha_t) \cdot (2 \cdot \cos \beta_b / \sin \alpha_w)^{1/2}; \quad (2.116)$$

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

$$Z_\varepsilon = (1/\varepsilon_\alpha)^{1/2}; \quad (2.117)$$

Z_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Допускаемое контактное напряжение σ_{HP} (МПа) не вызывающее опасной контактной усталости материала при минимальном запасе прочности S_{Hmin} ,

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_w \cdot Z_X / S_{Hmin}, \quad (2.118)$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов напряжений, МПа; Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала; Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев; Z_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости; Z_w – коэффициент, учитывающий влияние перепада твердостей материалов сопряженных поверхностей зубьев ($Z_w = 1,2 - \frac{HB-130}{1700}$); Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Предел контактной выносливости σ_{Hlim} (МПа) равен

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlimb} \cdot Z_N, \quad (2.119)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа; Z_N – коэффициент долговечности.

Коэффициент долговечности Z_N

$$Z_N = (N_{Hlim}/N_K)^{1/q}, \quad (2.120)$$

где N_{Hlim} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости при контактных напряжениях; N_K – суммарное число циклов напряжений за весь срок службы (при использовании метода эквивалентных циклов вместо N_K подставляют N_{HE}); q – показатель степени кривой выносливости при контактных напряжениях.

Допускаемое предельное контактное напряжение (σ_{HPmax}), не вызывающее остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя

$$\sigma_{HPmax} = \sigma_{HSt} / S_{HStmin}, \quad (2.121)$$

где σ_{HSt} – предельное контактное напряжение при действии максимальной (пиковой) нагрузки; S_{HStmin} – минимальный коэффициент запаса прочности по максимальным контактными нагрузкам.

Нагрузочная способность поверхности зубьев обеспечивается при выполнении любого из критериев:

- критерия напряжений

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}, \quad (2.122)$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}; \quad (2.123)$$

- критерия безопасности

$$S_H \geq S_{Hmin}, \quad (2.124)$$

$$S_{HSt} \geq S_{HStmin}; \quad (2.125)$$

- критерия ресурса

$$N_L \geq N_K, \quad (2.126)$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}; \quad (2.127)$$

- критерия вероятности безотказной работы

$$P_H(N_L \geq N_K) \geq P_{Hmin}, \quad (2.128)$$

$$P_{HSt}(\sigma_{HSt} \geq \sigma_{Hmax}) \geq P_{HStmin}. \quad (2.129)$$

В этих формулах S_H – расчетный коэффициент запаса прочности для предотвращения опасной контактной усталости; S_{HSt} – расчетный коэффициент запаса прочности для предотвращения опасных разрушений поверхностного слоя при максимальной нагрузке; σ_{Hmax} – максимальное контактное напряжение за весь срок службы; N_L – число циклов напряжений в соответствии с расчетным сроком службы; N_K – число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы; P_H – вероятность безотказной работы в течении заданного срока службы; P_{Hmin} – минимальное регламентированное значение P_H ; P_{HSt} – вероятность безотказной работы при расчете по максимальным контактными нагрузкам; P_{HStmin} – минимальное регламентированное значение P_{HSt} .

На переходной поверхности контактирующих элементов опасным является *напряжение изгиба* σ_F (МПа), которые зависят от окружной силы F_t (Н) на делительном диаметре (в торцовом сечении), ширины b_w (мм) венца зубчатого колеса и нормального модуля m_n .

Напряжение изгиба устанавливают по формуле

$$\sigma_F = F_t \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon / (b_w \cdot m_n), \quad (2.130)$$

где Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (зависит от количества зубьев на колесе и величины смещения инструмента при нарезании зуба); Y_β – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зуба; Y_ϵ – коэффициент, учитывающий влияния перекрытия зубьев; K_F – коэффициент нагрузки.

Коэффициент нагрузки

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (2.131)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Допускаемое напряжение изгиба σ_{FP} (МПа) на переходной поверхности, не вызывающее усталостного разрушения материала при минимальном коэффициенте запаса прочности S_{Fmin}

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flimb} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta / S_{Fmin}, \quad (2.132)$$

где σ_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа; Y_N – коэффициент долговечности; Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности; Y_X – коэффициент, учитывающий размер колеса; Y_δ – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений и градиенту напряжений (опорный коэффициент).

Предел выносливости зубьев при изгибе σ_{Flimb}

$$\sigma_{\text{Flimb}} = \sigma_{\text{Flimb}}^0 \cdot K, \quad (2.133)$$

где σ_{Flimb}^0 – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа; K – коэффициент, учитывающий технологию изготовления, способ получения заготовки, влияние шлифования, деформационного упрочнения и реверсивность (при одностороннем приложении нагрузки $K \approx 1$).

Коэффициент долговечности Y_N

$$Y_N = (N_{\text{Flim}}/N_K)^{1/q}, \quad (2.134)$$

где N_{Flim} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости материала при изгибе; N_K – суммарное число циклов напряжений за весь срок службы (при использовании метода эквивалентных циклов вместо N_K подставляют N_{FE}).

Фактические значения контактных напряжений и напряжений изгиба не должны превышать допускаемых величин, что является основанием для установления геометрических параметров передачи.

Проектный расчет закрытых передач ведут по допускаемым контактным напряжениям с последующей проверкой по напряжениям изгиба. Расчет открытых передач производят по допускаемым напряжениям с последующей проверкой по контактным напряжениям. Допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении (σ_{Fpmax}), не вызывающее остаточной деформации, хрупкого излома или первичных трещин равно

$$\sigma_{\text{Fpmax}} = (\sigma_{\text{FSt}}/S_{\text{Fstmin}}) \cdot (Y_{\delta\text{St}}/Y_{\delta\text{StT}}), \quad (2.135)$$

где σ_{FSt} – предельное напряжение изгиба при действии максимальной нагрузке; S_{Fstmin} – минимальный коэффициент запаса прочности по максимальным нагрузкам; $Y_{\delta\text{St}}$ – опорный коэффициент при максимальной нагрузке; $Y_{\delta\text{StT}}$ – опорный коэффициент испытываемого зубчатого колеса при максимальной нагрузке.

Нагрузочная способность зуба при изгибе обеспечивается при выполнении любого из критериев:

- критерия напряжений

$$\sigma_{\text{F}} \leq \sigma_{\text{FP}}, \quad (2.136)$$

$$\sigma_{\text{Fmax}} \leq \sigma_{\text{Fpmax}}; \quad (2.137)$$

- критерия безопасности

$$S_{\text{F}} \geq S_{\text{Fmin}}, \quad (2.138)$$

$$S_{\text{FSt}} \geq S_{\text{Fstmin}}; \quad (2.139)$$

- критерия ресурса

$$N_L \geq N_K, \quad (2.140)$$

$$\sigma_{\text{Fmax}} \leq \sigma_{\text{FPmax}}; \quad (2.141)$$

- критерия вероятности безотказной работы

$$P_{\text{F}}(N_L \geq N_K) \geq P_{\text{Fmin}}, \quad (2.142)$$

$$P_{\text{FSt}}(\sigma_{\text{FSt}} \geq \sigma_{\text{Fmax}}) \geq P_{\text{Fstmin}}. \quad (2.143)$$

В этих формулах S_{F} – расчетный коэффициент запаса прочности для предотвращения усталостного разрушения материала; S_{FSt} – расчетный коэффи-

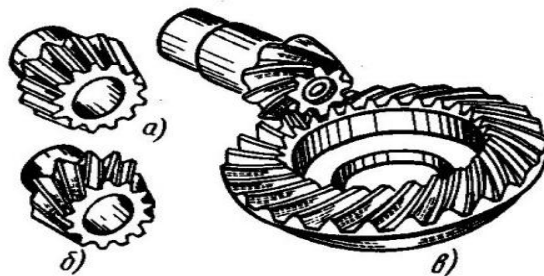
ент запаса прочности для предотвращения опасных повреждений при максимальной нагрузке; σ_{Fmax} – максимальное местное напряжение от изгиба в опасном сечении за весь срок службы; N_L – число циклов напряжений в соответствии с расчетным сроком службы; N_K – число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы; P_F – вероятность отсутствия повреждений в течении заданного срока службы; F_{Hmin} – минимальное регламентированное значение P_F ; P_{FSt} – вероятность отсутствия хрупкого излома или остаточной деформации при максимальной нагрузке; P_{FStmin} – минимальное регламентированное значение P_{FSt}

2.5. Конические зубчатые передачи

Коническая зубчатая передача представляет собой механизм, предназначенный для передачи непрерывного вращательного движения, в котором подвижными звеньями являются конические зубчатые колеса со взаимно пересекающимися осями, а контактирующие поверхности конические.

Распространение получили передачи с осями, пересекающимися под углом 90° , которые называют ортогональными.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже, но их применение часто бывает необходимыми при компоновке и монтаже машины. Конические колеса выполняют с прямыми, тангенциальными, круговыми и другими криволинейными формами (рисунок 2.26).



а) с прямыми; б) с косыми; в) с круговыми зубьями

Рисунок 2.26 - Конические зубчатые колеса

Передачи с прямозубыми коническими колесами наиболее просты в монтаже, но их применять рекомендуется при окружных скоростях $v \leq 5$ м/с.

При больших скоростях целесообразно использовать колеса с круговыми зубьями, т.к. в этом случае обеспечивается плавное зацепление, меньший шум, большая несущая способность и технологичность.

Для зубчатых передач, образованных коническими колесами по аналогии с передачами цилиндрическими колесами различают: *начальные конусы*, представляющие аксоиды, которые при вращении колес перекатываются друг по другу без скольжения; *конусы вершин* и *конусы впадин* (рисунок 2.27).

Длина общей образующей конуса $OP = L$ называют *конусным расстоянием*. Торцовые поверхности конических колес выполняют по конусам дополнительным к начальным, образующие которых O_1P и O_2P перпендикулярны образующим начальных конусов OP .

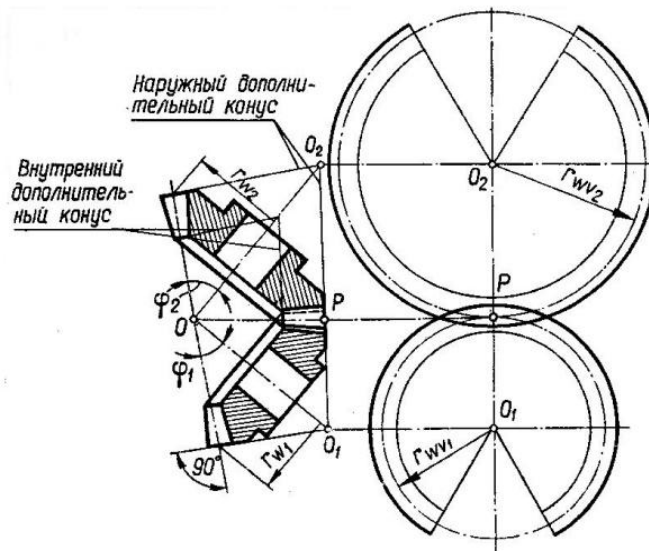


Рисунок 2.28 – Коническая и эквивалентная цилиндрическая зубчатые передачи

Из рисунка 2.28 следует:

$$d_{wv1} = d_{w1} / \cos \varphi_1 \quad (2.146)$$

$$d_{wv2} = d_{w2} / \cos \varphi_2 \quad (2.147)$$

$$z_{v1} = z_1 / \cos \varphi_1 \quad (2.148)$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos \varphi_2 \quad (2.149)$$

На рисунке 2.29 представлены основные размеры конического колеса, которые устанавливают по соответственным государственным нормативным документам.

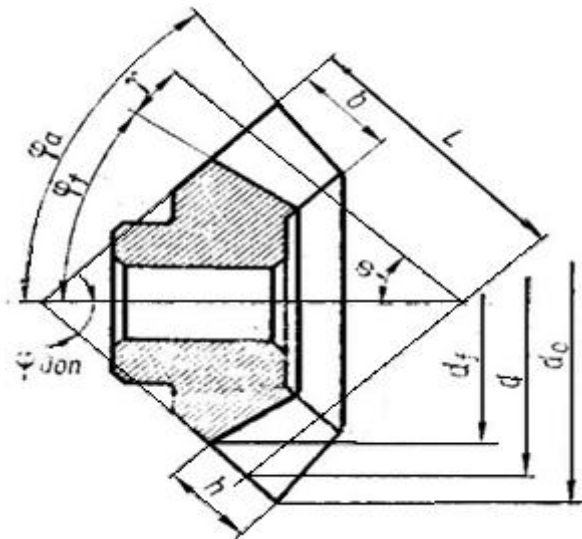


Рисунок 2.29 – Основные размеры конического колеса

Усилия, действующие в зацеплении конических колес с эвольвентным профилем зуба устанавливают в соответствии с рисунком 2.30.

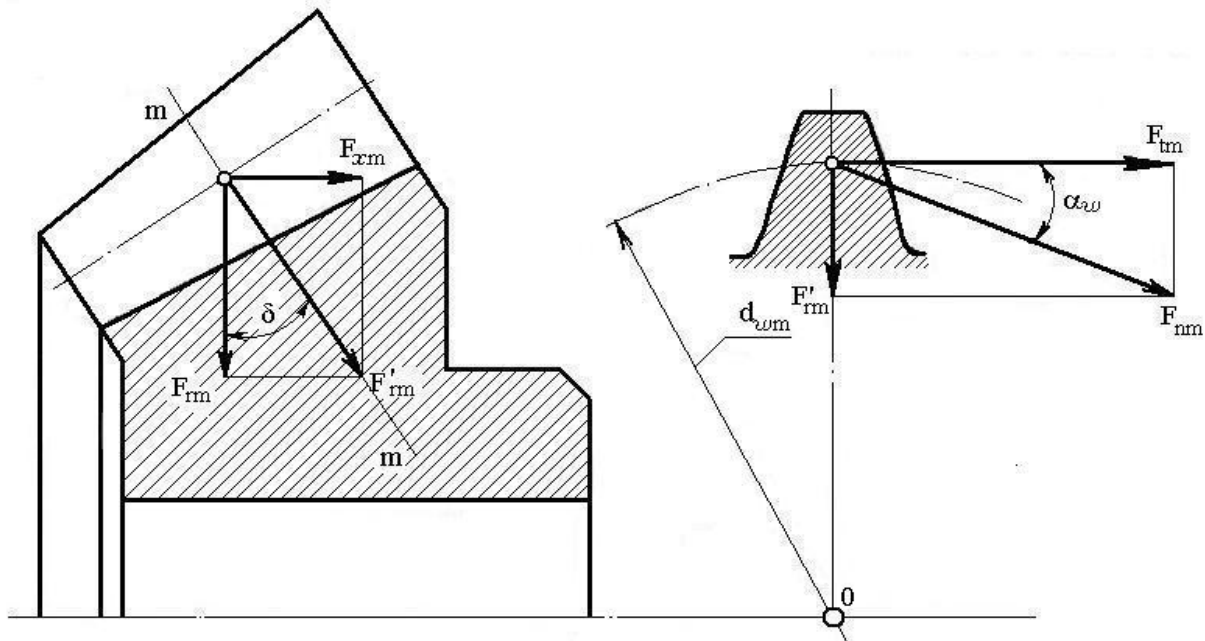


Рисунок 2.30 – Силы в зацеплении конических колес с эвольвентным профилем зуба

Окружная составляющая F_{tm} (Н) нормальной силы F_n (Н) на среднем диаметре d_m (мм)

$$F_{tm} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_m / d_{wm} . \quad (2.150)$$

Радиальная составляющая на среднем диаметре F_{rm} (Н) нормальной силы F_n (Н) равна

$$F_{rm} = F_{tm} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta) , \quad (2.151)$$

где δ - угол конусности.

Осевая составляющая на среднем диаметре F_{xm} (Н) нормальной силы F_n (Н) равна

$$F_{xm} = F_{tm} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta . \quad (2.152)$$

Нормальная сила F_{nm} (Н) на среднем диаметре равна

$$F_{nm} = 2 \cdot T_m / \cos \alpha_w . \quad (2.153)$$

Нормальная к профилю зубу нагрузка передается по контактными линиям L_Σ .

Расчетная удельная нагрузка принимается по максимальному её значению с учетом при помощи соответствующих коэффициентов неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, динамических влияний и т.д.

Напряженно-деформированное состояние зубьев колес оценивается с учетом контактной выносливости и выносливости на изгиб.

Проектный расчет конических передач закрытого типа производят, основываясь на допускаемых значениях контактных напряжений, а проверку производят также по напряжениям изгиба.

Для передач открытого типа наиболее опасным является напряжение изгиба. Поэтому размеры передачи в проектном расчете устанавливают по допус-

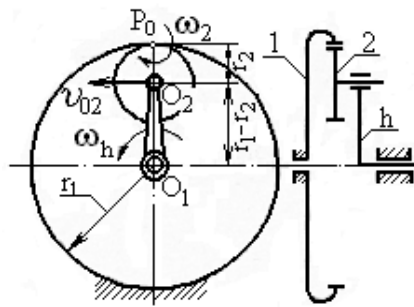
каемым напряжениям изгиба для материала, из которого изготовлены колеса передач.

Проверочный расчет производят также по напряжениям контактным.

Расчет конической передачи заканчивается определением размеров: делительных диаметров d_1 и d_2 ; диаметров окружности выступов d_{a1} и d_{a2} ; диаметров окружности впадин d_{f1} и d_{f2} ; коэффициентов смещения x_1 и x_2 ; ширины зубчатого венца колес b ; углов конусности и конусного расстояния.

2.6. Передача планетарная

Планетарные передача – это передача с колесами, оси которых подвижны и перемещаются вокруг окружностей других колес, будучи с ними связанными, т.е. представляют собой эпициклическую передачу, в которой на отдельные звенья наложена кинематическая связь (рисунок 2.31).



1 – колесо центральное; 2 – сателлит; h – водило

Рисунок 2.31 – Схема трехзвенного планетарного механизма

Звено h входит во вращательные пары O_1 со стойкой и O_2 с зубчатым колесом 2 и вращается с угловой скоростью ω_h . Звено 2 обегает центральное неподвижное колесо 1, вращаясь с угловой скоростью ω_2 вокруг мгновенного центра вращения P_0 . Звено 1 называют центральным колесом, звено 2 – сателлитом, звено h – водилом.

Механизмы, в которых хотя бы одно звено имеет подвижную ось, называют сателлитными. Сателлитные механизмы с одной степенью подвижности являются планетарными. Передаточное отношение в таких передачах устанавливается по связи угловых скоростей ω_2 и ω_h через линейную скорость v_{O2} точки O_2 , общей для колеса 2 (сателлита) и водила h

$$v_{O2} = \omega_2 \cdot r_2 = -\omega_h \cdot (r_1 - r_2), \quad (2.154)$$

где r_1 и r_2 – радиусы центрального колеса и сателлита соответственно.

При условно неподвижном колесе 1 по принципу обращенного движения величина передаточного отношения от второго звена к водилу определяется по формуле

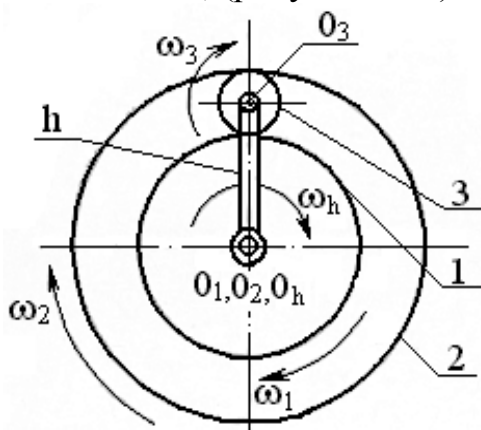
$$i_{2h}^{(1)} = \omega_2 / \omega_h = (r_2 - r_1) / r_2 = 1 - (r_1 / r_2) = 1 - i_{21}^{(h)}, \quad (2.155)$$

где $i_{21}^{(h)}$ – передаточное отношение от второго колеса к первому при условно остановленном водиле h .

В планетарных механизмах с круглыми колесами сумма передаточных отношений при различных останавливаемых звеньях всегда равна единице

$$i_{2h}^{(1)} + i_{21}^{(h)} = 1. \quad (2.156)$$

Сателлитные механизмы с двумя и более степенями подвижности называют дифференциальными механизмами, (рисунок 2.32).



1, 2 – колеса центральные; 3 – сателлит; h – водило

Рисунок 2.32 – Дифференциальный механизм с цилиндрическими колесами

Классификационные формулы планетарных передач составляют с помощью букв латинского алфавита. Заглавными буквами обозначают типы механизмов, а строчными буквами обозначают звенья, образующие эти механизмы. Особенности структуры передачи уточняют индексами. Нижние индексы относятся к основным звеньям. Первый из них указывает звено, передающее наибольший крутящий момент. Верхний индекс указывает, какое звено не вращается.

Планетарные зубчатые передачи классифицируют по сходным конструктивно – функциональным признакам механизмов.

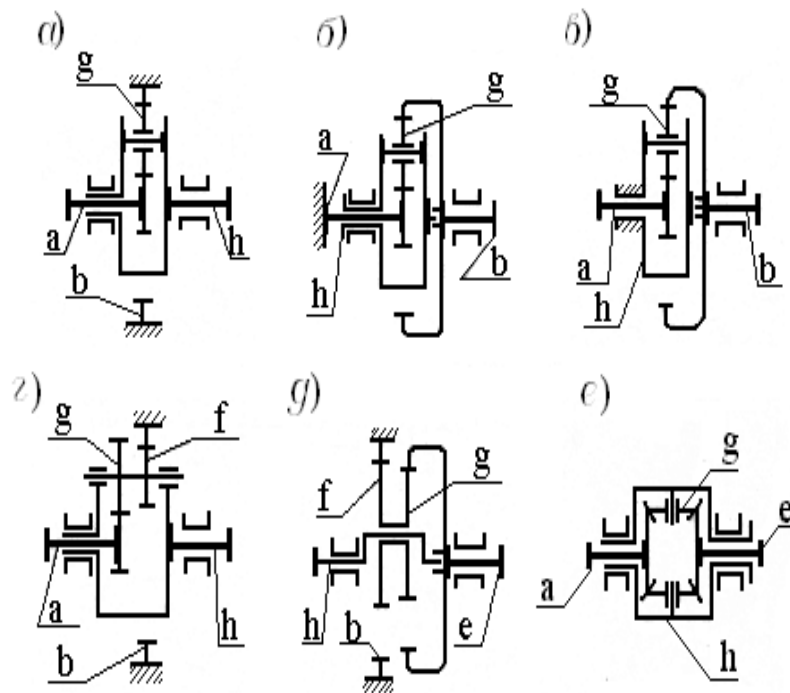
Планетарный механизм $2k - h$ содержит в качестве основных звеньев два центральных колеса k и водило h . Передачи с этим механизмом имеют обозначения:

A – передача, механизм которой содержит одновенцовый сателлит, центральное колесо a с внешними зубьями и центральное колесо b с внутренними зубьями. На рисунке 2.33 представлены типы передач A (a) – передача A_{ha}^b с остановленным центральным внешним колесом b ; б) – передача A_{hb}^a с остановленным центральным внутренним колесом a ; в) – передача A_{ba}^h с остановленным водилом h);

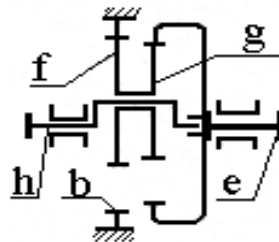
B – передача, механизм которой содержит двухвенцовый сателлит, центральное колесо a с внешними зубьями и центральное колесо b с зубьями на внутренней поверхности обода (рисунок 2.33, г – передача B_{ha}^b с остановленным внешним центральным колесом b);

C – передача, механизм которой содержит двухвенцовый сателлит и центральные колеса b и e с внутренними зубьями (рисунок 2.33, д – C_{eh}^b с остановленным внешним центральным колесом b);

E – передача, механизм которой содержит одновенцовый сателлит и конические зубчатые колеса (рисунок 2.33, e – передача E).

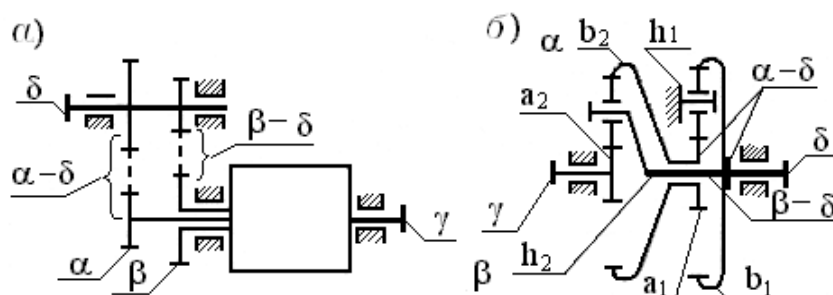
Рисунок 2.33– Схемы передач с механизмом $2k-h$

Механизм $3k$ (рисунок 2.34) в качестве основных звеньев имеет три центральных колеса. В этом случае водило не воспринимает нагрузку от внешних моментов, а только поддерживает сателлиты.

Рисунок 2.34 – Схема передачи с механизмом $3k$

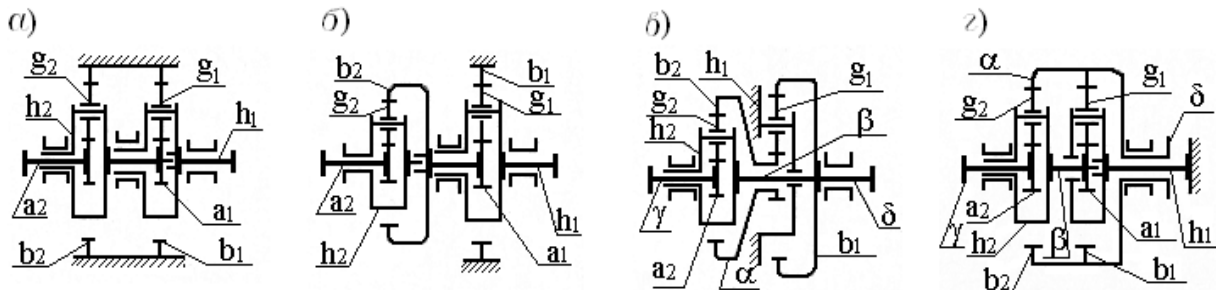
Замкнутые передачи (передачи $\gamma-\delta$) содержат дифференциал, основные звенья которого обозначают буквами α , β , γ . На рисунке 2.35,а показан механизм, у которого звено γ вращается с одним из выходных валов, а два других основных звена α и β связаны с другим выходным валом δ .

На рисунке 2.35,б показан механизм, основное звено β которого соединено с выходным валом δ (передачей $\beta-\delta$), а механизм A (передача $\alpha-\delta$) выполняет функции тихоходной ступени.

Рисунок 2.35 – Схемы передач с механизмом $\gamma-\delta$

В обозначении последовательно соединенных механизмов применяют знак лигатуры $\frown$, который указывает пару звеньев соседних ступеней, соединенных друг с другом. Звеньям тихоходной ступени присваивают индекс 1, а звеньям быстроходной ступени – индекс 2 ($A^{b1}_{h1a1}A^{b2}_{h2a2}$, $A^{b1}_{h1a1}A^{h2}_{b2a2}$).

На рисунке 2.36 изображены схемы передач, составленных из двух механизмов A .



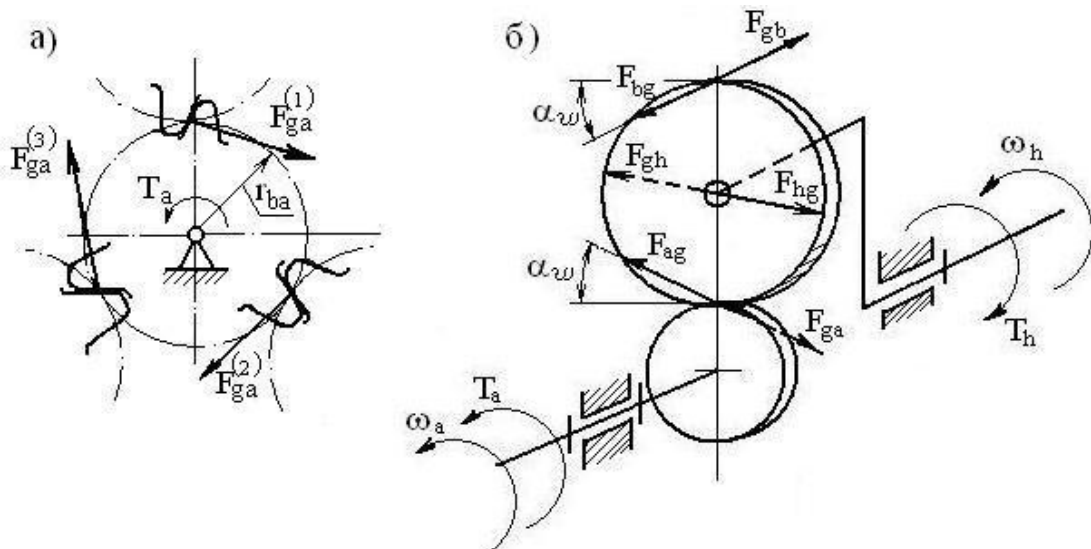
а) передача $A^{b1}_{h1a1}A^{b2}_{h2a2}$; б) передача $A^{b1}_{h1a1}A^{h2}_{b2a2}$;

в) передача $(AA)^{h1}_{(b1h2)a2}$; г) передача $(AA)^{h1}_{(b1b2)a2}$

Рисунок 2.36 – Схемы двухступенчатых планетарных передач:

При расчете зубчатым колесам помимо принятых буквенных обозначений присваиваются индексы 1 и 2, соответственно меньшему и большему элементу сцепляющейся пары.

Для установления величины усилий в зацеплении планетарных передач всех типов рассматривают равновесие каждого звена под действием внешних нагрузок.



($F^{(1)}_{ga}$, $F^{(2)}_{ga}$, $F^{(3)}_{ga}$ – силы, действующие между сателлитом и центральным колесом a ; F_{gb} – сила, действующая между сателлитом и центральным колесом b ; T_a , T_h – моменты вращающие на центральном колесе и водиле соответственно; ω_a , ω_h – угловые скорости на центральном колесе и водиле соответственно; F_{hg} – сила, действующая между водилом и сателлитом)

Рисунок 2.37 – Силы в планетарной зубчатой передаче:

а) распределение усилий между колесами; б) силы в зацеплении

Силы в зацеплении сателлита с центральным колесом рассчитывают с учетом коэффициента неравномерности нагрузки K_H по наиболее нагруженному сателлиту. В расчетах опор сателлитов необходимо учитывать центробежную силу. Радиальные составляющие сил, действующих в передаче, которая имеет несколько сателлитов, не учитывают, т.к. они уравновешивают друг друга.

В трехсателлитной передаче (рисунок 2.37) вращающий момент T_a на центральном колесе **a** уравновешивается силами $F_{ga}^{(1)}, F_{ga}^{(2)}, F_{ga}^{(3)}$

$$T_a = r_{ba} \cdot (F_{ga}^{(1)} + F_{ga}^{(2)} + F_{ga}^{(3)}), \quad (2.156)$$

где r_{ba} – радиус основной окружности центрального колеса.

В идеальной передаче силы равны и нормальная сила от сателлита F_{ga}

$$F_{ga} = T_a / (r_{ba} \cdot n_w). \quad (2.157)$$

В случае передачи с числом сателлитов $n_w > 3$ неравномерность распределения нагрузки исключить не удастся и это учитывается умножением силы F_{ga} на коэффициент неравномерного распределения нагрузки K_H . Участие сателлита одновременно в двух зацеплениях приводит к тому, что одновенцовый сателлит не передает вращающий момент и находится в равновесии под действием сил F_{ag} , F_{bg} и F_{hg} со стороны колес **a**, **b** и водила **h** соответственно.

Учитывая, что углы зацепления α_w одинаковы, из уравнения равновесия

$$F_{hg} = 2 \cdot F_{ag} \cdot K_H \cdot \cos \alpha_w. \quad (2.158)$$

Сила F_{hg} необходима при расчете подшипника сателлита и оси водила. Нормальную силу F_n , приходящуюся на единицу длины контактной линии l , называют удельной нагрузкой

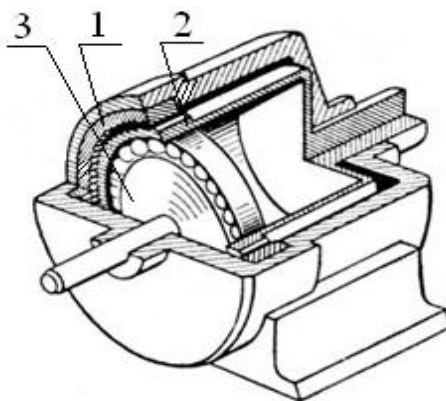
$$w_m = F_n / l. \quad (2.159)$$

Рабочая нагрузка равна произведению удельной нагрузки на корректирующие коэффициенты (коэффициенты режима нагружения, неравномерности распределения нагрузки, динамического влияния и т.п.), которые устанавливаются в каждом конкретном случае с учетом принятых критериев работоспособности. В расчетах оценивают нагрузку, которая вызывает наибольшее опасное напряжение для данного вида повреждения.

2.7. Передача волновая

Волновая передача кинематически представляет собой планетарную передачу с одним из колес в виде гибкого венца **g** (рисунок 2.38).

В волновых передачах генератор волн **h**, вращаясь, деформирует гибкое колесо **g** таким образом, что оно входит в зацепление с жестким центральным колесом **b** (закрепленным в корпусе передачи) в нескольких зонах, которые перемещаются по окружности, вызывая вращение гибкого колеса **g** относительно жесткого колеса **b**.



1 – гибкое колесо; 2 – жесткое колесо; 3 – генератор

Рисунок 2.38 – Зубчатая волновая передача

Деформирование гибкого колеса генератором носит гармонический характер, поэтому передача получила название волновой. Количество зон зацепления колес g и b определяет число волн деформации n_w . В свободном состоянии без генератора колеса находятся в концентричном положении с равномерным зазором между зубьями жесткого и гибкого колес. Генератор деформирует гибкое колесо в радиальном направлении. При этом максимальная деформация вызывает зацепление зубьев на полную рабочую высоту, а при минимальной деформации между вершинами зубьев образуется радиальный зазор.

При зацеплении гибкого и жесткого колес в каждой зоне одновременно под нагрузкой находится большое число пар зубьев. Многопарность контакта зубьев при наличии нескольких зон зацепления определяет относительно высокую нагрузочную способность волновых зубчатых передач. Число зубьев жесткого колеса $(z)_b = z_2$ больше, чем число зубьев гибкого колеса $(z)_g = z_1$. Разность чисел зубьев колес волновой передачи принимают равной или кратной числу волн деформации n_w

$$z_2 - z_1 = k_z \cdot n_w, \quad (2.160)$$

где k_z – коэффициент кратности.

Передаточное число волновой передачи u выражают в соответствии с указаниями по определению передаточных отношений планетарных передач.

Количество зубьев волновой передачи определяют в зависимости от передаточного отношения, числа волн деформации и коэффициента кратности.

При увеличении коэффициента кратности растет разность между максимальной и минимальной деформацией гибкого колеса и повышается уровень напряжений. Оптимальная величина коэффициента кратности равна единице ($k_z = 1$).

При увеличении числа волн деформации повышаются неравномерность распределения нагрузки между зонами зацепления и напряжения в гибком колесе.

Увеличение числа зубьев колес требует большей жесткости элементов передачи и высокой точности изготовления.

Уменьшение количества зубьев снижает выносливость на изгиб зубьев и обода гибкого колеса. Для одной ступени число зубьев устанавливают в преде-

лах $140 < (z)_b > 600$. Передаточное отношение рекомендуется брать в диапазоне $300 > |i_{hg}^b| > 70$. Величину модуля зацепления рекомендуется принимать больше 0,3 мм ($m \geq 0,3$ мм). Равномерное распределение нагрузки между зонами зацепления разгружает опоры звеньев **b**, **g** и **h**.

Потеря работоспособности волновой передачи может наступить вследствие: износа зубьев, усталостных поломок гибкого колеса, выкрашивания тел качения и беговых дорожек гибкого подшипника.

Волновые передачи в сравнении с другими зубчатыми имеют меньшую массу и меньшие габариты, обеспечивают более высокую кинематическую точность, имеют меньший мертвый ход, обладают высокой демпфирующей способностью, работают с меньшим шумом.

При необходимости волновые передачи позволяют передавать вращательное движение в герметизированное пространство без специальных уплотнительных устройств (рисунок 2.39).

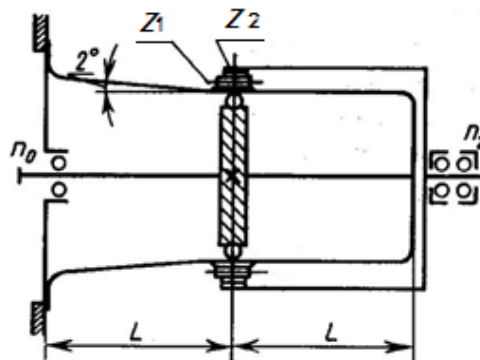


Рисунок 2.39 – Схема волновой передачи движения в герметизированное пространство

К недостаткам волновых передач относят ограничение частоты вращения генератора волн при больших диаметрах колес (во избежание больших окружных скоростей генератора).

На рисунке 2.40 представлена схема волновой передачи с кулачковым генератором волн.

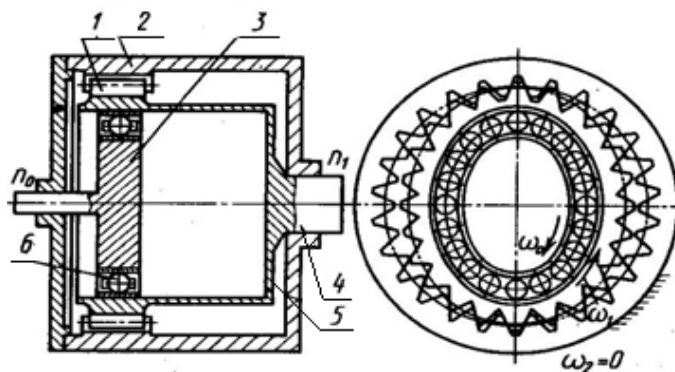


Рисунок 2.40 – Схема волновой передачи с кулачковым генератором волн

Генератор волн 3 состоит из овального кулачка соответствующего профиля и специального шарикоподшипника 6 с гибкими кольцами. Гибкий венец 1 нарезан на деформируемом конце тонкой цилиндрической оболочки 5, другой

конец которой через тонкое дно соединяется с выходным валом 4. На концах большой оси вала зубья зацепляются по всей высоте, на малой оси зубья не зацепляются. Между этими участками зубья гибкого колеса погружены во впадины жесткого колеса на разную глубину.

При вращении генератора волн гибкий зубчатый венец обкатывается по неподвижному колесу, вращая оболочку и вал.

Принцип работы волновой передачи, аналогичен планетарной, т.к. передача вращения осуществляется механизмом, имеющим подвижные оси и передаточное отношение u определяется по формуле Виллиса.

При неподвижном жестком колесе 2

$$u = \frac{n_0}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}, \quad (2.161)$$

где знак минус указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

При неподвижном гибком колесе (рисунок 2.39)

$$u = \frac{n_0}{n_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}, \quad (2.162)$$

где $n_0, n_1, (n_2)$ – частоты вращения ведущего и ведомого звеньев; z_1 и z_2 числа зубьев колес гибкого и жесткого соответственно.

Необходимое максимальное радиальное перемещение w_0 при отсутствии боковых зазоров должно равняться полуразности диаметров начальных окружностей

$$w_0 = 0,5(d_{w2} - d_{w1}). \quad (2.163)$$

Для эвольвентного зацепления диаметры начальных окружностей можно выразить через диаметры делительных окружностей

$$d_w = d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = mz \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \quad (2.164)$$

Тогда

$$w_0 = 0,5(z_2 - z_1)m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 0,5mk_z n_w \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (2.165)$$

где m – модуль зацепления; α и α_w – углы профиля исходного контура и зацепления.

Минимально допустимое радиальное упругое перемещение $w_0 = m \cdot \cos \alpha$. При $\alpha = 20^\circ$ относительное радиальное перемещение $w_0 / m = 0,94$, при $\alpha = 30^\circ$ $w_0 / m = 0,866$.

Расчет волновых передач аналогичен расчету обычных зубчатых передач с учётом изменения первоначальной формы зубчатых венцов и генератора волн.

Волновые передачи становятся неработоспособными в случае, когда происходит:

- разрушение подшипника генератора волн;
- проскок генератора волн, вследствие изменения его формы, а также изменения формы гибкого и жесткого зубчатых венцов колес из-за недостаточной радиальной жесткости.
- поломка гибкого колеса от трещин усталости, появляющихся вдоль впадин зубчатого венца при напряжениях, превышающих предел выносливости;

- износ зубьев, который зависит от напряжений смятия на боковых поверхностях.

Распространение получили передачи с колесами, изготовленными из стали 30ХГСА, 50Х, 38ХНБА, 40Х13 с твердостью 28...32 HRC.

Жесткое колесо выполняют с толщиной обода $h_0 \geq (6...8) h_1$. Меньший коэффициент принимают при посадке жесткого колеса с натягом.

Основным критерием расчета является напряжение смятия, что используется при проектном расчете.

При проведении проверочных расчетов рекомендовано также использовать расчет по напряжениям циклического изгиба и циклического кручения. Место действия наибольших нормальных местных напряжений изгиба не совпадает с местом действия наибольших напряжений кручения. Поэтому условия напряжений прочности производят отдельно для нормальных и касательных напряжений.

Поломка гибких колес может происходить при значительных перегрузках, когда действие статических напряжений превосходят предельно допускаемые значения или вследствие усталостных явлений, когда действующие предельные местные напряжения превосходят пределы выносливости гибкого колеса.

Для подшипников качения дисковых генераторов волн расчет их на долговечность выполняют из условия, что в качестве внешней нагрузки принимают радиальное усилие в зацеплениях волновой передачи.

При использовании подшипников генераторов волн определение размеров волновых передач проводят в следующей последовательности:

- определяют предварительное число зубьев гибкого колеса диаметр делительной окружности которого считают приближенно равным наружному диаметру нормализованного гибкого подшипника, который устанавливают исходя из долговечности;

- устанавливают предварительное значение модуля зацепления, согласовав его с нормативными величинами;

- уточняют число зубьев z_g , уточняют передаточное отношение;

- рассчитывают размеры зубчатых колес;

- выполняют проверочные расчеты на прочность и выносливость гибкого колеса, а также устанавливают долговечность подшипника генератора волн.

Конструкция волнового зубчатого редуктора показана на рисунке 2.41.

Генератор волн, включающий кулачок 7 овальной формы и шарикоподшипник 6 с гибкими кольцами, посажен на быстроходный вал 1 на привулканизированной резиновой прокладке 8. Генератор волн деформирует зубчатый венец 4 гибкого колеса, выполненного в виде цилиндрической оболочки и соединенного сваркой с тихоходным валом 9. Жесткое колесо 5 выполнено заодно с корпусом. Крышка 3 выполнена с радиальными ребрами, которые охлаждаются потоком воздуха от вентилятора 2.

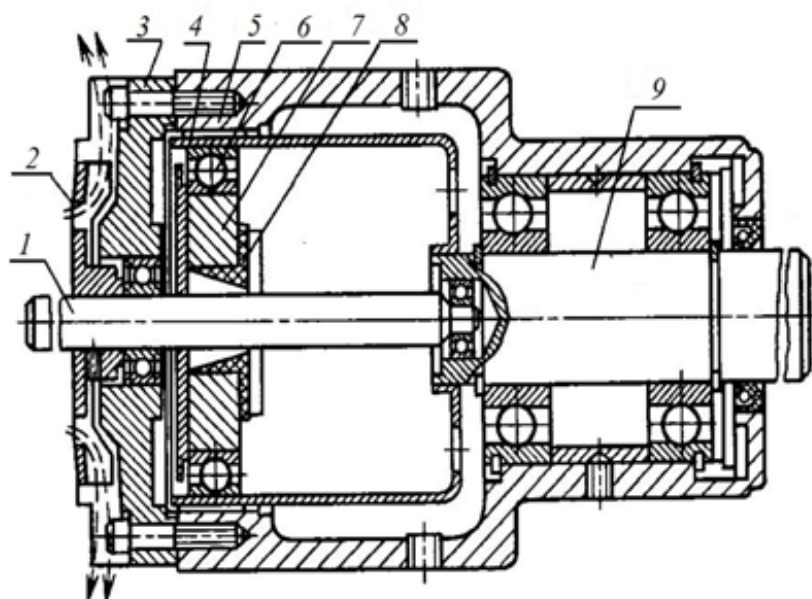
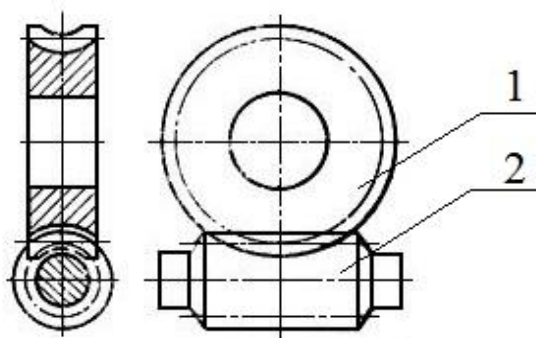


Рисунок 2.41 – Волновой зубчатый редуктор

Для нормальной работы передачи требуется высокая степень соосности генератора волн, гибкого и жесткого колес. Резиновая прокладка 8 до некоторой степени компенсирует несоосность.

2.8. Передача червячная

Червячная передача – это передача, в основе конструкции которой использован механизм для передачи вращения между валами со скрещивающимися осями посредством винта (червяка) и сопряженного с ним червячного колеса (рисунок 2.42).



1 – червячное колесо; 2 – червяк

Рисунок 2.42 – Червячная передача

Червячная передача представляет собой разновидность винтовой зубчатой передачи и характеризуется тем, что поверхности зубьев колеса огибают на определенном угле γ поверхности витков червяка и контактируют с витками червяка *по линии*. Механизм червячной передачи реализует передаточную функцию, которая отражается передаточным отношением

$$i = \omega_1 / \omega_2, \quad (2.166)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего элемента (червяка); ω_2 – угловая скорость ведомого элемента (червячного колеса).

Передаточная функция i при этом отождествляется с передаточным числом u , которое представляет собой отношение числа зубьев червячного колеса z_2 к числу заходов винта на z_1 червяке

$$u = z_2/z_1, \quad (2.167)$$

Номинальные значения передаточных чисел $u_{ном}$ для ортогональных цилиндрических червячных передач редукторов регламентирует ГОСТ 2144–76.

Червячные передача, у червяка которой делительная и начальная поверхности цилиндрические согласно ГОСТ 18498–89 классифицируется как цилиндрическая червячная передача. В такой передаче делительная и начальная поверхности червячного колеса условно принимаются цилиндрическими.

Распространение получили цилиндрические червяки с линейчатыми боковыми поверхностями витков, которые получены при движении прямой линии, совершающей винтовое движение постоянного шага.

В случае, когда профиль витка в сечении перпендикулярном оси очерчен по эвольвенте круга, червяк рассматривают как эвольвентное косозубое колесо с малым числом зубьев и большим углом наклона. Расстояние между соответствующими боковыми сторонами двух смежных витков, измеренное параллельно оси называют расчетным шагом червяка и обозначают p .

Линейная величина в π раз меньшая расчетного шага p называется модулем m , мм.

Модули m определяются в осевом сечении червяка.

Модуль связан с диаметром делительной окружности червяка d_1 , мм, через коэффициент диаметра $q = d_1/m$. На выбор коэффициента диаметра червяка влияет число заходов червяка z_1 , установленного ГОСТ 2144–76 в зависимости от передаточного числа u . Число витков может быть 1, 2 или 4.

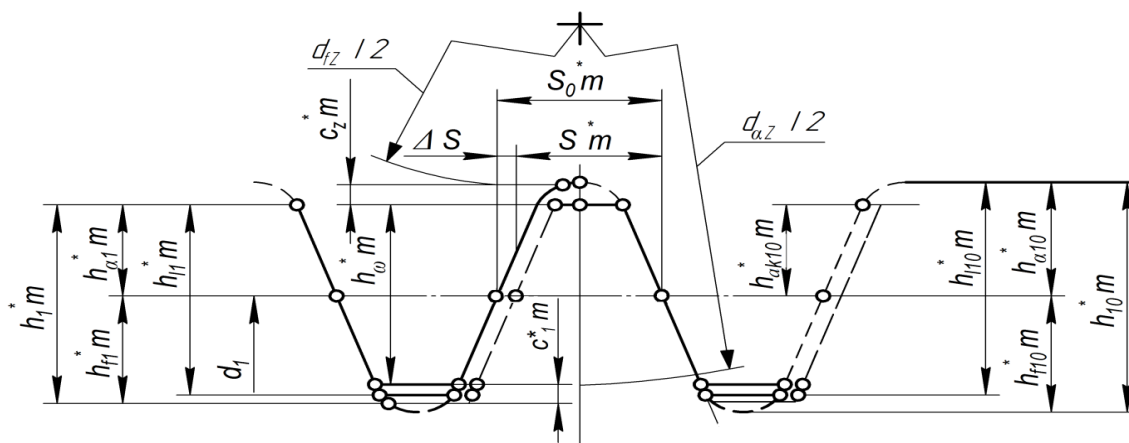
Числовые значения модулей m и коэффициентов диаметра q регламентирует ГОСТ 19672–74 «Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка».

Угол подъема винтовой линии γ на делительном цилиндре равен

$$\operatorname{tg} \gamma = p z_1 / (\pi d_1) = \pi m z_1 / (\pi d_1) = z_1 / q \quad (2.168)$$

Форма и размеры витков исходного червяка и исходного производящего червяка и радиальные зазоры червячной передачи в осевом сечении, содержащем межосевую линию червячной передачи представлены на рисунке 2.43.

В ортогональных червячных цилиндрических передачах для редукторов расстояние между осями червячного колеса и червяка по межосевой линии называют межосевым расстоянием a_w , и его величину устанавливает ГОСТ 2144–76. Расстояние по межосевой линии между делительной поверхностью производящего червяка и делительной поверхностью обрабатываемого червячного колеса согласно ГОСТ 18498 – 89 называют смещением производящего червяка.



- совпадающие контуры исходного червяка и исходного производящего червяка;
 - - - - - контур витков исходного червяка;
 - · - · - · контур витков исходного производящего червяка

Рисунок 2.43 – Контур витков исходных червяков
и исходных производящих червяков

Коэффициент смещения x производящего червяка равен отношению смещения производящего червяка к его модулю и равен коэффициенту смещения червячного колеса

$$X = a_w / m = -0,5 \cdot (q + z_2). \quad (2.169)$$

Примечание - Условие достаточности $-1 < x < 1$

Межосевое расстояние a_w равно

$$a_w = 0,5 m (q + z_2 + 2x). \quad (2.170)$$

В случае, когда делительные окружности червяка d_1 и червячного колеса d_2 касаются в плоскости, проходящей через ось червяка и перпендикулярно оси колеса, смещения не будет, а межосевое расстояние a_w равно делительному межосевому расстоянию a

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 m (q + z_2) \quad (2.171)$$

Расчет геометрических параметров цилиндрических червячных передач производится по ГОСТ 19650 – 97, с учетом ГОСТ 19036-94.

На рисунке 2.44 представлена червячная передача с указанием ее основных конструктивных элементов.

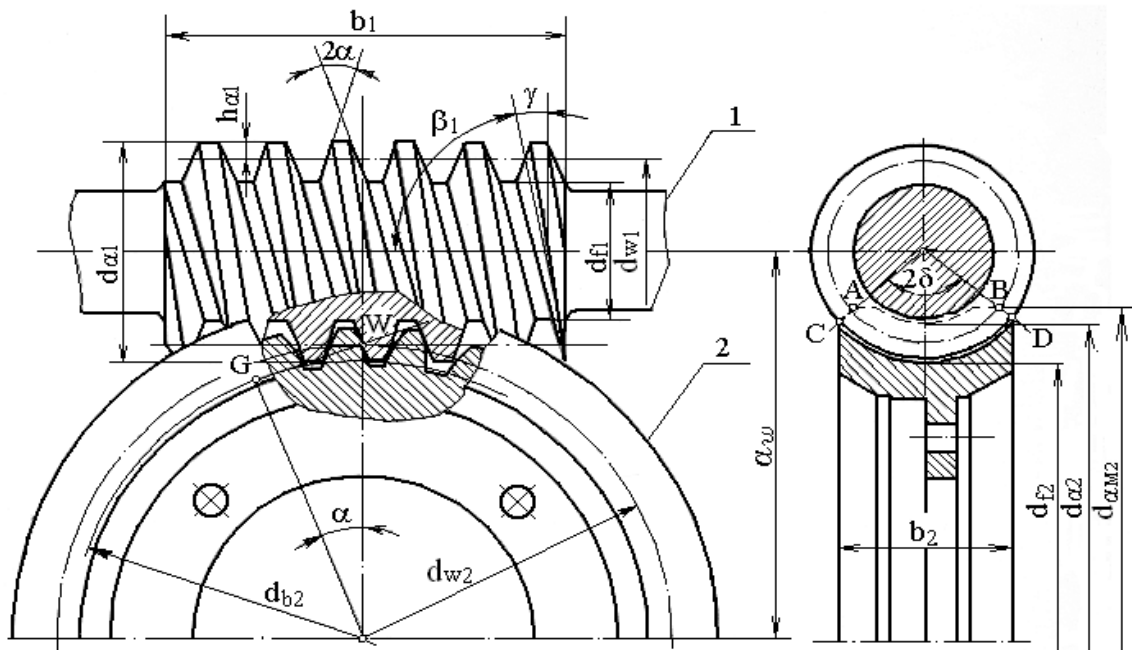
Количество зубьев червячного колеса

$$z_2 = uz_1. \quad (2.172)$$

Примечание – Значение z_2 округляют до ближайшего целого числа.

Начальный угол подъема γ_w равен

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x}. \quad (2.173)$$



(d_{w1} , d_{w2} , d_{a1} , d_{a2} , d_{f1} , d_{f2} – диаметры окружностей делительных, выступов и впадин червяка и червячного колеса соответственно; $d_{\alpha M2}$ – наибольший диаметр колеса; a_w – межосевое расстояние; b_1 – длина нарезанной части червяка; b_2 – ширина венца колеса; α – угол профиля; γ – угол подъема линии витка червяка; 2δ – угол обхвата червяка колесом)

Рисунок 2.44 – Передача червячная: 1 – червяк; 2 – колесо червячное

Диаметры делительных окружностей, мм:

- червяка

$$d_1 = m q, \quad (2.174)$$

- червячного колеса

$$d_2 = m z_2. \quad (2.175)$$

Начальный диаметр червяка, мм

$$d_{w1} = (q + 2x)m. \quad (2.176)$$

Высота витка червяка, мм

$$h_1 = h_{a1}^* m. \quad (2.177)$$

Высота головки витка червяка, мм

$$h_{a1} = h_{a1}^* m. \quad (2.178)$$

Диаметры вершин, мм:

- витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}^* m; \quad (2.179)$$

- зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_{a1}^* + x)m. \quad (2.180)$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (2.181)$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2 + \frac{\pi m}{2}} \quad (2.182)$$

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1=1 \text{ и } z_1=2; \quad b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1=4. \quad (2.183)$$

Половина угла обхвата червяка колесом

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}\right) \quad (2.184)$$

Угол обхвата червяка колесом $2\delta = (90^\circ \dots 120^\circ)$.

Расчетный шаг червяка, мм

$$p_1 = \pi m. \quad (2.185)$$

Ход витка, мм

$$p_{z1} = p_1 \cdot z_1. \quad (2.186)$$

Потери в червячных редукторах $\eta_{\text{чр}}$ складываются из потерь в зацеплении η_z , в подшипниках η_n и на разбрызгивание и размешивание масла $\eta_{\text{рм}}$. Потери на смазке незначительны, и их можно не учитывать.

Коэффициент полезного действия η (КПД) червячного редуктора равен

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_n \quad (2.187)$$

При ведущем червяке КПД зацепления η_z равно

$$\eta_z = \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi'), \quad (2.188)$$

где φ' – угол трения, выраженный через коэффициент трения f

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f. \quad (2.189)$$

Значения φ' для стального червяка и червячного колеса с бронзовым венцом, с учетом скорости скольжения v_s , приведены в таблице 2.1.

Скорость скольжения определяется по формуле

$$v_s = \pi \cdot n_1 \cdot d_{w1} / (6 \cdot 10^4 \cdot \cos \gamma_w). \quad (2.190)$$

Таблица 2.1 – Формулы расчета угла трения φ' для сопрягаемой пары
«сталь – бронза»

Скорость скольжения v_s , м/с	Угол трения φ'			
	Червяк	Венец колеса	Червяк	Венец колеса
	40ХН; 20ХГР; 30ХГС; 30ХГН	Бр.А9ЖЗЛ; Бр.А10Ж4Н4	30ХГС; 38ХГН; 40ХН; 20ХГР	Бр.О10Ф1; Бр.0,5Ц5С5
Менее 0,25	(6,90 – 10,4) v_s		(5,7 – 8) v_s	
0,25...1,0	(4,70 – 1,60) v_s		(4,6 – 1,6) v_s	
1,0...4,0	(3,57 – 0,47) v_s		(2,9 – 0,4) v_s	
4,0...7,0	(1,94 – 0,06) v_s		(1,7 – 0,1) v_s	
Более 7,0			(1,147 – 0,021) v_s	

КПД тем выше, чем больше угол подъема винтовой линии червяка γ_w . Коэффициент трения f уменьшается при повышении твердости витков червяка и чистоты его поверхности, а также с ростом скорости скольжения.

Схема сил, действующих в червячной передаче с цилиндрическим червяком показана на рисунке 2.45.

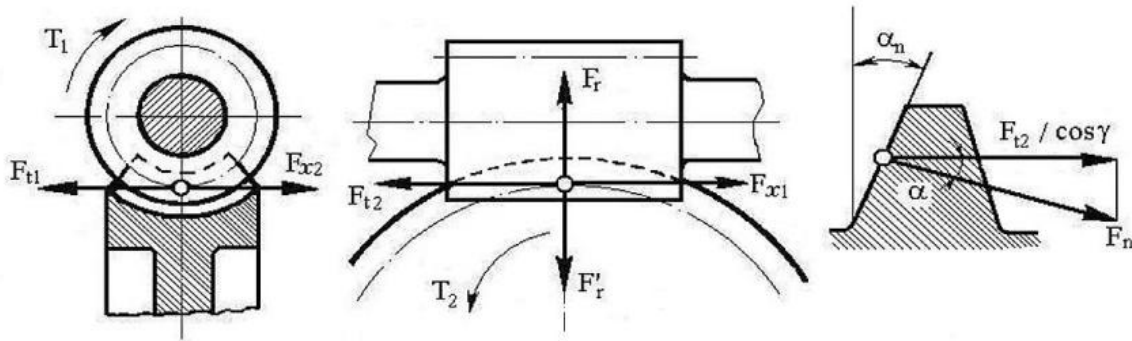


Рисунок 2.45 – Силы в зацеплении червячной передачи

Окружная составляющая F_{t2} (Н) нормальной силы F_n (Н) на начальном диаметре колеса d_{w2} (мм) равна осевой составляющей F_{x1} (Н) нормальной силы F_n (Н) на начальном диаметре червяка d_{w1}

$$F_{t2} = F_{x1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_2 / d_{w2}. \quad (2.191)$$

Окружная составляющая F_{t1} (Н) нормальной силы F_n (Н) на начальном диаметре червяка d_{w1} (мм) равна осевой составляющей F_{x2} (Н) нормальной силы F_n (Н) на начальном диаметре колеса d_{w2}

$$F_{t1} = F_{x2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi'), \quad (2.192)$$

где γ - угол подъема линии витков червяка; φ' - угол трения.

Угол трения φ' вычисляют на основании зависимости

$$\operatorname{tg} \varphi' = f / \cos \alpha_n' = f', \quad (2.193)$$

где α_n' - угол в нормальном сечении ($\operatorname{tg} \alpha_n' = \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos \gamma$); f и f' - коэффициенты трения.

Нормальная сила в зацеплении F_n (Н)

$$F_n = F_{t2} \cos \varphi' / \cos \alpha_n' \cdot \cos(\gamma \pm \varphi'). \quad (2.194)$$

Радиальная составляющая F_{r1} (Н) нормальной силы F_n (Н) на начальном диаметре червяка d_{w1} (мм) равна радиальной составляющей F_{r2} (Н) нормальной силы F_n (Н) на начальном диаметре колеса d_{w2} .

$$F_{r1} = F_{r2} = F_n \cdot \sin \alpha_n' = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n' / \cos \gamma. \quad (2.195)$$

Под действием усилий в элементах передачи создается напряженно – деформированное состояние, которое определяет изменение структуры материалов контактирующих элементов, а также служит предпосылкой для отказа в работе элементов передачи. Наиболее опасными являются контактные циклические напряжения, которые приводят к потере выносливости рабочих поверхностей.

Напряжения изгиба, более опасные для зубьев колеса, чем витков червяка, приводят к излому на переходной поверхности зуба у его основания.

При проектном расчете в основу установления геометрических параметров закрытых червячных передач по условию их прочности принимают допускаемые контактные напряжения с последующей проверкой по напряжениям изгиба.

Для открытых передач приоритетным является напряжения изгиба.

В расчетах используют наибольшую удельную силу, действующую в зоне возможного повреждения: на предупреждение *выкрашивания* - в зоне полюса зацепления; на предупреждение *заедания* - в зоне наименьшего угла между вектором скорости скольжения и контактной линией; на предупреждения излома зуба - зоне вершины зуба.

Червячные колеса, как правило, изготавливаются составными: центр (ступица) - из серого чугуна или стали, а зубчатый венец - из антифрикционного материала (бронзы). Червяк чаще выполняется из стали, как одно целое с ведущим валом.

Для соединения элементов, передающих крутящий момент, применяют шпонки.

Червячная передача устанавливается в жестком корпусе, который обеспечивает фиксированное положение ее элементов и возможность взаимного перемещения червяка и червячного колеса во вращательном движении с минимизацией потерь, что определяется в большой степени конструкцией опор.

Распространение получили опоры с телами качения, называемые подшипниками. Конструкция подшипниковых узлов определяется величиной и характером нагрузок в передаче. Подшипниковые узлы обеспечиваются эффективной смазкой. Для предотвращения попадания инородных тел подшипниковые узлы закрывают крышками. При этом сквозные крышки имеют дополнительные уплотнения.

Корпус редуктора может быть литым или сварным. Его конструкция должна обеспечивать сборку узлов, возможность регулирования и максимальный отвод тепла. В верхней части корпуса редуктора выполняется люк для осмотра передачи и заливки масла, закрываемый крышкой, закрепленной винтами. Между крышкой и корпусом находится прокладка, обеспечивающая герметичность соединения. В крышке установлена отдушина для выравнивания внутреннего и наружного давления.

При изготовлении червячных редукторов применяется узловая сборка: узла червячного колеса, состоящего из самого колеса, установленного на ведомом валу с закрепленными на нем подшипниками, и узла червяка, включающего в себя червяк, выполненный за одно целое с ведущим валом, на который напрессованы подшипники. Поэтому разборку и сборку редуктора следует выполнять по узлам, без снятия с валов указанных деталей.

Для создания нормальных условий работы червячной передачи применяют различные способы смазки: окунание, разбрызгивание (масляный туман), поливание, консистентная смазка и др.

Организация процесса смазки обуславливается конструктивными особенностями и кинематическими характеристиками червячной передачи редуктора.

При верхнем расположении червяк смазывается маслом, передаваемым зубьями колеса при их погружении в масляную ванну.

При скоростях скольжения 6...8 м/с и непрерывной работе редуктора рекомендуется применять циркуляционное смазывание. Смазка должна проводиться с обеих сторон червяка для более интенсивного отвода тепла из зоны зацепления.

Смазывание зацепления червячных передач осуществляется погружением червяка (при нижнем его расположении относительно колеса) или погружением колеса (при верхнем расположении червяка).

Червяк рекомендуется погружать в масло как можно глубже, примерно до оси, если этому не препятствуют условия нагрева. Минимальная глубина погружения должна быть не менее двойной высоты витка.

Для контроля уровня масла предусматривается маслоуказатель. Для слива масла служит сливное отверстие, которое закрывается пробкой.

Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами: обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора (обдуваемая поверхность обычно снабжается ребрами; устраивают в корпусе водяные полости или змеевики с проточной водой; применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками.

Червячные передачи (рисунок 2.46) бывают с нижним, верхним и боковым расположением червяка; по назначению – силовые с нерегулируемым и кинематические с регулируемым расположением червяка и колеса.

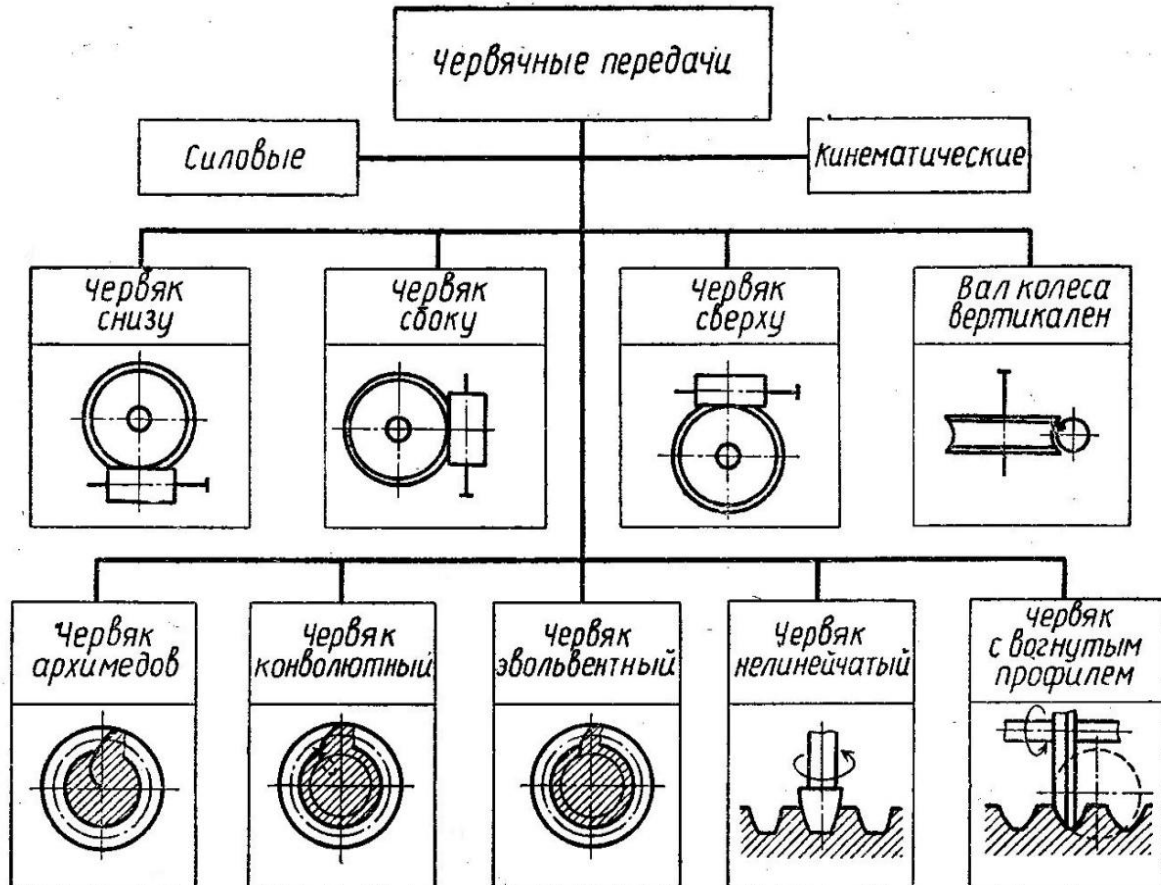


Рисунок 2.46 – Классификация червячных передач

Червяки делят на линейчатые и нелинейчатые. По форме профиля витков линейчатых червяков различают: архимедовы, конволютные и эвольвентные.

Архимедовы червяки в торцевой плоскости имеют вид архимедовой спирали, а в осевой плоскости располагаются прямолинейные образующие витков.

Конволютные червяки в торцовом сечении витка имеют вид удлиненной или укороченной эвольвенты.

Эвольвентные червяки в торцевой плоскости имеют эвольвенты окружности основного цилиндра. Используют также червяки с вогнутым профилем.

Разновидностью червячной передачи является глобоидная передача, у которой делительная поверхность червяка 1 образована вращением вокруг оси червяка, вогнутого отрезка дуги делительной окружности парного червячного колеса 2, лежащей в плоскости его торцового сечения (рисунок 2.47).

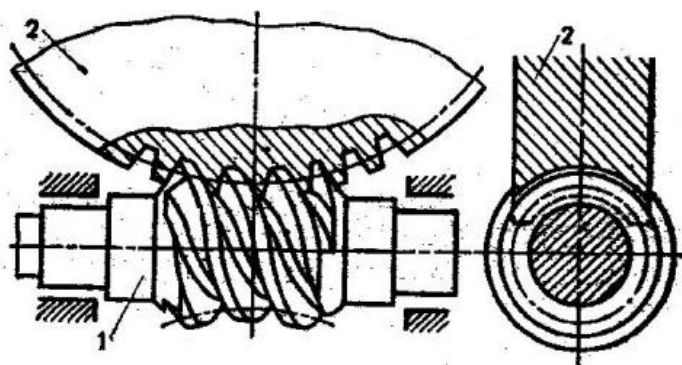


Рисунок 2.47 – Конструкция глобоидной передачи

У ортогональной глобоидной передачи оси скрещиваются под прямым углом и делительная поверхность червяка является частью вогнутой поверхности тора.

Глобоидные передачи имеют повышенную несущую способность по отношению к червячным передачам с цилиндрическим червяком, витки которого очерчены линейчатыми поверхностями. Однако, технология изготовления червячных глобоидных передач значительно сложнее, чем передач с цилиндрическими червяками.

Сложнее также сборка глобоидных передач, поскольку необходимо точное положение не только колеса, но и червяка.

Эти передачи также чувствительны к осевым смещениям червяка, вызванным изнашиванием подшипников и деформациями.

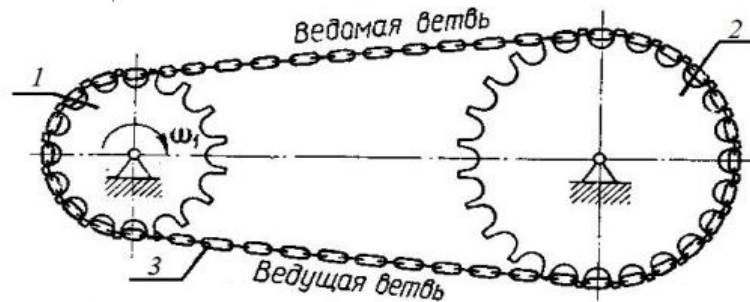
2.9. Передача цепная. Особенности конструкции и расчета

Цепная передача является зубчатой передачей с гибкой связью, для передачи вращающего момента между валами установленными на расстоянии и обеспечивающей выполнение требуемой передаточной функции механизма отраженного передаточным числом.

На рисунке 2.48 представлена схема цепной передачи.

На ведущем и ведомом валах передачи устанавливают звездочки с числом зубьев z_1 и z_2 , которые входят в зацепление с охватывающей их цепью.

Распространение получили передачи для мощностей до 100 кВт при окружных скоростях до $v \leq 15$ м/с и передаточных числах $u \leq 7$.



1 - ведущая звездочка; 2 - ведомая звездочка; 3 - цепь

Рисунок 2.48 – Цепная передача

Цепные передачи различают: по типу цепей – передачи с роликовыми, втулочными и зубчатыми цепями; по скорости ведомого вала – понижающие и повышающие; по количеству цепей, передающих нагрузку – однорядные и многорядные; по количеству ведомых звездочек – с одной ведомой звездочкой и несколькими; горизонтальные, наклонные и вертикальные; с периодической и непрерывной смазкой; с устройствами для регулирования провисания цепи и без них.

На рисунке 2.49 представлена классификация цепных передач.

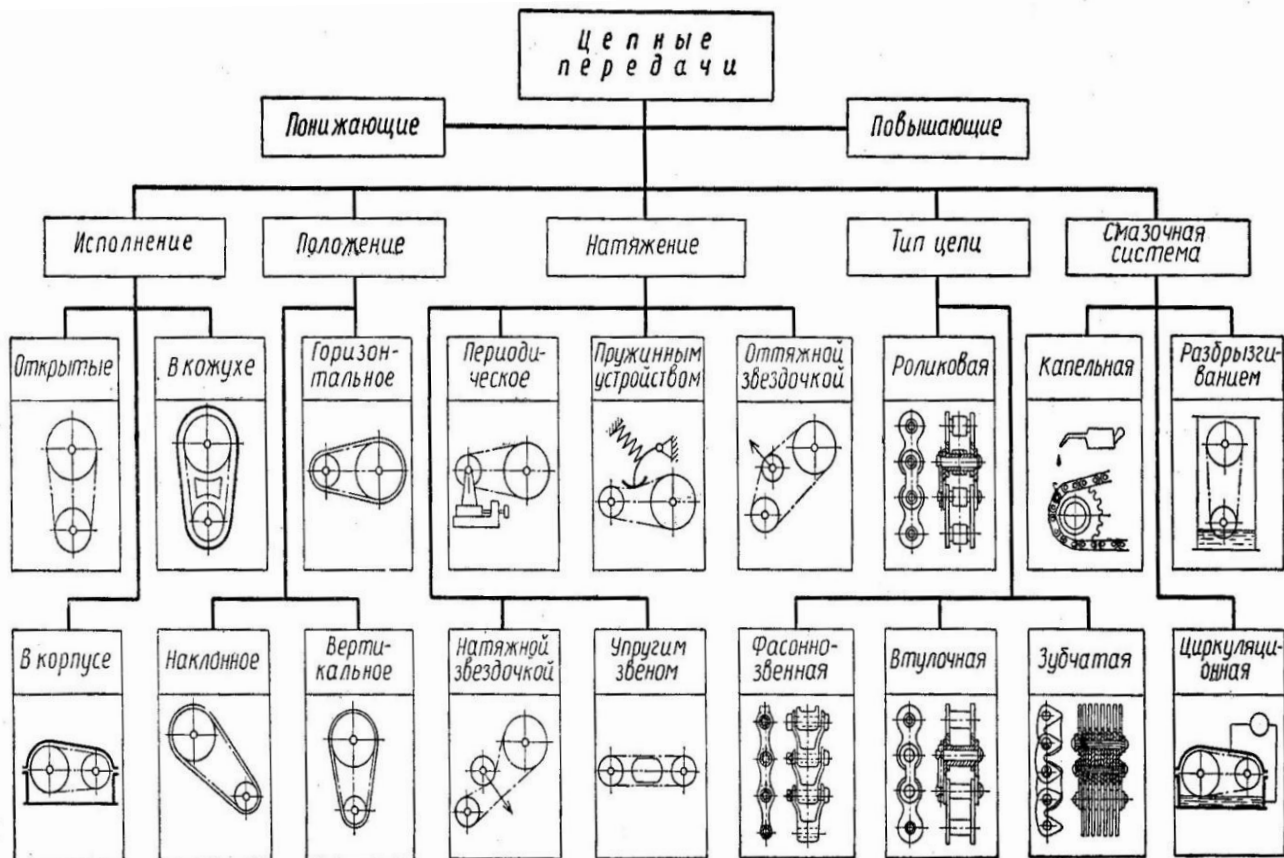


Рисунок 2.49 – Классификация цепных передач

В качестве приводных распространение получили цепи роликовые, втулочные и зубчатые. На рисунке 2.50 представлена роликовая цепь.

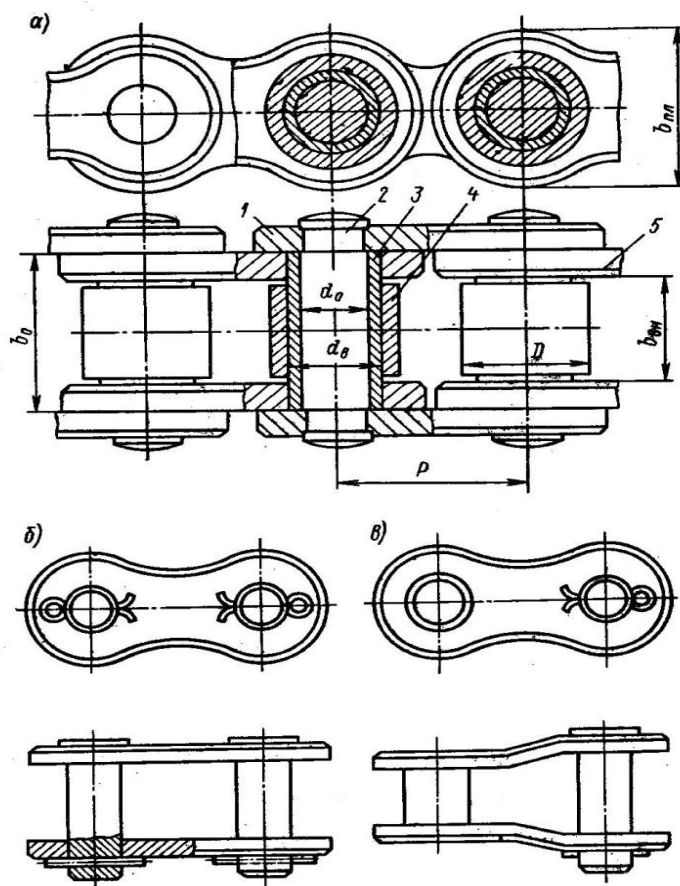


Рисунок 2.50 – Роликовая цепь

Однорядная *роликовая цепь* состоит из звеньев двух типов: с наружными пластинами 1, напрессованными на концы осей 2, и с внутренними 5, напрессованными на втулки 3. Оси, вставленные в отверстия втулок, образуют шарнир. Ролик 4 входит в зацепление с зубьями звездочки (рисунок 2.51).

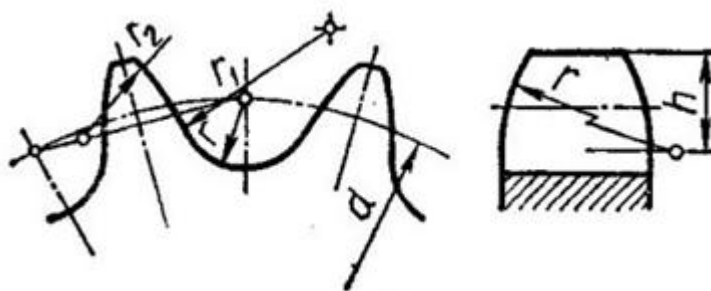


Рисунок 2.51 – Профили зубьев звездочки для роликовых цепей

В подвижных сопряжениях втулки с осью роликов реализуется трение скольжения, а в сопряжениях ролика с зубьями звездочки преобладает трение качения.

Втулочные цепи по конструкции совпадают с роликовыми, но не имеют роликов. В обозначениях роликовой или втулочной цепи указывают: количество рядов, тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа.

Зубчатые цепи (рисунок 2.52) – это цепи со звеньями из набора пластин.

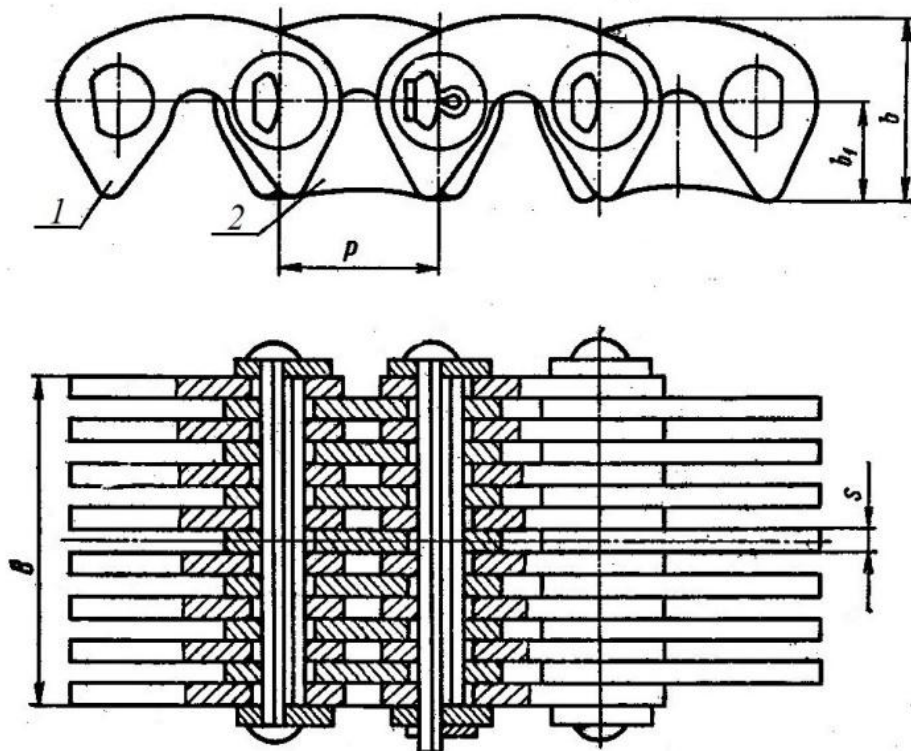


Рисунок 2.52 – Зубчатая цепь с шарнирами качения

Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки (рисунок 2.53).

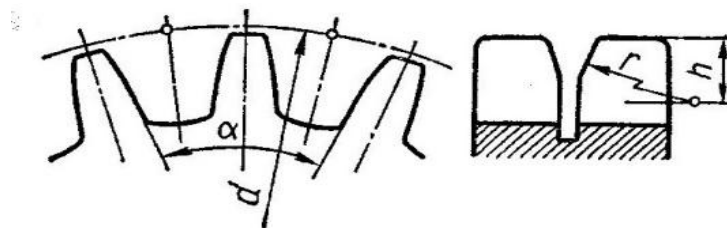


Рисунок 2.53– Профили зубьев звездочки зубчатой цепи

Распространение получили зубчатые цепи с шарнирами качения. Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми является: меньший шум, повышенная кинематическая точность, допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако, они сложнее и тяжелее в изготовлении.

Работоспособность цепной передачи в значительной степени зависит от точности изготовления её элементов, твердости и качества поверхности сопрягаемых элементов.

Материалы деталей цепи должны обладать высокой износостойкостью и прочностью, а для звездочек особое значение имеет поверхностная твердость.

Эксплуатационные характеристики цепной передачи обуславливают необходимость обеспечения необходимого натяжения цепи. Наиболее простое регулирование натяжения цепи при небольших скоростях ($v \leq 5$ м/с) при горизонтальном расположении и межосевом расстоянии $a \leq 30$ шагов достигается уда-

лением из цепи одного или двух звеньев. На рисунке 2.54 представлены некоторые из распространенных устройств для натяжения цепей.

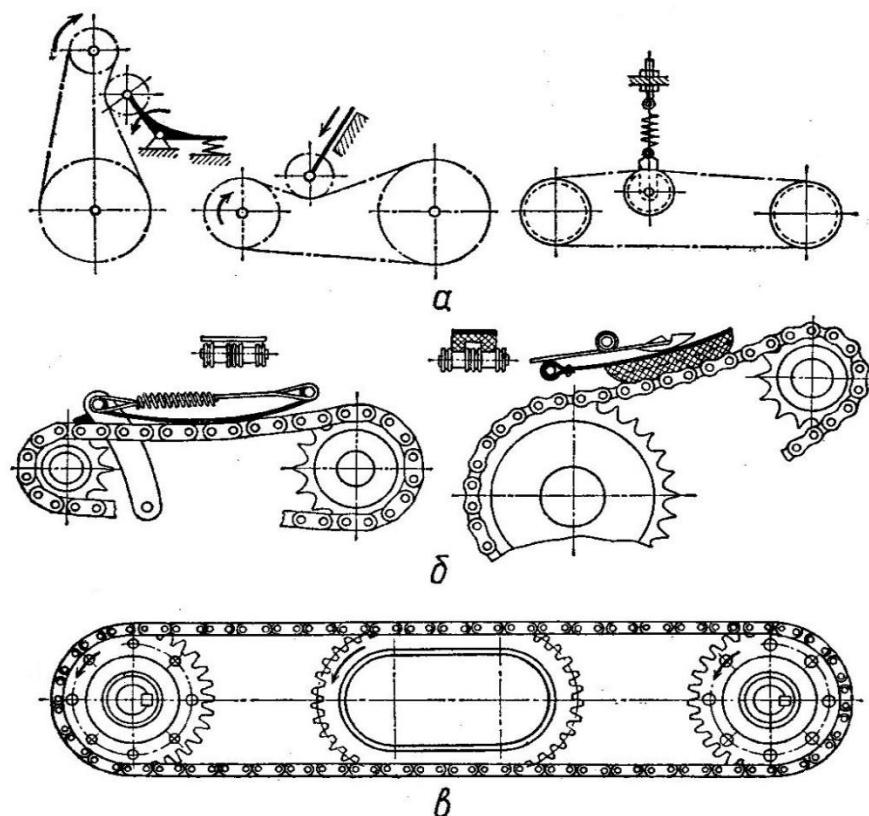


Рисунок 2.54 – Устройства для натяжения цепей

Потери мощности состоят из потерь на преодоление сопротивления относительно повороту звеньев цепи (трение в шарнирах и между пластинами смежных звеньев), на трение между цепью и зубьями звездочек. С целью эффективности работы передачи применяют различные способы смазки, которая может быть периодической и непрерывной, в зависимости от технических условий использования агрегата и его конструкции (рисунок 2.55).

При скорости $v \leq 4$ м/с применяют *капельную* смазочную систему (рисунок 2.55, а); при скорости $v \leq 6$ м/с смазывание осуществляется *окунанием* в ванну, наполненную маслом (рисунок 2.55, б); при скорости $v \leq 10$ м/с масло подают с помощью насоса со специальными разбрызгивающими кольцами (рисунок 2.55, в) или стрелками (рисунок 2.55, г) и отражательных щитков на ведущую ветвь цепи; при скоростях $v \leq 15$ м/с применяют струйную смазочную систему.

Для обеспечения передачи заданной нагрузки цепь рассчитывают на тяговую способность, износостойкость и усталостную прочность, учитывая, что основными причинами выхода цепных передач из строя является износ и разрушение шарниров, усталостное разрушение пластин и износ зубьев звездочки.

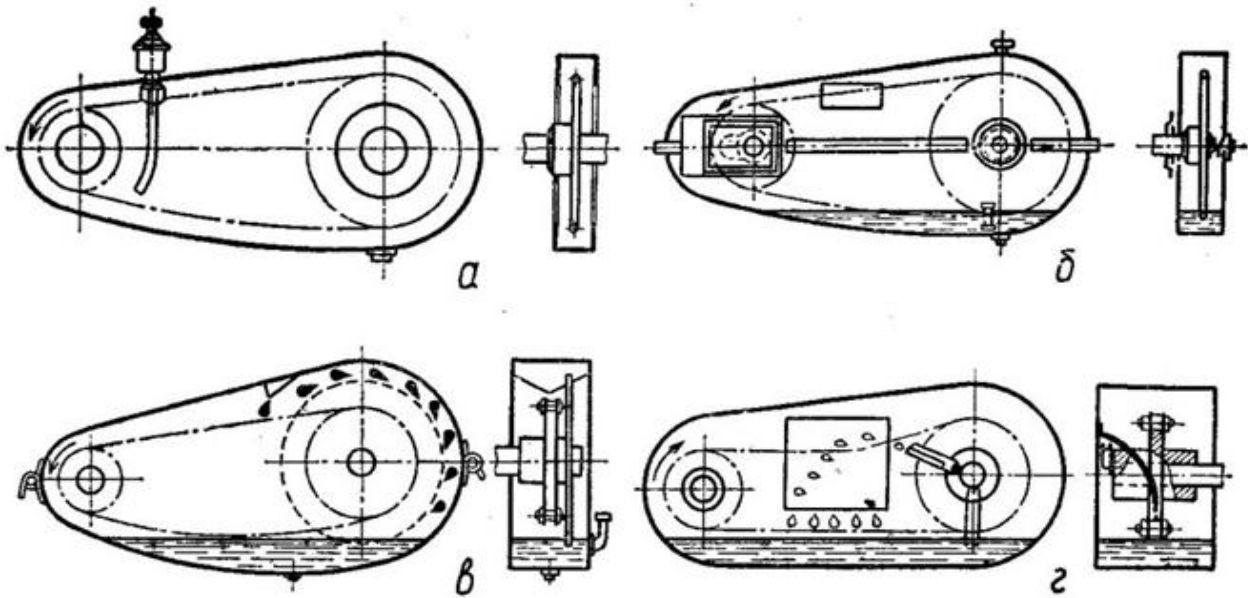
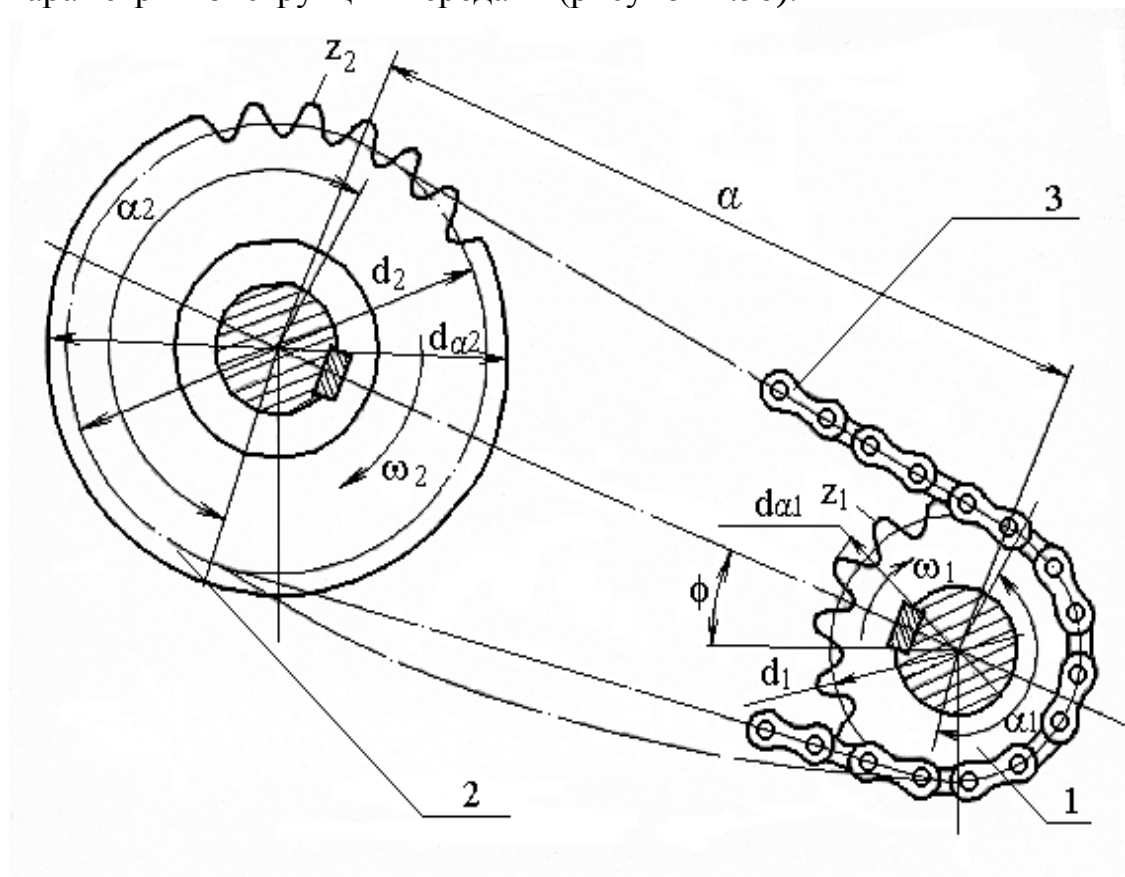


Рисунок 2.55 – Способы смазывания цепной передачи

В качестве основного критерия расчета принимают допускаемое относительное увеличение шага цепи.

При геометрическом расчете полученные размеры должны отражать основные параметры конструкции передачи (рисунок 2.56).



1 – звездочка ведущая; 2 – звездочка ведомая; 3 – цепь

Рисунок 2.56 – Схема цепной передачи

Минимальное межосевое расстояние a зависит от передаточного числа u при этом на малой звездочке цепь должна охватывать не менее 5 зубьев.

Минимальное число зубьев $z_{1min} \geq 13$.

Шаг цепи устанавливают по допускаемому значению удельного давления.

Длина цепи определяется межосевым расстоянием, шагом цепи и количеством звеньев.

Параметры звеньев устанавливают по типу выбранной цепи.

Далее рассчитывают диаметры окружностей звездочек: делительных и наружных, а также устанавливают другие геометрические параметры передачи.

Сила натяжения цепи зависит от её динамических характеристик.

После всех проведенных расчетов определяется усилие, действующее на опоры передачи.

3. ВАЛЫ И ОСИ. ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

3.1. Валы и оси. Назначение, классификация. Конструкция. Расчеты на прочность

Валы предназначены для передачи крутящего момента и поддержания установленных на них деталей вращающихся вокруг оси вала. Помимо крутящих моментов валы загружены поперечными силами и изгибающими моментами от усилий в зацеплениях, опорах, муфтах и других, связанных с ними, рабочих органов машин.

Оси обеспечивают вращательное вращение звеньев, загружены поперечными силами и изгибающими моментами и не передают полезных крутящих моментов. Оси могут быть вращающимися и неподвижными.

Опорные участки валов и осей служат для их установки в опорах и называются *цапфами*.

Участки, где закреплены вращающиеся детали (колеса, муфты и др.) называют несущими участками. Переходные участки соединяют опорные и несущие участки. Место сопряжения двух участков разных диаметров называют *галтелью*. Концевые цапфы, которые воспринимают радиальные силы называют шипами, а промежуточные – шейками.

Цапфы, воспринимающие опорные реакции, направленные вдоль оси называют *пятнами*.

В случае, когда вращательное движение преобразуется в поступательное (и наоборот) используют *непрямые* валы. При необходимости применяют гибкие проволочные валы. На рисунке 3.1. Представлена классификация валов и осей.

Различают валы жесткие и гибкие. Жесткие валы делятся на прямые и не прямые: эксцентриковые, кулачковые и коленчатые. Прямые валы могут быть гладкими или ступенчатыми, сплошными или полыми.

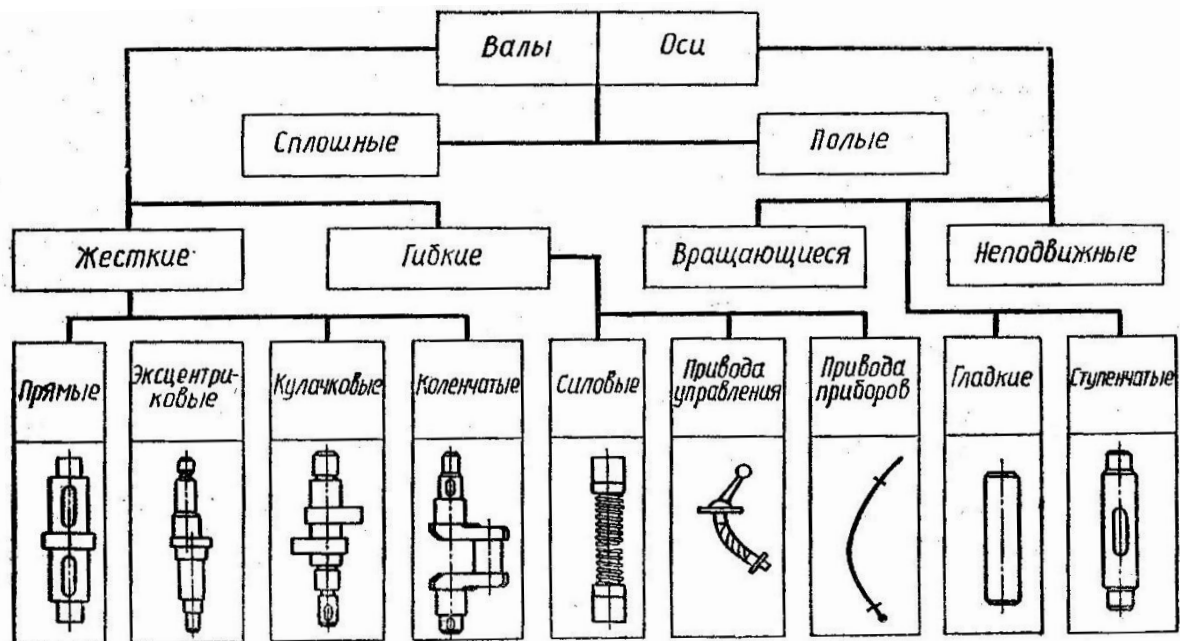


Рисунок 3.1 – Классификация валов и осей

Различают три типа соединений гибким валом: силовые приводы, приводы управления и приводы контроля.

Конструктивные формы валов и осей определяются способом закрепления на них деталей с учетом, чтобы каждая из них свободно проходила по валу до своего посадочного места.

Конструктивные формы цапф определяются направлением и величиной опорных реакций, конструкцией опоры, условиями фиксации, регулировки зазоров и другими требованиями.

Для валов и осей применяют материалы с достаточно высокими механическими характеристиками и малой чувствительностью к концентрации напряжений: стали марок 20, 30, 40, 45 и 50. Тяжелонагруженные валы изготавливают из легированных сталей марок 20X, 40X, 40ХН, 30ХГСА, 40ХН2МА, 12Х2, Н4А, 18ХГТ.

Применяют также бронзы, алюминиевые и титановые сплавы. Для увеличения износостойкости цапф применяют местное увеличение твердости, которая достигается закалкой и отпуском, химико-термической обработкой и другими методами.

Задачами расчета валов и осей являются обеспечение объемной прочности, ограничения деформации изгиба и кручения, а также возможных поперечных и крутильных колебаний.

Предварительным расчетом определяют основные размеры валов и осей при пониженных допускаемых напряжениях в материале, на основании чего делают проработку конструкции.

После установления истинных напряжений в рабочем варианте изделия осуществляют *проверочный расчет* и при необходимости вносят коррективы.

Величина и направление внешних сил и моментов зависит от типа передач и способа установки деталей на валах.

В качестве расчетной принимают наибольшую возникающую при эксплуатации нагрузку с учетом динамических воздействий. Валы испытывают напряжения кручения и изгиба. В сечениях, где имеют место изменение формы и размеров возникает концентрация напряжений, которая учитывается экспериментально и теоретически установленными коэффициентами.

В процессе эксплуатации могут возникнуть биение вала, колебания и вибрация, что приводит к отклонению фактических показателей от регламентных и вызывает поломку. В большинстве случаев воздействие имеет циклический характер, что приводит к усталостному отказу в зоне концентратора напряжений. На рисунке 3.2 представлена схема усталостных разрушений валов и осей.

Для увеличения прочности необходимо обеспечить оптимальное распределение давлений в соединениях и напряжений в валах, а также свести к минимуму количества концентраторов.

В начальной стадии проектирования при отсутствии данных об изгибающих моментах *предварительно* диаметр вала d , мм, устанавливают по величине крутящего момента T , Н·м.

$$d = 10 \sqrt[3]{T / (0,2[\tau])} \quad (3.1)$$

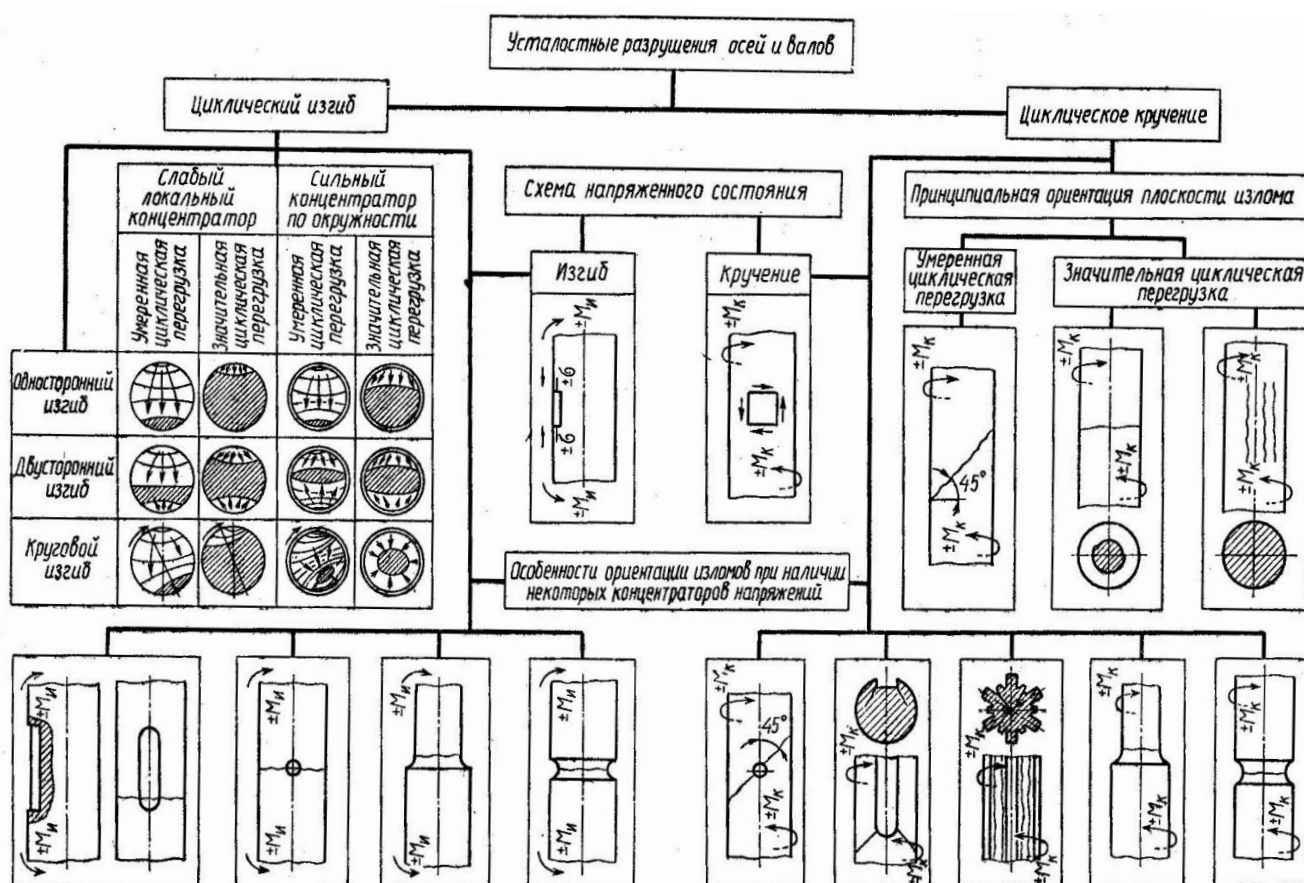


Рисунок 3.2 – Схема усталостного разрушения валов и осей

В случае, когда в предполагаемом опасном сечении вала помимо крутящего момента T известен изгибающий момент M , Н·м, то используют для расчета третьей теорию прочности

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.2)$$

где σ_3 – эквивалентное напряжение; σ и τ – нормальное и касательное напряжения соответственно.

После определения расчетных нагрузок составляют расчетную схему и устанавливают величину поперечных сил и изгибающих моментов в опасных сечениях в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, а также рассчитывают крутящие моменты.

Установим приведенный момент

$$M_{\Pi} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2}, \quad (3.3)$$

где M_x и M_y – горизонтальная и фронтальная составляющие изгибающего момента.

Далее, получаем σ

$$\sigma = \frac{M_{\Pi}}{W} = \frac{32M_{\Pi}}{\pi d^3} \leq \sigma_{FP} \quad (3.4)$$

Откуда диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\Pi}}{0,1\sigma_{FP}}}. \quad (3.5)$$

Расчет осей на статическую прочность выполняют в такой же последовательности как и для валов, считая что при определении приведенного момента M_{Π} крутящий момент равен нулю.

Допускаемое напряжение для валов и осей устанавливают с учетом механических характеристик материала, из которого они изготовлены, а также источника концентрации напряжений и диаметра вала.

Для валов и осей, подверженных воздействию длительных переменных нагрузок в циклическом режиме, когда наибольшую опасность представляет усталостное разрушение, расчет на выносливость производят как *проверочный*.

Расчетное значение коэффициента запаса прочности для опасных сечений принимают как *проверочный* расчет и устанавливают по формуле

$$s = s_{\sigma} \cdot s_{\tau} / \sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}, \quad (3.6)$$

где s_{σ} и s_{τ} – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно.

$$S_{\sigma} = \sigma_R / [(k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma})\sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m]; \quad (3.7)$$

$$S_{\tau} = \tau_R / [(k_{\tau}/\varepsilon_{\tau})\tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m], \quad (3.8)$$

где σ_R и τ_R – предел выносливости при циклическом нагружении по нормальным и касательным напряжениям, соответственно; σ_a и τ_a – амплитуды цикла по нормальным и касательным напряжениям, соответственно

$$\sigma_a = 0,5 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - R_{\sigma}) \cdot M_{\Pi} / W_0; \quad (3.9)$$

$$\tau_a = 0,5 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - R_{\tau}) \cdot T / W_p, \quad (3.10)$$

где R_{σ} и R_{τ} – коэффициенты асимметрии изменения напряжений нормальных и касательных, соответственно; M_{Π} – изгибающий момент; W_0 и W_p – моменты сопротивления вала осевой и полярный, соответственно; σ_m и τ_m – среднее на-

пряжение цикла нормальное и касательное, соответственно; ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты предела выносливости материала вала при циклическом нагружении нормальными и касательными напряжениями соответственно; $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ и k_τ/ε_τ – коэффициенты концентрации по нормальным и касательным напряжениям соответственно с учетом масштабного фактора

$$\sigma_m = 0,5 \cdot 10^{-6} \cdot (1 + R_\sigma) \cdot M_H / W_o ; \quad (3.11)$$

$$\tau_m = 0,5 \cdot 10^{-6} \cdot (1 + R_\tau) \cdot T / W_p . \quad (3.12)$$

Минимально допустимое значение коэффициента прочности $s = 1,5$. При необходимости производят расчет на жесткость и колебание валов и осей т.к. крутильные и поперечные деформации валов влияют на точность привода

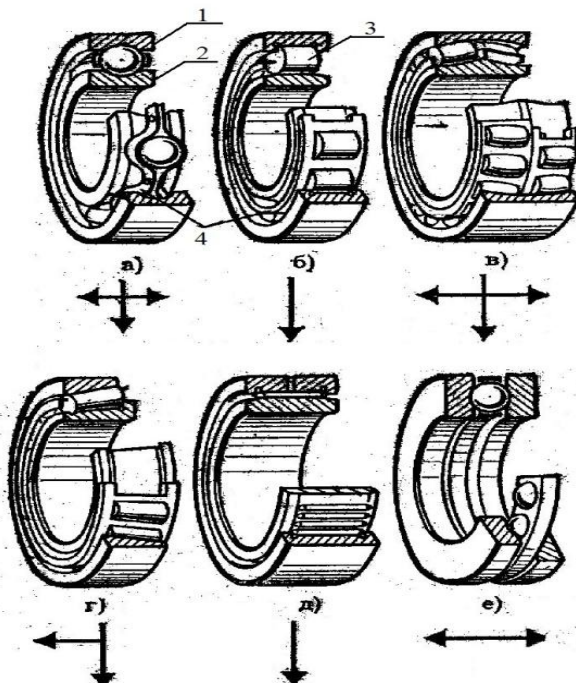
3.2. Опоры валов и осей

Опорные устройства для вращающихся деталей – валов и осей – называются подшипниками. Подшипник – это часть опоры вала (оси), состоящая из одной или нескольких деталей, передающая опорной части усилия от вала и обеспечивающая определенный режим вращения.

По принципу работы различают подшипники скольжения и подшипники качения.

Подшипник качения – это узел, в котором между поверхностью вращающейся детали и поверхностью опоры расположены тела вращения – шарики или ролики.

Подшипник качения обычно состоит из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора – детали, удерживающей тела качения на определенном расстоянии одно от другого (рисунок 3.3).



1 – наружное кольцо; 2 – внутреннее кольцо; 3 – тела качения; 4 – сепаратор

Рисунок 3.3 – Подшипники качения

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники качения различают: радиальные (рисунок 3.3, а, б, в, д), радиально-упорные (рисунок 3.3, з) и упорные, (рисунок 3.3, е), соответственно воспринимающие преимущественно радиальную, радиальную и осевую, и только осевую нагрузки.

По форме тел качения и рабочих поверхностей колец различают подшипники качения: шариковые, роликовые с цилиндрическими роликами, сферические с бочкообразными роликами, роликовые с коническими роликами, игольчатые, сферические шариковые, роликовые с витыми роликами и другие. Сферические подшипники являются самоустанавливающимися. Выпускают также подшипники без колец или без сепаратора.

По числу рядов тел качения подшипники различают: однорядные, двухрядные и многорядные.

На рисунке 3.4 представлена классификация подшипников качения.

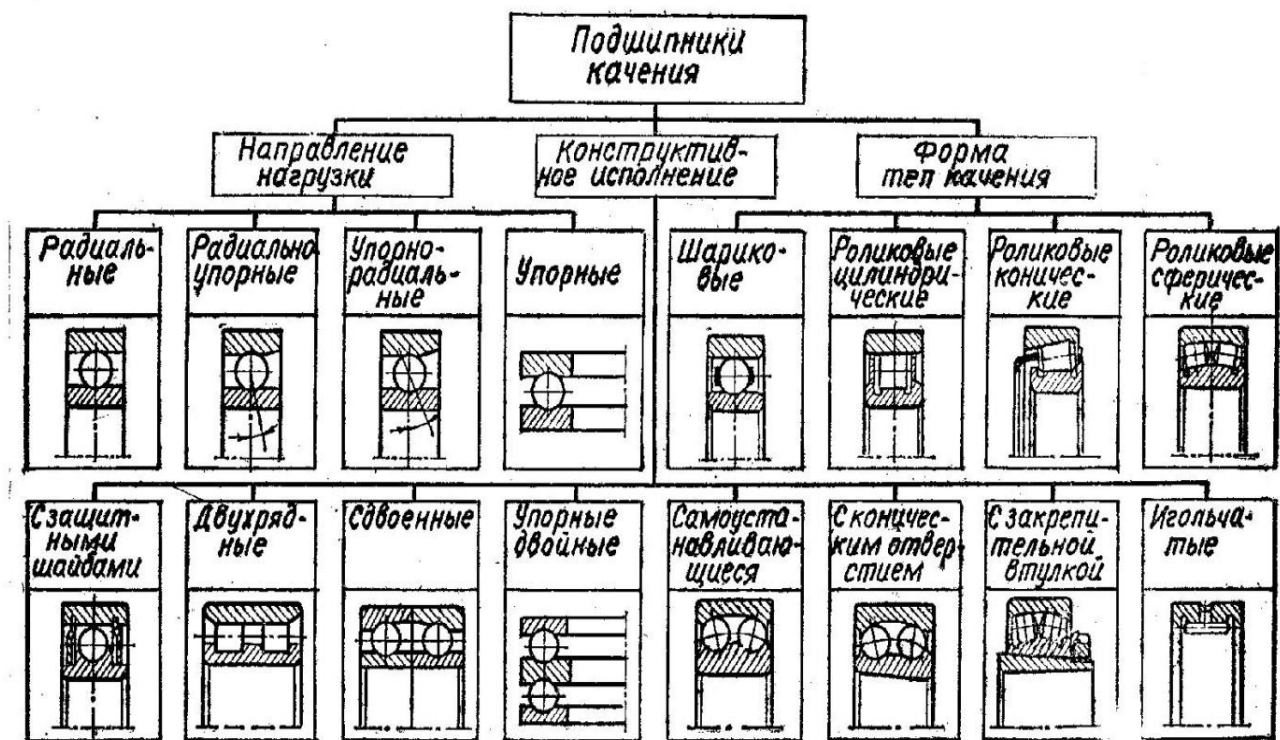


Рисунок 3.4 – Классификация подшипников качения

По габаритным размерам при данном внутреннем диаметре подшипники делятся на серии: сверхлегкая, особо легкая, легкая, легкая широкая, средняя, средняя широкая, тяжелая и др. Полная классификация устанавливается ГОСТом.

Возможность выбора габаритной серии позволяет оптимизировать конструкцию узла, вследствие того, что на один и тот же диаметр могут быть установлены подшипники различных серий, обеспечивающие соответствующую нагрузочную способность.

Подшипники устанавливают непосредственно в корпусе либо в специальных стаканах, втулках и деталях (зубчатых колесах, шкивах и т.п.). Конструкция опорного узла должна фиксировать вал и подшипник в осевом направлении, а также обеспечивать предохранения деталей узла от температурных напряжений.

Шарико- и роликоподшипники маркируют и условно обозначают цифрами в соответствии с ГОСТ 3189–89.

Условные обозначения наносятся на торцевые поверхности колец и состоят из ряда цифр.

Две первые цифры, считая справа, представляют собой условное обозначение по внутреннему диаметру подшипника:

- для подшипников диаметром до 9 мм первая цифра справа указывает фактический размер внутреннего диаметра в мм;

- в диапазоне от 10 мм до 17 мм обозначения 00, 01, 02, 03 относятся к внутренним диаметрам 10 мм, 12 мм, 15 мм, 17 мм соответственно;

- в диапазоне от 20 мм до 495 мм эти цифры представляют собой частное от деления внутреннего диаметра (в мм) на число пять;

- для подшипников, внутренние диаметры которых равны 22 мм, 28 мм, 32 мм, 500 мм и более, цифры представляют собой номинальную величину этого диаметра с добавленной слева косой чертой.

Третья и седьмая цифры справа означает серии по габаритным размерам.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипников по телам качения и нагрузочной способности:

0 – шариковый, радиальный;

1 – шариковый радиальный, сферический, двухрядный, самоустанавливающийся;

2 – роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;

3 – роликовый радиальный, двухрядный, самоустанавливающийся с бочкообразными роликами;

4 – роликовый радиальный с длинными цилиндрическими (игольчатыми) роликами;

5 – роликовый радиальный с витыми роликами;

6 – шариковый радиально-упорный;

7 – роликовый радиально-упорный с коническими роликами;

8 – шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный;

9 – роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный.

Пятая и шестая цифры справа характеризует конструктивные особенности подшипников.

Класс точности подшипника обозначают цифрами 0; 6; 5; 4; 2, которые проставляются слева от основной части условного обозначения после разделительного знака « - ».

Нули, стоящие левее последней значащей цифры, не проставляют.

Знаки, проставленные правее основного условного обозначения, характеризуют отличительные признаки.

Расчет подшипников качения производится по *ГОСТ 18855-94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность)*.

Основным видом повреждений подшипников качения является усталостное разрушение, и поэтому главной предпосылкой расчета на долговечность является уравнение кривой контактной выносливости

$$\sigma_H^m N_c = \text{const},$$

где σ_H – контактное напряжение; N_c – число циклов нагружения.

Величина N_c прямо пропорциональна числу оборотов n_n вала за полный срок службы, поэтому

$$\sigma_H^m n_n = \text{const}.$$

Долговечность подшипников L измеряется числом миллионов оборотов и имеет место зависимость

$$\sigma_H^m L = \text{const}.$$

Радиальные и радиально-упорные подшипники воспринимают одновременно радиальную F_r и осевую F_a нагрузки в циклическом режиме, поэтому при расчете этих подшипников вводят приведенную нагрузку P , которая обеспечивает такой же срок службы и тогда имеет место зависимость

$$P^{m'} L = \text{const}.$$

На основании теоретических и экспериментальных исследований установлены зависимости, позволяющие для каждого данного подшипника определить постоянную нагрузку при $L = 1$, которая называется динамической грузоподъемностью, обозначается через C (рисунок 3.3) и приводится в справочных данных.

В соответствии с этим $P^{m'} L = C^{m'}$, откуда $L = (C/P)^{m'}$, где $m = 3$ – для шарикоподшипников; $m = 10/3$ – для роликоподшипников.

Полученную зависимость используют для определения долговечности при известных C и P .

Для определения C приняты такие значения контактных напряжений, при которых за расчетный срок службы, измеряемый числом оборотов, не менее 90 % из данной группы подшипников при одинаковых условиях эксплуатации должны отработать без проявления признаков усталости металлов.

На основании вышеизложенного и, учитывая, что работоспособность подшипников качения зависит от характера приложения нагрузки, закона ее изменения, температуры и угловой скорости вращения колец относительно вектора F_r , величину эквивалентной динамической нагрузки в производственных расчетах устанавливают по зависимостям:

- для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T; \quad (3.13)$$

- для упорных подшипников

$$P = F_a K_\sigma K_T, \quad (3.14)$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (справочные данные); V – коэффициент вращения ($V=1$ при вращающемся внутреннем кольце относительно вектора нагрузки F_r ; $V=1,2$ при внутреннем кольце, вращающемся относительно нагрузки); K_σ – коэффициент безопасности (справочный); K_T – температурный коэффициент (справочный).

Долговечность подшипника L_h , выраженная в часах с учетом того, что

$$L = 60nL_h/10^6 \quad (3.15)$$

рассчитываем по формуле

$$L_h = 10^6 (C/P)^{m'} / (60n), \quad (3.16)$$

или

$$C = P(60nL_h/10^6)^{1/m'}. \quad (3.17)$$

При расчетах долговечности подшипников следует учитывать осевую составляющую S_r , вызванную радиальной нагрузкой F_r , которая равна для:

- шарикоподшипников $S_r = e F_r$;
- роликоподшипников $S_r = 0,83e F_r$,

где e - коэффициент, который отражает статическую грузоподъемность C_0 (величина справочная).

В случае, когда величина S_r превышает сумму всех осевых усилий $\sum S$, действующих на подшипник, то в расчетах принимают $F_a = S_r$.

Когда $S_r \leq \sum S$, то принимают $F_a = \sum S$.

С уменьшением L_h увеличивается допускаемая нагрузка на подшипник, а следовательно, и напряжение в контакте.

Во избежание опасных остаточных деформаций на контактирующих поверхностях нагрузку в подшипниках ограничивают статической грузоподъемностью C_0 , величину которой устанавливают предварительно и указывают в каталогах. Проверку на статическую нагрузку производят по условию $P_0 \leq C_0$, где P_0 – приведенная статическая нагрузка.

Для радиальных и радиально – упорных подшипников величина P_0 приравнивается большему из двух значений

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a; \quad P_0 = F_r, \quad (3.18)$$

где X_0 и Y_0 – соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, величина, которых является справочной, зависимой от конкретного типа подшипника.

Скорректированный расчетный ресурс L_{na} , т.е. базовый расчетный ресурс, скорректированный для требуемого уровня надежности и особых свойств подшипника и особых эксплуатационных условий рассчитывают по формуле

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10}, \quad (3.19)$$

где L_{10} – базовый расчетный ресурс, равный $L_{10} = (C/P)^m$; a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности (справочный); a_{23} – объединенный коэффициент, корректирующий ресурс работы подшипника качения в зависимости от специальных свойств подшипника и условий работы подшипника (справочный).

Подшипник скольжения – это подшипник, в котором цапфа скользит непосредственно по опорной поверхности. По направлению внешней нагрузки относительно оси вращения различают *радиальные* (рисунок 3.6, а), *осевые подшипники* (рисунок 3.6, б) и *комбинированные*.

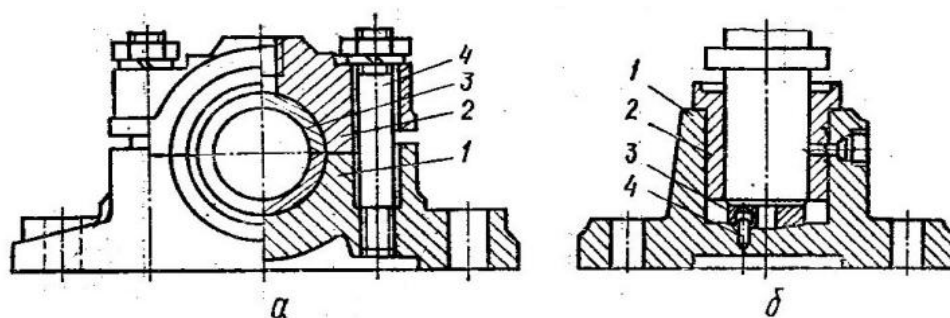


Рисунок 3.6 - Радиальный и осевой подшипник

Схемы подшипников скольжения представлены на рисунке 3.7.

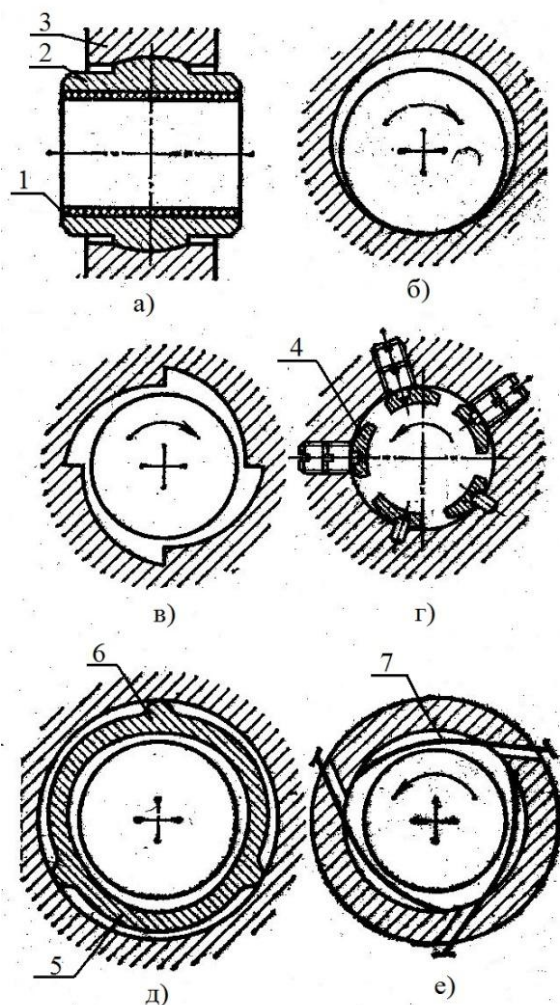


Рисунок 3.8. – Схемы подшипников скольжения

Для компенсации перекоса корпус 2 устанавливают в раме 3 на сферической поверхности. Жидкостное трение получают либо подачей жидкости под давлением в место взаимодействия рабочих поверхностей (гидрообъемная смазка), либо за счет клиновидного зазора и относительного вращения деталей (гидродинамическая смазка).

Клиновидный зазор, а соответственно, и избыточное давление при вращении цапфы относительно подшипника получают благодаря разности диаметра цапфы и подшипника (схема б), а также придания специальной формы втулки подшипника (схема в).

В схеме *г* в корпусе подшипника шарнирно установлены специальные сегментные подушки 4, которые обеспечивают клиновидный зазор.

В схеме *д* упругую втулку 5 с выступами 6 устанавливают в отверстие корпуса так, что она деформируется и приобретает форму, необходимую для получения клиновидного зазора.

В схеме *е* форма опорной поверхности задана установкой упругих листов 7.

На рисунке 3.8 представлена классификация подшипников скольжения

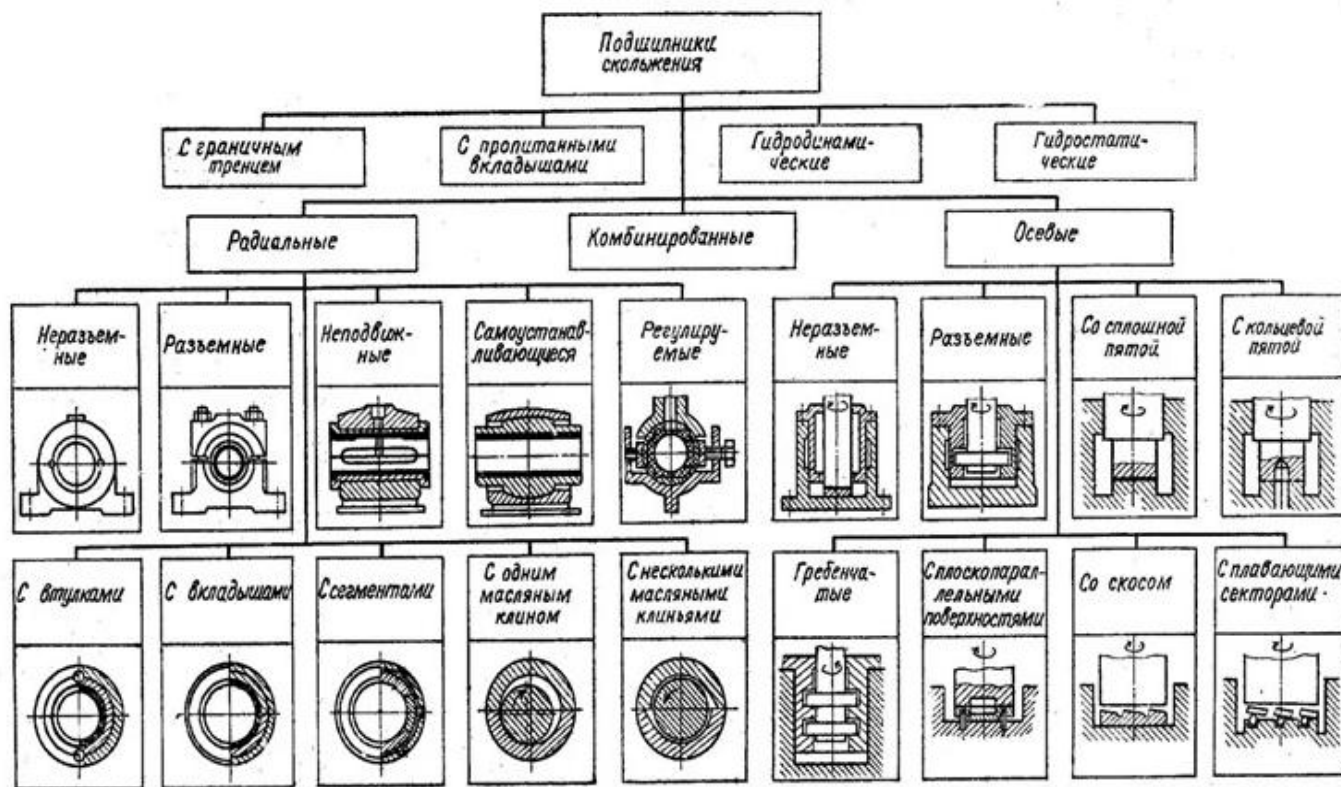


Рисунок 3.8 – Классификация подшипников скольжения

Подшипники скольжения подвергаются различным видам изнашивания, наиболее распространенным из которых являются адгезионное, абразивное и усталостное выкрашивание при переменной нагрузке.

При жидкостном трении разрушения неусталостного характера практически отсутствуют. Однако, при пусках и остановках возникает граничное трение и возможно появление задира, поэтому необходимо предусмотреть гидростатическую разгрузку.

Подшипники с жидкостным трением рассчитывают на основе гидродинамической теории смазки.

При граничном и полужидкостном трении применяют расчет по условному среднему давлению p_m и скорости скольжения v_s

$$p_m v_s \leq [p_m v_s]. \quad (3.20)$$

Условное среднее давление p_m зависит от радиальной нагрузки F_r и площади ld проекции цапфы на плоскость параллельную оси

$$p_m = F_r / (ld) \leq [p_m], \quad (3.21)$$

где l – длина цапфы; d – диаметр вала.

Условие достаточности: $p_m \leq [p_m]$.

Величины $[p_m]$ и $[p_m v_s]$ зависят от материалов вкладыша и цапфы, условий работы, точности, смазки и ряда других факторов и являются справочными данными.

Исходя из вышеприведенного, ориентировочное значение диаметра цапфы равно

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{[p_m] \left(\frac{l}{d}\right)}}. \quad (3.22)$$

В случае необходимости связанной с диаметром d используют самоустанавливающиеся вкладыши.

Конструктивное решение по архитектуре опор определяется местом их применимости.

4. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

4.1. Соединения деталей машин

Для выполнения заданных функций машины детали вводят в контакт. Взаимодействующие детали могут быть *подвижными* одна относительно другой и *неподвижными*. На рисунке 4.1 представлена классификация соединений.

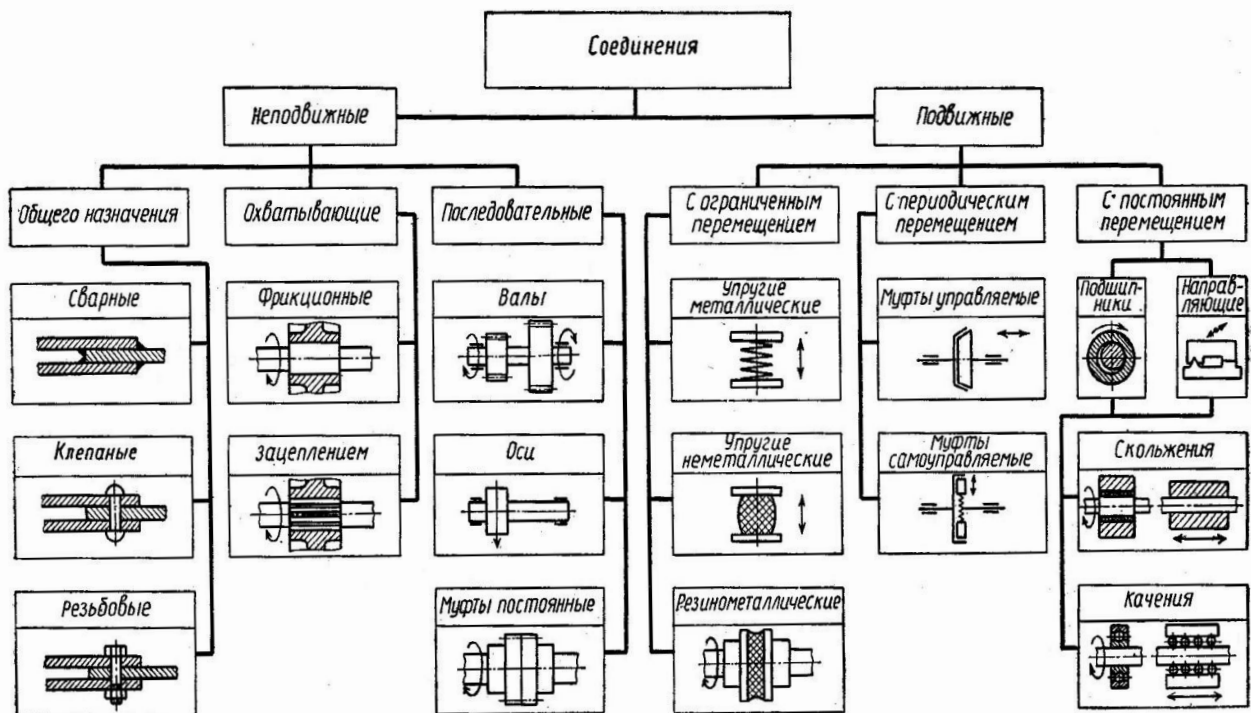


Рисунок 4.1 - Классификация соединений

Под неподвижными понимают соединения двух или нескольких деталей, которые в процессе работы не совершают относительного движения. Необходимость применения неподвижных соединений возникает в связи с требова-

ниями расчленения машины на сборочные единицы для удобства обработки, сборки и ремонта.

Необходимость подвижных соединений определяется кинематикой машины, т.к. во время работы детали совершают относительное перемещение, предусмотренное их функциональным назначением.

Взаимная неподвижность деталей обеспечивается с помощью конструктивных и технологических средств, называемых *соединениями*, которые могут быть *разъемными* и *неразъемными*.

Разъемные соединения допускают разборку соединяемых деталей без повреждений. К ним относятся соединения резьбовые, зубчатые (шлицевые), шпоночные, клемовые и другие.

Неразъемные соединения, к которым относятся сварные, паяные, клеевые, заклепочные и др. при разборке не сохраняют целостность конструкции.

Промежуточное положение между разъемными и неразъемными занимают *соединения с гарантированным натягом*, в которых сохранность конструкции обеспечивается специальными технологическими приемами.

Критериями работоспособности соединений деталей является *прочность* (статическая и циклическая) и *износостойкость*. Важным критерием работоспособности во многих соединениях является *герметичность*. В ряде случаев существенным показателем является *жесткость* соединений.

Сварные соединения – это соединение частей детали в одно целое за счет местного нагрева соединяемых частей ее до расплавленного или пластического состояния. На рисунке 4.2 представлены различные типы сварных соединений и швов.

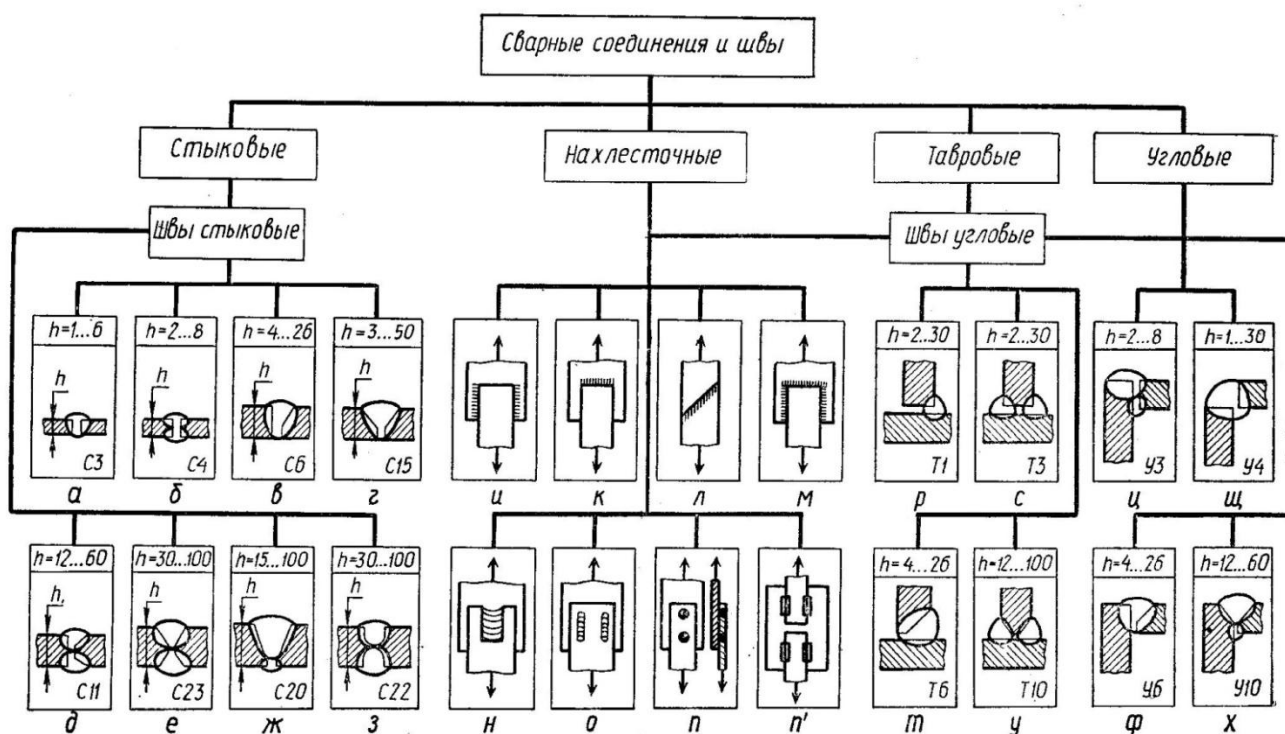


Рисунок 4.2. – Классификация сварных соединений и швов

Наиболее рациональным видом сварных соединений является стыковое соединение, получаемое дуговой или контактной сваркой. Для повышения прочности стыковых соединений используют косые швы. Стыковые соединения рассчитывают по номинальным напряжениям, величина которых не должна превышать допускаемое значение, установленное нормативами. При совместном действии нормальных и касательных напряжений расчет проводят по приведенным напряжениям, величина которых устанавливается по третьей теории прочности.

При действии растягивающей (или сжимающей) силы F напряжение $\sigma_{ш}$ равно

$$\sigma_{ш}=F/A=F/(hl)\leq[\sigma'_p] \text{ или } \sigma_{ш}=F/A=F/(hl)\leq[\sigma'_{сж}] \quad (4.1)$$

При действии изгибающего момента

$$\sigma_{ш}=M_u/W_{ш}=6 M_u/(hl^2)\leq[\sigma'_p], \quad (4.2)$$

где $W_{ш}$ – момент сопротивления сечения сварного шва.

При действии перерезывающей силы $F_{п}$

$$\tau_{ш}=F_{п} S_{ш}/(J_{ш}h)\leq[\tau'_c], \quad (4.3)$$

где $S_{ш}$ – статический момент относительно нейтральной оси части сечения сварного шва, расположенной выше (ниже) рассматриваемого волокна; $J_{ш}$ – момент инерции сечения сварного шва.

При одновременном действии силы F и момента M_u получим

$$\sigma_{ш}=F/(hl)+ 6 M_u/(hl^2)\leq[\sigma'_p]. \quad (4.4)$$

Допускаемое напряжение для сварочных швов определяют как долю допускаемого напряжения основного металла.

При расчете сварных конструкций на *выносливость* допускаемое напряжение $[\sigma_R]$ для основного металла и сварного шва уменьшают по сравнению с допускаемыми напряжениями $[\sigma]$ и $[\tau]$, которые рекомендованы в расчетах при статическом нагружении:

$$[\sigma_R]=\gamma[\sigma] \text{ или } [\tau_R]=\gamma[\tau]. \quad (4.5)$$

Коэффициент понижения допускаемых напряжений γ учитывает: тип соединения, что определяет характер распределения напряжений по сечению; характеристики цикла R ; марку стали; эффективные коэффициенты концентрации в сварных швах K_{σ} ; число циклов нагружения

$$\gamma=1/[(aK_{\sigma}\pm b) - (aK_{\sigma}\mp b) R] \leq 1. \quad (4.6)$$

Верхние знаки принимают, если наибольшими по абсолютной величине являются напряжения растяжения, а нижние – если напряжения сжатия. В случае равенства абсолютных напряжений можно принимать как верхние, так и нижние знаки.

Коэффициенты a и b принимают: для углеродистых сталей $a=0,58$ и $b=0,26$; для низколегированных сталей $a=0,65$ и $b=0,30$.

Заклепочные соединения представляет собой деталь, состоящую из двух и более элементов, соединенных между собой заклепками – стержнями круглого сечения с закладными головками, которые установлены в совмещенные отверстия, с последующим формообразованием замыкающих головок.

В зависимости от назначения заклепочные соединения разделяют на прочные и прочно-плотные (рисунок 4.3).

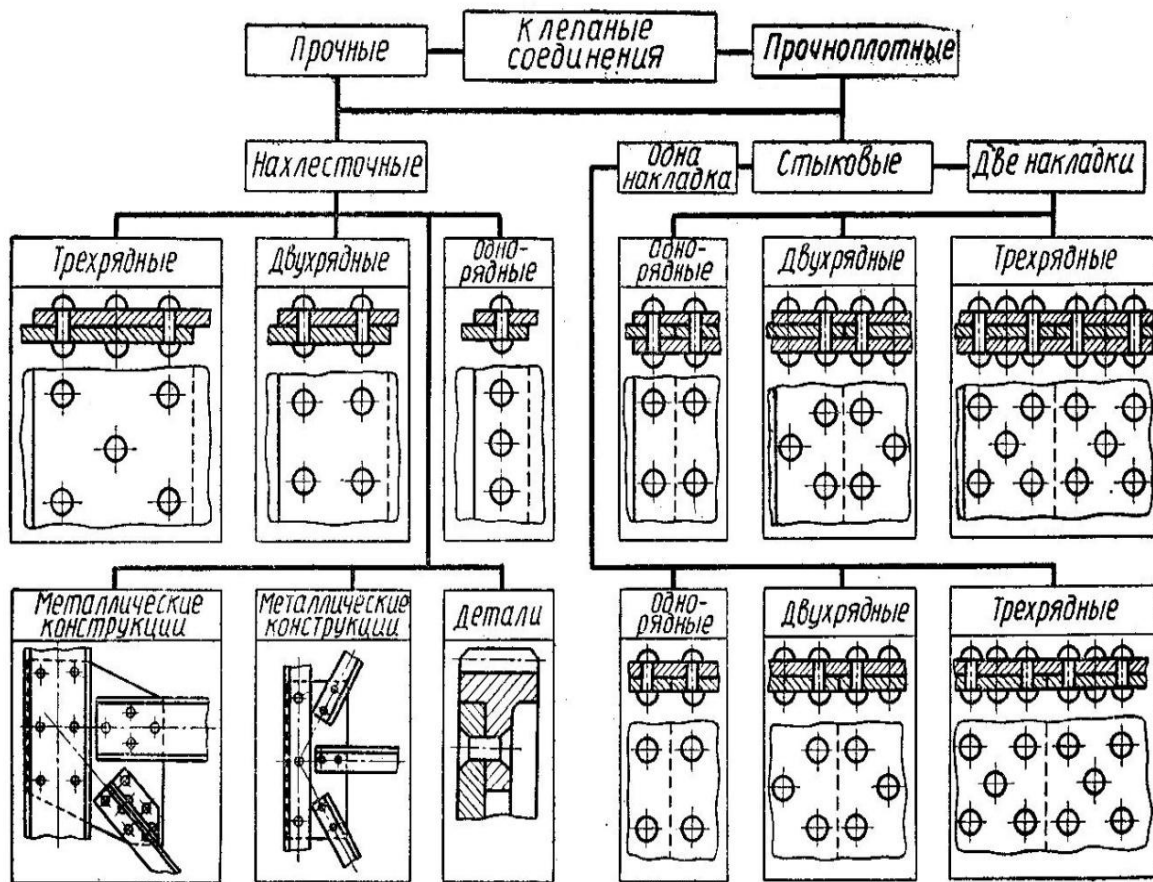


Рисунок 4.3. – Классификация заклепочных соединений

Клепанные соединения хорошо работают в конструкциях, подверженных резко выраженной вибрационной нагрузке, а также при соединении элементов, не допускающих нагрева при сварке.

Заклепочные соединения, как правило, загружены силами, действующими в плоскости стыка. Заклепку рассчитывают на срез и на смятие. При этом допускаемые напряжения $[\tau'_{ср}]$ и $[\sigma'_{см}]$ условны, т.к. в таком соединении нагрузка передается, в основном, за счет сил трения. Условие прочности на срез в предположении равномерного распределения нагрузки между заклепками устанавливается по формуле

$$\tau_c = 4F / (\pi d^2 z i) \leq [\tau_c], \quad (4.7)$$

откуда количество заклепок

$$z = 4F / (\pi d^2 [\tau_c]). \quad (4.8)$$

Условие прочности заклепки на смятие

$$\sigma_{см} = F / (dhz) \leq [\sigma_{см}], \quad (4.9)$$

а необходимое количество заклепок

$$z \geq F / (dh[\sigma_{см}]). \quad (4.10)$$

Из двух найденных расчетом на срез и смятие значений z принимают большее. Длина заклепки выбирается в зависимости от ее диаметра и общей толщины соединения

$$l = d + (d/d_c)^2 h_c,$$

где d – диаметр отверстия; d_c – диаметр стержня заклепки; h – наименьшая толщина соединяемых деталей; h_c – суммарная толщина соединения; $[\tau_c]$ и $[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения, соответственно на срез и смятие заклепки.

В случае, когда на соединение действует переменная нагрузка циклического характера, то допускаемое напряжение, установленное для статических нагрузок понижают с помощью коэффициента γ :

- для соединений из малоуглеродистых сталей

$$\gamma = 1 / (1 - 0,3 F_{min} / F_{max}); \quad (4.11)$$

- для соединений из среднеуглеродистых сталей

$$\gamma = 1 / (1,2 - 0,8 F_{min} / F_{max}). \quad (4.12)$$

Силы F_{min} и F_{max} входят каждая со своим знаком.

Помимо расчета заклепки на прочность проверяют также напряжения в соединяемых элементах с учетом ослабления их отверстиями.

При расчете соединений *допускаемые напряжения* принимают в соответствии с рекомендациями, основанными на опыте эксплуатации. Для заклепок из углеродистых сталей $[\tau_c] = 100 \dots 140$ МПа, $[\sigma_{см}] = 240 \dots 320$ МПа.

Резьбовые соединения. Резьбовыми являются разъемные соединения, в которых сопряженные детали соединяются с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями – болты, шпильки, гайки, винты и др.

В зависимости от формы поверхности, на которой образована резьба различают цилиндрические и конические резьбы. Резьба может быть нанесена на внутренней или внешней поверхности и иметь правое или левое направление. Основные профили резьбы и ее параметры регламентированы государственными стандартами.

В зависимости от формы резьбового контура различают: треугольную цилиндрическую и коническую резьбы, трапецеидальную симметричную и несимметричную – упорную и другие резьбы. В качестве крепежных резьб распространение получили резьбы с треугольным профилем *метрические*.

В зависимости от числа заходов резьбы бывают одно-двухзаходные и т.д. Расстояние между одноименными точками смежных витков, измеренные вдоль оси называют шагом резьбы. В зависимости от назначения различают резьбовые соединения прочные прочно-плотные (рисунок 4.4).

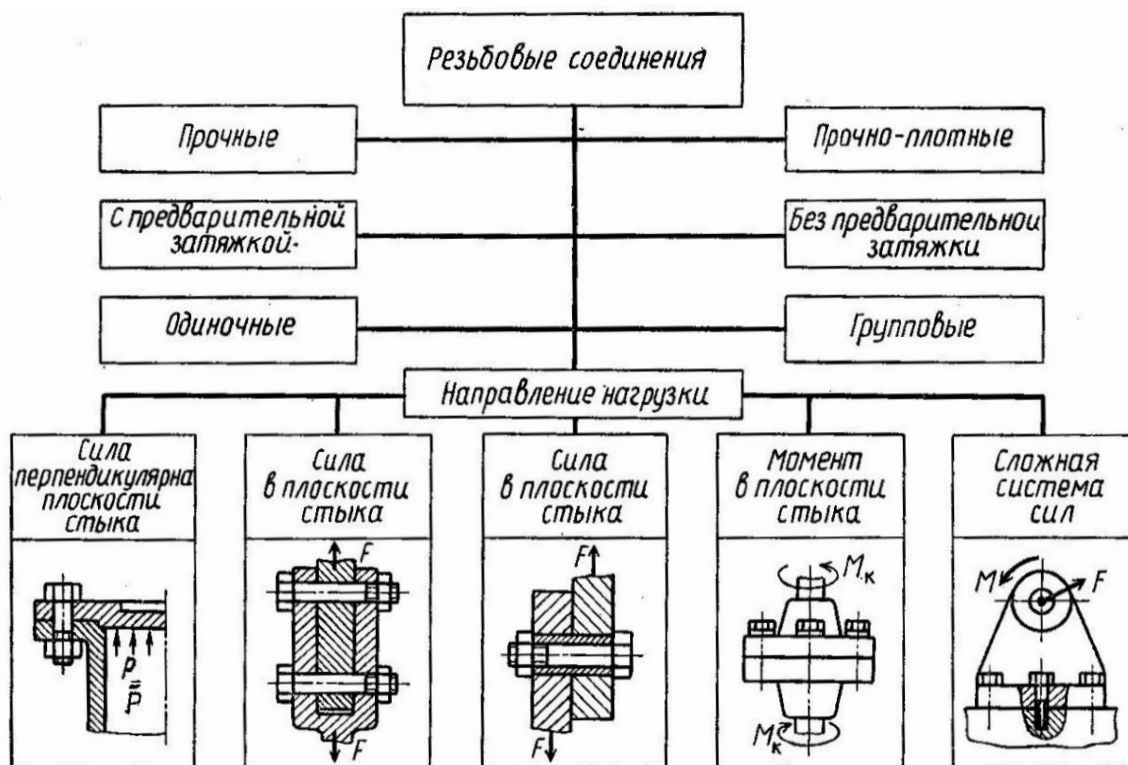


Рисунок 4.4. – Классификация резьбовых соединений

По количеству болтов (шпилек, винтов) различают резьбовые соединения с одиночным болтом и группой болтов. Различают соединения с предварительной затяжкой и без предварительной затяжки.

В большинстве случаев резьбовые детали находятся в предварительно затянутом состоянии, что обеспечивает плотность стыка, предотвращает относительное скольжение и раскрытие стыка под действием переменных нагрузок.

Условие прочности для соединений, собираемых без предварительной затяжки и нагруженных растягивающей силой F , направленной по оси болта, имеет вид

$$\sigma_p = 4F/(\pi d_1^2) \leq [\sigma_p]. \quad (4.13)$$

Из приведенного выражения внутренний диаметр d_1 равен

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}. \quad (4.14)$$

Условие прочности для резьбовых деталей, которые предварительно нагружены осевой силой F имеет вид

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_p, \quad (4.15)$$

где $\tau = M_k / W_k = [0,5F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')]/(0,2d_1^3)$.

Для стандартных болтов можно принимать $d_2 = 1,12 d_1$; при $d < 50$ мм $\operatorname{tg} \psi \approx 0,0194 \dots 0,0433$ (в среднем $\operatorname{tg} \varphi' \approx 0,2$) получим $\tau/\sigma_p = 0,5$ и $\sigma_3 \approx 1,3\sigma_p$. На основании этого с достаточной точностью расчет можно вести только на растяжение, но по увеличенной на 30 % расчетной нагрузке:

$$d_1 \geq \sqrt{4 \cdot 1,3F / (\pi [\sigma_p])} \approx 1,3 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}. \quad (4.16)$$

Данные для выбора $[\sigma_p]$ приведены в справочниках: для меньших диаметров рекомендуется меньшие значения $[\sigma_p]$ из-за возможного перенапряжения от затяжки.

Проверку прочности резьбы на срез под действием осевой нагрузки F производят по формуле

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H k m} \leq [\tau_{cp}], \quad (4.17)$$

где H – высота гайки; k – коэффициент полноты, зависящий от типа резьбы: для треугольной резьбы $k = 0,75$, трапецеидальной $k = 0,65$, прямоугольной $k = 0,5$; m – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы.

Допускаемое напряжение на срез $[\tau_{cp}] = (0,2 \dots 0,3 \sigma_T)$.

В соединении, подверженном действию циклически изменяющейся нагрузки работоспособность элементов устанавливают с учетом формы и параметров цикла нагружения при пониженных значениях допускаемых статических напряжений.

Шпоночные соединения осуществляются с помощью специальной детали *шпонки*, закладываемой пазы соединяемых деталей. Оно обеспечивает неподвижное скрепление соединяемых деталей и служит для передачи крутящего момента. На рисунке 4.5 представлены типы шпонок наиболее употребляемых в машиностроении: а) клиновая врезная, создает напряженное состояние по широким граням шпонки и передает крутящий момент за счет сил трения на них; б) призматическая обыкновенная со скругленными торцами, воспринимает давление боковыми узкими гранями; в) призматическая врезная с креплением на валу, допускает перемещение детали вдоль оси вала; г) сегментная, работает подобно призматической обыкновенной; д) круглая цилиндрическая и коническая.

Призматическая обыкновенная шпонка работает на смятие боковых граней и на срез. Размеры поперечного сечения шпонки ($b \times h$) назначают в зависимости от диаметра вала d , мм, а длина ее l , мм, рассчитывается с учетом крутящего момента T , Н·м

$$l = \frac{4T}{hd[\sigma_{см}]}, \quad (4.23)$$

а из условия предупреждения среза шпонки

$$l = \frac{2T}{bd[\tau_{cp}]}, \quad (4.24)$$

где $[\sigma_{см}]$ и $[\tau_{cp}]$ – допускаемые напряжения на смятие и на срез соответственно.

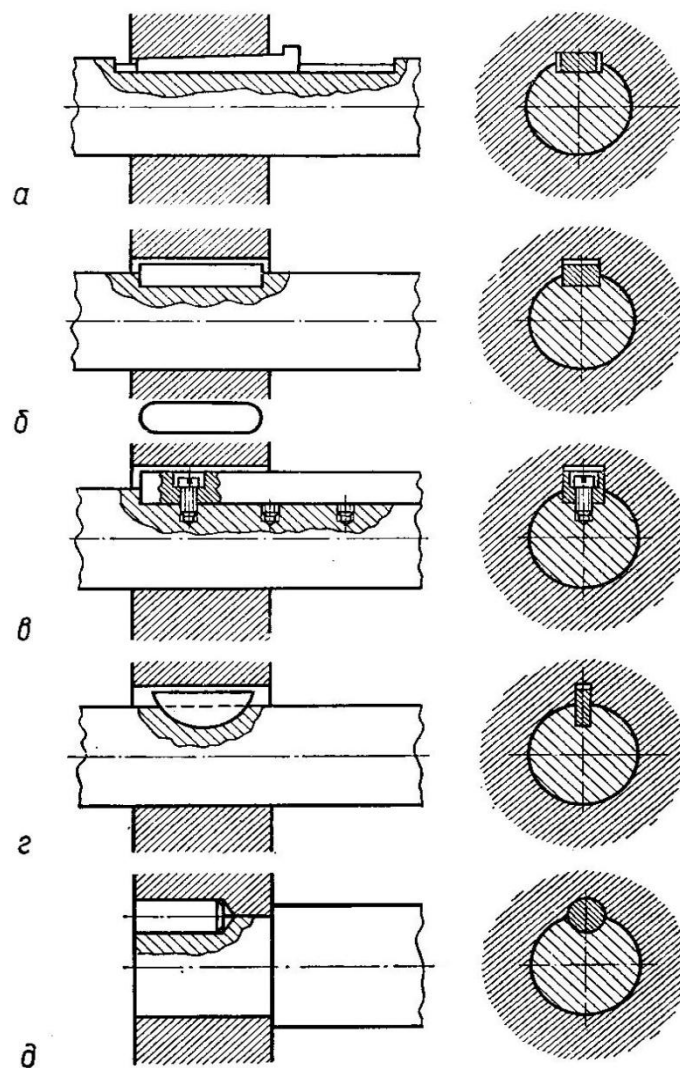


Рисунок 4.5 - Типы шпонок

Соединения с натягом обеспечивают неподвижное скрепление деталей за счет сил трения, возникающих между охватываемой и охватывающей поверхностями при сборке деталей по группе посадок с натягом.

Такой способ соединения применяют для сборки деталей, нагруженных значительными усилиями или подверженных воздействию вибраций и ударов: при соединении зубчатых колес с валами или бандажей червячных колес со ступицами. Сопрягающиеся поверхности при этом оказываются нагруженными давлением p , величина которого, МПа, может быть посчитана по формуле

$$p = \frac{\delta 10^{-3}}{d \left(\frac{c_1 + c_2}{E_1 + E_2} \right)}, \quad (4.18)$$

где коэффициенты:

$$c_1 = \left(\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1 \right), \quad c_2 = \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2 \right); \quad (4.19)$$

d – номинальный посадочный диаметр сопрягающихся поверхностей, мм;
 d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала $d_1=0$), мм;
 d_2 – наружный диаметр охватывающей детали, мм; δ – расчетный натяг, мкм;

E_1, ν_1, E_2, ν_2 – модули упругости (МПа) и коэффициенты Пуассона материалов охватывающей и охватываемой деталей.

Расчетный натяг δ , мкм, определяют по номинальному табличному натягу δ_T с поправками, учитывающими его уменьшение вследствие сглаживания микронеровностей R_{z1} и R_{z2} в месте сопряжения поверхностей, различия рабочих температур t_1 и t_2 деталей и коэффициента линейного расширения α_1 и α_2 материалов сопрягаемых деталей:

$$\delta = \delta_T - 1,2(R_{z1} - R_{z2}) - [\alpha_2(t_2 - t) - \alpha_1(t_1 - t)] d \cdot 10^3, \quad (4.20)$$

где t – температура в сборочном помещении.

Наибольший крутящий момент, которым может быть нагружено соединение

$$T \leq \frac{\pi}{2} d^2 l p f, \quad (4.21)$$

наибольшая осевая сдвигающая сила

$$P \leq \pi d l p f, \quad (4.22)$$

где f – коэффициент трения.

4.2. Единая система допусков и посадок

Взаимозаменяемость – это принцип конструирования производства деталей, которая обеспечивает возможность правильной сборки ил замены при ремонте независимо изготовленных деталей и узлов без дополнительной их обработки при соблюдении требований качества.

Геометрические параметры деталей количественно оценивают посредством размеров. Размеры, указанные на чертежах, которые называют *номинальными*, не всегда совпадают с действительными размерами деталей. Функциональные значения деталей и характер их сопряжения можно установить назначением различных сочетаемых предельных размеров, обеспечивающих правильную сборку и нормальную работу узла и механизма.

Предельные отклонения размеров деталей определяются единой системой допусков и посадок.

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называют допуском. На рисунке 4.6 показаны цилиндрические отверстия и валы с предельными и номинальными величинами диаметров.

Положение поля допуска (IT) относительно номинального размера определяется верхним и нижним предельными отклонениями. Верхним отклонением (отверстия ES и вала es) называют алгебраическую разность между наибольшим предельным размером и номинальным, а нижним (отверстия EI и вала ei) – разность наименьшим и номинальным размерами.

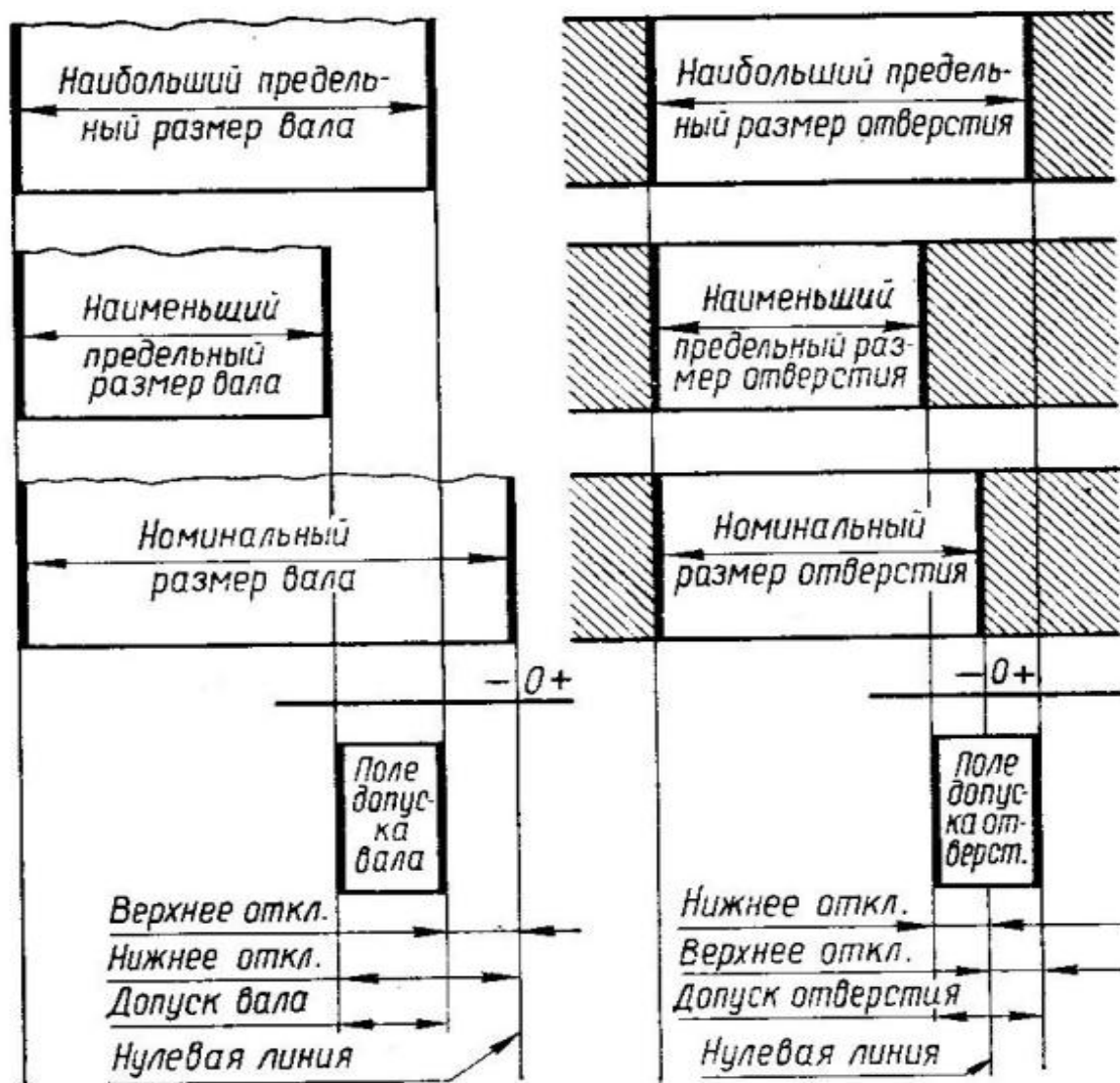


Рисунок 4.6. - Предельные размеры отверстия и вала, определяющие поля допусков

Положение поля допуска (IT) относительно номинального размера определяется верхним и нижним предельными отклонениями. Верхним отклонением (отверстия ES и вала es) называют алгебраическую разность между наибольшим предельным размером и номинальным, а нижним (отверстия EI и вала ei) – разность наименьшим и номинальным размерами.

При схематическом изображении поля допуска обычно показывают его положение относительно нулевой линии, условно изображающей его номинальный размер.

Расположение поля допуска принято обозначать букой или двумя буквами латинского алфавита – прописной для отверстий и строчной для валов.

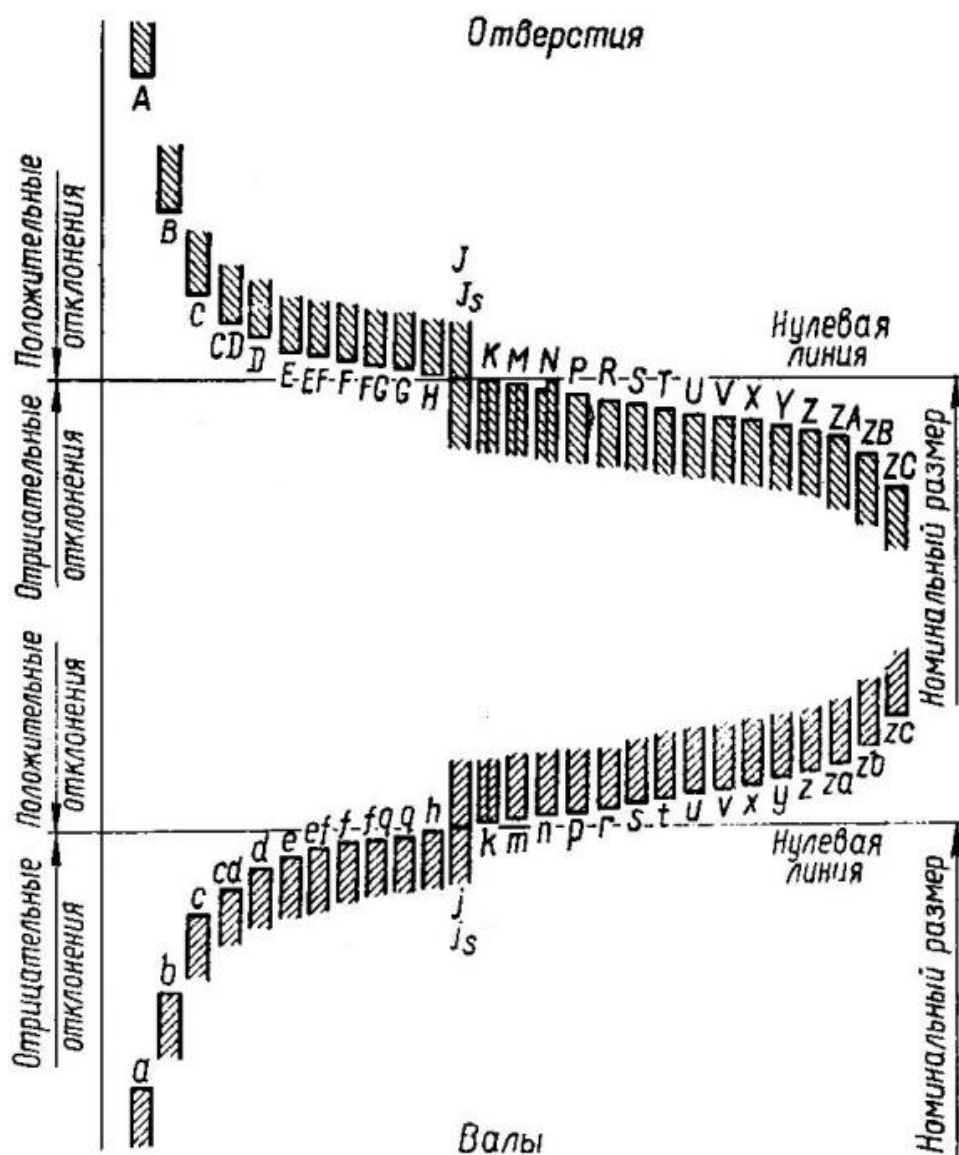


Рисунок 4.7. – Схема расположения полей допусков

При сборке двух сопрягаемых деталей различают охватывающую и охватываемую поверхности, которые условно называют *отверстием* и *валом*. По разности отверстия и вала устанавливают относительное перемещение деталей. Характер соединения деталей называют *посадкой*. При сопряжении деталей может возникнуть *зазор* (положительная разность между размерами отверстия и вала, либо *натяг* (отрицательная разность между размерами отверстия и вала).

Все посадки подразделяют на три группы: *подвижные*, характеризующиеся наличием зазора; *неподвижные* (прессовые), обеспечивающие натяг соединения и *переходные*, при которых возможно получение как натягов, так и зазоров.

Различают две системы образования посадок – *система отверстия* и *система вала* (рисунок 4.8).

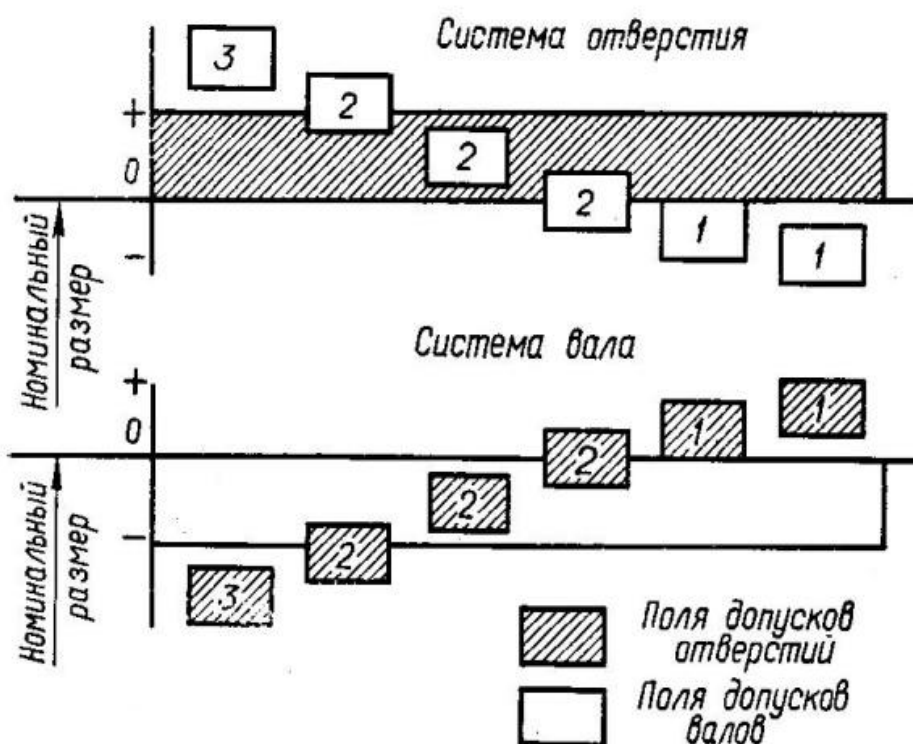


Рисунок 4.8. – Схема образования посадок в системах отверстия и вала

Системой отверстия называют совокупность посадок, в которых предельное отклонения данного отверстий одинаковы для всех посадок, а различные посадки достигаются путем изменения предельных отклонений размеров валов. Такое отверстие называют основным и поле допуска его обозначают буквой *H*, которое ставится после номинального размера детали, например:

$$\varnothing 25 H8$$

Системой вала называют совокупность посадок, в которых предельные отклонения валов одинаковы (для данного интервала размеров и качеств точности), а различные посадки достигаются путем изменений предельных отклонений отверстий. В системе вала основной деталью является вал, а поле допуска его обозначается буквой *h*, которая ставится после номинального размера детали, например:

$$\varnothing 25 h8$$

В обозначении посадки входит номинальный размер, общий для обоих соединяемых элементов (отверстия и вала), за которым следует обозначение полей допусков для каждого элемента, например:

$$\varnothing 40 H7/h6$$

Посадки с зазором (рисунок 4.8, поля 1) используют для получения подвижных соединений.

Переходные посадки (рисунок 4.8, поля 2) предназначены для получения неподвижных соединений, подлежащих периодической разборке и сборке. В соединениях такого типа для предотвращения относительного движения деталей предусматривают фиксирующие устройства: штифты, шпонки и др.

Неподвижные посадки (рисунок 4.8, поля 3) обеспечивают получение неразъемных соединений без применения дополнительных крепежных устройств, только путем натяга.

4.3. Соединение узлов машины. Муфты. Назначение. Особенности конструкции. Характеристики. Классификация. Подбор муфт

Для передачи крутящего момента между двумя валами применяют *приводные муфты*, которые при этом обеспечивают: взаимную неподвижность (жесткие или глухие муфты; возможность работы при разрешенных смещениях относительно заданного размера (компенсирующие и подвижные муфты); улучшение динамических характеристик привода (упругие муфты); ограничение передаваемого момента (предохранительные муфты); возможность соединения валов на ходу или в неподвижном состоянии (сцепные или управляемые муфты); регулирование передаваемого момента в зависимости от угловой скорости (центробежные и гидродинамические); передачу момента в одном направлении (обгонные).

Муфты подбирают по расчетному моменту

$$T_{расч} = k \cdot T_{дл} \leq T_{табл},$$

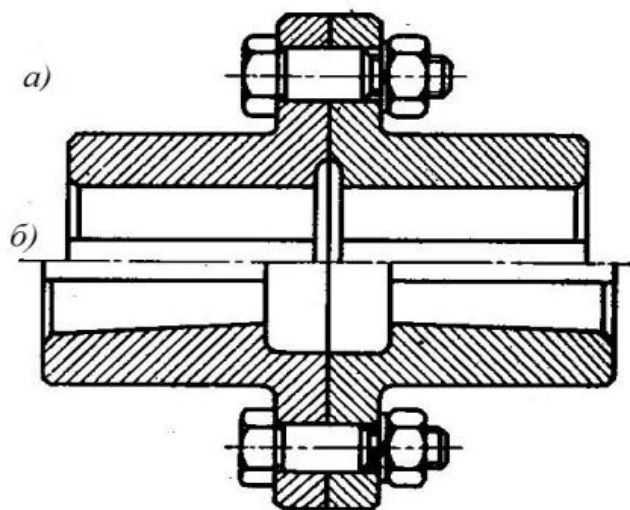
где $T_{дл}$ – наибольший длительно действующий момент; k – коэффициент, учитывающий режим работы.

Коэффициент k рассчитывают на основании данных о спектре нагружения с учетом влияния различных уровней нагрузки на прочность и износостойкость деталей муфт. При отсутствии таких данных пользуются приближенными рекомендациями, отражающими опыт эксплуатации

$$k = k_1 \cdot k_2,$$

где k_1 – коэффициент безопасности, учитывающий характер последствий при выходе муфты из строя ($k_1 = 1,0 \dots 1,8$); k_2 – коэффициент, учитывающий условия работы муфты: удары, толчки, реверсы и т.д. ($k_2 = 1,0 \dots 1,5$); меньшие значения – при спокойной нагрузке, большие – при работе с ударами, а также при реверсе.

Глухие муфты создают взаимную неподвижность соединяемых деталей. Валы, соединяемые глухой муфтой работают как одно целое. Поэтому наряду с крутящим моментом такая муфта может воспринимать и изгибающий момент, а также поперечные и осевые нагрузки. Из глухих муфт наибольшее распространение получили *фланцевые (поперечно-свертные) муфты*, состоящие из двух полумуфт, соединенные болтами, поставленными без зазора (рисунок 4.9).



а) с цилиндрическими отверстиями для валов;

б) с коническими отверстиями для валов

Рисунок 4.9 – Фланцевая муфта

Компенсирющие муфты обеспечивают надежную работу привода, компенсируя погрешности изготовления, упругие температурные деформации, радиальные зазоры в опорах, неточность монтажа и другие причины, вызывающие смещение оси соединяемых валов.

Распространение получила *зубчатая* муфта (рисунок 4.10), состоящая из двух втулок 1 с внешними зубьями и скрепленных болтами двух обоем 2 с внутренними зубьями.

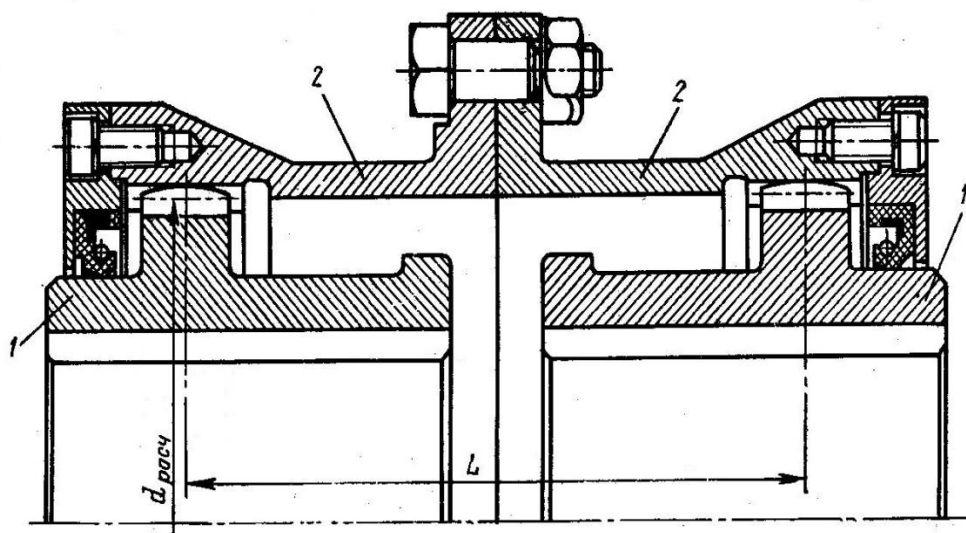


Рисунок 4.10 – Зубчатая муфта

Для зубчатых муфт используют эвольвентное зацепление с профильным углом $\alpha = 20^\circ$, числом зубьев $z_1 = z_2 = z$ и коэффициентом высоты $h_a^* = 0,8$. Расчетный диаметр зубчатого сочленения муфты $d_{расч} = m(z + 2x)$, где m – модуль зацепления; x – коэффициент смещения, который выбирают из условия равнопрочности на изгиб зубьев втулки и обоемы.

Центрирование обоймы относительно втулки выполняет по внешнему диаметру зуба, поверхность которого обработана по сфере.

В *упругих муфтах* усилия между полумуфтами передается через упругие элементы, что определяет их основные свойства: способность амортизировать толчки и удары; демпфировать колебания и предупреждать резонанс; разгружать отдельные элементы привода от периодически изменяющихся возмущающих моментов, которые действуют на вращающиеся массы исследуемого агрегата.

Большое распространение в приводах от электродвигателя получили втулочно-пальцевые муфты МУВП (рисунок 4.11), передающие усилия через резиновые гофрированные втулки, которые взаимодействуют с поверхностями отверстий одной полумуфты и стальными пальцами, установленными в другой полумуфте.

Распределение напряжений в упругих элементах неравномерно, поэтому требуется их периодическая замена. Работоспособность таких муфт определяется стойкостью втулок, критерием оценки которой является давление между пальцами и упругими элементами, определяемое в предположении равномерному распределению нагрузки между пальцами

$$p = 8T/(\pi z l_n D_m) \leq [p], \quad (4.25)$$

где z – число пальцев.

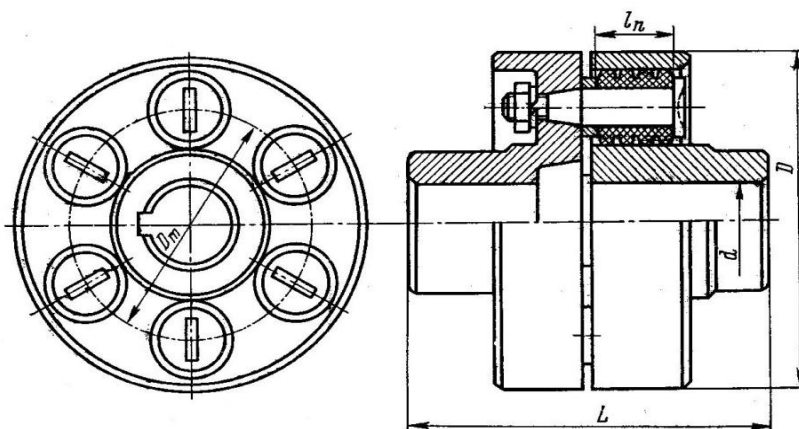


Рисунок 4.11 – Упругая втулочно-пальцевая муфта МУВП

Величина p зависит от режима работы, точности монтажа и материала упругих элементов. Обычно $[p]$ принимают равным 3,5 МПа. Муфты МУВП используют для диаметров валов от 9 до 160 мм и крутящих моментов от 6,3 до 16000 Н·м.

4.4. Технологические требования к деталям машин при проектировании

Основными условиями обеспечения технологичности являются:

- способ получения заготовки, основными видами которого являются нормальный или специальный прокат, поковка, штамповка, литье;
- механическая обработка, при которой достижение требуемых параметров детали объекта достигается методом снятия части материала с заготовки;

- сборочные операции, которые обеспечивают определенность взаимного положения сопрягаемых деталей, что достигается точностью форм и качеством поверхностям.

Принцип конструирования и производства деталей, который обеспечивает возможность правильной сборки или замены при ремонте независимо изготовленных деталей и узлов без дополнительной их обработки с соблюдением требований качества называют *взаимозаменяемостью*. Взаимозаменяемость предполагает правильное соединение деталей в работоспособный агрегат.

Экономически целесообразные предельные отклонения размеров деталей определяются нормативной единой системой допусков и посадок. Характер сопряжения установленной посадки обеспечивается метрической точностью формы и квалитетическими показателями поверхности.

Нормированные отклонения формы детали в поперечном сечении проявляются в некруглости (рисунок 4.12, а), овалности (рисунок 4.12, б) и овальности (рисунок 4.12, в).

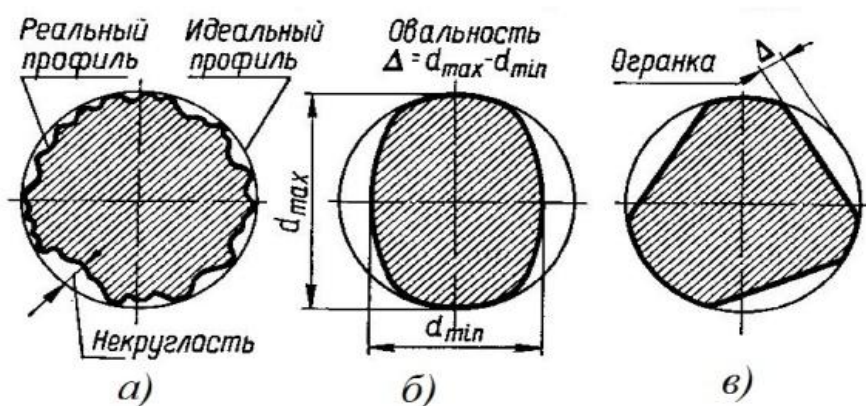


Рисунок 4.12 – Отклонения формы цилиндрических поверхностей в поперечном сечении

В продольном сечении цилиндрической поверхности отклонения от прямолинейных ее образующих приводят к бочкообразности (рисунок 4.13, а), седлообразности (рисунок 4.13, б), изогнутости (рисунок 4.13, в) оси и конусообразности (рисунок 4.13, г).

На рисунке 4.14 представлены виды отклонений расположения поверхностей.

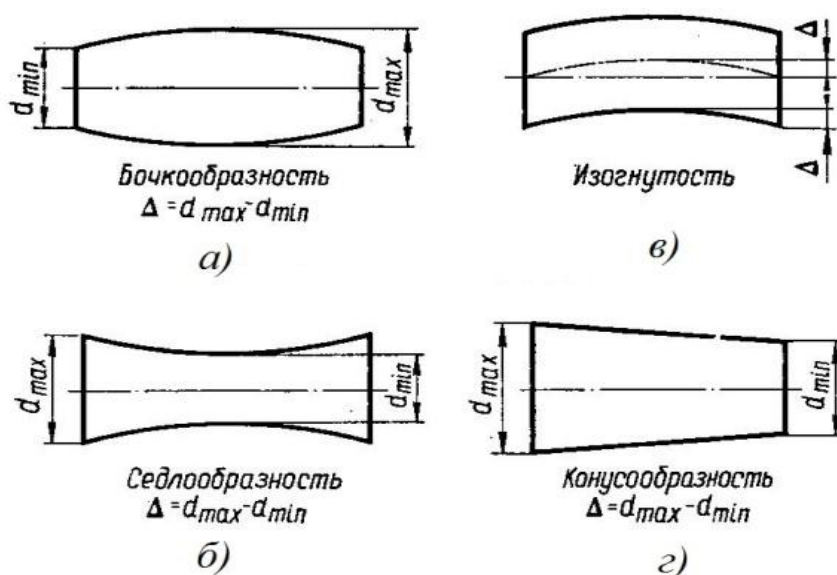


Рисунок 4.13 – Отклонения формы цилиндрических поверхностей в продольных сечениях

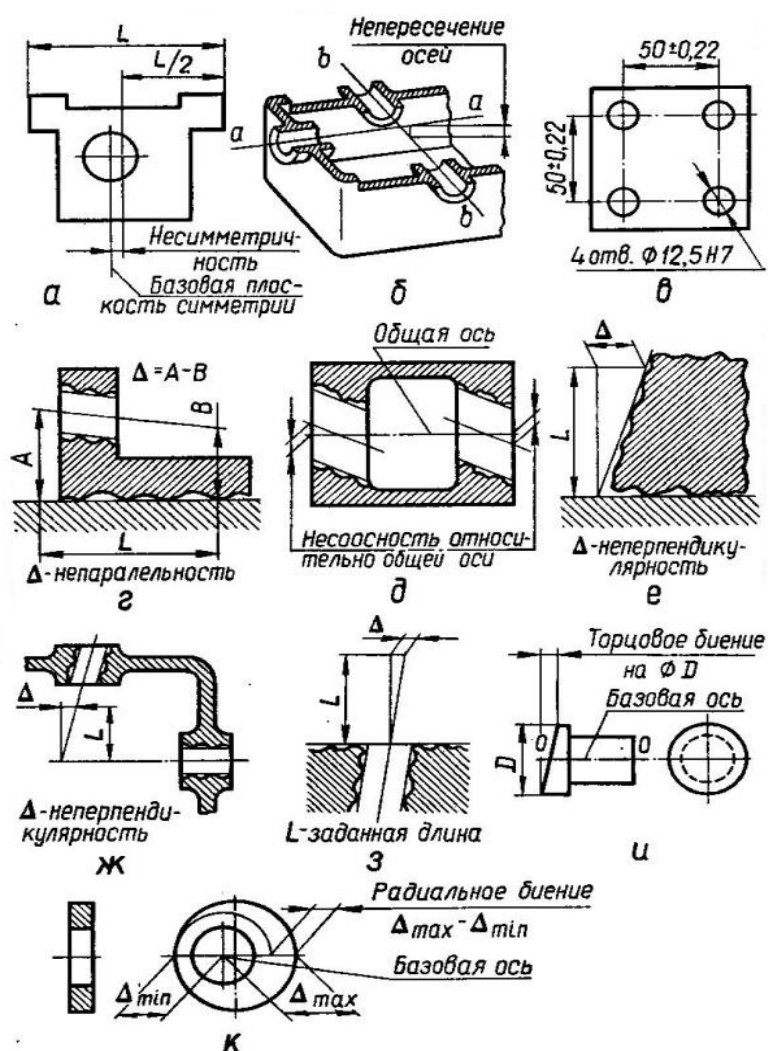


Рисунок 4.14 – Виды отклонений расположения поверхностей

К отклонениям взаимного расположения относят: непараллельность (рисунок 4.14, *з*), перпендикулярность (рисунок 4.14, *ж*), несоосность (рисунок 4.14, *д*), радиальное и торцовое биение цилиндрических поверхностей (рисунок 4.14, *и*, *к*), перекося осей и отклонение от правильного расположения пересекающихся и скрещивающихся осей (рисунок 4.14, *б*).

Отклонение формы детали и взаимного расположения поверхностей является одним из важных факторов, влияющих на работоспособность.

Предельные отклонение формы и расположения поверхностей указывают на чертежах в виде условных обозначений (знаков, символов) и текстовых записей (таблица 4.1).

Таблица 4.1– Знаки условного обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Допуск	Знак	Допуск	Знак
Формы		Перпендикулярности	
Цилиндричности		Наклона	
Плоскостности		Соосности	
Формы заданного профиля		Симметричности	
Круглости		Позиционный допуск оси, плоскости симметрии	
Профиля продольного сечения цилиндрической поверхности		Пересечения осей	
Прямолинейности		Полного радиального или торцового биения	
Параллельности		Биения радиального, торцового или в заданном направлении	

В процессе обработки на поверхности детали могут образовываться неровности, характерными признаками которых являются выступы и впадины, образующие высоту неровности W_z , с периодически чередующимся шагом S_w (рисунок 4.15).

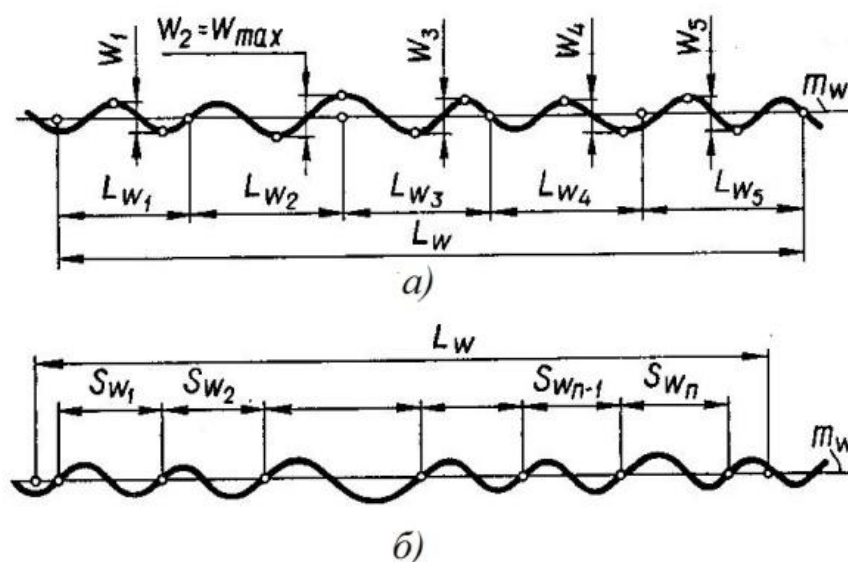


Рисунок 4.15 – К определению параметров волнистости:
а) высоты; б) шага

В случае, когда S_w / W_z находятся в пределах $50 \dots 1000$, то такие отклонения относят к *волнистости*; при $(S_w / W_z) < 50$ отклонения относят к *шероховатости* поверхности.

Высота волнистости W_z – это среднеарифметическое из пяти ее значений, определенных по длине участка измерения L_w (рисунок 4.15, а).

Средний шаг волнистости S_w (рисунок 4.15, б) устанавливают как среднее значение расстояний S_{wi} между одноименными сторонами соседних волн, измеренных по средней линии профиля m_w . При определении показателей волнистости и шероховатости на профилограмме поверхности с базовой длиной l (рисунок 4.16) наносится средняя линия профиля m , проведенная так, что сумма квадратов расстояний $y_1, y_2 \dots y_n$ по этой линии минимально.

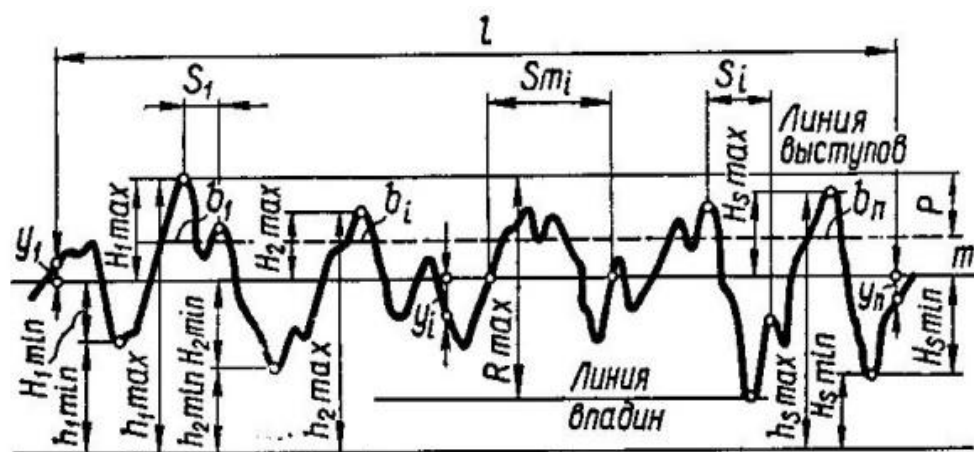


Рисунок 4.16 – К определению показателей шероховатости поверхности

Для количественной оценки шероховатости поверхности установлен ряд параметров: R_a – среднеарифметическое отклонение профиля; R_z – высота неровностей профиля по десяти точкам; R_{max} – наибольшая высота неровностей про-

филя; S_m – средний шаг неровностей; S – средний шаг неровностей по вершинам; t_p – относительная опорная длина профиля, где p – числовое значение уровня значений профиля.

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|; \quad (4.26)$$

$$R_z = \frac{1}{5} (\sum_{i=1}^5 |H_{i \max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i \min}|); \quad (4.27)$$

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}; \quad (4.28)$$

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i; \quad (4.29)$$

$$t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i; \quad (4.30)$$

Несущая способность поверхности, кроме шероховатости, зависит также от обработки и направления неровностей. Все эти сведения приводятся на чертежах с помощью специального знака (рисунок 4.17, а). Значения параметра шероховатости указывают в обозначении: для R_a – без символа (рисунок 4.17, б); для остальных параметров – после соответствующего символа (рисунок 4.17, в, г, д).

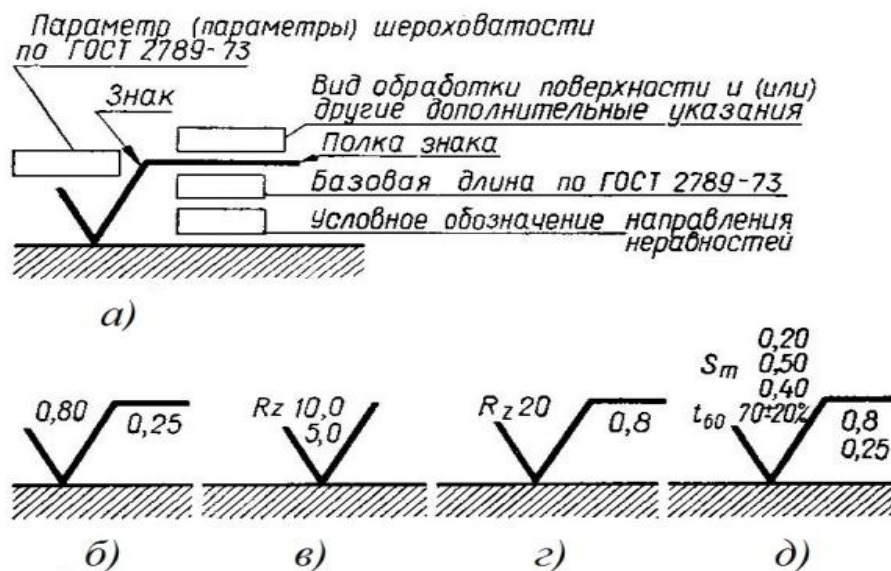


Рисунок 4.17 – Обозначение шероховатости поверхности

Непосредственной связи между классами точности (величиной допуска) и чистотой поверхности (высотой неровностей) – нет. Однако нельзя назначать высокий класс точности и грубый класс чистоты поверхности: высота неровностей может оказаться весьма значительной по сравнению с величиной допуска. Ориентировочно можно считать, что наибольшее значение средней высоты микронеровностей поверхности не должно превышать 0,1...0,25 допуска на размер.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. ГОСТ 2.109-73 Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам; введ. 30-06-74. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 38 с.
2. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения; введ. 01-01-84. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 49 с.
3. ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения. Введ. 01-01-84. – М.: Изд-во стандартов; 1983. – 25 с.
4. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии; введ. 01-01-72.–М.: Изд-во стандартов, 1983.– 42 с.
5. ГОСТ 13755-81. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур; введ 27-02-81. –М.: Изд-во стандартов, 1983.– 7 с.
6. ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры; введ. 01-11-93. –М.: Изд-во стандартов, 1993. – 4 с.
7. ГОСТ 9563-60. Колеса зубчатые. Модули; введ. 01-03-94. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 4 с.
8. ГОСТ 2.403-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес; введ. 01-01-76. – М.: Изд-во стандартов, 1998. – 14 с.
9. ГОСТ 24266 – 94. Концы валов редукторов и мотор – редукторов. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты; введ. 30-06-1996. –М.: Изд-во стандартов, 1996. – 4 с.
10. ГОСТ 25301 – 95. Редукторы цилиндрические. Параметры; введ. 30-06-2000. – М.: Изд-во стандартов, 2006. – 6 с.
11. ГОСТ 18498-89. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения; введ. 23-03-89. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 33 с.
12. ГОСТ 2.109-73 Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам; введ. 30-06-74. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 38 с.
13. ГОСТ 2144-93. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры; введ. 13-06-77. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 2 с.
14. ГОСТ 19650-97. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии; введ. 2-03-98. – М.: Изд-во стандартов, 1998. – 7 с.
15. ГОСТ 19672-74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка; введ. 01-01-76. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 122 с.
16. ГОСТ 19036-94 Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк; введ. 01-01-97. – М. : Изд-во стандартов, 1997. – 5 с.
17. ГОСТ 3189-75. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений; введ. 01-01-91. – М.: Изд-во стандартов, 1998. – 10 с.

18. ГОСТ 18855 – 2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс; введ. 1–01–2013. – М.: Изд-во стандартов, 2014. – 49 с.
19. ГОСТ 3325 – 85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. Введ. 1–07–87. – М.: Стандартиформ, 1994. – 94 с.
20. ГОСТ 520 – 2011. Подшипники качения. Общие технические условия. Введ. 01–07–2012. М.: Стандартиформ, 2012. – 66 с.
21. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для академического бакалавриата / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. –16-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство Юрайт, 2019. – 409 с. – (Серия : Бакалавр. Академический курс). – ISBN 978-5-534-07341-6.
22. Андреев, В. И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. И. Андреев, И. В. Павлова. – Электрон. дан. – Санкт-Петербург: Лань, 2013. - 352 с. – Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/12953>.
23. Балдин, В. А. Детали машин и основы конструирования. Передачи : учебник для бакалавриата и специалитета / В. А. Балдин, В. В. Галевко ; под ред. В. В. Галевко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Издательство Юрайт, 2019. – 333 с. – (Серия : Бакалавр и специалист). – ISBN 978-5-534- 06285-4. - Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. – URL: <https://biblio-online.ru/bcode/439021>
24. Перель А.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
25. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М : Машиностроение, 1964. – 280 с.
26. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач: учеб. пособие / В.А. Жуков. – 2-е изд. – М.: ИНФРА-М, 2018. – 416 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – www.dx.doi.org/10.12737/7597. <http://znanium.com/catalog/product/933857>

В авторской редакции