

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

КАФЕДРА «СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ»

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
по изучению лекционного курса по дисциплинам
«Прикладная механика» и «Техническая механика»
Разделы: Валы и оси, подшипники, муфты

для обучающихся уровня профессионального образования «бакалавр» и «специалист» по направлениям подготовки 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств», 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.05.03 «Технология геологической разведки», 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника», 12.03.01 «Приборостроение»

РАССМОТРЕНО
на заседании кафедры
сопротивления материалов
Протокол № 10 от 20.05.2020 г.

УТВЕРЖДЕНО
на заседании Учебно-издательского
совета ДОННТУ
Протокол № 4 от 18.06.2020 г.

Донецк
2020

УДК 621.01(076)
ББК 34.41я73
М54

Рецензент

Нечепаев Валерий Георгиевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин» ГОУВПО «ДОННТУ».

Составители:

Кафедра «Соппротивление материалов» ГОУВПО «ДОННТУ»
Татьянченко Александр Григорьевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой,
Савенков Вячеслав Николаевич – кандидат технических наук, доцент,
Петтик Юрий Владиславович – кандидат технических наук, доцент,
Лукичев Александр Владимирович – кандидат технических наук, доцент,
Ветряк Юрий Леонидович – доцент,
Бридун Мария Викторовна – инженер 1 кат.

М54 **Методические рекомендации по изучению лекционного курса по дисциплинам «Прикладная механика» и «Техническая механика». Разделы: Валы и оси, подшипники, муфты** [Электронный ресурс]: для обучающихся уровня профессионального образования «бакалавр» и «специалист» по направлениям подготовки 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств», 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.05.03 «Технология геологической разведки», 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника», 12.03.01 «Приборостроение» всех форм обучения / ГОУВПО «ДОННТУ». Каф. сопротивления материалов; сост. А. Г. Татьянченко, В. Н. Савенков, Ю. В. Петтик, А. В. Лукичев, Ю. Л. Ветряк, М. В. Бридун. – Электрон. дан. (1 файл: 1,62 МБ). – Донецк: ДОННТУ, 2020. – Систем. требования: ZIP-архиватор.

Методические рекомендации разработаны с целью оказания помощи обучающимся в усвоении теоретического материала по дисциплинам "Прикладная механика" и "Техническая механика". Приведены конструкция и методы проектного и проверочных расчетов валов и осей приводов машин; классификация, конструкция и методы расчетов подшипников скольжения и качения, муфт различного назначения.

УДК 621.01(076)
ББК 34.41я73

СОДЕРЖАНИЕ

	с.
1 Валы и оси	4
1.1 Общие сведения и основы конструирования	4
1.2 Материалы и термическая обработка валов и осей	9
1.3 Проектный расчет валов	10
1.4 Проверочные расчеты валов	11
1.4.1 Виды проверочных расчетов	11
1.4.2 Расчет на статическую прочность	11
1.4.3 Расчет на выносливость	12
2 Подшипники	16
2.1 Подшипники скольжения	16
2.1.1 Назначение, область применения. Преимущества и недостатки	16
2.1.2 Классификация подшипников	17
2.1.3 Подшипника полужидкостного трения	18
2.1.4 Подшипники жидкостного трения	19
2.1.5 Условные расчеты подшипников	20
2.2 Подшипники качения	21
2.2.1 Назначение, область применения	21
2.2.2 Классификация	22
2.2.3 Условные обозначения и маркирование подшипников	23
2.2.4 Достоинства и недостатки подшипников	25
2.2.5 Расчет подшипников качения	25
3 Муфты	27
3.1 Назначение и классификация муфт	27
3.2 Постоянные муфты	29
3.2.1 Жесткие муфты	29
3.2.2 Упругие муфты	30
3.2.3 Компенсирующие муфты	32
3.3 Сцепные муфты	34
3.3.1 Управляемые муфты	34
3.3.2 Предохранительные муфты	36
Список литературы	38

1 ВАЛЫ И ОСИ

1.1 Общие сведения и основы конструирования

Вращающиеся детали машины устанавливаются на валах или осях, которые обеспечивают постоянное положение оси вращения этих деталей.

Валы – детали, предназначенные для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержки вращающихся деталей машин. Простейшие прямые валы имеют форму тел вращения. Валы вращаются в подшипниках. Так как передача крутящих моментов связана с возникновением сил, например сил на зубьях зубчатых колес, сил натяжения ремней и т.д., валы обычно подвергаются действию не только крутящих моментов, но также поперечных сил и изгибающих моментов.

Лишь небольшая часть валов, например гибкие валы, часть торсионных валов, не поддерживает вращающиеся детали.

Валы по назначению можно разделить на валы передач, которые несут детали передач – зубчатые колеса, шкивы, звездочки, муфты (рис. 1, *а* и *б*), на коренные валы машин и на специальные валы, которые несут кроме деталей передач рабочие органы машин или приспособлений – колеса или диски турбин, кривошипы, инструменты, зажимные патроны и т.д. (рис. 1, *в–д*).

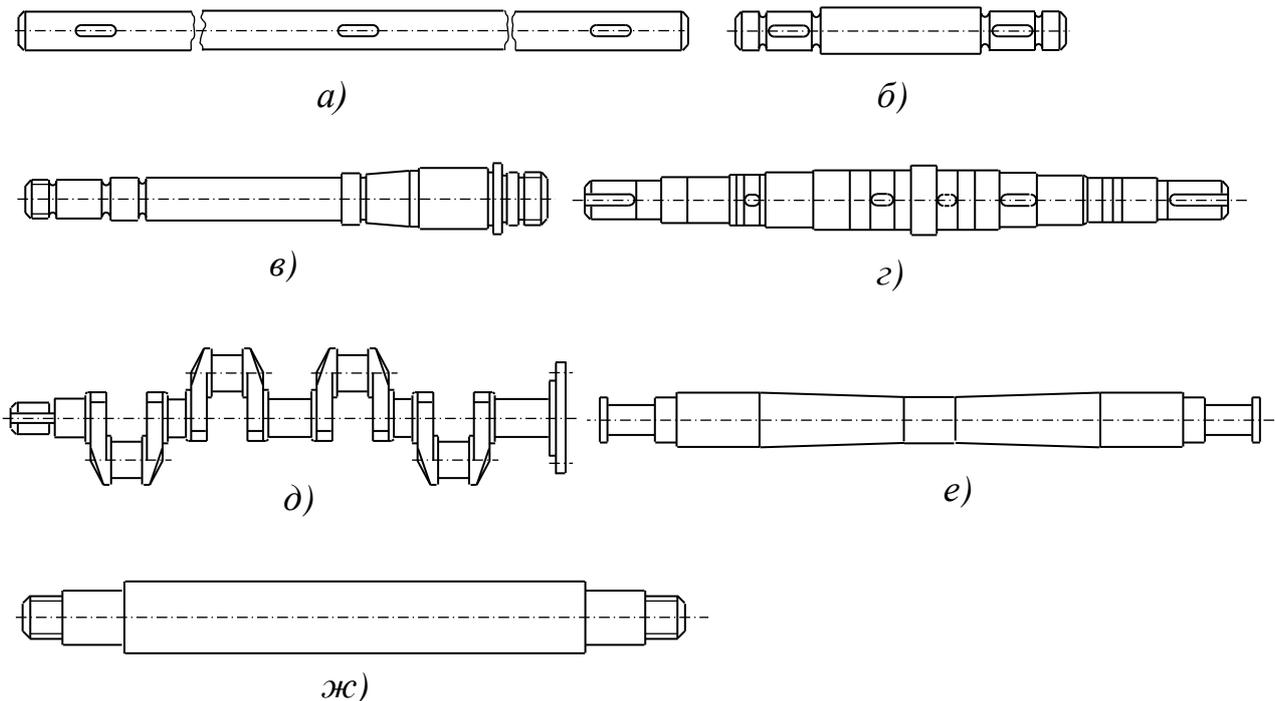


Рисунок 1 – Основные типы валов и осей:

а – гладкий трансмиссионный вал; *б* – ступенчатый вал; *в* – шпиндель станка; *г* – вал паровой турбины; *д* – коленчатый вал; *е* – ось вращающаяся вагонная; *ж* – ось неподвижная

Оси (рис. 1, *е, ж*) разделяют на вращающиеся, обеспечивающие лучшую работу подшипников, и неподвижные, требующие вмонтирования подшипников

во вращающиеся детали.

Валы и оси имеют аналогичные формы и общую функцию – поддерживать вращающиеся детали.

Опорные части валов и осей называют цапфами или шейками.

Прямые валы разделяют на валы постоянного диаметра (валы трансмиссионные и судовые многопролетные, см. рис. 1, *a*); валы ступенчатые (большинство валов, см. рис. 1, *б – з*); валы с фланцами для соединения по длине, а также валы с нарезанными шестернями. По форме сечения валы разделяют на гладкие, шлицевые и профильные.

Форма вала по длине определяется распределением нагрузки и условиями технологии изготовления и сборки.

Эпюры изгибающих моментов по длине валов, как правило, не постоянные и обычно сходят к нулю к концевым опорам или к концам валов. Крутящий момент обычно передается не на всей длине вала. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы переменного сечения, которые приближаются к телам равного сопротивления.

Практически валы выполняют ступенчатыми. Эта форма удобная в изготовлении и сборке; участки валов могут воспринимать большие осевые силы.

Желательно, чтобы каждая неразъемная деталь, которая насаживается на вал, проходила по валу к своей посадочной поверхности без натяга во избежание повреждения поверхностей и ослабления посадок.

Валы могут быть пустотелыми. Пустотелый вал с отношением диаметра отверстия к внешнему диаметру 0,75 легче сплошного равнопрочного почти в 2 раза. Практически пустотелые валы применяют при жестких требованиях к массе и при необходимости прохода сквозь валы или размещения внутри валов других деталей.

Круглая качественная сталь для валов поставляется длиной до 6 – 7 м, поэтому более длинные валы делают составными, что необходимо также по условиям монтажа и транспортировки. Валы соединяют с помощью соединительных муфт или фланцев на валах.

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей) выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, диаметры под подшипники качения – из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников качения. Перепад диаметров ступеней определяется: стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных радиусах закругления кромок и размерах фасок и, в конце концов, условиями сборки.

Перепад диаметров ступеней вала при наличии призматических шпонок желательно выбирать так, чтобы иметь возможность разборки без изъятия шпонок из вала. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Если тихоходный вал имеет несколько шпоночных канавок по длине, то во избежание перестановки вала при фрезеровании их целесообразно размещать в одной плоскости.

Цапфы (шейки) валов, работающих в подшипниках скольжения, выполняют: цилиндрическими, коническими, сферическими (рис. 2). Основное применение имеют цилиндрические цапфы. Конечные цапфы для облегчения сборки и фиксации вала в осевом направлении обычно делают немного меньшего диаметра, чем соседний участок вала (рис. 2, а). Иногда цапфы в разъемных подшипниках делают с буртами для предотвращения осевых сдвигов в обоих направлениях (рис. 2, б). Конические цапфы (рис. 2, в) применяют для регулирования зазора в подшипниках, а иногда также для осевого фиксирования вала. Зазор регулируют осевым перемещением вала или вкладыша подшипника. Сферические цапфы (рис. 2, г) ввиду трудностей их изготовления применяют только при необходимости значительных угловых смещений оси вала.

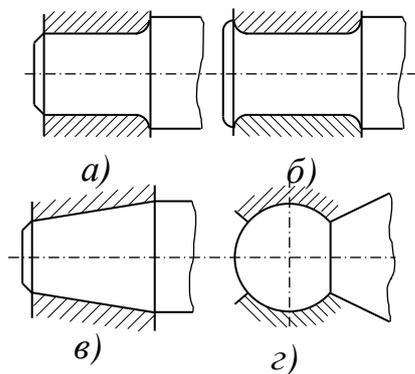


Рисунок 2 – Основные типы цапф валов под подшипники скольжения

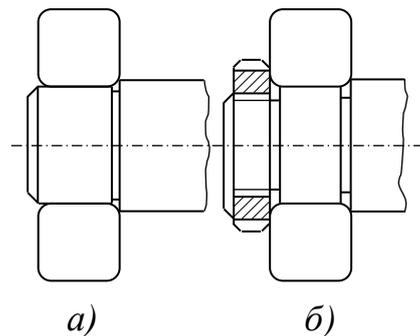


Рисунок 3 – Цапфы под подшипники качения: а – цилиндрическая без крепления; б – с

Цапфы валов для подшипников качения (рис. 3) характеризуются меньшей длиной, чем цапфы для подшипников скольжения. Исключения представляют конструкции с двумя подшипниками качения в опоре. Как правило, цапфы для подшипников качения выполняют цилиндрическими. В редких случаях применяют конические цапфы с малой конусностью – для регулирования зазоров в подшипниках упругим деформированием колец. Цапфы для подшипников качения нередко выполняют с резьбой или другими средствами для закрепления колец.

Посадочные поверхности под ступицы деталей, которые насаживаются на вал, выполняют цилиндрическими или коническими. Основное применение имеют цилиндрические поверхности как более простые. Конические поверхности применяют: для облегчения установки на вал и снятия с него тяжелых деталей, для обеспечения заданного натяга, для быстрой смены детали типа сменных шестерен и для повышения точности центрирования деталей. В последнее время конические соединения с большим натягом получили широкое распространение.

Осевые нагрузки на валы от насаженных на них деталей передаются такими способами:

1) тяжелые нагрузки – упором деталей в уступы на валу, посадкой деталей с натягом (рис. 4, а, б);

- 2) средние нагрузки – гайками, штифтами (рис. 4, *в* и *г*);
 3) легкие нагрузки (и предотвращение от перемещений случайными силами) – стопорными винтами, клеммовыми соединениями, пружинными кольцами (рис. 4, *д* – *ж*).

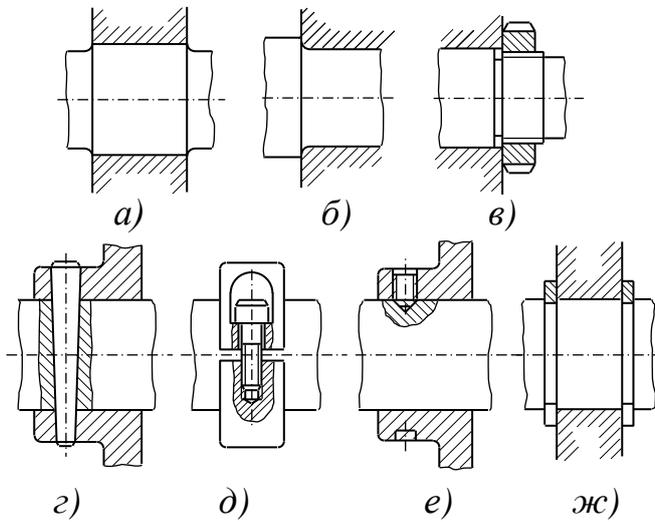


Рисунок 4 – Средства восприятия осевых нагрузок и осевого крепления деталей на валах:

а – посадка с натягом; *б* – упор в уступ; *в* – гайка; *г* – конический штифт; *д* – клеммовое соединение; *е* – стопорный винт; *ж* – пружинное кольцо

Сопротивление валов усталости определяется относительно малыми объемами металла в зонах значительной концентрации напряжений. Поэтому особенно эффективны специальные конструктивные и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.

Наблюдаемое резкое снижение сопротивления усталости валов в местах посадок в основном связано с концентрацией давления и фреттинг-коррозией, которые вызываются местными проскальзываниями и кромочными давлениями. Конструктивные средства повышения выносливости показаны на рис. 5. Наиболее эффективно утолщение вала на длине ступицы. Довольно эффективно также поверхностное упрочнение.

Упрочнением подступичных участков поверхностным наклепом (обкатыванием роликами или шариками) можно повысить предел выносливости валов с концентрацией напряжений на 80... 100 %, причем этот эффект распространяется на валы диаметром 500 – 600 мм и больше. Такое упрочнение получило в настоящее время широкое распространение.

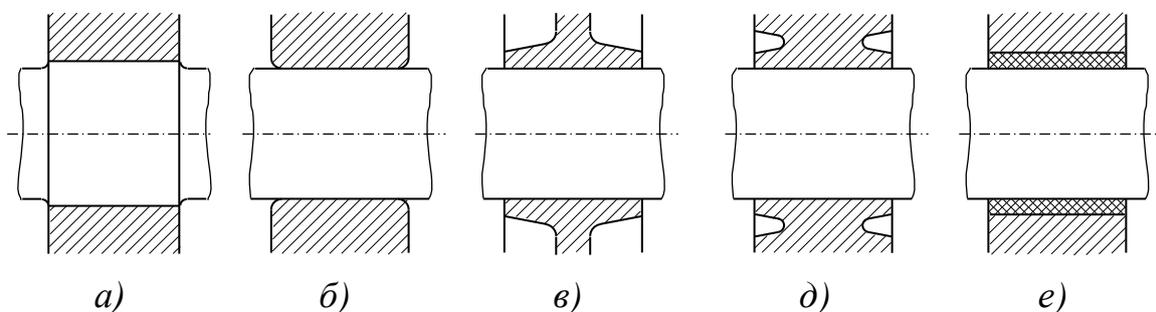


Рисунок 5 – Конструктивные средства повышения сопротивления валов усталости в местах посадок : *а* – утолщение подступичной части; *б* – закругление кромок ступицы; *в* – утонение ступицы; *д* – разгрузочные канавки; *е* – втулки или заливки в ступице из материала с низким модулем упругости

Прочность валов в местах шпоночных, шлицевых и других разъемных соединений со ступицей может быть повышена применением: эвольвентных шлицевых соединений; шлицевых соединений с внутренним диаметром, равным диаметру вала на соседних участках, или с плавным выходом шлицев на поверхность, обеспечивающим минимум концентрации напряжений изгиба; шпоночных канавок, изготовляемых дисковой фрезой и имеющих плавный выход на поверхность; бесшпоночных соединений.

Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняют следующих типов.

1. С канавкой для выхода шлифовальных кругов (рис. 6, а). Канавки обычно выполняют на валах диаметром 10...50 мм шириной 3 мм и глубиной 0,25 мм, а на валах диаметром 50...100 мм – шириной 5 мм и глубиной 0,5 мм. Канавки должны иметь максимально возможные радиусы закруглений. Канавки существенно повышают стойкость шлифовальных кругов при обработке. Однако они вызывают значительную концентрацию напряжений и понижают прочность валов при переменных напряжениях.

Канавки выполняют в валах, диаметры которых определяются условиями жесткости (в частности, валах коробок передач), и на концевых участках валов, на которых изгибающие моменты невелики. Канавки также нужны на концах участков с резьбой для выхода резьбонарезного инструмента.

2. С переходной поверхностью – галтелью постоянного радиуса (рис. 6, б). Радиус ρ выбирают меньше радиуса закругления или радиального размера фаски насаживаемых деталей.

Для шеек под подшипники качения рекомендуют $\rho/d = 0,02...0,04$, $t/\rho \approx 3$ (меньшие значения для больших диаметров); здесь d – диаметр меньшей из сопрягаемых ступеней; t – высота уступа, т. е. полуразность диаметров ступеней.

Желательно, чтобы радиус закругления в сильнонапряженных валах был больше или равен $0,1 d$. Однако это условие далеко не всегда можно выдержать, так как при этом увеличиваются осевые размеры. При высокой напряженности вала возможно осевое базирование деталей по самой переходной поверхности, но это исполнение весьма трудно в технологическом отношении. Когда радиус галтели сильно ограничивается радиусом закругления кромок насаживаемых деталей, ставят проставочные кольца (рис. 6, в).

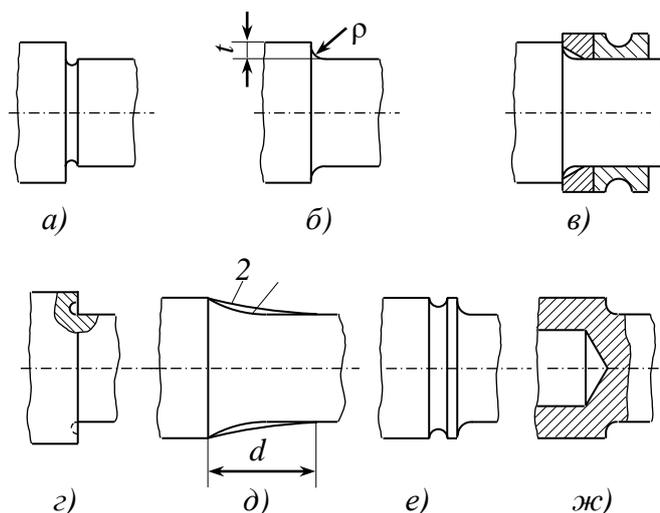


Рисунок 6 – Переходные поверхности валов: а – с канавкой для выхода шлифовального круга; б – постоянного радиуса; в – под промежуточное кольцо; г – эллиптическая с поднутрением; д – оптимальной формы при изгибе (внутренняя кривая и при кручении и растяжении (наружная кривая); е – с разгрузочной канавкой; ж – с отверстием в ступени большого диаметра

3. С переходной поверхностью – галтелью специальной формы. Опасной зоной обычно является переход галтели в ступень меньшего диаметра; поэтому в заданных габаритах целесообразно делать галтель переменного радиуса кривизны с увеличением радиуса в зоне перехода к ступени меньшего диаметра. Применяют галтели эллиптической формы и чаще галтели, очерчиваемые двумя радиусами кривизны. Переменность радиуса кривизны галтели повышает несущую способность вала на 10 %. Галтели с поднутрением (рис. 6, з) увеличивают длину базирования ступиц. Однако полировать галтели с поднутрением трудно.

Подбором галтели оптимальной формы на длине 0,75...1 диаметра вала (рис. 6, д) можно практически избавиться от концентрации напряжений. Однако использовать такие формы можно в редких случаях, например в торсионных валах (т. е. валах, служащих пружиной, работающей на кручение), на свободных участках сильнонапряженных валов и т. д.

Повышение прочности валов в переходных сечениях достигается также удалением малонапряженного материала: выполнением разгрузочных канавок (рис. 6, е) и высверливанием отверстий в ступенях большого диаметра (рис. 6, ж). Эти мероприятия обеспечивают более равномерное распределение напряжений и снижают концентрацию напряжений.

Пластическим упрочнением галтели (обкаткой роликами, а при больших диаметрах валов – чеканкой) можно повысить несущую способность валов в 1,5...2 раза.

1.2 Материалы и термическая обработка валов и осей

Выбор материала и термической обработки валов и осей определяется критериями их работоспособности, в том числе критериями работоспособности цапф с опорами. Значимость последних критериев в случае опор скольжения может быть определяющей.

Основными материалами для валов и осей служат углеродистые и легированные стали благодаря высоким механическим характеристикам, способности к упрочнению и легкости получения цилиндрических заготовок прокаткой.

Для большинства валов применяют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Для высоконапряженных валов ответственных машин применяют легированные стали: 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА и др. Валы из этих сталей обычно подвергают улучшению, закалке с высоким отпускком или поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и низким отпускком (шлицевые валы).

Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют весьма высокой твердости цапф; их изготавливают из цементуемых сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ или азотируемых сталей типа 38Х2МЮА. Высокую износостойкость имеют хромированные валы. По опыту автомобилестроения

хромирование шеек коленчатых валов увеличивает ресурс до перешлифовки в 3...5 раз.

Для валов, размеры которых определяются условиями жесткости, прочные, термически обработанные стали целесообразно применять только тогда, когда это определяется требованиями долговечности цапф, шлицев и других изнашиваемых поверхностей. Валы больших диаметров изготавливают из труб с приварными или насадными фланцами или сварными из листов также с приварными фланцами. Применение сварных валов мощных гидротурбин приводит к экономии 20...40 % металла.

Для изготовления фасонных валов – коленчатых, с большими фланцами и отверстиями – и тяжелых валов наряду со сталью применяют высокопрочные чугуны (с шаровидным графитом) и модифицированные чугуны. Меньшая прочность чугунных валов в значительной степени компенсируется более совершенными формами валов (особенно коленчатых), меньшей чувствительностью в многоопорных валах к смещению опор (благодаря меньшему модулю упругости) и меньшей динамической нагрузкой ввиду повышенной демпфирующей способности.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм обычно используют круглый прокат, для валов большего диаметра и фасонных валов – поковки.

Валы подвергают токарной обработке и последующему шлифованию посадочных поверхностей. Высоконапряженные валы шлифуют по всей поверхности. Шероховатость поверхности под подшипники качения в зависимости от класса точности подшипников и диаметра назначают от $Ra = 0,16...0,32$ мкм под высокопрецизионные подшипники до $Ra = 1,5...2,5$ мкм под подшипники класса точности 0, а под подшипники скольжения в зависимости от условий работы $Ra = 1...0,16$ мкм.

Торцы валов для облегчения насадки деталей, во избежание обмятий и повреждения рук рабочих выполняют с фасками.

1.3 Проектный расчет валов

Проектирование вала начинается с разработки его конструктивной схемы с изображением участков вала и деталей, насаживаемых на эти участки. Диаметры участков определяются предварительно только из условия прочности при кручении, поскольку в начале процесса проектирования неизвестны продольные размеры участков и, следовательно, изгибающие моменты. При этом принимаются заниженные допускаемые напряжения при кручении. Вместо условия прочности используются также эмпирические зависимости диаметра вала от основных параметров проектируемого узла или машины (межосевого расстояния в редукторе, диаметра цилиндра в двигателе внутреннего сгорания, основного размера турбины и т. д.).

Длины участков определяются шириной насаживаемых на них деталей.

На рис. 6 приведен эскиз узла тихоходного вала одноступенчатого редуктора с косозубой передачей. Основные размеры вала получены следующим образом.

Диаметр участка вала под колесом

$$d_{\text{BK}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{K}}}{0,2[\tau]_{\text{K}}}} = \sqrt[3]{\frac{2260 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 76,7 \text{ мм},$$

где $T_{\text{K}} = 2260 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – вращающий момент на валу колеса;

$[\tau]_{\text{K}} = 25 \text{ МПа}$ – допускаемое касательное напряжение при кручении.

Принимается $d_{\text{BK}} = 80 \text{ мм}$.

Диаметр участка под подшипник $d_{\text{П}} \leq d_{\text{BK}}$.

Принимается шарикоподшипник № 215 легкой серии. Внутренний диаметр подшипника $d_{\text{П}} = 75 \text{ мм}$, внешний диаметр $D_{\text{П}} = 130 \text{ мм}$, ширина $b_{\text{П}} = 25 \text{ мм}$.

Диаметр участка под уплотнение $d_{\text{У}} = 70 \text{ мм}$.

Диаметр хвостовика $d_{\text{Х}} = 65 \text{ мм}$.

Продольные размеры: $a = 80 \text{ мм}$, $b = 80 \text{ мм}$, $c = 116 \text{ мм}$.

1.4 Проверочные расчеты валов

1.4.1 Виды проверочных расчетов

Для спроектированных валов проводятся следующие виды расчетов:

- расчет на статическую прочность;
- расчет на выносливость;
- расчет на жесткость;
- расчет на колебания.

В расчете на статическую прочность определяются максимальные эквивалентные напряжения в наиболее напряженных точках поперечных сечений вала и сравниваются с допускаемыми напряжениями при статическом нагружении. При этом расчет ведется по наибольшей возможной кратковременной нагрузке (с учетом динамических и ударных воздействий).

В расчете на выносливость определяются коэффициенты запаса выносливости материала вала в опасных сечениях и сравниваются с допускаемыми. Расчет ведется по номинальным нагрузкам.

В расчете на жесткость определяются максимальные прогибы и углы закручивания вала, которые не должны превышать допускаемых значений, определяемых требованиями к конструкции машины.

Расчет на колебания сводится, в основном, к определению критических угловых скоростей вала.

1.4.2 Расчет на статическую прочность

Порядок расчета:

1. Определяются нагрузки на вал со стороны насаженных на него деталей с учетом перегрузок.

2. Действующие на вал нагрузки раскладываются по двум плоскостям (вертикальной и горизонтальной).

3. Строятся эпюры изгибающих моментов $M_{и}^B$ и $M_{и}^Г$ в вертикальной и горизонтальной плоскости соответственно.

4. Строится суммарная эпюра изгибающих моментов $M_{и}$ по правилу

$$M_{и} = \sqrt{(M_{и}^B)^2 + (M_{и}^Г)^2};$$

5. Строится эпюра крутящих моментов $M_{к}$.

6. Определяются опасные сечения вала.

7. В опасных сечениях определяются максимальные нормальные напряжения от изгиба $\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_x}$ и максимальные касательные напряжения

$$\tau_{к} = \frac{M_{к}}{W_p}.$$

8. По одной из теорий прочности определяются эквивалентные напряжения и сравниваются с допускаемыми напряжениями.

$$\text{По 3-ей теории прочности } \sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_{и})^2 + 4(\tau_{к})^2} \leq [\sigma].$$

$$\text{По 4-ей теории прочности } \sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_{и})^2 + 3(\tau_{к})^2} \leq [\sigma].$$

1.4.3 Расчет на выносливость

В расчете на выносливость вначале повторяются расчеты по пунктам 1...7 предыдущего расчета на статическую прочность. Однако здесь нагрузки на вал – *номинальные*.

Затем:

8. Определяются коэффициенты запаса выносливости материала вала в опасных сечениях и сравниваются с допускаемыми коэффициентами.

При этом возможны 3 случая.

Случай 1. В сечении вала действует только изгибающий момент. Определяется коэффициент запаса выносливости по нормальным напряжениям при изгибе n_{σ} и сравнивается с допускаемым $[S]_{\sigma}$:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_i}{\sigma_{\text{max}} K_{\sigma}} \geq [S]_{\sigma},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала вала при симметричном цикле при изгибе;

σ_{max} – максимальное напряжение в цикле при изгибе;

$\varepsilon_i = \frac{1,47}{\sqrt[6]{d}}$ – масштабный коэффициент, зависящий от диаметра вала d ;

K_{σ} – коэффициент концентрации нормальных напряжений в рассматриваемом сечении вала.

Случай 2. В сечении вала действует только крутящий момент. Определяется коэффициент запаса выносливости по касательным напряжениям при кручении n_τ и сравнивается с допускаемым $[S]_\tau$:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_M}{\tau_{\max} K_\tau} \geq [S]_\tau,$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала вала при кручении;

τ_{\max} – максимальное напряжение в цикле при кручении;

K_τ – коэффициент концентрации касательных напряжений в рассматриваемом сечении вала.

Случай 3. В сечении вала одновременно действуют изгибающий и крутящий моменты. Определяется суммарный коэффициент запаса выносливости S и сравнивается с допускаемым коэффициентом $[S]$:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{(S_\sigma)^2 + (S_\tau)^2}} \geq [S].$$

Обычно допускаемый коэффициент запаса выносливости $[S] = 2 \dots 3$.

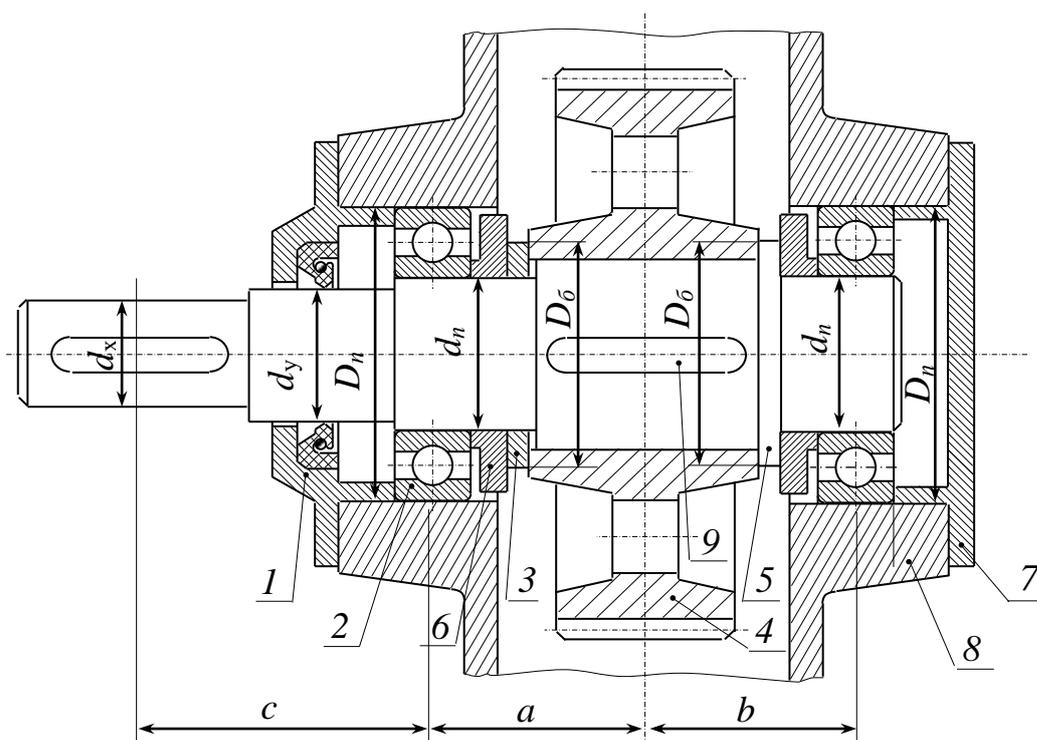


Рисунок 7 – Узел вала колеса цилиндрического одноступенчатого редуктора: 1 – сквозная крышка подшипника; 2 – подшипник качения; 3 – дистанционное кольцо; 4 – зубчатое колесо; 5 – вал колеса; 6 – мазеудерживающее кольцо; 7 – глухая крышка подшипника; 8 – корпус редуктора; 9 – шпонка

На рис. 7 приведен узел тихоходного вала колеса цилиндрического одноступенчатого редуктора с косозубой передачей.

На рис. 8 приведены результаты расчета этого вала.

Исходные данные для расчета

Вращающий момент на валу $T = 2260 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Силы в зубчатом зацеплении:

окружная сила $F_t = 12,36 \text{ кН}$;

радиальная сила $F_r = 4,57 \text{ кН}$;

осевая сила $F_a = 0,806 \text{ кН}$.

Делительный диаметр колеса $d_k = 365,55 \text{ мм}$.

Угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$.

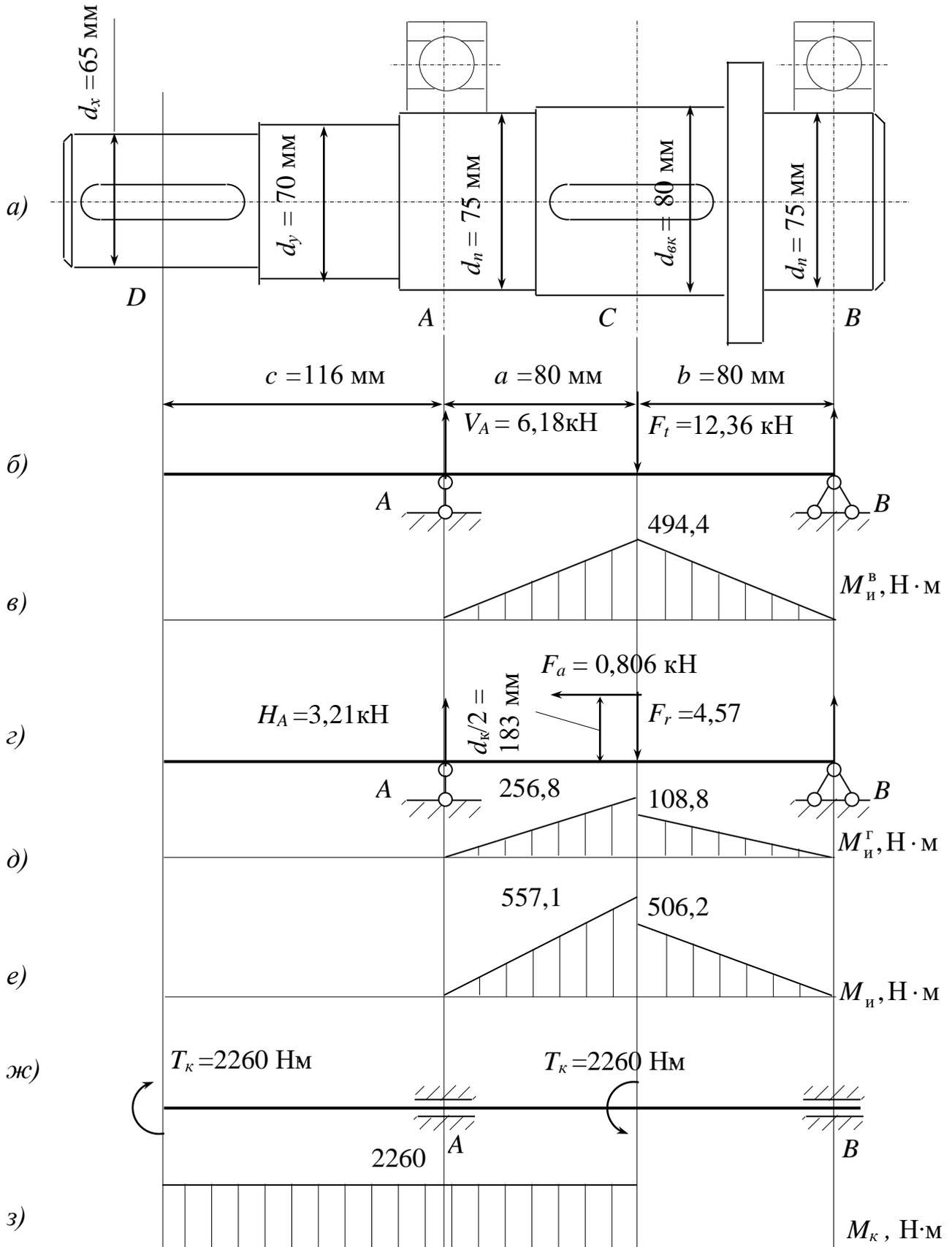


Рисунок 8 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих и крутящих моментов в сечениях вала

Расчет опасных сечений вала на выносливость

Принимается материал вала сталь 40Х с термической обработкой – улучшение.

Опасными являются сечения *C* и *D*.

В сечении *C*, действует максимальный изгибающий момент, а также крутящий момент. В сечении *D* действует только крутящий момент, однако это сечение имеет минимальный диаметр.

Сечение *C*.

Максимальные в цикле нагружения нормальные напряжения в сечении *C* от изгиба

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{и}}^C}{W_{\text{х}}} = \frac{32 \cdot M_{\text{и}}^C}{\pi d_{\text{вк}}^3} = \frac{32 \cdot 557,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80^3} = 11,08 \text{ МПа} .$$

Масштабный коэффициент для данного сечения

$$\varepsilon_{\text{м}} = \frac{1,44}{\sqrt[6]{d_{\text{вк}}}} = \frac{1,44}{\sqrt[6]{80}} = 0,694 .$$

Коэффициент запаса выносливости при изгибе

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_{\text{м}}}{\sigma_{\max} K_{\sigma}} = \frac{450 \cdot 0,694}{11,08 \cdot 2} = 14,1,$$

где $\sigma_{-1} = 450$ МПа – предел выносливости по нормальным напряжениям для стали 40Х;

$K_{\sigma} = 2$ – коэффициент концентрации нормальных напряжений для шпоночного паза.

Максимальные касательные напряжения

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{р}}} = \frac{16 \cdot T_{\text{к}}}{\pi d_{\text{к}}^3} = \frac{16 \cdot 2260 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80^3} = 22,5 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса выносливости по касательным напряжениям

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_{\text{м}}}{\tau_{\max} K_{\tau}} = \frac{260 \cdot 0,694}{22,5 \cdot 1,9} = 4,22 ,$$

где $\tau_{-1} = 260$ МПа – предел выносливости по касательным напряжениям для стали 40Х;

$K_{\tau} = 1,9$ – коэффициент концентрации касательных напряжений для шпоночного паза.

Суммарный коэффициент запаса выносливости

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{14,1 \cdot 4,22}{\sqrt{14,1^2 + 4,22^2}} = 4,04 > 2 = [s].$$

Сечение *D*.

Максимальные касательные напряжения

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p} = \frac{16 \cdot T_k}{\pi d_k^3} = \frac{16 \cdot 2260 \cdot 10^3}{\pi \cdot 65^3} = 41,9 \text{ МПа.}$$

Масштабный коэффициент для данного сечения

$$\varepsilon_m = \frac{1,44}{\sqrt[6]{d_{x2}}} = \frac{1,44}{\sqrt[6]{65}} = 0,72.$$

Коэффициент запаса выносливости по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_m}{\tau_{\max} K_\tau} = \frac{260 \cdot 0,72}{41,9 \cdot 1,9} = 2,35 > 2 = [s].$$

т.е. условие выносливости вала выполняется в обоих сечениях *C* и *D*.

2 ПОДШИПНИКИ

Подшипники предназначены для устройства опор валов. По виду трения различают подшипники скольжения и подшипники качения.

2.1 Подшипники скольжения

2.1.1 Назначение, область применения. Преимущества и недостатки

В подшипниках скольжения имеет место трение скольжения.

Подшипник скольжения является парой вращения, он состоит из опорного участка вала (цапфы) *1* и соответственно подшипника *2* (рис. 9 а, б), в котором скользит цапфа.

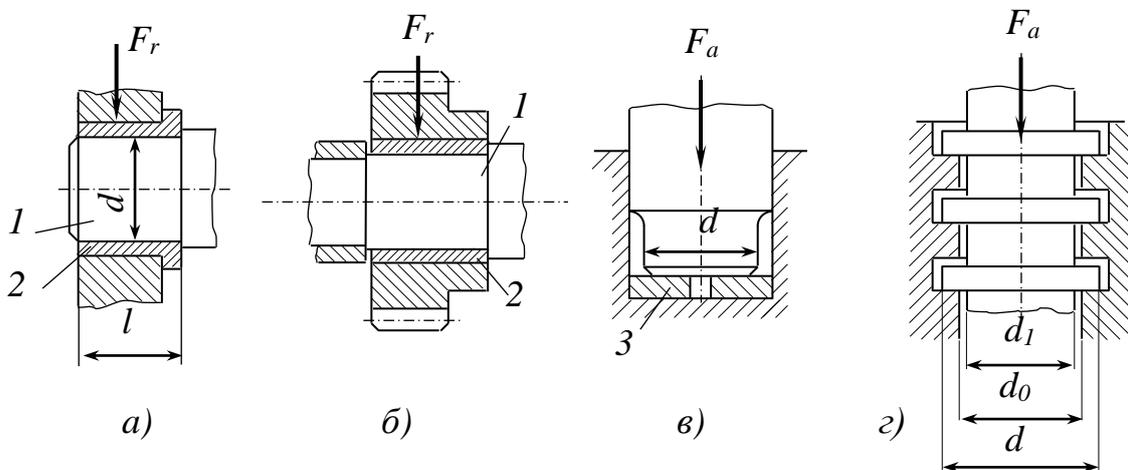


Рисунок 9 – Подшипники скольжения

В качестве опор вращающихся осей и валов подшипники скольжения используются в конструкциях, в которых применение подшипников качения затруднено или недопустимо по ряду причин: высокие вибрационные и ударные нагрузки; низкие и особенно высокие частоты вращения; повышенные требования к стабильности и точности положения валов и др.; работа в воде, агрессивных средах; работа при недостаточной смазке или без смазки; необходимость выполнения диаметрального разъема; отсутствие подшипников качения необходимых диаметров (миниатюрные и особокрупные валы) и др. Надежность работы подшипников обуславливает трудоспособность и долговечность машин.

Подшипникам скольжения свойственны и некоторые недостатки. Так, тяжело нагруженные подшипники, работающие при высоких частотах вращения, нуждаются в принудительном подводе под давлением смазочного материала (масла, воды и др.) для поддержания режима жидкостного трения и отвода выделяющейся теплоты. Подшипники с обычными маслами надежно работают лишь до температур не выше 150 ° С. При работе в условиях пониженных температур возрастает пусковой момент из-за загустения масла.

Благодаря бесшумности и указанным выше достоинствам, а также по конструктивным и экономическим соображениям опоры скольжения находят широкое применение в паровых и газовых турбинах, двигателях внутреннего сгорания, центробежных насосах, центрифугах, металлообрабатывающих станках, прокатных станах, тяжелых редукторах и пр.

2.1.2 Классификация подшипников

1. По воспринимаемым нагрузкам различают:

радиальные (опорные) подшипники; воспринимают радиальную нагрузку (рис. 9, а и б);

осевые (упорные) подшипники; воспринимают осевые силы (рис. 9, в и г);

радиально-упорные подшипники; воспринимают радиальные и осевые нагрузки; обычно их функции выполняют упорные подшипники, соединенные с радиальными (см. рис. 9, в).

Цапфу, которая передает радиальную нагрузку, называют *шипом* при расположении ее в конце вала (см. рис. 9, а) или *шейкой*, если она находится в середине вала (см. рис. 9, б). Цапфу, которая передает осевую нагрузку, называют *пятой* (рис. 9, в), а подшипник 3 – *подпятником*.

Форма рабочей поверхности подшипников и цапф может быть цилиндрической, конической и шаровой, но конический и шаровой подшипники применяются редко.

2. В зависимости от вида трения, реализованного между трущимися поверхностями, различают *подшипники*:

«сухого» трения, т.е. не требующего смазочного материала;

полужидкостного трения, работающие в условиях периодической или недостаточной смазки;

жидкостного трения, которые работают лишь в условиях непрерывной богатой подачи (насосом или самотеком) смазочной жидкости.

3. Относительно воспринимаемой нагрузки:

несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся;

4. По конструкции:

- с вкладышами и без вкладышей;
- разъемные и неразъемные;
- присоединяемые и встроенные.

2.1.3 Подшипника полужидкостного трения

Контакт шероховатых поверхностей при полужидкостном трении показан на рис. 10.

В зоне *A* на рисунке имеет место контакт вершин через адсорбированную граничную пленку смазочного материала (*граничное трение*). В зонах *B* имеет место непосредственный контакт поверхностей (*сухое трение*).

Подшипники скольжения, работающие в режиме полужидкостного трения, широко используют в подъемно-транспортных, сельскохозяйственных, дорожных, строительных и других машинах. Полужидкостное трение между цапфой и подшипниковой втулкой (вкладышем) обеспечивается периодической или непрерывной, но ограниченной подачей смазочного материала (масла, смазки, воды и др.).

Смазку осуществляют с помощью масленок. Подшипники, расположенные в маслоудерживающих полостях, смазывают барботажным маслом.

На рис. 11 приведена конструкция стандартного разъемного подшипника. Стандартные разъемные подшипники просты в монтаже, их широко используют в тяжелом машиностроении. Разъемный подшипник состоит из корпуса *1*, крышки *2*, разъемной подшипниковой втулки – двух вкладышей *3*, крепежных шпилек с гайками *4* и масленки *5*. Разъем вкладыша делают по его диаметру, а разъем корпуса – ступенчатым. Уступ в ступенчатом раземе препятствует поперечному сдвигу крышки относительно корпуса подшипника.

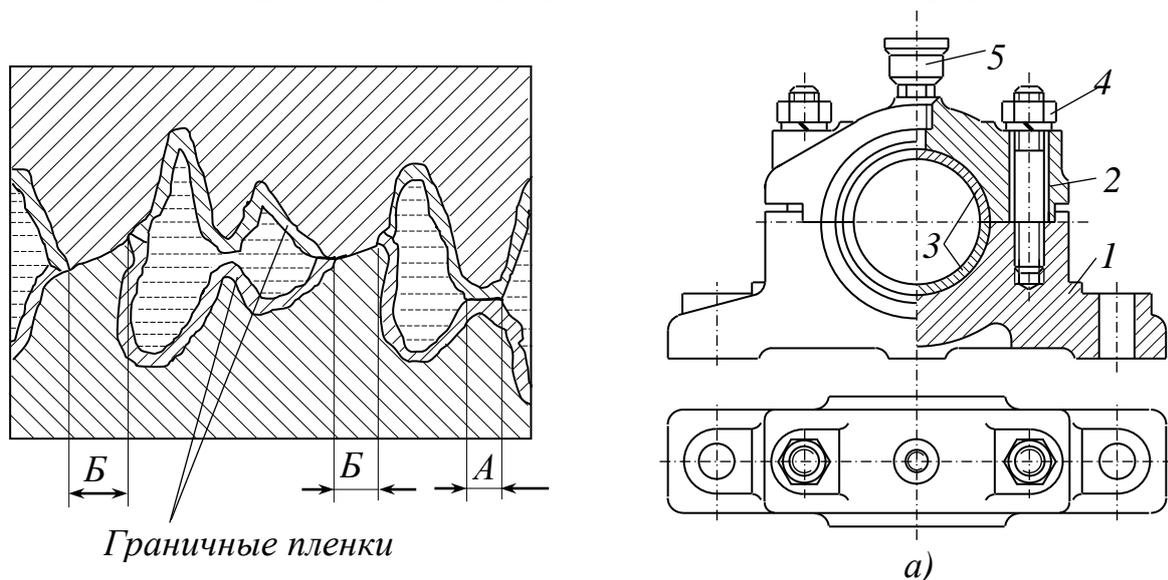


Рисунок 10 – Контакт шероховатых

В радиальных подшипниках используют вкладыши без буртиков (рис. 11, б). При действии радиальной и односторонней осевой нагрузки применяют вкладыши с одним упорным буртиком (рис. 11, в), а при действии осевой нагрузки в двух направлениях устанавливают вкладыши с двумя упорными буртиками (рис. 11, г).

2.1.4 Подшипники жидкостного трения

Известны два способа создания режима жидкостного трения в подшипнике скольжения: *гидростатический* и *гидродинамический*.

В *гидростатических подшипниках* давление в поддерживаемом слое жидкого смазочного материала (воде, масле и др.) создают насосом, который подает его в зазор между цапфой и подшипником (рис. 12). Вследствие эксцентричного расположения цапфы в подшипнике под нагрузкой торцевые зазоры (зазор) между цапфой и подшипником оказываются снизу меньшими, чем сверху. В результате переменный расход жидкости через зазор приводит к появлению необходимого давления и подъемной силы. Давление жидкости в гидросистеме и ее расход определяются зазором между цапфой и подшипником, радиальной силой и вязкостью материала.

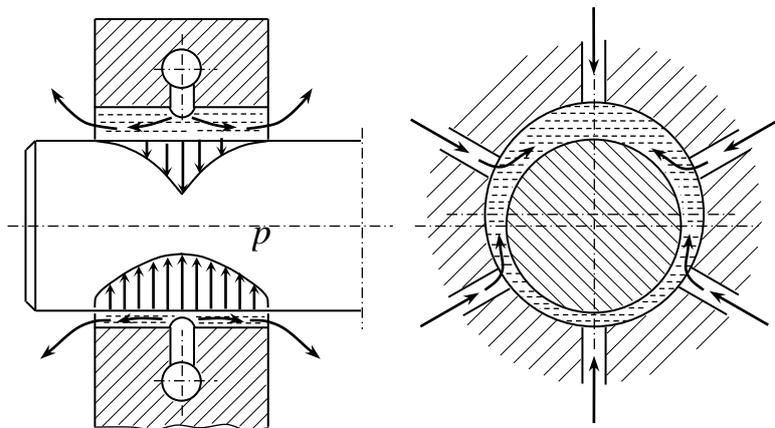


Рисунок 12 – Гидростатический подшипник

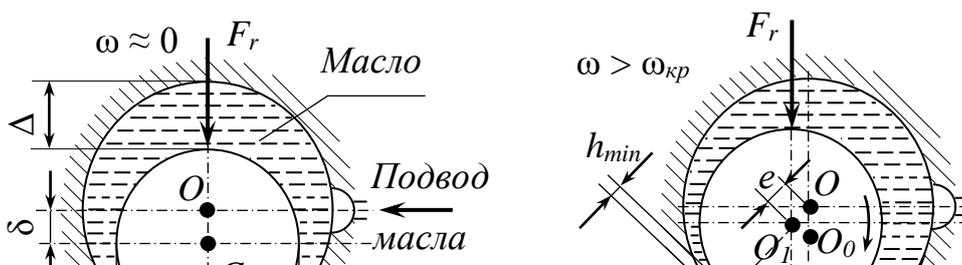


Рисунок 13 – Гидродинамический подшипник: *a* – режим граничного трения; *б* – режим жидкостного трения

В связи с необходимостью подачи смазочного материала в зону высокого гидравлического давления (под цапфу) гидростатические подшипники требуют для нормальной работы сложной гидросистемы. Гидростатические подшипники рассматривают в специальных курсах.

В гидродинамических подшипниках жидкий смазочный материал подается только в зону низкого давления (см. рис. 13), откуда вращающейся цапфой нагнетается вниз, в зазор, образуя клинообразный поддерживающий слой. Жидкость в этом зазоре подчиняется законам гидродинамики. При определенных условиях в ней создаются избыточные давления, которые вызывают гидродинамическую силу и уравнивают силу ротора.

Гидродинамические подшипники получили наиболее широкое применение в машинах благодаря простоте конструкции, хотя в периоды пуска, медленного прокручивания и остановки они работают в условиях предельного (или даже «сухого») трения.

В тяжело нагруженных опорах используют комбинированные подшипники, в которых при малых скоростях вращения (периоды пуска, остановки) внешнюю нагрузку от ротора уравнивают давлением от насоса. На постоянном режиме работы, когда гидродинамические давления могут удерживать ротор на несущем слое жидкости, насос отключают.

2.1.5 Условные расчеты подшипников

Условные расчеты подшипников позволяют в простейшей расчетной форме использовать опыт конструирования и эксплуатации машин. Они дают удовлетворительные результаты, если расчетные параметры назначают по опыту работы машин данного типа с близкими характеристиками.

Для подшипников при жидкостном смазывании условные расчеты применяют как предварительные; для подшипников, которые работают при полужидкостном смазывании, из-за отсутствия соответствующей теории расчета – как основные.

Расчет по допускаемым давлениям в подшипниках. Расчет, как правило, ведут по нагрузке, отнесенной к проекции цапфы:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p],$$

где p и $[p]$ – соответственно расчетное и допустимое давление в подшипнике; d, l – соответственно диаметр и длина цапфы.

В подшипниках большинства стационарных машин при отсутствии особых требований к габаритам $p = 1...4$ МПа (в зависимости от условий работы и материалов).

В коренных и шатунных подшипниках двигателей внутреннего сгорания $p = 4...20$ МПа. В подшипниках прессов, ковочных машин, прокатных станков $p = 10...30$ МПа.

Расчет обычно используют как проверочный, так как диаметр цапфы определяется конструктивно после расчета вала.

Истинные давления в подшипниках при отсутствии жидкостного смазывания определяются из решение задачи теории упругости для сжатия цилиндров с близкими радиусами при внутреннем контакте. Формулы Герца для подшипников скольжения не применимы.

Если сила на подшипник при его обычном расположении направлена вверх, то задача сводится к задаче о сжатии цилиндра и проушины.

Расчет по произведению давления в подшипнике на скорость скольжения: $pv \leq [pv]$,

Расчет по произведению pv , принят как расчет в простейшей форме, которая учитывает скорость.

Произведение pv до некоторой степени характеризует теплообразование в подшипнике (если принять коэффициент трения постоянным), а также характеризует изнашивание.

В подшипниках большинства стационарных машин $pv = 2...10$ МПа·м/с.

В подшипниках быстроходных и тяжело нагруженных машин при хорошем охлаждении и других специальных мерах значения pv могут быть значительно повышены.

В подшипниках автомобильных двигателей $pv = 25...35$ МПа·м/с.

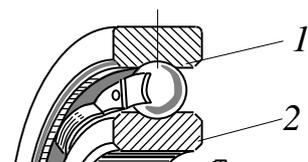
Допустимые давления, и особенно характеристика подшипников pv колеблются в очень широких пределах. Это связано с многообразием факторов, которые влияют на работу подшипников. К ним относятся в первую очередь материалы, качество изготовления, кромочные давления, смазывания, охлаждение, условия пуска, цикл работы и т.д.

В системе координат скорость скольжения v – давление p условные расчеты ограничивают область допустимых режимов работы подшипников двумя прямыми $p=[p]$, $v=[v]$ и гиперболой $pv=[pv]$.

2.2 Подшипники качения

2.2.1 Назначение, область применения

Подшипники качения является основным видом опор вращающихся (качающихся) деталей. Типичная конструкция подшипника качения показана



на рис. 14. Подшипник состоит из внешнего 1 и внутреннего 2 колец, между которыми расположены тела качения 3.

Для предотвращения тел качения от столкновения между собой их отделяют друг от друга сепаратором 4, что существенно образом уменьшает потери на трение.

Подшипники качения стандартизированы, их изготавливают в условиях высокоспециализированного массового производства подшипниковые заводы. Поэтому инженеру крайне редко приходится проектировать подшипники качения. Несравненно чаще нужно подобрать подшипник для узла опоры, спроектировать корпус опоры, обеспечивая технологичность, контроле- и ремонтпригодность узла, а также оценить остаточную долговечность подшипника при модернизации или форсировании режима работы оборудования.

2.2.2 Классификация

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

1) по форме тел качения – подразделяют на шариковые (рис. 15) и роликовые (рис. 16); последние, в свою очередь, делят по форме роликов на подшипники с короткими цилиндрическими (рис. 16, а), коническими (рис. 16, г), бочкообразными (рис. 16, б), игольчатыми (рис. 16, в) и витыми (рис. 16, е) роликами;

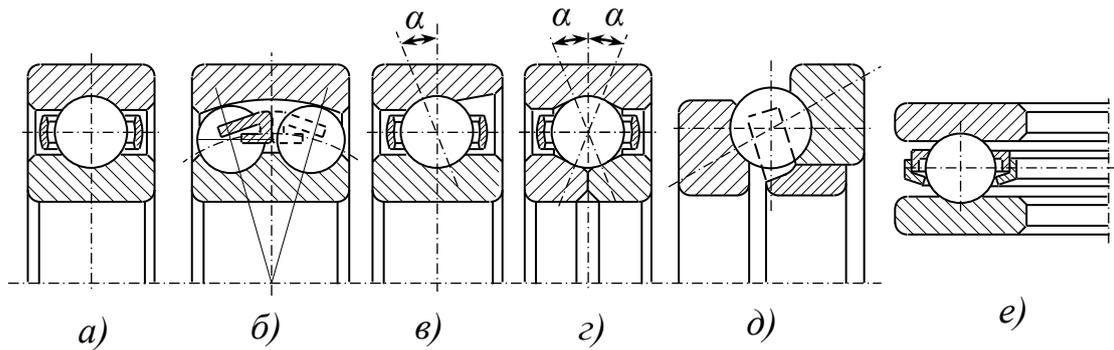


Рисунок 15 – Шарикоподшипники

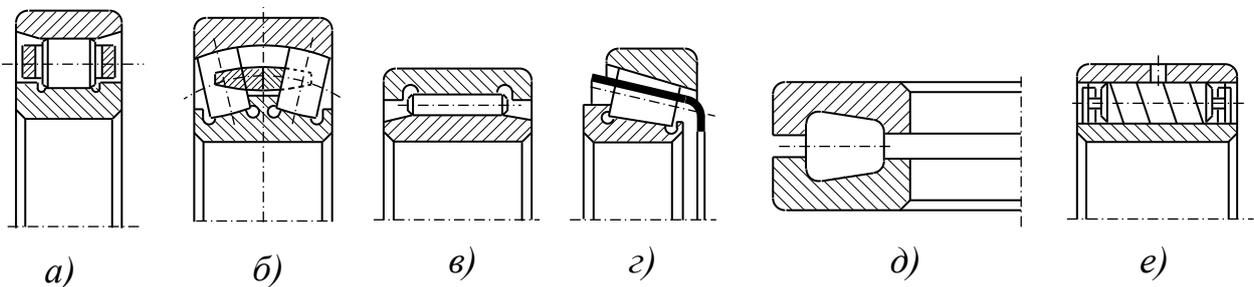


Рисунок 16 – Роликоподшипники

2) по направлению воспринимаемых относительно оси вала сил разделяют на типы:

радиальные, воспринимающие преимущественно радиальные нагрузки, которые действуют перпендикулярно оси вращения подшипника (рис. 15, а, б и 16, а, б, в, е);

радиально-упорные, воспринимающие одновременно действующие радиальную и осевую нагрузки (рис. 15, в, г и 16, г);

упорно-радиальные, воспринимающие осевые нагрузки при одновременном действии незначительной радиальной нагрузки (рис. 15, д);

упорные, воспринимающие только осевые силы (рис. 15, е и 16, д);

3) по способности самоустановки – подразделяют на *несамоустанавливающиеся* и *самоустанавливающиеся* (рис. 15, б и 16, б), допускающие поворот оси внутреннего кольца относительно оси внешнего кольца;

4) по числу рядов тел качения (расположенных по ширине) разделяют на *однорядные* (рис. 15, а, в–е и 16, а, в–д), *двухрядные* (рис. 15, б и 16, б), *четырёхрядные* и *многорядные*.

Основными потребительскими (внешними) характеристиками подшипников является грузоподъемность, быстроходность, масса, габариты, потери энергии.

Подшипники одинакового диаметра отверстия подразделяют по внешним диаметрам и ширине на серии: *сверхлегкую*, *особолегкую*, *легкую*, *легкую широкую*, *среднюю*, *среднюю широкую* и *тяжелую*. На практике наибольшее применение имеют подшипники легкой и средней серий.

Подшипники разных типов и серий имеют разную грузоподъемность и быстроходность (рис. 17). Подшипники более тяжелых серий имеют большие габариты (диаметры колец и тел качения), поэтому они менее быстроходные, но имеют более высокую грузоподъемность.

Для особенно высокой частоты вращения и легких нагрузок целесообразно использовать подшипники сверхлегкой и особолегкой серий. Для восприятия повышенных и тяжелых нагрузок при высокой частоте вращения используют подшипники легкой серии, а при недостаточной их грузоподъемности размещают в одной опоре по два подшипника.

Кроме стандартных подшипников, по специальному обоснованию изготавливают *особые подшипники*.

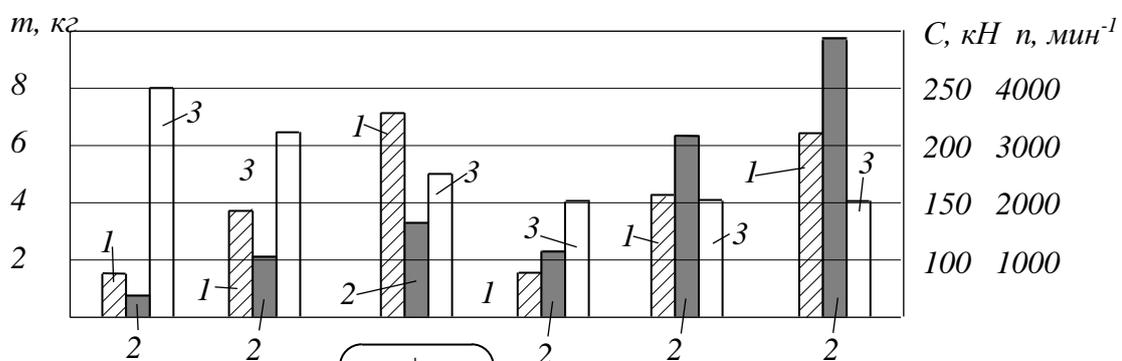


Рисунок 17 – Сравнительные параметры радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных роликоподшипников различных серий при одинаковом диаметре отверстия $d = 80$ мм: 1 – масса m ; 2 – динамическая грузоподъемность C ; 3 – предельная частота вращения n

2.2.3 Условные обозначения и маркирование подшипников

Подшипники имеют условные обозначения, которые состоят из цифр и букв.

Две первые цифры, считая с правой стороны, обозначают для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм внутренний диаметр подшипников, делимый на 5 (иначе для обозначения размера пришлось бы занять три цифры).

Третья цифра с правой стороны вместе с седьмой обозначают серию подшипников всех диаметров, кроме маленьких (до 9 мм). Основная из особенно легких серий обозначается цифрой 1, легкая – 2, средняя – 3, разноразмерная – 4, легкая широкая – 5, средняя широкая – 6 и т.д.

Четвертая с правой стороны цифра обозначает тип подшипника:

радиальный шариковый однорядный ¹	0
радиальный шариковый двухрядный сферический	1
радиальный с короткими цилиндрическими роликами.....	2
радиальный роликовый двухрядный сферический	3
роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами	4
.....	
роликовый с витыми роликами	5
радиально-упорный шариковый	6
роликовый конический	7
упорный шариковый	8
упорный роликовый	9

¹ Нули, стоящие левее последней значащей цифры, отбрасывают, что позволяет сократить обозначения для часто употребляемых подшипников.

Пятая или пятая и шестая справа цифры, которые вводятся не для всех подшипников, обозначают конструктивные особенности подшипников, например угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на внешнем кольце, наличие встроенных уплотнений и т.д.

Цифры 6; 5; 4 и 2, стоящие через тире (разделительный знак) перед условным обозначением подшипника, обозначают его класс точности, в порядке роста точности. Класс 0 не указывается.

Примеры обозначений подшипников класса точности 0: шариковые радиальные однорядные с внутренним диаметром 50 мм легкой серии 210, средней – 310, тяжелой – 410. Роликоподшипники с внутренним диаметром 80 мм, с короткими цилиндрическими роликами и бортами на внутреннем кольце легкой серии – 2216, средней – 2316, тяжелой – 2416, конические легкой серии – 7216, легкой широкой – 7516, средней – 7316, средней широкой – 7616.

Первый из указанных в примерах подшипников класса точности 5 имеет обозначение 5-210.

Маркировка подшипников заключается в нанесении условной пометки подшипника на свободных поверхностях колец.

2.2.4 Достоинства и недостатки подшипников

Подшипники качения имеют ряд достоинств в сравнении с подшипниками скольжения: меньшие (в 2 – 3 раза) осевые размеры; меньшее трение и сопротивление страгивания под нагрузкой и вращении при небольших и средних частотах вращения, постоянство сопротивления вращения; простоту технического обслуживания и подачи смазочного материала, низкую стоимость и взаимозаменяемость.

Недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения состоят в следующем: большие радиальные размеры; малая радиальная жесткость и, как следствие, склонность к возникновению колебаний вала из-за ритмичного прокатывания через нагруженную зону опоры; более сложный монтаж; большее сопротивление вращению (из-за трения между телами качения, кольцами и сепаратором и гидравлических потерь) при высоких частотах вращения и, как следствие, низкая долговечность (из-за перегрева). В последнем случае, несмотря на значительные трудности в условиях эксплуатации, приходится прибегать к установке подшипников скольжения, работающих в условиях жидкостной смазки.

2.2.5 Расчет подшипников качения

При проектировании машины подшипники не проектируются, а подбираются по величине и направлению воспринимаемой нагрузки, по условиям эксплуатации, по заданному ресурсу работы, по размерам валов и по другим параметрам.

Выбранные подшипники проверяются на грузоподъемность или на долговечность.

При малой частоте вращения колец подшипника ($n \leq 1$ об/мин) расчет ведется на статическую грузоподъемность по формуле

$$F_{\text{сз}} \leq C_0,$$

где $F_{\text{сз}} = X_0 F_r + Y_0 F_a$ – статическая эквивалентная нагрузка на подшипник;

F_r, F_a – соответственно радиальная и осевая нагрузки на подшипник;

X_0, Y_0 – коэффициенты влияния на прочность подшипника соответственно радиальной и осевой нагрузок;

C_0 – статическая грузоподъемность подшипника (приводится в справочниках по подшипникам качения).

В большинстве случаев частота вращения колец подшипника $n > 1$ об/мин и тогда расчет ведется на динамическую грузоподъемность C

$$C_{\text{тр}} = F_{\text{э}} \left(\frac{60 n L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{q}} \leq C, \quad (2.1)$$

где $C_{\text{тр}}$ – требуемая грузоподъемность подшипника;

L_h – требуемая долговечность подшипника, час;

q – коэффициент, зависящий от формы тел качения (для шариков $q = 3$, для роликов $q = 10/3$);

C – табличная грузоподъемность подшипника;

$F_{\text{э}} = (X V F_r + Y F_a) K_6 K_T$ – эквивалентная нагрузка на подшипник ;

X, Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок (определяются по эмпирическим зависимостям или по таблицам в зависимости от соотношения осевой нагрузки F_a к статической грузоподъемности C_0);

V – коэффициент кольца (если вращается внутреннее кольцо $V = 1$, если вращается наружное кольцо $V = 1,2$);

K_6 – коэффициент безопасности, учитывающий влияние на долговечность подшипников характера внешних нагрузок (табл. 1);

K_T – температурный коэффициент.

Для подшипника из стали ШХ15 зависимость коэффициента K_T от температуры приведена в табл. 2.

Таблица 1– Коэффициент безопасности K_6

Характер нагрузки	K_6	Машины и оборудование
Спокойная, без толчков	1	Приводы управления; маломощные кинематические передачи и приводы; ролики ленточных конвейеров и т. п.
Легкие толчки и вибрации	1–1,2	Механизмы подъемных кранов, электроталей, монорельсовых тележек, лебедок; высокоточные зубчатые передачи; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и т. п.
Умеренные толчки и вибрации	1,3–1,8	Редукторы всех типов; зубчатые передачи; механизмы поворота, передвижения,

		изменения вылета стрелы кранов; шпиндели металлорежущих станков; центрифуги и сепараторы; энергетические и транспортные машины и т. д.
Сильные удары и высокие виброперегрузки	2 – 3	Холодильное и металлургическое оборудование; ковочные машины; лесопильные рамы и др.

Таблица 2 – Температурный коэффициент K_T

Рабочая температура подшипника, °С	<125	125	150	175	200	250
Коэффициент K_T	1	1,05	1,1	1,17	1,25	1,4

Из формулы (2.1) получим формулу для расчета долговечности подшипника

$$L_{h\ p} = \frac{10^5}{6n} \left(\frac{C}{F_{np}} \right)^q \geq L_h .$$

где $L_{h\ p}$ – расчетная долговечность подшипника;

L_h – рекомендованная долговечность подшипника (таблица 3).

Таблица 3 – Рекомендованные значения расчетной долговечности для разных машин и оборудования

Машины и оборудование	L_h , час
Приборы и аппараты, используемые периодически (бытовые приборы, демонстрационная аппаратура и др.)	500
Механизмы, которые используются на протяжении коротких периодов времени (легкие конвейеры, подъемные краны в сборочных цехах, сельскохозяйственные машины и др.)	≥ 4000
Ответственные механизмы, которые работают с перерывами (лифты, конвейеры для поточного производства и др.)	≥ 8000
Машины для односменной работы с неполной загрузкой (редукторы общего назначения, стационарные электродвигатели и др.)	≥ 12000
Машины для односменной работы с полной загрузкой (машины общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы и т.п.)	≥ 20000
Машины круглосуточного использования (насосы, компрессоры, шахтные подъемники, судовые приводы и др.)	≥ 40000

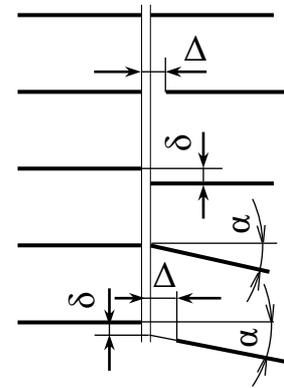
3 МУФТЫ

3.1 Назначение и классификация муфт

Назначение муфт – передача вращающегося момента между валами, являющимися продолжением один другого, или между валом и установленными на нем деталями: зубчатыми колесами, шкивами, звездочками.

С помощью муфт соединяют соосные валы и другие детали, приблизительно соосные валы и валы с взаимно наклоненными пересекающимися осями (рис. 18).

Кроме передачи момента, муфты отдельных типов выполняют дополнительные функции. Длинные валы по условиям технологии изготовления и сборки или транспортировки нередко приходится делать составными, причем составной вал должен работать как цельный.



Классификация муфт приведена на рис. 19.

Рисунок 18 – Схемы смещений валов

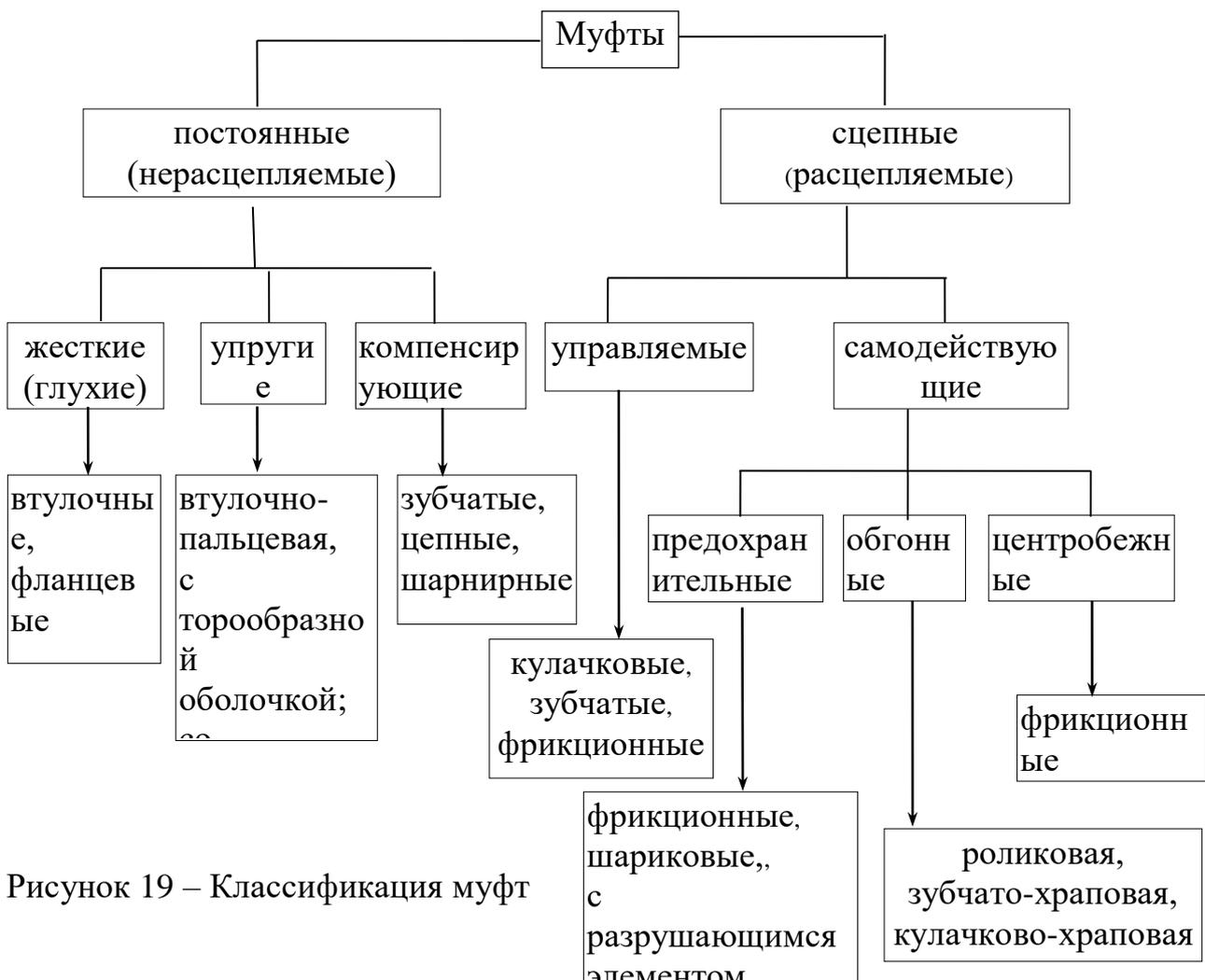


Рисунок 19 – Классификация муфт

По возможности включения (выключения) во время работы привода различают муфты постоянные (которые не расцепляются) и сцепные (которые расцепляются). В зависимости от способности компенсировать неточности установки соединяемых валов и от способа реализации этой способности постоянные муфты разделяются на жесткие (глухие), упругие и компенсирующие.

Конструктивное исполнение нерасцепляемых муфт разнообразно. На схеме (рис. 19) указаны некоторые из них: втулочные, фланцевые, втулочно-пальцевая, с торообразной оболочкой, со звездочкой, зубчатые, цепные, шарнирные.

Расцепляемые муфты разделяются на управляемые и самодействующие. Управляемые муфты включаются и выключаются принудительно человеком или автоматически в зависимости от требований технологического процесса. Самодействующие муфты срабатывают при достижении контролируемого параметра в приводе определенного значения. Примерами таких муфт являются предохранительные, обгонные и центробежные муфты. По конструкции такие муфты бывают: фрикционные, шариковые, с разрушающимся элементом, роликовые, зубчато-храповые, кулачково-храповые.

3.2 Постоянные муфты

Под постоянными муфтами, которые не расцепляются, понимают муфты, которые осуществляют постоянное соединение валов между собой или другими вращающимися деталями. Разъединение валов, соединенных постоянными муфтами, возможно в результате разборки муфты при остановленной машине.

3.2.1 Жесткие муфты

Жесткие постоянные (глухие) муфты предназначены для жесткого соединения строго соосных валов. Кроме крутящего момента, они передают также изгибающий момент, поперечную (радиальную) и осевую силы. Основные области применения – длинные валопроводы, а также валы при сжатых габаритах (отсутствие места для расположения упругой или компенсирующей муфты).

Максимальные длины цельных валов и длины участков составных валов определяются возможностями транспортных средств, прессов и станков. Муфты следует располагать возможно ближе к опорам или к местам, где эпюру моментов неразрезного вала переходит через нуль, если это не противоречит другим требованиям.

Втулочные муфты (рис. 20) являются простейшими. Муфта представляет собой втулку, которая насаживается на концах валов и закрепляется на валах штифтами преимущественно коническими (рис. 20, а); призматическими или

сегментными шпонками (рис. 20, б); шлицевыми соединениями и стопорными винтами.

Муфта отличается особенно малыми габаритами по диаметру, но сложна в монтаже, так как требует значительных осевых перемещений агрегатов. Условия монтажа муфты затрудняют применение посадок с натягом. Поэтому втулочные муфты не обеспечивают высокую жесткость соединения на изгиб.

Из-за указанных недостатков втулочные муфты обычно применяют для валов диаметром до 70 мм. Муфты стандартизированы (ГОСТ 24246-80).

Фланцевые муфты (рис. 21) являются основным видом жестких муфт, которые не расцепляются. На концы соединяемых валов насаживаются полумуфты с фланцами, которые стягивают болтами. Вращающийся момент передается силами трения между фланцами, а при установке болтов без зазоров (под развертывание) также силами сопротивления на срез крепежных болтов. Конструкции с болтами, установленными без зазоров, передают существенным образом большие моменты и поэтому предпочтительны. Муфты допускают ударную нагрузку. При установке болтов с зазорами муфты выполняют с центрирующими поясами.

Фланцевые муфты, как правило, выполняют без защитного обода, как показано на рис. 21 (ориентируясь на недвижимые ограждения, которые необходимые для муфт по действующим нормам техники безопасности). Фланцевые муфты с ободом можно использовать как тормозные барабаны или шкивы.

Фланцевые муфты стандартизированы (ГОСТ 20761-80) в диапазоне диаметров вала 12...220 мм и передающих моментов от 8 до 45 000 Н·м (принята конструкция с центрированием полумуфт болтами по рис. 21, верхняя часть).

В тяжелых машинах фланцы приваривают к валу или выполняют их как одно целое с валом.

При установке болтов с зазором их рассчитывают по силе затяжки $F_{\text{зат}}$, необходимой для передачи вращающего момента T (Н·м) силами трения на поверхности контакта фланцев:

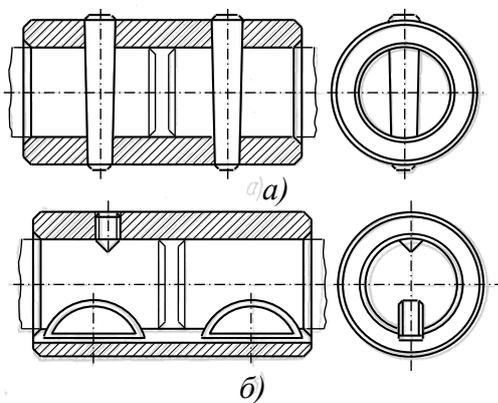


Рисунок 20 – Втулочные муфты

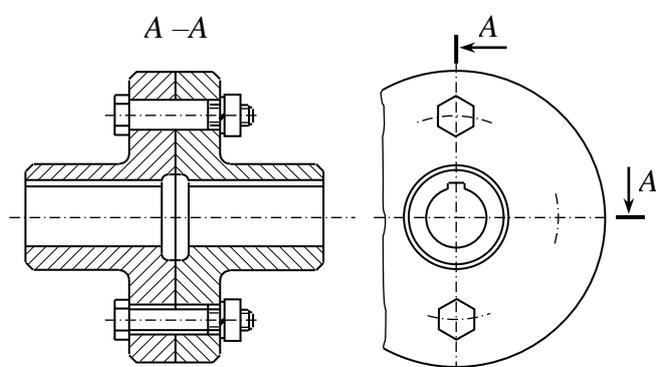


Рисунок 21 – Фланцевая муфта

$$T = \frac{F_{\text{зат}} f d_{\text{ср}} z}{2 \cdot 10^3 S},$$

откуда

$$F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot 10^3 TS}{d_{\text{ср}} z f},$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки одного болта;

S – запас сцепления, который принимается равным 1,2... 1,5;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр кольцевой поверхности трения, приблизительно равный диаметру окружности расположения болтов;

z – число болтов;

f – коэффициент трения, обычно равен 0,15...0,2.

При установке болтов под разворачивание расчет обычно ведут в предположении, что весь момент воспринимается болтами, которые работают на срез.

Тогда сила, которая стремится срезать один болт,

$$F_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_{\text{ср}} z}.$$

3.2.2 Упругие муфты

Назначение упругих муфт – снижение динамической (ударной) нагрузки и предотвращение опасных колебаний. Кроме того, упругие муфты допускают некоторую компенсацию неточностей взаимного положения валов.

Упругие муфты особенно эффективны в реверсивных приводах с зазорами. Известны случаи многократного повышения ресурса механизмов, подвергнутых динамической нагрузке, при использовании упругих муфт.

Упругая муфта состоит из двух полумуфт и упругих элементов, которые могут быть металлическими (стальные пружины) или неметаллическими (обычно из резины или полиуретана).

При динамических нагрузках упругие муфты аккумулируют и частично рассеивают энергию. С помощью упругих муфт можно предотвратить возможность появления резонансных колебаний.

На рис. 22 приведена втулочно-пальцевая упругая муфта МУВП.

В этих муфтах момент передается через пальцы и расположенные на них упругие элементы в форме гофрированных втулок (рис. 22). Упругие элементы подвергаются неравномерному сжатию. Форма их обеспечивает повышение податливости и некоторое выравнивание напряжений. Пальцы закреплены своими коническими хвостовиками в одной полумуфте и входят в цилиндрические отверстия другой полумуфты. Число пальцев в зависимости от размера муфты 4...10. Габаритные размеры: $D = (3,5...4) d$;

$$L = (3,5...4) d.$$

Эти муфты не являются прогрессивными, но благодаря легкости изготовления, простоте упругих элементов и удобства их замены пакетами

резиновых дисков сохранили в машиностроении применение, особенно для приводов от электродвигателей.

Муфты стандартизированы (ГОСТ 21424–75*) в диапазоне диаметров валов 10...160 мм и моментов 63...16000 Н·м. Муфты рассчитаны на напряжение кручения на вале наибольшего диаметра 20...25 МПа.

Материал полумуфт – чугун СЧ 20, сталь 30 или 35Л. Материал пальцев по прочности не ниже, чем сталь 45. Материал колец – резина с временным сопротивлением при растяжении не менее 8 МПа.

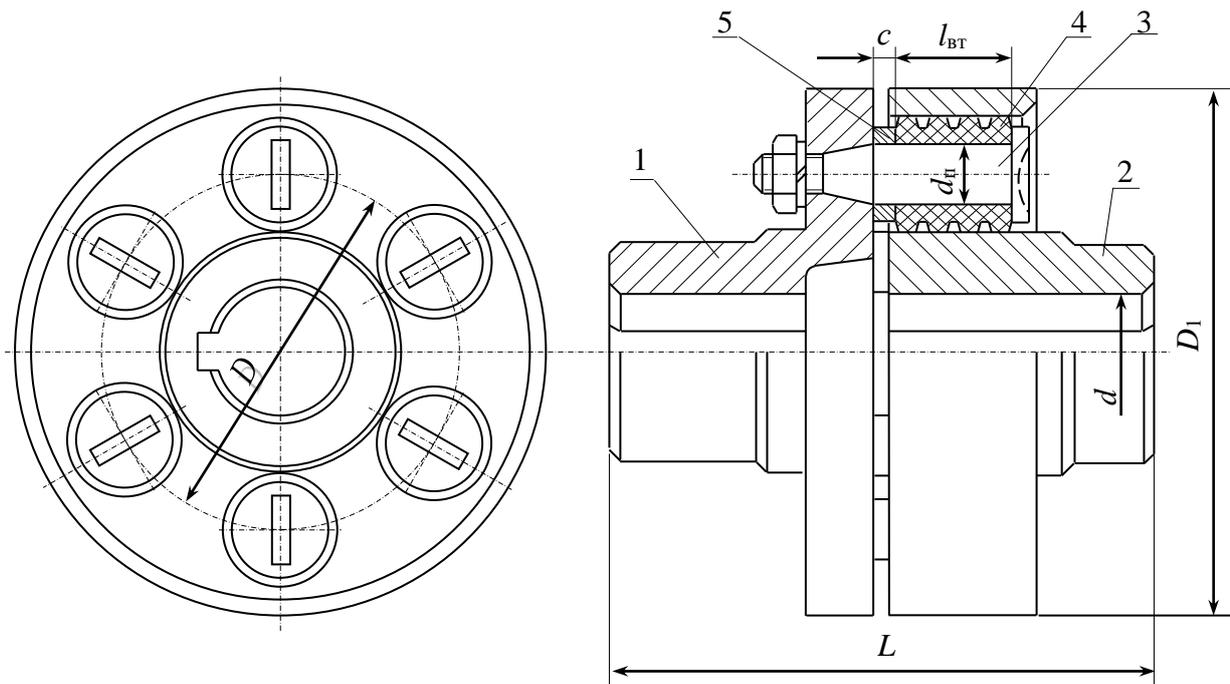


Рисунок 22 – Муфта упругая втулочно-пальцевая :

1, 2 – полумуфты, 3 – палец, 4 – втулка, 5 – кольцо дистанционное

Частоту вращения муфты ограничивают окружной скоростью 30 м/с.

Муфты допускают осевые смещения в пределах осевого монтажного зазора, который изменяется в пределах 1...5 мм, а радиальные не больше 0,1 мм на каждые 100 мм диаметра муфты. Радиальные и угловые смещения валов существенным образом снижают срок службы упругих элементов и повышают нагрузку на валы и опоры. Для удобства монтажа радиальные смещения валов должны быть меньше радиальных зазоров между упругими элементами и отверстиями в полумуфтах. Углы перекоса валов должны быть не больше 1° .

В связи с относительными сдвигами осей валов и неточностями расположения осей пальцев и отверстий муфты вызывают радиальные нагрузки на валы, которые составляют 0,15...0,3 суммарной окружной силы на пальцах.

Критерием работоспособности муфт является прочность резиновых втулок.

Муфты рассчитывают по допустимым давлениям между пальцами и упругими элементами в предположении, что момент распределяется между пальцами равномерно:

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 T}{z d_{\text{п}} D l} \leq [p],$$

где z – число пальцев;

$d_{\text{п}}$ – диаметр пальцев (под упругим элементом) ;

l – длина упругого элемента;

D – диаметр окружности расположения центров пальцев.

Обычно допустимое давление для резиновых втулок $[p] = 3$ МПа. Для муфт по ГОСТ принято $[p] = 2$ МПа. При кратковременных перегрузках, а также при малых скоростях вращения и точном монтаже давление принимают до 4 МПа. Пальцы муфт рассчитывают на изгиб с допускаемым напряжением $(0,4...0,5) \sigma_{\text{T}}$, где σ_{T} – предел текучести материала пальцев.

3.2.3 Компенсирующие муфты

Компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с небольшими взаимными смещениями осей, связанными с неточностями изготовления, монтажа и упругих деформаций.

Зубчатые муфты. Зубчатая муфта (рис. 23) состоит из двух втулок с внешними зубьями и насаженных на них обоем с внутренними зубьями. Зубчатые втулки насаживают на концы соединяемых валов. Обоймы стягивают винтами. Зубья втулок и обоем имеют обычный эвольвентный профиль с углом профиля 20° и коэффициентом высоты головки $h_a^* = 0,8$. Число зубьев каждого венца 30...56 в зависимости от размера муфты.

Для компенсации линейных и угловых погрешностей расположения соединяемых валов: а) заготовку втулки под нарезку зубьев обтачивают не по цилиндрической, а по сферической поверхности; б) зубьям придают бочкообразную форму; в) венцы располагают на значительном расстоянии один от другого в осевом направлении.

Зубчатые муфты имеют существенные достоинства, которые обусловили их широкое применение, особенно в тяжелом машиностроении, а именно: а) большой несущей способностью и надежностью при малых габаритах вследствие большого числа одновременно работающих зубьев; б) допустимостью значительных частот вращения; окружная скорость на зубьях может быть до 25 м/с, а при точном изготовлении – еще выше; в) технологичностью, обусловленной современными высокопроизводительными методами нарезания зубьев.

На зубчатые муфты имеется ГОСТ 5006-83 (технические условия); в диапазоне наибольших моментов от 1000 до 63000 Н·м и диаметров валов от 40 до 200 мм.

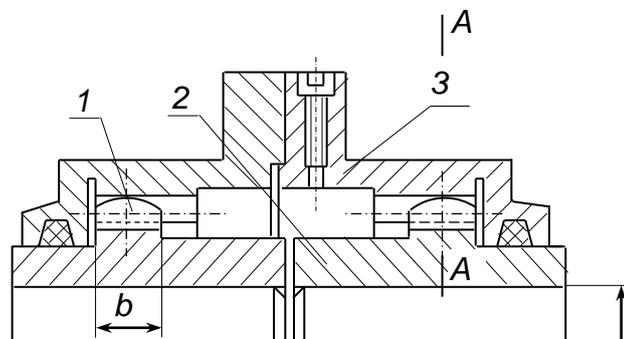


Рисунок 23 – Конструкция зубчатой муфты: 1, 2 – втулки с внешними зубьями; 3 – составная обойма с внутренними зубьями

При работе муфты в условиях смещений соединяемых валов возникают дополнительная радиальная сила $F_r \approx (0,2 \dots 0,4)F_t$, и момент $M_u \approx (0,1 \dots 0,15)T$, нагружающие вал ($F_t = 2T/D_0$ – окружная сила на расчетном диаметре муфты D_0 , см. рис. 22).

При вращении валов, установленных с перекосом, происходит циклический сдвиг (продольный и радиальный) зубьев втулок относительно обойм. Этот сдвиг (скольжение) вызывает изнашивание зубьев. Для повышения износостойкости активные поверхности зубьев выполняют твердыми (45 – 55 HRC), а внутрь муфты заливают масло.

Подбор муфт выполняется по вращающемуся моменту T и диаметру отверстия d_x под хвостовик вала. Изнашивание зубьев муфты на протяжении ресурса будет допустимым, если на рабочих поверхностях средние контактные напряжения (давление) p удовлетворяют условию

$$p = \frac{2T k_n k_b k_d}{b h D_0 z} \leq [p],$$

где T – номинальный вращающий момент;

$k_n = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент концентрации напряжений;

$k_b = 1,0 \dots 1,8$ – коэффициент безопасности, учитывающий характер последствий при выходе муфты из строя;

$k_d = 1,0 \dots 1,5$ – коэффициент, учитывающий характер переданной нагрузки (меньшие значения принимают при спокойной нагрузке, большие – при ударной и реверсивной);

b – длина зуба;

D_0 – диаметр делительной окружности;

$h \approx 1,8 m$ – рабочая высота зуба;

z – число зубьев полумуфты;

$[p]$ – допустимое давление (равняется 3,6 ... 4,6 МПа при твердости муфт после термоулучшения 280 ... 320 НВ и 10...12 МПа – после химико-термической обработки зубьев).

3.3 Сцепные муфты

3.3.1 Управляемые муфты

Управляемые муфты предназначены для соединения или разъединения валов, а также валов и установленных на них деталей в подвижном или неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов управления. Их используют в коробках передач и других механизмов при необходимости изменения режима работы. Передача вращающегося момента может осуществляться или за счет зацепления (*зубчатые* или *кулачковые муфты*), или силами трения (*фрикционные муфты*).

Конструкции управляемых (сцепляющихся) муфт разнообразны. На рис. 24, а показана *кулачковая сцепляемая муфта*, встроенная в зубчатое колесо. Ее полумуфты 1 (посаженная с натягом на ступицу колеса и зафиксированная штифтами 7) и 3 имеют на торцевой поверхности выступления – кулачки 6 трапециевидного сечения. Полумуфта 3 подвижная и с помощью рукоятки 2 может перемещаться вдоль шлицевого вала 4 к ограничительному кольцу 5. При включенной муфте (показано на рис. 24, а) вращающий момент от зубчатого колеса передается через кулачки и шлицы к валу. При выключенной муфте зубчатое колесо свободно вращается на валу, опираясь на подшипник скольжения 8.

Зубчатая муфта (рис. 24, б) работает аналогично кулачковой. Включение и выключение муфты осуществляется перемещением втулки 1 вдоль ведущего вала 2 по шпонке 3. Для уменьшения изнашивания зубьев в муфту заливается густой смазочный материал (масло). Герметизация муфты обеспечивается уплотнениями 4. Кольцо 5 ограничивает ход зубчатой втулки 1.

Кулачковые и зубчатые сцепляющиеся муфты выходят из строя из-за изнашивания кулачков и зубьев. Их расчет ведут в форме ограничения среднего контактного напряжения на кулачках и зубьях.

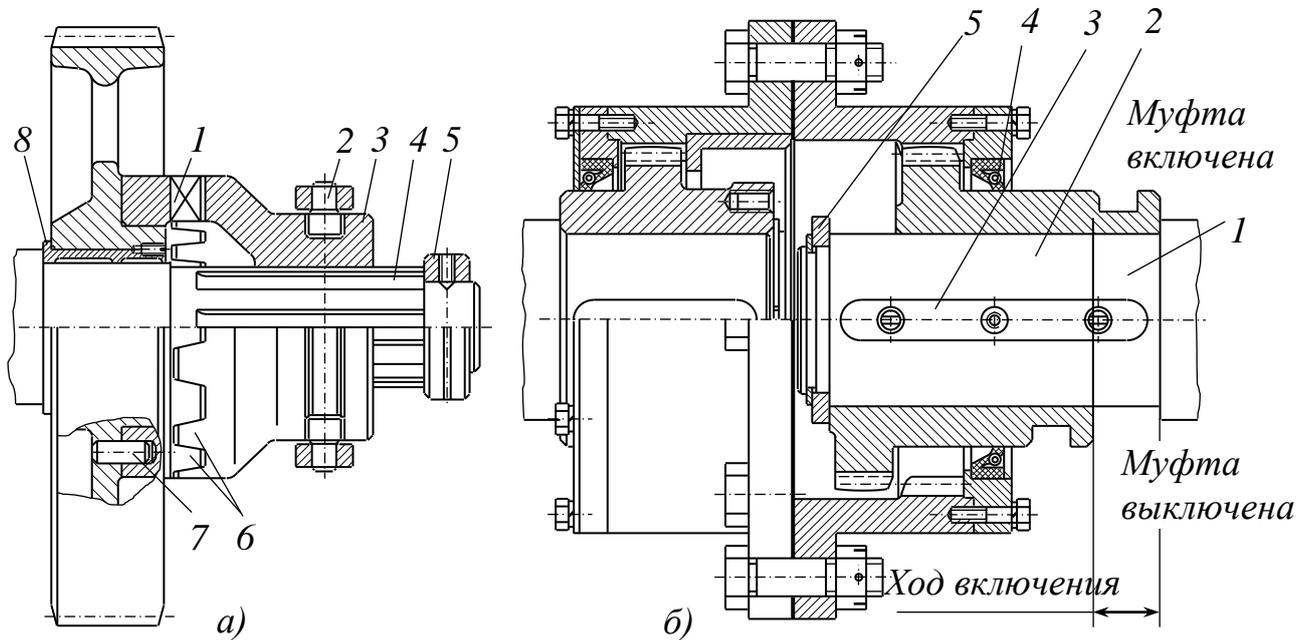


Рисунок 24 – Управляемые муфты: а – кулачковая; б – зубчатая

Фрикционные сцепные муфты передают вращающийся момент между полумуфтами за счет сил трения на рабочих поверхностях (дисковой или конической формы). Давление на поверхностях контакта (смазываемых или сухих) создают с помощью устройств и механизмов включения разного типа (пружинно-рычажных механизмов, электрических, гидравлических и пневматических устройств).

При включении фрикционных муфт вращающий момент нарастает с увеличением силы нажатия (контактных давлений на поверхностях трения). Благодаря этому можно соединить валы под нагрузкой. Пробуксовывание муфты в процессе включения обеспечивает плавный разгон ведомого вала.

Фрикционные муфты должны иметь надежность сцепления, высокую износо- и теплостойкость контактирующих поверхностей.

На рис. 25 в качестве примера показана конструкция такой муфты. Муфта состоит из посаженного на вал 1 барабана 2 с внутренними шлицами, шлицевой втулки 8, посаженной на ведомый вал 9, а также трех ведущих 5 и двух ведомых 4 дисков, сжимаемых поводком 3 при осевом перемещении втулки 6 по направляющей шпонке 7. Осевое перемещение тормозных дисков происходит по счет скольжения их выступов по шлицевым пазам барабана и втулки.

3.3.2 Предохранительные муфты

Предохранительные муфты выполняют автоматически одну из следующих функций: ограничение переданной нагрузки (*предохранительные муфты*); передачу нагрузки (момента) только в одном направлении (*обгонные муфты*).

Включение и выключение предохранительных муфт происходит обычно автоматически, поэтому их называют иногда самодействующими или самоуправляемыми.

Основные требования к таким муфтам: точность срабатывания, быстрдействие, надежность.

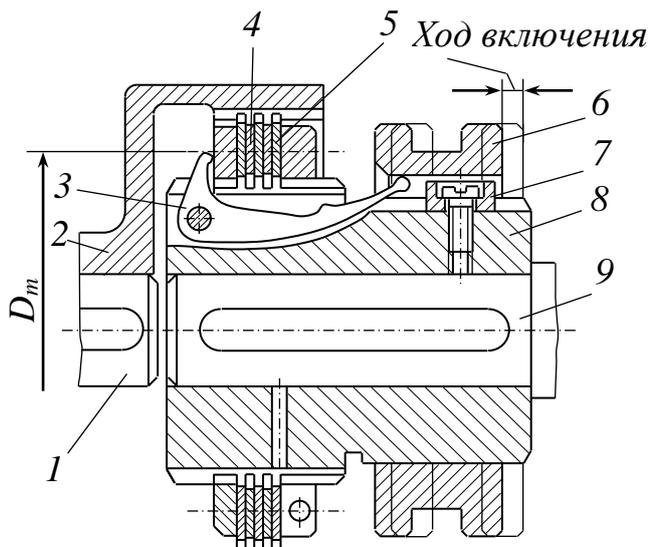


Рисунок 25 – Фрикционная сцепная муфта

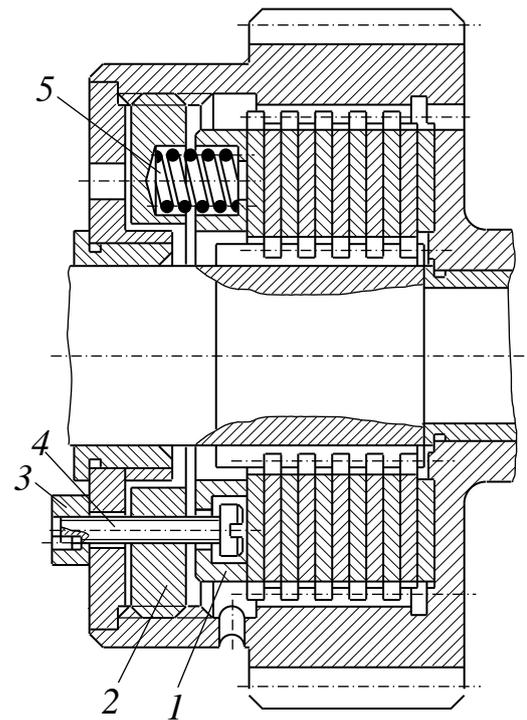


Рисунок 26 – Фрикционная предохранительная муфта

Предохранительные муфты служат для защиты механизмов и машин от перегрузок. Они срабатывают, если вращающийся момент на ведомом валу механизма превышает некоторую предельную величину.

Ниже даны лишь короткие сведения о предохранительных муфтах. Полные данные можно получить в специальной литературе.

На рис. 26 приведена *фрикционная предохранительная муфта*, по конструкции подобная сцепной муфте (см. рис. 25).

Осевая сила создается в муфте нажимным устройством, которое включает в себя нажимной диск 1 и гайку 2, между которыми размещены тарированные пружины 5, сжатые до необходимой силы тремя болтами 4 и гайками 3. Устройство собирается вне муфты и ввинчивается в корпус соприкосновения нажимного диска с комплектом фрикционных дисков. В таком положении болты отвинчиваются, нажимной диск оказывается не связанным с нажимной

гайкой и силы пружин передаются на фрикционные диски. При увеличении вращающего момента до расчетного значения муфта начнет проскальзывать.

Отметим, что в сцепной муфте механизм управления (пружина) отсутствует.

Обгонные муфты (муфты свободного хода) предназначены для передачи вращающегося момента только в одном направлении.

Наибольшее распространение получили фрикционные обгонные муфты, которые передают вращающий момент за счет заклинивания между полумуфтами промежуточных тел (в основном роликов). Такие муфты бесшумны, компактны, могут работать при высокой частоте вращения. Их изготавливают для валов диаметром 10 – 90 мм и передачи момента до 750 – 800 Н·м.

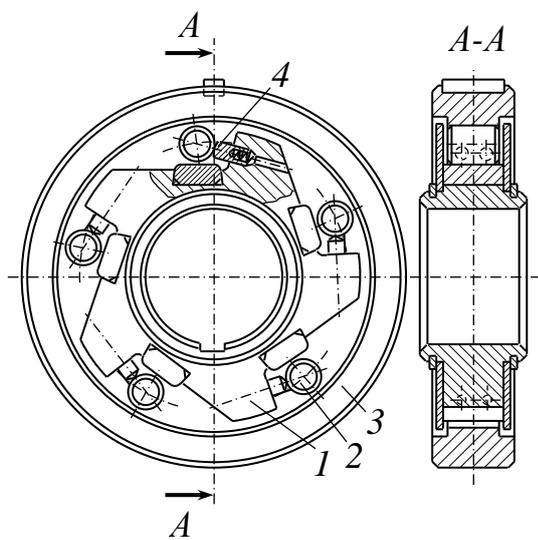


Рисунок 27 – Обгонная муфта

На рис. 27 показана *роликовая обгонная муфта*. При вращении звездочки 1 по часовой стрелке ролики 2 заклиниваются между звездочкой и внешним кольцом 3 и передают вращение соединенному с ним ведомому валу. Прижимные устройства 4 уменьшают «мертвый» ход и оказывают содействие равномерному распределению нагрузки между роликами. При вращении звездочки в обратном направлении ролики заклиниваться не будут и вращение не будет передаваться.

Муфта свободного хода разрешает ведомому звену вращаться (например, по инерции) при остановленном ведущем звене. Этот эффект

употребляется в передачах велосипедов, мотоциклов, станков, автомобилей и т.д.

В роликовой муфте ведущим может быть и внешнее кольцо при вращении против часовой стрелки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Заяц М.Л. Прикладная механика [Электронный ресурс] : учеб.-метод. пособие / М. Л. Заяц, Л. В. Туркина. – 2,77 МБ. – Екатеринбург : УрГУПС, 2016. – 1 файл. – Режим доступа <https://obuchalka.org/2016092491147/prikladnaya-mehanika-zayac-m-l-turkina-l-v-2016.html> . – Загл. с экрана.
2. Мурин А.В., Осипов В.А. Прикладная механика [Электронный ресурс] : учебное пособие для вузов / под. Ред. А.В. Мурина. – 12 МБ – Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 1 файл. – Режим доступа <http://window.edu.ru/resource/613/75613>. – Загл. с экрана.
3. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Кокорев И.А. Курс деталей машин [Электронный ресурс] : учеб. пособие / И.А. Кокорев, В.Н. Горелов. – 9,4 МБ – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2017. – 1 файл. – Режим доступа http://meh.samgtu.ru/sites/meh.samgtu.ru/files/kurs_detaley_mashin.pdf. – Загл. с экрана.
5. Зиомковский, В. М. Прикладная механика : учебное пособие / В. М. Зиомковский, И. В. Троицкий. – 12,9 МБ – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2015. – 1 файл. – Режим доступа https://fileskachat.com/getfile/61423_c8c89715084ca9ecd0b5f7c229db0771. – Загл. с экрана.