

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Ф.М. САНЮКЕВИЧ

ДЕТАЛИ МАШИН

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

2-е издание, исправленное и дополненное

Допущено Министерством образования
Республики Беларусь в качестве
учебного пособия для студентов высших
технических учебных заведений

БРЕСТ 2004

УДК 621.81.001.63(075)

ББК 34.42 Я7

С18

Рецензенты:

Кафедра «Сопроотивление материалов и детали машин» Белорусского государственного аграрного технического университета (заведующий кафедрой доктор технических наук Орда А.Н.); доцент кафедры «Детали машин и ПТМ и М» Белорусского национального технического университета кандидат технических наук Николаенко В.Л.

Ф.М. Санюкевич

С18 Детали машин. Курсовое проектирование:

Учебное пособие – 2-е изд., испр. и доп.–Брест: БГТУ, 2004.– 488 с.

ISBN 985-6584-87-6

В пособии дана методика расчета и проектирования элементов механических приводов на базе двухступенчатых нестандартных редукторов. Каждая глава учебного пособия соответствует определенному этапу работы студента над проектом по курсу «Детали машин» и содержит как общие рекомендации по проектированию, так и примеры расчета и разработки элементов привода. При этом, главы пособия расположены в такой последовательности, в какой студент должен работать над проектом. В приложении представлен большой объем справочного материала, что облегчает студентам выполнение своей первой конструкторской разработки.

УДК 621.81.001.63(075)

ББК34.42 Я7

ISBN 985-6584-87-6

© Санюкевич Ф.М., 2003

© Санюкевич Ф.М., 2004, с изменениями

© Издательство БГТУ, 2003

© Издательство БГТУ, 2004, с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ

Завершающей стадией изучения курса "Детали машин" является выполнение курсового проекта, который для студентов является первой самостоятельной инженерной работой. Поэтому учебное пособие имеет своей целью изучение основ расчета и конструирования элементов машин общего назначения: передач, валов, подшипниковых узлов и т.д.

При этом изучение основ расчета и конструирования рекомендуется начинать с проектирования простейших элементов машин, обращая основное внимание на тщательную проработку конструкции во всех ее деталях, что особенно важно для первого конструкторского проекта. По этой причине в качестве объектов курсового проектирования обычно принимают приводы цепных и ленточных конвейеров, грузоподъемные лебедки, а также индивидуальные приводы на базе закрытых цилиндрических, конических, червячных и открытых ременных и цепных передач, использующих большинство деталей общемашиностроительного применения. Пособие содержит все необходимые данные для выполнения курсовых проектов по указанной тематике. Материалы для расчета и проектирования приводов на базе планетарных и волновых передач, имеющиеся в учебной литературе, здесь не приводятся.

Пособие состоит из тринадцати глав и трех приложений. Каждая глава соответствует определенному этапу работы над проектом и состоит из общих рекомендаций по проектированию определенного элемента привода и примеров расчета. Приложения содержат необходимый справочный материал для выполнения курсового проекта.

Издание данной книги было бы невозможно без поддержки первого проректора Брестского государственного технического университета кандидата технических наук профессора В.И. Драгана, за что автор выражает ему искреннюю благодарность.

При работе над книгой автор ощущал постоянную помощь заведующего кафедрой „Машиноведение” доктора технических наук профессора М.В. Голуба, за что автор ему весьма благодарен.

Автор выражает благодарность рецензентам – коллективу кафедры „Сопротивление материалов и детали машин” Белорусского государственного аграрного технического университета (заведующий кафедрой доктор технических наук А.Н. Орда) и кандидату технических наук доценту кафедры „Детали машин и ПТМ и М” Белорусского национального технического университета за взятый на себя труд по рецензированию рукописи и сделанные полезные советы и указания.

Автор благодарен Ю.А. Добриянику, А.Н. Знахарчуку, Е.Г. Кудачко, Р.А. Полуляшину, Е.Ф. Санюкевич, И.В. Харсу, В.Ф. Шиколаю и Д.В. Юркевичу за помощь в подготовке рукописи пособия к изданию.

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Общие сведения о проектировании и конструировании. Проектированием называется процесс разработки технической документации для производства изделия. При этом под конструированием понимают детальную разработку элементов проектируемого изделия. Техническую документацию, полученную в результате проектирования и конструирования, называют проектом. Проект обычно представляет собой совокупность документов: графических (чертежи, схемы) и текстовых (спецификации, пояснительная записка и т.п.).

Правила проектирования и оформления проектов определены стандартом Единой системы конструкторской документации (ЕСКД), которая устанавливает пять стадий разработки конструкторской документации на изделие:

техническое задание (код ТЗ, ГОСТ 15.001-73) устанавливает основное назначение и технические характеристики разрабатываемого изделия;

техническое предложение (литера П, ГОСТ 2.118-73) - совокупность конструкторских документов, содержащих технико-экономическое обоснование предлагаемого варианта решения по реализации технического задания. Техническое предложение является основанием для разработки эскизного проекта;

эскизный проект (литера Э, ГОСТ 2.119-73) - совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные о его габаритах и основных параметрах. Эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта;

технический проект (литера Т, ГОСТ 2.120-73) - совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве изделия, а также исходные данные для разработки рабочей конструкторской документации;

рабочая документация (литера И) — совокупность конструкторских документов, необходимых для изготовления изделия (чертежи деталей, сборочные чертежи, спецификации).

Отметим, что для курсового проекта по деталям машин чертеж общего вида привода (код ВО) относится к техническому проекту, а сборочные чертежи приводного вала в сборе и редуктора (код СБ), а также рабочие чертежи деталей редуктора относятся к рабочей документации. При этом в учебном проекте чертеж общего вида привода включает элементы теоретического чертежа, определяющего координаты расположения сборочных единиц, габаритного чертежа, содержащего упрощенное изображение привода с габаритными, установочными и присоединительными размерами и монтажного чертежа, содержащего данные о расположении отверстий под фундаментные болты.

Учебным конструкторским документам допускается вместо выше указанных литер П, Э, Т и И присваивать литеру У.

Общие указания по выполнению курсового проекта. Разработка курсового

проекта состоит из следующих последовательно выполняемых этапов:

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.
2. Расчет передач редуктора.
3. Расчет открытой передачи привода: ременной или цепной (при необходимости).
4. Выбор типов подшипников качения и схем их установки.
5. Проектный расчет и разработка конструкций валов редуктора. Выбор типоразмеров подшипников качения и муфт.
6. Конструирование элементов передач привода.
7. Конструирование корпуса и компоновка редуктора. Смазывание и смазочные устройства.
8. Расчет соединений вал-ступица.
9. Проверочный расчет валов редуктора.
10. Проверочный расчет предварительно выбранных подшипников качения и выбор посадок.
11. Проектирование приводного вала как сборочной единицы (при необходимости).
12. Проектирование рамы.
13. Оформление курсового проекта.

Каждый из этих этапов представляет собой определенную задачу, вытекающую из предыдущего этапа проектирования. Содержание всех этапов работы над проектом подробно рассматривается в соответствующих главах (с таким же номером) учебного пособия, где в сжатой форме даны общие рекомендации по проектированию и рассмотрены конкретные примеры. Это позволяет студенту в указанной последовательности разрабатывать любую схему привода, приведенную в технических заданиях на курсовое проектирование.

Студенту следует обратить особое внимание на то обстоятельство, что нельзя сначала выполнить все расчеты привода и только после этого приступать к разработке чертежей. Поэтому рекомендуется следующая последовательность работы над курсовым проектом. На первой стадии проектирования студент выполняет этапы 1...6 (в учебном пособии главы 1...6). Этап 7 выполняется параллельно с предварительной разработкой компоновки редуктора на миллиметровой или чертежной бумаге формата А1. Выполнение компоновки будет также являться проверкой выполненных расчетов и выявлением ошибок. Компоновочный чертеж выполняется тонкими линиями в одной проекции (для червячно-цилиндрических редукторов - в двух проекциях) - разрез по осям валов при снятой крышке редуктора, желательно в масштабе 1:1.

Этапы работы 1...7 и компоновочный чертеж редуктора, выполненный на их основе, служат базой для выполнения последующих этапов 8...10, так как будут известны расстояния между опорами валов, местоположение сил, нагружающих валы и т.п. Выполнение этапов 8...10 позволяет окончательно разработать сборочный чертеж редуктора.

При наличии в схеме проектируемого привода приводного вала конвейера,

барабана грузоподъемной лебедки или другого приводного элемента выполняется этап 11 (в учебном пособии глава 11). Завершается данный этап разработкой сборочного чертежа приводного вала.

После этого студент приступает к проектированию рамы (этап 12) и на основании ранее выполненных чертежей и результатов расчета данного этапа разрабатывает чертеж общего вида привода.

При отсутствии в схеме привода приводного вала студент выполняет на данной стадии рабочие чертежи четырех деталей (вал, зубчатое колесо, червяк, червячное колесо, звездочка, шкив и т.п.) или корпуса редуктора. Рабочие чертежи деталей рекомендуется выполнять на листах формата А3, корпуса редуктора - на листе формата А1. Примеры разработки рабочих чертежей деталей подробно рассмотрены в технической литературе [1, 6, 8, 10, 13] и в учебном пособии не приводятся. Рабочие чертежи корпусов редукторов рассматриваются в учебных пособиях [1, 13]. В данном учебном пособии приведены примеры выполнения рабочих чертежей корпусов редукторов 5Ц2-160 и 5МЦС-80 (см. приложение 3П, табл. 3П.6...3П.7).

Завершается выполнение курсового проекта окончательным оформлением графической части и пояснительной записки в соответствии с требованиями, изложенными в главе 13.

Глава 1

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 . ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Приступая к проектированию, следует внимательно изучить заданную для разработки схему привода: тип и число ступеней редуктора, наличие открытой передачи (ременной или цепной), приводного вала и т.п.

В техническом задании на курсовое проектирование конвейера, элеватора или грузоподъемной лебедки обычно указываются мощность на приводном валу P (кВт) и частота вращения данного вала n (мин^{-1}). Если схема содержит два одинаковых приводных вала, то мощность P и частота вращения n указываются для каждого из них.

В индивидуальном приводе величины P и n указываются на конце выходного (тихоходного) вала редуктора. При этом, если редуктор индивидуального привода выполняется с полым выходным валом, то под мощностью P здесь следует понимать суммарную мощность на данном валу, так как в таких исполнениях редукторов возможна передача мощности в обе стороны к двум приводным элементам.

Для приводов конвейеров и элеваторов нередко вместо мощности P указывают тяговое усилие F (Н), а вместо частоты вращения n приводного вала – скорость v (м/с) тягового элемента (ленты или цепи) и соответственно диаметр D (мм) барабана или тяговой звездочки (для звездочки $D = d_d$, где d_d – делительный диаметр). Если для тяговой звездочки указывается шаг t и число зубьев z , то $d_d = t / \sin(180^\circ / z)$. Тогда для данного варианта исходных данных: мощность на приводном валу $P = Fv$, здесь P – Вт; частота вращения приводного вала (мин^{-1}) $n = 60 \cdot 10^3 v / (\pi D)$.

Далее студент приступает к выбору электродвигателя и выполнению кинематического расчета привода. Однако предварительно уточним термины „*передаточное отношение*” и „*передаточное число*”, используемые в этих расчетах, а также в дальнейшем при проектировании передач.

Передаточным отношением i называется отношение угловой скорости ω_1 , ведущего звена 1 к угловой скорости ω_2 ведомого звена 2, т.е. $i = \omega_1 / \omega_2$. Передаточное отношение i может быть больше, меньше или равно единице.

Передаточным числом u называется отношение большей угловой скорости из ω_1 и ω_2 к меньшей. Передаточное число $u \geq 1$ и не может быть меньше единицы.

Для зубчатых передач согласно ГОСТ 16532-70 передаточное число u относится только к одной паре зубчатых колес и представляет собой отношение боль-

шего числа зубьев z_2 к меньшему z_1 независимо от того, как передается движение: от z_1 к z_2 или от z_2 к z_1 .

Для приводов с понижающими передачами передаточное число совпадает с передаточным отношением и в целях унификации обозначений мы их будем обозначать u , при необходимости с соответствующим индексом. В расчетные формулы на прочность деталей машин всегда входят передаточные числа $u \geq 1$, что позволяет уменьшить вероятность появления ошибки при расчете.

Для выбора электродвигателя следует определить требуемую мощность $P_{\text{треб}}$, которая для привода с одним приводным валом и для индивидуального привода рассчитывается по формуле

$$P_{\text{треб}} = P / \eta_{\text{общ}} \quad (1.1)$$

Для привода с двумя приводными валами при мощности на одном из них P' , а на втором P''

$$P_{\text{треб}} = (P' + P'') / \eta_{\text{общ}} \quad (1.2)$$

Если в последнем случае мощность на каждом приводном валу одинакова и равна P , то

$$P_{\text{треб}} = 2P / \eta_{\text{общ}}, \quad (1.3)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \quad (1.4)$$

здесь $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$ – КПД отдельных элементов привода (муфт; зубчатых, червячных, ременных и цепных передач; пары подшипников приводного вала и т.п.), значения которых рекомендуется принимать по табл. 1П.1 приложения 1П. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что в данной таблице значения η для зубчатых передач приведены с учетом потерь в подшипниках валов. Для червячной передачи на данной стадии расчета можно предварительно принимать $\eta = 0,8$. Ряд схем приводов содержат параллельно работающие элементы, например, раздвоенные ступени редукторов, два приводных вала и соответственно две открытые цепные передачи или две компенсирующие муфты. Для определения $\eta_{\text{общ}}$ в данном случае также используют формулу (1.4), принимая для параллельно работающих элементов их среднее арифметическое значение η . Например, если для рис. 9.3 обозначить КПД элементов привода: $\eta_{\text{рем}}$ – КПД ременной передачи; $\eta_{\text{ч}}$ – КПД червячной передачи; $\eta_{\text{з.ц}}$ – КПД закрытой цилиндрической передачи; $\eta_{\text{м}}$ – КПД муфты и $\eta_{\text{п}}$ – КПД пары подшипников приводного вала, то для данной схемы:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем}} \eta_{\text{ч}} \eta_{\text{з.ц}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п}}$$

Для выбора электродвигателя, кроме мощности $P_{\text{треб}}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{\text{синхр}}$:

$$n_{\text{синхр}} = n u'_{\text{общ}}, \quad (1.5)$$

где $u'_{\text{общ}}$ – предварительная величина общего передаточного числа привода: $u'_{\text{общ}} = u'_p u'_{\text{рем}(ч)}$, здесь u'_p и $u'_{\text{рем}(ч)}$ – предварительные величины передаточных чисел редуктора и открытой ременной (цепной) передачи. При этом для двухступенчатого редуктора при предварительных значениях передаточных чисел

быстроходной ступени u'_B и тихоходной u'_T имеем $u'_P = u'_B u'_T$. Ориентировочные значения u'_B , u'_T , $u'_{рем(и)}$ можно принимать по табл. 1П.3 приложения 1П.

При курсовом проектировании рекомендуется принимать $n_{синхр} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ или 1500 мин^{-1} (при $n_{синхр} = 750 \text{ мин}^{-1}$ увеличиваются размеры электродвигателя, при $n_{синхр} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – размеры передач привода).

Исходя из $P_{треб}$, для принятой величины $n_{синхр}$ по табл. 1П.2 приложения 1П выбирают электродвигатель с ближайшей большей мощностью P_3 . Допускается выбирать электродвигатель мощностью $P_3 < P_{треб}$, однако в данном случае величина перегрузки $\Delta P_3 = [(P_{треб} - P_3) / P_3] 100\%$ не должна превышать допускаемую величину $[\Delta P_3]$. При этом принимают $[\Delta P_3] = 8\%$ при постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0) и $[\Delta P_3] = 12\%$ при переменной нагрузке (типовые режимы нагружения 1...5).

После выбора электродвигателя уточняют общее передаточное число привода

$$u_{общ} = n_3 / n. \quad (1.6)$$

Передаточные числа в дальнейших расчетах принимают без знака штрих.

Если схема привода состоит из редуктора и открытой передачи (ременной или цепной), то

$$u_{общ} = u_p u_{рем(и)}. \quad (1.7)$$

Приняв по табл. 1П.3 приложения 1П окончательную величину передаточного числа $u_{рем(и)}$, получим передаточное число редуктора $u_p = u_{общ} / u_{рем(и)}$.

При отсутствии в схеме привода открытой ременной или цепной передачи $u_p = u_{общ}$. Далее на основании табл. 1П.5 приложения 1П окончательно распределяют u_p между ступенями: быстроходной – с передаточным числом u_B и тихоходной- с передаточным числом u_T . При этом $u_p = u_B u_T$.

Для червячно-цилиндрических двухступенчатых редукторов в табл. 1П.5 приложения 1П отсутствуют рекомендации по распределению u_p по ступеням. В данном случае можно принимать для червячной быстроходной ступени $u_B = 16...50$, для цилиндрической тихоходной ступени $u_T = 3...5$.

Кинематический расчет заканчивают определением на валах привода мощности P_i (кВт), частоты вращения n_i (мин^{-1}) и вращающего момента T_i (Н·м). Если в общем случае ведущий вал обозначить 1, а ведомый 2, то для понижающей передачи

$$P_2 = P_1 \eta_{1...2}; \quad n_2 = n_1 / u_{1...2}; \quad T_2 = 9550 P_2 / n_2. \quad (1.8)$$

В качестве исходных величин при определении P_i , n_i и T_i принимают мощность $P_{треб}$ (а не P_3) и частоту вращения n_3 (а не $n_{синхр}$).

1.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1.1. Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический расчет привода цепного конвейера (рис. 1.1) по следующим исходным данным:

- мощность на приводном валу $P = 11 \text{ кВт}$.
- частота вращения приводного вала $n = 40 \text{ мин}^{-1}$.

Решение. По табл. 1П.1 приложения 1П принимаем КПД элементов привода: КПД муфты соединительной (упругой) $\eta_n = 0,98$; КПД закрытой конической зубчатой передачи с опорами $\eta_{z,k} = 0,96$; КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорами $\eta_{z,u} = 0,97$; КПД цепной передачи $\eta_c = 0,93$; КПД пары подшипников приводного вала $\eta_n = 0,99$.

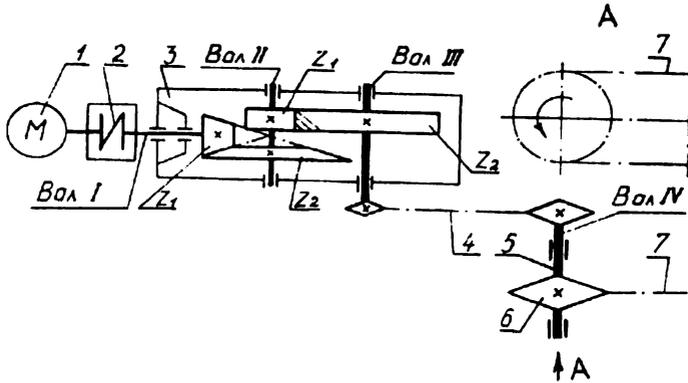


Рис. 1.1:

1 – электродвигатель; 2 – муфта соединительная упругая; 3 – редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый горизонтальный; 4 – открытая горизонтальная цепная передача; 5 – вал приводной; 6 – звездочка тяговая; 7 – цепь тяговая пластинчатая роликовая

Тогда общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_n \eta_{z,k} \eta_{z,u} \eta_c \eta_n = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,84.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{треб}} = P / \eta_{\text{общ}} = 11 / 0,84 = 13,1 \text{ кВт.}$$

Для выбора двигателя необходимо определить ориентировочно синхронную частоту вращения $n_{\text{синхр}}$. На основании рекомендаций табл. 1П.3 приложения 1П зададимся предварительно передаточными числами передач привода:

а) быстроходная ступень редуктора (коническая зубчатая передача) $u_B' = 2 \dots 4$;
б) тихоходная ступень редуктора (цилиндрическая зубчатая передача) $u_T' = 3 \dots 5$;

в) открытая передача (цепная) $u_c' = 1,5 \dots 3$;

Предварительная величина общего передаточного числа редуктора

$$u_p' = u_B' u_T' = (2 \dots 4)(3 \dots 5) = 6 \dots 20.$$

Предварительная величина общего передаточного числа привода

$$u_{\text{общ}}' = u_p' u_c' = (6 \dots 20)(1,5 \dots 3) = 9 \dots 60.$$

Тогда требуемая синхронная частота вращения электродвигателя

$$n_{\text{свхр}} = n_{\text{общ}} = 40(9 \dots 60) = 360 \dots 2400 \text{ мин}^{-1}.$$

С учетом рекомендаций, изложенных в п.1.1, принимаем $n_{\text{свхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{треб}} = 13,1 \text{ кВт}$ и $n_{\text{свхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ по табл. 1П.2 приложения 1П выбираем ближайший электродвигатель 4А160МВУЗ мощностью $P_2 = 15 \text{ кВт}$ и частотой вращения вала $n_2 = 975 \text{ мин}^{-1}$.

Уточняем общее передаточное число привода:

$$u_{\text{общ}} = n_2 / n = 975 / 40 = 24,38.$$

Примем передаточное число открытой цепной передачи $u_4 = 2$. Тогда общее передаточное число редуктора

$$u_p = u_{\text{общ}} / u_4 = 24,38 / 2 = 12,19.$$

На основании рекомендаций, изложенных в табл. 1П.5 приложения 1П для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора, принимаем окончательно передаточное число тихоходной ступени $u_T = 1,1\sqrt{u_p} = 1,1 \cdot \sqrt{12,19} = 3,84$; передаточное число быстроходной ступени $u_B = u_p / u_T = 12,19 / 3,84 = 3,17$. Полученные величины u_B и u_T находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных чисел для зубчатых передач соответственно конической и цилиндрической (см. табл. 1П.3 приложения 1П).

Мощность P_i , частота вращения n_i и вращающий момент T_i на валах привода:

$$\begin{aligned} \text{Вал I} \\ P_I = P_{\text{треб}} \eta_m = 13,1 \cdot 0,98 = 12,8 \text{ кВт}; \\ n_I = n_2 = 975 \text{ мин}^{-1}; \\ T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{12,8}{975} = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Вал III} \\ P_{III} = P_{II} \eta_{3,4} = 12,3 \cdot 0,97 = 11,9 \text{ кВт}; \\ n_{III} = n_{II} / u_T = 308 / 3,84 = 80 \text{ мин}^{-1}; \\ T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{11,9}{80} = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Вал II} \\ P_{II} = P_I \eta_{2,3} = 12,8 \cdot 0,96 = 12,3 \text{ кВт}; \\ n_{II} = n_I / u_B = 975 / 3,17 = 308 \text{ мин}^{-1}; \\ T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{12,3}{308} = 381 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Вал IV} \\ P_{IV} = P_{III} \eta_4 \eta_n = 11,9 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 11 \text{ кВт}. \\ n_{IV} = n_{III} / u_4 = 80 / 2 = 40 \text{ мин}^{-1}; \\ T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \frac{11}{40} = 2626 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Параметры P_i , n_i и T_i на валах привода определены правильно, так как на приводном валу получили величины, соответствующие исходным данным: $P_{IV} = 11 \text{ кВт}$; $n_{IV} = n = 40 \text{ мин}^{-1}$.

Пример 1.2. Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический расчет индивидуального привода на базе червячно-цилиндрического двухступенчатого редуктора (рис. 1.2) по следующим исходным данным:

- мощность на выходном конце тихоходного вала редуктора $P = 2,2 \text{ кВт}$;
- частота вращения тихоходного вала редуктора $n = 18 \text{ мин}^{-1}$.

Решение. По табл. 1П.1 приложения 1П для заданной схемы привода принимаем КПД его элементов: КПД муфты соединительной $\eta_m = 0,98$; КПД закрытой

червячной передачи (предварительно) $\eta_q = 0,8$; КПД закрытой цилиндрической передачи (с учетом потерь в опорах) $\eta_{3,4} = 0,97$.

Тогда общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \eta_q \eta_{3,4} = 0,98^2 \cdot 0,8 \cdot 0,97 = 0,75.$$

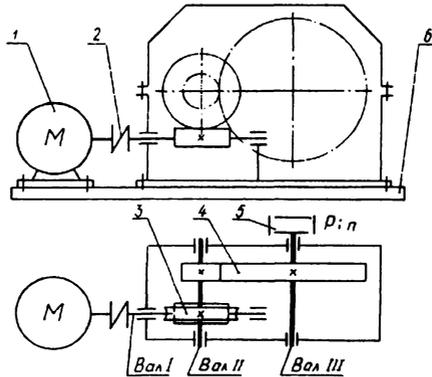


Рис. 1.2:

- 1 – электродвигатель; 2 – муфта соединительная (упругая);
 3 – закрытая червячная передача (быстроходная ступень редуктора); 4 – закрытая цилиндрическая передача (тихоходная ступень редуктора); 5 – муфта соединительная (компенсирующая);
 6 – рама

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{треб}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{2,2}{0,75} = 2,9 \text{ кВт.}$$

По табл. 1П.3 приложения 1П рекомендуемые передаточные числа: для червячной передачи $u'_q = 16 \dots 50$, зубчатой цилиндрической $u'_{3,4} = 3 \dots 5$. Принимаем ориентировочно $u'_q = 20$ и $u'_{3,4} = 4$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа привода $u'_{\text{общ}} = u'_q u'_{3,4} = 20 \cdot 4 = 80$.

Синхронная частота вращения электродвигателя $n_{\text{синхр}} = \pi u'_{\text{общ}} = 18 \cdot 80 = 1440 \text{ мин}^{-1}$.

Принимаем $n_{\text{синхр}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{треб}} = 2,9 \text{ кВт}$ и $n_{\text{синхр}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ по табл. 1П.2 приложения 2П выбираем двигатель 4А100S4УЗ мощностью $P_3 = 3 \text{ кВт}$ и частотой вращения вала $n_3 = 1435 \text{ мин}^{-1}$.

Уточняем $u_{\text{общ}}$:

$$u_{\text{общ}} = n_3 / n = 1435 / 18 = 79,72.$$

Так как в схеме привода отсутствуют открытые передачи (ременная и цепная), то передаточное число редуктора

$$u_p = u_{\text{общ}} = 79,72.$$

Оставим без изменения передаточное число червячной передачи $u_q = 20$. Тогда передаточное число быстроходной ступени $u_B = u_q = 20$. Уточним передаточное число цилиндрической передачи $u_{3,4}$, являющейся тихоходной ступенью редуктора. Тогда

$$u_T = u_{3,4} = u_p / u_B = 79,72 / 20 = 3,99.$$

Окончательные величины u_q и $u_{3,4}$ соответствуют рекомендуемым значениям по табл. 1П.3 приложения 1П.

Определим мощность P_i , частоту вращения n_i и вращающий момент T_i для каждого из валов привода.

Вал I:

$$P_I = P_{\text{проб}} \eta_m = 2,9 \cdot 0,98 = 2,84 \text{ кВт};$$

$$n_I = n_3 = 1435 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_I = 9550 P_I / n_I = 9550 \cdot 2,84 / 1435 = 19 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал II:

$$P_{II} = P_I \eta_q = 2,84 \cdot 0,8 = 2,27 \text{ кВт};$$

$$n_{II} = n_I / u_B = 1435 / 20 = 72 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{II} = 9550 P_{II} / n_{II} = 9550 \cdot 2,27 / 72 = 301 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал III :

$$P_{III} = P_{II} \eta_{3,4} \eta_m = 2,27 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 2,2 \text{ кВт};$$

$$n_{III} = n_{II} / u_T = 72 / 3,99 = 18 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{III} = 9550 P_{III} / n_{III} = 9550 \cdot 2,2 / 18 = 1167 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Кинематический расчет привода выполнен правильно, так как на его выходе получили величины, соответствующие исходным данным:

$$P = P_{III} = 2,2 \text{ кВт}; \quad n = n_{III} = 18 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 1.3. Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический расчет индивидуального привода (рис. 1.3) по следующим исходным данным:

а) мощность на выходном конце тихоходного вала редуктора $P = 4,5 \text{ кВт}$;

б) частота вращения тихоходного вала редуктора $n = 50 \text{ мин}^{-1}$.

Решение. По табл. 1П.1 приложения 1П принимаем КПД элементов привода: КПД ременной передачи (в том числе клиноременной) $\eta_{\text{рем}} = 0,95$; КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорами $\eta_{3,4} = 0,97$.

Общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем}} \eta_{3,4}^2 = 0,95 \cdot 0,97^2 = 0,89.$$

Так как в исходных данных мощность P задана на выходном конце тихоходного вала редуктора, то КПД соединительной компенсирующей муфты при расчете $\eta_{\text{общ}}$ не учитываем.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{треб}} = P / \eta_{\text{общ}} = 4,5 / 0,89 = 5,06 \text{ кВт.}$$

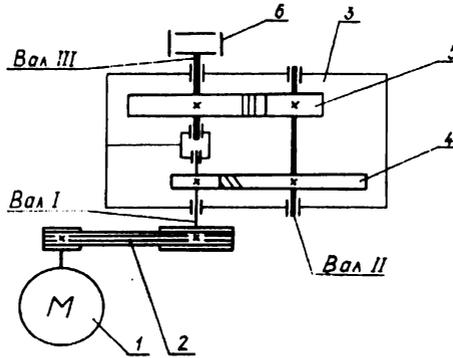


Рис. 1.3:

1 – электродвигатель; 2 – открытая ременная передача (клиноременная); 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый горизонтальный соосный; 4 – цилиндрическая косозубая передача (быстроходная ступень); 5 – цилиндрическая прямозубая передача (тихоходная ступень); 6 – муфта соединительная (компенсирующая)

Согласно рекомендаций, изложенных в табл. 1П. 3 приложения 1П, зададимся предварительно передаточными числами передач привода.

Для цилиндрической зубчатой передачи (быстроходной и тихоходной ступени редуктора) передаточное число $u'_b = u'_t = 3 \dots 5$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа редуктора

$$u'_p = u'_b u'_t = (3 \dots 5)(3 \dots 5) = (9 \dots 25).$$

Для ременной передачи (в том числе клиноременной) рекомендуется $u'_{\text{рем}} = 2 \dots 3$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа привода

$$u'_{\text{общ}} = u'_p u'_{\text{рем}} = (9 \dots 25)(2 \dots 3) = (18 \dots 75).$$

Требуемая синхронная частота вращения электродвигателя $n_{\text{синхр}} = n \cdot u'_{\text{общ}} = 50(18 \dots 75) = 900 \dots 3750 \text{ мин}^{-1}$.

С учётом рекомендаций, изложенных в п. 1.1, принимаем $n_{\text{синхр}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{проб}} = 5,06$ кВт и $n_{\text{снхр}} = 1500$ мин⁻¹ по табл. 1П.2 приложения 1П выбираем ближайший электродвигатель 4А112М4УЗ мощностью $P_3 = 5,5$ кВт и частотой вращения вала $n_3 = 1445$ мин⁻¹.

Уточняем общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = n_3 / n = 1445 / 50 = 28,90.$$

Примем передаточное число клиноременной передачи $u_{\text{рем}} = 2$. Тогда общее передаточное число редуктора

$$u_p = u_{\text{общ}} / u_{\text{рем}} = 28,90 / 2 = 14,45.$$

На основании рекомендаций, изложенных в табл. 1П.5 приложения 1П для двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора, принимаем окончательно: передаточное число быстроходной ступени $u_B = 0,9 \sqrt{u_p} = 0,9 \cdot \sqrt{14,45} = 3,42$; передаточное число тихоходной ступени $u_T = u_p / u_B = 14,45 / 3,42 = 4,23$. Полученные величины u_B и u_T находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных чисел для цилиндрической зубчатой передачи (см. табл. 1П.3 приложения 1П).

Мощность P_i , частота вращения n_i и вращающий момент T_i на валах привода:

Вал I:

$$P_I = P_{\text{проб}} \eta_m = 5,06 \cdot 0,95 = 4,81 \text{ кВт};$$

$$n_I = n_3 / u_{\text{рем}} = 1445 / 2 = 723 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_I = 9550 P_I / n_I = 9550 \cdot 4,81 / 723 = 63,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вал II:

$$P_{II} = P_I \eta_{3,4} = 4,81 \cdot 0,97 = 4,67 \text{ кВт};$$

$$n_{II} = n_I / u_B = 723 / 3,42 = 211 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{II} = 9550 P_{II} / n_{II} = 9550 \cdot 4,67 / 211 = 211,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вал III:

$$P_{III} = P_{II} \eta_{5,6} = 4,67 \cdot 0,97 = 4,5 \text{ кВт};$$

$$n_{III} = n_{II} / u_T = 211 / 4,23 = 50 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{III} = 9550 P_{III} / n_{III} = 9550 \cdot 4,5 / 50 = 859,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Параметры P_i , n_i и T_i на валах привода определены правильно, так как для выходного конца тихоходного вала редуктора получили величины, соответствующие исходным данным: $P_{III} = P = 4,5$ кВт; $n_{III} = n = 50$ мин⁻¹.

Пример 1.4. Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический расчет привода двух параллельно работающих ленточных конвейеров (рис. 1.4) по следующим исходным данным:

а) мощность на каждом из приводных валов $P = 3$ кВт;

б) частота вращения каждого приводного вала $n = 25$ мин⁻¹.

Решение. По табл. 1П.1 приложения 1П принимаем КПД элементов привода: КПД ременной передачи (в том числе клиноременной) $\eta_{\text{рем}} = 0,95$; КПД закры-

той цилиндрической зубчатой передачи с опорами $\eta_{i,ч} = 0,97$; КПД цепной передачи $\eta_{ч} = 0,93$; КПД пары подшипников $\eta_n = 0,99$.

Общий КПД привода $\eta_{общ}$ будем определять с учётом рекомендаций, изложенных в п. 1.1 для приводов, содержащих параллельно работающие элементы:

$$\eta_{общ} = \eta_{рсм} \eta_{т,ч}^2 \eta_{ч} \eta_n = 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,82.$$

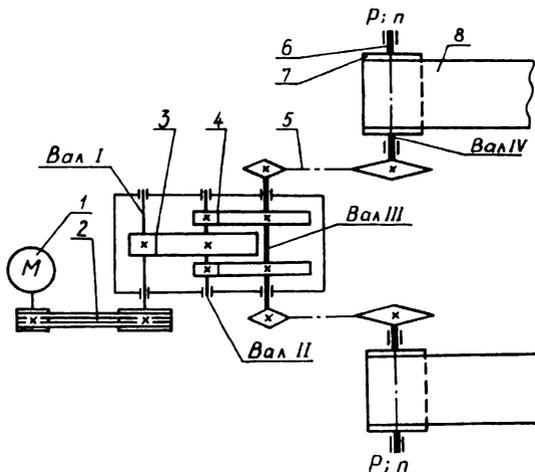


Рис. 1.4:

- 1 – электродвигатель; 2 – открытая клиноременная передача;
- 3 – быстроходная ступень редуктора (закрытая цилиндрическая зубчатая передача); 4 – тихоходная ступень редуктора (закрытая раздвоенная цилиндрическая зубчатая передача);
- 5 – открытая цепная передача; 6 – приводной вал; 7 – барабан;
- 8 – лента конвейера

Требуемая мощность электродвигателя для привода двух параллельно работающих приводных валов с мощностью на каждом из них $P=3$ кВт :

$$P_{треб} = 2P / \eta_{общ} = 2 \cdot 3 / 0,82 = 7,32 \text{ кВт}.$$

Согласно рекомендаций, изложенных в табл. 1П. 3 приложения 1П, зададимся предварительно передаточными числами передач привода: для ременной передачи (в том числе клиноременной) $u'_{рсм} = 2 \dots 3$; для цилиндрической зубчатой передачи $u'_{т,ч} = 3 \dots 5$; для цепной передачи $u'_{ч} = 1,5 \dots 3$. Редуктор привода состоит из быстроходной и тихоходной ступеней, передаточные числа которых $u'_Б = u'_т = u'_{т,ч} = 3 \dots 5$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа редуктора $u'_р = u'_Б u'_т = (3 \dots 5)(3 \dots 5) = (9 \dots 25)$. Предварительная величина общего передаточного числа привода

$$u'_{общ} = u'_{рсм} u'_р u'_{ч} = (2 \dots 3)(9 \dots 25)(1,5 \dots 3) = (27 \dots 225).$$

Требуемая синхронная частота вращения электродвигателя
 $n_{\text{синхр}} = \pi u'_{\text{общ}} = 25(27 \dots 225) = 675 \dots 5625 \text{ мин}^{-1}$.

С учётом рекомендаций, изложенных в п. 1.1, принимаем $n_{\text{синхр}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{треб}} = 7,32 \text{ кВт}$ и $n_{\text{синхр}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ по табл. 1П.2 приложения 1П выбираем ближайший электродвигатель 4А132S4У3 мощностью $P_3 = 7,5 \text{ кВт}$ и частотой вращения вала $n_3 = 1455 \text{ мин}^{-1}$.

Уточняем общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = n_3 / n = 1455 / 25 = 58,20.$$

Примем передаточные числа открытых передач: клиноременной $u_{\text{рем}} = 2$ и цепной $u_{\text{ц}} = 2$. Тогда общее передаточное число редуктора

$$u_p = u_{\text{общ}} / (u_{\text{рем}} u_{\text{ц}}) = 58,20 / (2 \cdot 2) = 14,55.$$

На основании рекомендаций, изложенных в табл. 1П5 приложения 1П для двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развёрнутой схеме, принимаем окончательно: передаточное число тихоходной ступени $u_T = 0,88\sqrt{u_p} = 0,88\sqrt{14,55} = 3,36$; передаточное число быстроходной ступени $u_B = u_p / u_T = 14,55 / 3,36 = 4,33$. Полученные величины u_B и u_T находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных чисел для цилиндрической зубчатой передачи (см. табл. 1П3 приложения 1П).

Мощность P , частота вращения n , и вращающий момент T , на валах привода:

Вал I:

$$P_I = P_{\text{треб}} \cdot \eta_{\text{рем}} = 7,32 \cdot 0,95 = 6,95 \text{ кВт};$$

$$n_I = n_3 / u_{\text{рем}} = 1455 / 2 = 728 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_I = 9550 P_I / n_I = 9550 \cdot 6,95 / 728 = 91,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал II:

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{з,ч} = 6,95 \cdot 0,97 = 6,74 \text{ кВт};$$

$$n_{II} = n_I / u_B = 728 / 4,33 = 168 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{II} = 9550 P_{II} / n_{II} = 9550 \cdot 6,74 / 168 = 383,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал III:

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{з,ч} = 6,74 \cdot 0,97 = 6,54 \text{ кВт};$$

$$n_{III} = n_{II} / u_T = 168 / 3,36 = 50 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{III} = 9550 P_{III} / n_{III} = 9550 \cdot 6,54 / 50 = 1249,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал IV:

$$P_{IV} = 0,5 \cdot P_{III} \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_n = 0,5 \cdot 6,54 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 3,0 \text{ кВт};$$

$$n_{IV} = n_{III} / u_{\text{ц}} = 50 / 2 = 25 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{IV} = 9550 P_{IV} / n_{IV} = 9550 \cdot 3 / 25 = 1146,0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Параметры P , n и T , на валах привода определены правильно, так на каждом из двух параллельно работающих приводных валов получили величины, соответствующие исходным данным: $P_{IV} = P = 3 \text{ кВт}$; $n_{IV} = n = 25 \text{ мин}^{-1}$.

Глава 2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

2.1 ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Объектами курсового проектирования обычно являются механические приводы на базе двухступенчатых нестандартных редукторов различных типов: цилиндрических (рис. 2.1), коническо-цилиндрических (рис. 2.2) и червячно-цилиндрических или цилиндрическо-червячных (рис. 2.3). Кроме редуктора в ряде схем приводов предусматривается открытая передача (ременная, цепная или зубчатая).

Несмотря на то, что проектируемый редуктор принимается нестандартным только с методической точки зрения, студент при проектировании широко использует различные стандартные детали (подшипники качения, уплотнения, шпонки, крепёжные детали, ремни, цепи, муфты и т.п.), а также согласует с ближайшим значением по ряду Ra 40 ГОСТ 6636-69 межосевое расстояние зубчатой или червячной передачи, принимает стандартными модули, число заходов и коэффициент диаметра червяка и т. д.

При расчете передач редуктора параметрам шестерни и червяка приписывают индекс I, а параметрам колеса - 2. С целью исключения ошибок при расчете передач валы редуктора обозначены римскими цифрами: I – быстроходный (входной) вал, II – промежуточный вал и III – тихоходный (выходной) вал (см. рис. 2.1...2.3). При этом особое внимание следует обращать на установку шестерни (червяка) и колеса рассчитываемой ступени на валах редуктора. Например, частоты вращения шестерни (червяка) n_1 и колеса n_2 принимают: при расчете быстроходной ступени $n_1 = n_i$ и $n_2 = n_{ii}$; при расчете тихоходной ступени $n_1 = n_{ii}$ и $n_2 = n_{iii}$. Аналогичным образом поступают и при определении вращающих моментов на валу шестерни (червяка) T_1 и колеса T_2 , принимая во внимание при этом конструктивное исполнение рассчитываемой ступени редуктора (неразвоенная или развоенная). Для неразвоенной ступени: быстроходной (рис. 2.1, а, в...и, рис. 2.2 и 2.3) $T_1 = T_I$; $T_2 = T_{II}$; тихоходной (рис. 2.1, а, б, г...и, рис. 2.2, а, в, рис. 2.3) $T_1 = T_{II}$; $T_2 = T_{III}$. Для развоенной ступени (одной ее половины): быстроходной (рис. 2.1, б) $T_1 = T_I/2$; $T_2 = T_{II}/2$; тихоходной (рис. 2.1, в, рис. 2.2, б) $T_1 = T_{II}/2$; $T_2 = T_{III}/2$.

Вначале обычно рассчитывают тихоходную ступень редуктора как более нагруженную, хотя это не является обязательным при проектировании двухступенчатых редукторов (кроме соосных) (рис. 2.1, д...з). В последних независимо от того, является соосный редуктор горизонтальным или вертикальным, тихоходную ступень следует рассчитывать в первую очередь. И только после этого для соосного редуктора приступают к расчету быстроходной ступени, принимая

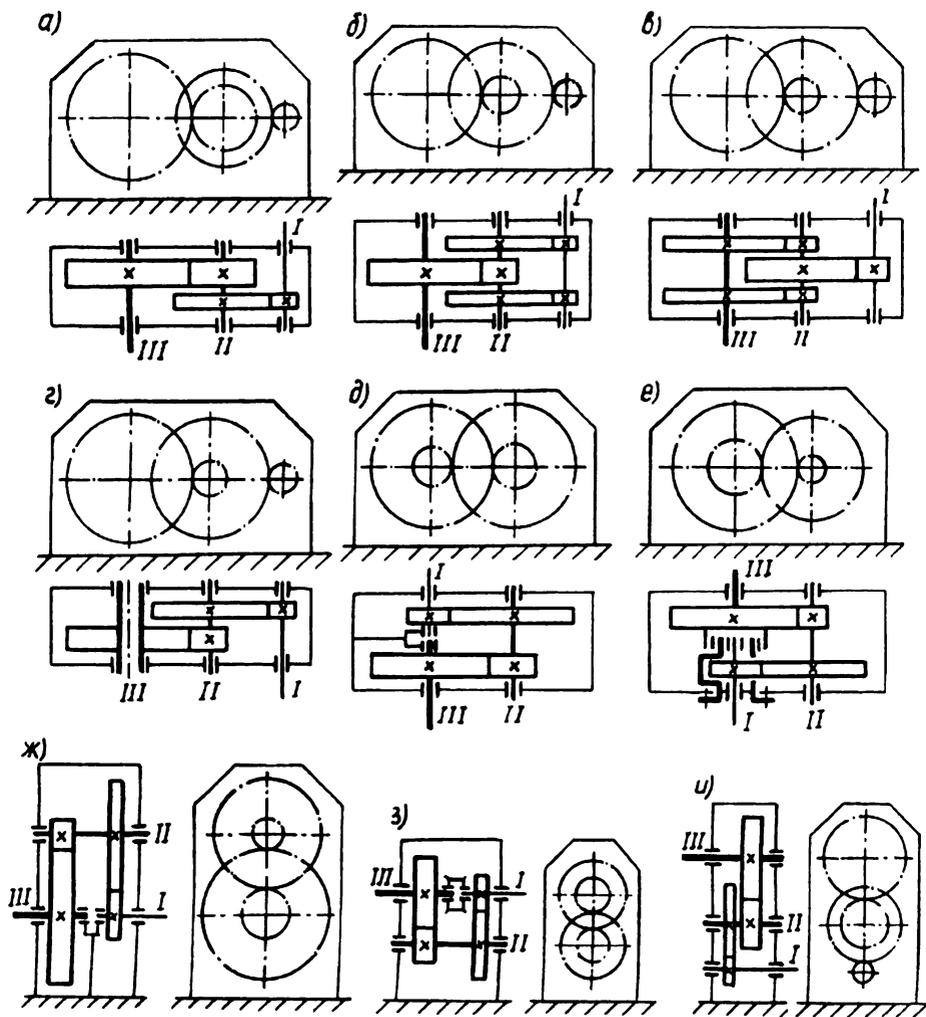


Рис. 2.1

межосевое расстояние её равным межосевому расстоянию тихоходной ступени. При наличии в схеме двухступенчатого редуктора червячной передачи (рис. 2.3) её также рассчитывают в первую очередь, размеры другой ступени принимают с учетом полученных размеров червячной пары с целью обеспечения её смазывания.

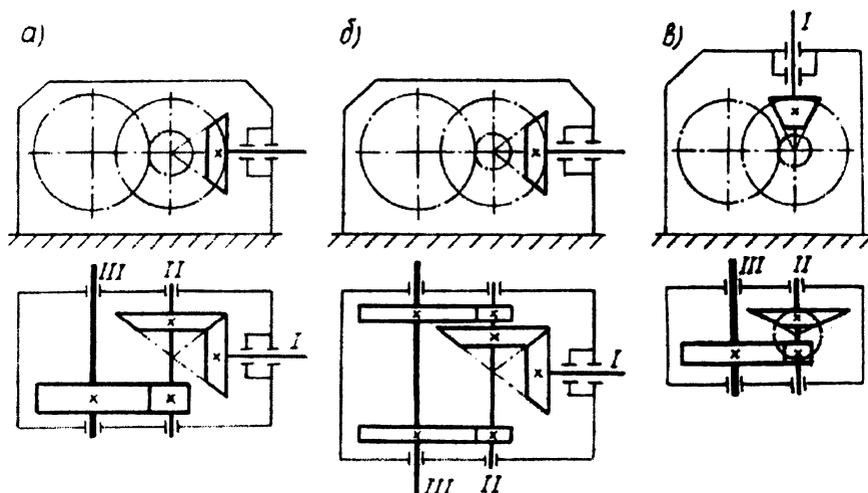


Рис. 2.2

Рекомендации по проектированию закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач

Выбор варианта термообработки зубчатых колес. При курсовом проектировании вариант термообработки (т.о.) ориентировочно можно выбирать исходя из вращающего момента T_2 на колесе (а не на шестерне) рассчитываемой зубчатой пары (для раздвоенной ступени момент T_2 принимают на колесе одной её половины):

$T_2 < 1400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – вариант т.о. I;

$T_2 = 1400 \dots 10000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - варианты т.о. II...IV;

$T_2 > 10000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - вариант т.о. V.

Характеристика рекомендуемых вариантов термообработки и применяемые для них марки сталей приведены в табл. 1П.6 приложения 1П (характеристику данных марок сталей см. табл. 1П.7).

Механические характеристики сердцевины зуба (табл. 1П.7) при вариантах т.о. II...V определяет предшествующая термическая обработка (улучшение). Окончательный выбор марки стали для изготовления шестерни и колеса производится только после определения размеров их заготовок (см. далее примеры расчета передач).

Критерии работоспособности зубчатых передач. Основными критериями работоспособности зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, явля-

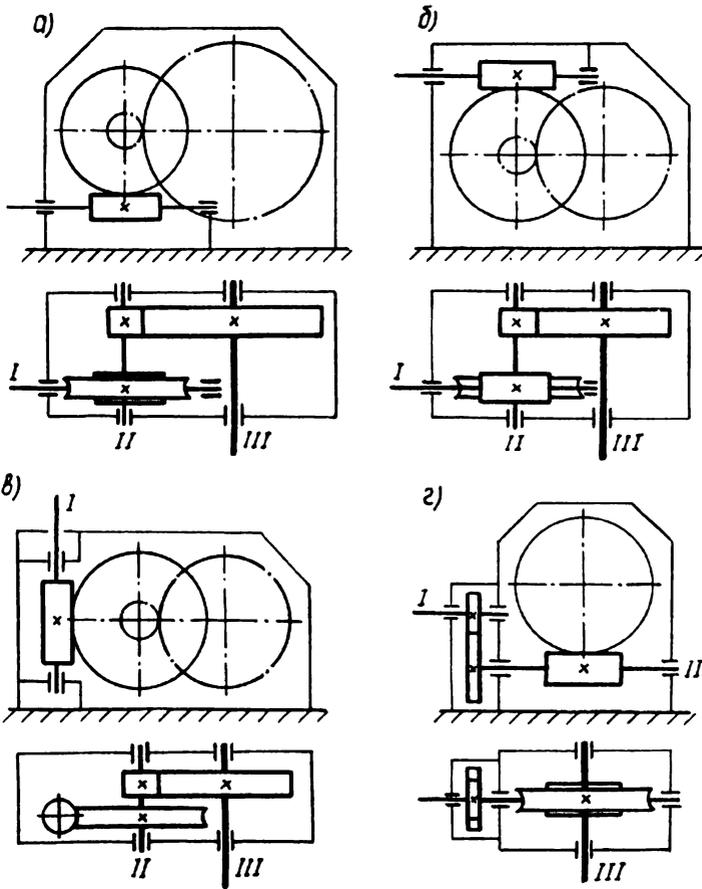


Рис. 2.3

ются контактная прочность зубьев и прочность их при изгибе, которые при проектировании передач обеспечиваются выполнением следующих расчетов:

а) расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев с целью предупреждения их усталостного разрушения по условию

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (2.1)$$

где σ_H - контактное напряжение в полюсе зацепления; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение;

б) расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе с целью предупреждения их усталостной поломки по условию

$$\sigma_F \leq [\sigma_F], \quad (2.2)$$

где σ_F - напряжение изгиба в опасном сечении; $[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение изгиба зуба;

в) расчет на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) с целью предупреждения пластической деформации активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя по условию

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}], \quad (2.3)$$

где $\sigma_{H \max}$ и $[\sigma_{H \max}]$ - соответственно фактическое и допускаемое контактные напряжения при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке);

г) расчет на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке) с целью предупреждения статической поломки зуба по условию

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}], \quad (2.4)$$

где $\sigma_{F \max}$ и $[\sigma_{F \max}]$ - соответственно фактическое и допускаемое напряжения изгиба при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

В качестве исходного для расчета зубчатых передач задается **режим нагружения**: в виде ступенчатой циклограммы (рис.2.4) или номера типового режима нагружения (рис.2.5).

На рис. 2.4: $T_1, T_2, T_3, \dots, T_i$ - моменты, передаваемые в течение времени $L_{h1}, L_{h2}, L_{h3}, \dots, L_{hi}$ (часы), где $T_i = \alpha_i \cdot T_1$; $L_{hi} = \beta_i \cdot L_h$, здесь $T_1 = T_{\max}$ - наибольший длительно действующий момент, используемый при расчете на сопротивление усталости; L_h - срок службы передачи в часах (ресурс передачи); T_{\max} - пиковый кратковременный действующий момент в течение времени $L_{h \text{ пик}}$ при кратковременной перегрузке.

Кратковременные перегрузки $T_{\text{пик}}$ при суммарном числе циклов действия $N_{\Sigma} < 5 \cdot 10^4$ или не более $0,002L_h$ не учитываются при расчете на сопротивление усталости и в продолжительность цикла не включаются. Пиковый момент $T_{\text{пик}}$ используется при проверке статической прочности зубьев (контактной и изгибной) при кратковременной перегрузке.

На рис. 2.5: T_i - текущее значение момента нагрузки; T_{\max} - максимальный длительно действующий момент, учитываемый при расчете на сопротивление усталости; N_i - число циклов работы при моменте T_i ; N_{Σ} - суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы передачи $N_{\Sigma} = 60cnL_h$,

где c - число зацеплений зуба рассматриваемого зубчатого колеса за один его оборот (если зуб шестерни и зуб колеса за один оборот зацепляются только один раз, то $c_1 = c_2 = 1$; если зуб шестерни за один оборот входит в зацепление два раза, а зуб колеса один раз, то $c_1 = 2$; $c_2 = 1$); n - частота вращения зубчатого колеса, мин^{-1} ; L_h - ресурс передачи, часы.

В зубчатых передачах контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F , нагружающие зубья, всегда переменные, так как изменяются во времени по не-

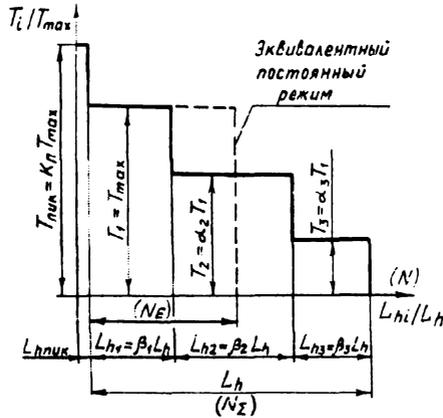


Рис.2.4

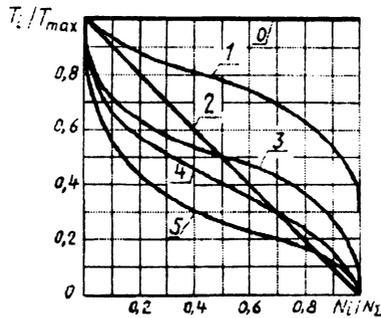


Рис. 2.5:

- 0 — постоянный режим нагружения;
- 1 — тяжелый режим нагружения;
- 2 — средний равновероятный режим нагружения;
- 3 — средний нормальный режим нагружения;
- 4 — легкий режим нагружения;
- 5 — особо легкий режим нагружения

которому прерывистому отнулевому циклу. В то же время нагрузки, вызывающие эти напряжения, могут быть приблизительно постоянными или переменными во времени.

При расчете на сопротивление усталости фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным постоянным режимом, при котором зубчатое колесо приобретает ту же степень усталостного повреждения, что и в реальных условиях эксплуатации (на основании гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений). В качестве эквивалентного принимают постоянный режим с наибольшим из длительно действующих моментов $T_{max} = T_1$, вы-

зываются напряжения σ и эквивалентным числом N_E циклов нагружения (на рис. 2.4 показан штриховыми линиями).

При этом обычно принимают частоту вращения n рассматриваемого зубчатого колеса постоянной для всех уровней нагрузки ($n_i = n$), что характерно для большинства машин с приводом от электродвигателей переменного тока.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев и N_{FE} при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

$$N_{HE1(2)} = N_{\Sigma1(2)} \mu_H = 60 c_{1(2)} n_{1(2)} L_h \mu_H ; \quad (2.5)$$

$$N_{FE1(2)} = N_{\Sigma1(2)} \mu_{F1(2)} = 60 c_{1(2)} n_{1(2)} L_h \mu_{F1(2)} , \quad (2.6)$$

где μ_H и $\mu_{F1(2)}$ – коэффициенты приведения, определяемые по соответствующей методике в зависимости от способа задания режима нагружения.

Если режим нагружения задан в виде ступенчатой циклограммы (рис. 2.4), то коэффициенты приведения μ_H и μ_F рассчитывают по формулам:

$$\mu_H = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \frac{L_{hi}}{L_h} \right]; \quad (2.7)$$

$$\mu_{F1(2)} = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{q_F} \frac{L_{hi}}{L_h} \right]. \quad (2.8)$$

В формуле (2.7) показатель степени 3 принимают для всех вариантов термообработки зубчатых колес, поэтому в формуле (2.5) коэффициент приведения μ_H записывается без индексов, так как он будет одинаковым для шестерни и колеса.

В формуле (2.8) показатель степени q_F принимают в зависимости от твердости поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса: $q_F = 6$ при $H \leq 350 HB$; $q_F = 9$ при $H > 350 HB$. По этой причине в формуле (2.6) коэффициент приведения μ_F записывается с индексом 1 и 2, так как он будет иметь различные значения при различных величинах средних твердостей H для шестерни и колеса.

Пусть, например, для циклограммы на рис. 2.4:

$$\alpha_1 = T_1 / T_1 = 1; \quad \alpha_2 = T_2 / T_1 = 0,7; \quad \alpha_3 = T_3 / T_1 = 0,4;$$

$$\beta_1 = L_{h1} / L_h = 0,3; \quad \beta_2 = L_{h2} / L_h = 0,4; \quad \beta_3 = L_{h3} / L_h = 0,3.$$

Тогда по формуле (2.7) коэффициент приведения μ_H для всех вариантов термообработки:

$$\mu_{H1} = \mu_{H2} = \mu_H = \alpha_1^3 \beta_1 + \alpha_2^3 \beta_2 + \alpha_3^3 \beta_3 = 1^3 \cdot 0,3 + 0,7^3 \cdot 0,4 + 0,4^3 \cdot 0,3 = 0,46.$$

Коэффициент приведения μ_F по формуле (2.8) для варианта т.о. I ($H_1 < 350 HB; H_2 < 350 HB$) при $q_F = 6$:

$$\mu_{F1} = \mu_{F2} = \mu_F = \alpha_1^6 \beta_1 + \alpha_2^6 \beta_2 + \alpha_3^6 \beta_3 = 1^6 \cdot 0,3 + 0,7^6 \cdot 0,4 + 0,4^6 \cdot 0,3 = 0,35.$$

Коэффициент μ_F для варианта т.о. II:

для шестерни ($H_1 > 350HB$) при $q_F = 9$:

$$\mu_{F1} = \alpha_1^9 \beta_1 + \alpha_2^9 \beta_2 + \alpha_3^9 \beta_3 = 1^9 \cdot 0,3 + 0,7^9 \cdot 0,4 + 0,4^9 \cdot 0,3 = 0,32;$$

для колеса ($H_2 < 350HB$) при $q_F = 6$:

$$\mu_{F2} = \alpha_1^6 \beta_1 + \alpha_2^6 \beta_2 + \alpha_3^6 \beta_3 = 1^6 \cdot 0,3 + 0,7^6 \cdot 0,4 + 0,4^6 \cdot 0,3 = 0,35.$$

Если в исходных данных для расчета зубчатых передач задана не циклограмма нагружения, а указан номер типового режима нагружения, то коэффициенты приведения μ_H и μ_F не рассчитывают по формулам (2.7) и (2.8), а принимают по табл. 1П.8 приложения 1П (в данном случае их называют коэффициентами, характеризующими интенсивность типовых режимов нагружения).

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

а) при проектном расчете зубчатой передачи (предварительно)

$$[\sigma_H]_{1(2)} = 0,9 \frac{\sigma_{H \text{ lim}(2)}}{S_{H1(2)}} Z_{N1(2)}; \quad (2.9)$$

б) при проверочном расчете зубчатой передачи (уточняют при известных размерах передачи)

$$[\sigma_H]_{1(2)} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}(2)}}{S_{H1(2)}} Z_{N1(2)} Z_R Z_V. \quad (2.10)$$

В формулах (2.9) и (2.10): $\sigma_{H \text{ lim}(2)}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев шестерни (колеса), соответствующий базовому числу цикла напряжений (принимают по табл. 1П. 9 приложения 1П отдельно для шестерни и колеса в зависимости от их термообработки); $S_{H1(2)}$ – расчетный коэффициент запаса прочности для шестерни (колеса) при расчёте на сопротивление контактной усталости (табл. 1П. 9 приложения 1П); $Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности для шестерни (колеса) при расчёте на сопротивление контактной усталости, учитывающий влияние ресурса; Z_R – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряжённых поверхностей зубьев; Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости.

Коэффициенты Z_R и Z_V одинаковы для шестерни и колеса и указываются без индекса.

Рассмотрим определение коэффициентов Z_N , Z_R и Z_V .

Согласно ГОСТ 21354-87 коэффициент долговечности Z_N определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$Z_{N1(2)} = q_H \sqrt{\frac{N_{H \text{ lim}(2)}}{N_{HE1(2)}}}. \quad (2.11)$$

Базовое число циклов напряжений $N_{H \text{ lim}(2)}$ рассчитывают по формуле

$$N_{H\lim(2)} = 30H_{HB(2)}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6. \quad (2.12)$$

Следует отметить, что в формулу (2.12) средняя твёрдость поверхности зубьев $H_{HB(2)}$ подставляется только в единицах HB . Если средняя твёрдость поверхности зубьев шестерни (колеса) выражена в единицах HRC_3 , то следует перевести единицы HRC_3 в единицы HB (см. график в табл. 1П.10 приложения 1П). При этом, если по формуле (2.12) получилось $N_{H\lim(2)} > 120 \cdot 10^6$, то следует принять $N_{H\lim(2)} = 120 \cdot 10^6$.

Эквивалентное число циклов напряжений $H_{HB(2)}$ рассчитывают отдельно для шестерни и колеса по формуле (2.5).

Если получилось $H_{HB(2)} \leq N_{H\lim(2)}$, то коэффициент долговечности определяют по формуле (2.11) при $q_H = 6$:

$$Z_{N(2)} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim(2)}}{N_{HE(2)}}} \leq Z_{N\max}, \quad (2.13)$$

где $Z_{N\max} = 2,6$ при твёрдости поверхности $H_{(2)} \leq 350HB$; $Z_{N\max} = 1,8$ при твёрдости поверхности $H_{(2)} > 350HB$.

Если по формуле (2.13) получилось $Z_{N(2)} > Z_{N\max}$, то следует принять $Z_{N(2)} = Z_{N\max}$ (тем самым ограничиваются допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев).

Если получилось $H_{HB(2)} > N_{H\lim(2)}$, то коэффициент долговечности $Z_{N(2)}$ определяют по формуле (2.11) при $q_H = 20$:

$$Z_{N(2)} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim(2)}}{N_{HE(2)}}} \geq 0,75. \quad (2.14)$$

Если по формуле (2.14) получилось $Z_{N(2)} < 0,75$, то следует принять $Z_{N(2)} = 0,75$. При курсовом проектировании допускается принимать при $N_{HB(2)} > N_{H\lim(2)}$ $Z_{N(2)} = 1$.

Коэффициент Z_R принимают в зависимости от *исходной шероховатости сопряженных поверхностей* зубьев:

$Ra = 1,25 \dots 0,63$ мкм	$Z_R = 1$;
$Ra = 2,5 \dots 1,25$ мкм	$Z_R = 0,95$;
$Ra = 10 \dots 2,5$ мкм	$Z_R = 0,9$.

В конструкциях редукторов профили зубьев зубчатых колес имеют следующий параметр шероховатости Ra в зависимости от *степени точности*:

Степень точности	7	8	9
Ra, мкм.....	0,8	1,6	3,2

Коэффициент $Z_V=1$ при окружной скорости $v \leq 5$ м/с. При $v > 5$ м/с коэффициент Z_V определяют по формулам:

$$\text{при твердости } H \leq 350\text{HB} \quad Z_V=0,85v^{0,1}; \quad (2.15)$$

$$\text{при твердости } H > 350\text{HB} \quad Z_V=0,925v^{0,05}. \quad (2.16)$$

Расчетная величина допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ при расчете на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев, как при проектном, так и при проверочном расчете определяется при полученных величинах $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ следующим образом:

а) для цилиндрических и конических передач с прямыми зубьями

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}, \quad (2.17)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из двух: $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$;

б) для цилиндрических косозубых и шевронных передач (в том числе раздвоенных косозубых), а также конических передач с круговыми зубьями

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \quad (2.18)$$

при выполнении условия:

для цилиндрических передач

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\min}; \quad (2.19)$$

для конических передач

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,15[\sigma_H]_{\min}, \quad (2.20)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – см. выше пояснение к формуле (2.17).

Таким образом, если по формуле (2.18) получилось $[\sigma_H]$ меньше $[\sigma_H]_{\min}$, то следует согласно формулам (2.19) и (2.20) принять $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$, если же $[\sigma_H]$ получилось больше $1,25[\sigma_H]_{\min}$ для цилиндрических передач или больше $1,15[\sigma_H]_{\min}$ для конических передач, то согласно формулам (2.19) и (2.20) следует принять соответственно $[\sigma_H] = 1,25[\sigma_H]_{\min}$ и $[\sigma_H] = 1,15[\sigma_H]_{\min}$.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе определяются отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2) по формуле:

$$[\sigma_F]_{i(2)} = \frac{\sigma_{F \lim i(2)} Y_{N i(2)} Y_A}{S_{F i(2)}}, \quad (2.21)$$

где $\sigma_{F \lim i(2)}$ – предел выносливости зубьев шестерни (колеса) при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений (принимают по табл. 1П.9 приложения 1П отдельно для шестерни и колеса в зависимости от их термообработки); $S_{F i(2)}$ – расчетный коэффициент запаса прочности для шестерни (колеса) при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе (табл. 1П.9 приложения 1П); $Y_{N i(2)}$ – коэффициент долговечности для шестерни (колеса) при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе, учитывающий влияние

ресурса (см. ниже); Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи: для нереверсивных передач (приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов) $Y_A=1$; для реверсивных передач (индивидуальные приводы, лебедки) $Y_A=0,7 \dots 0,8$, здесь большие значения при твердости $H > 350\text{HB}$. Коэффициент Y_A одинаков для шестерни и колеса.

Коэффициент долговечности $Y_{N1(2)}$ для шестерни (колеса)

$$Y_{N1(2)} = q_F \sqrt{\frac{N_{F\text{lim}1(2)}}{N_{FE1(2)}}} \geq 1, \text{ но } \leq Y_{N\text{max}}, \quad (2.22)$$

где $N_{F\text{lim}1(2)}$ – базовое число циклов напряжений; для всех марок сталей $N_{F\text{lim}1} = N_{F\text{lim}2} = 4 \cdot 10^6$; $N_{FE1(2)}$ – эквивалентное число циклов напряжений для шестерни (колеса) при расчете на сопротивление усталости при изгибе зубьев, определяемое по формуле (2.6); q_F и $Y_{N\text{max}}$ – показатель степени и максимальная величина коэффициента долговечности, принимаемые отдельно для шестерни и колеса в зависимости от твердости $H_{1(2)}$ поверхности (а не сердцевины) зубьев:

$$\begin{aligned} \text{при } H_{1(2)} \leq 350\text{HB} & \quad q_F = 6; Y_{N\text{max}} = 4; \\ \text{при } H_{1(2)} > 350\text{HB} & \quad q_F = 9; Y_{N\text{max}} = 2,5. \end{aligned}$$

Если по формуле (2.22) получилось $Y_{N1(2)} < 1$, то следует принять $Y_{N1(2)} = 1$, если получилось $Y_{N1(2)} > Y_{N\text{max}}$, то следует принять $Y_{N1(2)} = Y_{N\text{max}}$.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\text{max}}]$ и напряжения изгиба $[\sigma_{F\text{max}}]$ при расчёте зубчатых передач на статическую прочность в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) принимают по табл. 1П. 9 приложения 1П в зависимости от вида термообработки соответствующего зубчатого колеса. При этом отдельно для шестерни и колеса определяют $[\sigma_{H\text{max}}]_1$ и $[\sigma_{H\text{max}}]_2$, а также $[\sigma_{F\text{max}}]_1$ и $[\sigma_{F\text{max}}]_2$. В качестве расчётной величины $[\sigma_{H\text{max}}]$ при проверке контактной прочности передачи принимают меньшее значение из двух: $[\sigma_{H\text{max}}]_1$, $[\sigma_{H\text{max}}]_2$. Расчёт на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой проводят отдельно для шестерни и колеса.

Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки $K_L = T_{\text{пик}}/T_{\text{max}}$, где $T_{\text{пик}}$ – пиковый момент; T_{max} – максимальный из длительно действующих момент (называемый иначе номинальным), по которому проводят расчёты на сопротивление усталости.

Если режим нагружения задан в виде циклограммы моментов (рис. 2.4), то коэффициент перегрузки K_L указывают в циклограмме. В случае использования типовых режимов нагружения величина K_L указывается отдельно, так как в типовые режимы не включают пиковые нагрузки.

Если пиковый момент $T_{\text{пик}}$ по какой-либо причине не указан, то его можно принимать равным максимальному моменту электродвигателя при пуске или предельному моменту предохранительных элементов привода.

Проектирование зубчатых передач проводят в два этапа: 1-ый этап – проектный расчёт; 2-ой этап – проверочный расчёт. При проектном расчёте предварительно определяют допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ и рассчитывают геометрические размеры зубчатой передачи. При проверочном расчёте выбирают марки сталей для изготовления шестерни и колеса, уточняют при известных параметрах передачи величину $[\sigma_H]$ и определяют допускаемые напряжения $[\sigma_F]$, $[\sigma_{H \max}]$ и $[\sigma_{F \max}]$. По условиям (2.1) ... (2.4) проводится окончательная проверка рассчитываемой ступени на соответствие основным критериям работоспособности.

Рекомендации по проектированию червячных передач

Критерии работоспособности червячных передач. Червячные передачи, также как и зубчатые, рассчитывают на контактную прочность и прочность при изгибе. Однако в червячных передачах, кроме усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев колеса, существует опасность заедания и их абразивного изнашивания, которые зависят от величины контактных напряжений. Поэтому для червячной передачи расчет по контактным напряжениям является основным. Расчет по напряжениям изгиба с целью исключения усталостной поломки зубьев колеса в течение расчетного срока службы выполняется при этом как проверочный. Дополнительно проводится расчет на статическую прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба при действии пиковых нагрузок, не учитываемых в основном расчёте с целью предотвращения остаточных деформаций на рабочей поверхности зубьев колеса и их статической поломки при кратковременной перегрузке. В отличие от зубчатой для червячной передачи обязательным является тепловой расчёт с целью определения температуры масла в картере редуктора.

Материалы червяка и червячного колеса. При выборе материалов червячной пары должны быть обеспечены хорошие антифрикционные и противозадирные свойства. Эти требования реализуются при сочетании стального витка червяка с зубом червячного колеса, выполненного из антифрикционного материала (бронзы), который обладает необходимой объемной прочностью.

Для изготовления червяков применяют те же марки сталей, что и для зубчатых колёс (см. табл. 1П.7 приложения 1П), а также аналогичные варианты термообработки.

Для червячной передачи мощностью $P \leq 1$ кВт червяки подвергают термообработке – улучшение с твёрдостью $H_1 \leq 350\text{HV}$ (тип червяка – архимедов ZA , витки не шлифуют). При мощности $P > 1$ кВт с целью повышения КПД червячной передачи и её нагрузочной способности применяют термообработку червяка – улучшение + закалка ТВЧ до твёрдости $H_1 \geq 45\text{HRC}_3$, с последующим шлифованием и полированием витков (тип червяка – эвольвентный ZJ или нелинейчатый: образованный конусом ZK или тором ZT).

Для тяжело нагруженных передач применяют термообработку червяка - улучшение + цементация + закалка с твердостью после закалки $H_1 = 56...63HRC_2$, (стали 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А и другие; тип червяка – эвольвентный и нелинейчатый).

Червячные колёса выполняют составными: венец – из бронзы (иногда латуни), а центр из чугуна или углеродистой стали.

Выбор марки материала венца червячного колеса зависит от скорости скольжения в зацеплении и проводится по табл. 1П.32 приложения 1П. Скорость скольжения v_S (м/с) в начале проектного расчёта может быть ориентировочно определена по формуле

$$v_S = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (2.23)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин⁻¹; T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (МПа) при расчете передачи на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса (твердость витков сопряженного червяка $H_1 \geq 45HRC_2$, витки шлифованы и полированы).

Материал венца колеса – оловянная бронза

$$[\sigma_H] = 0,9 C_V \sigma_B Z_N, \quad (2.24)$$

где C_V – коэффициент, учитывающий износ материала:

$v_S, \text{ м/с} \dots \leq 1$	2	3	4	5	6	7	≥ 8
$C_V \dots \dots \dots 1,33$	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

σ_B – см. табл. 1П.32 приложения 1П, МПа, Z_N – коэффициент долговечности при расчете на сопротивление усталости по контактным напряжениям

$$Z_N = \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{HE}}}. \quad (2.25)$$

При этом должно выполняться условие

$$0,67 \leq Z_N \leq 1,15.$$

Если получилось $Z_N < 0,67$, то принимают $Z_N = 0,67$; если получилось $Z_N > 1,15$, то следует принять $Z_N = 1,15$.

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы привода L_n :

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}, \quad (2.26)$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности или приведения при расчете на сопротивление усталости по контактным напряжениям.

Если в исходных данных для расчета червячной передачи задана циклограмма нагружения (рис. 2.4), то коэффициент K_{HE} вычисляют по формуле

$$K_{HE} = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 \frac{L_{hi}}{L_h} \right].$$

Пусть, например, для циклограммы на рис. 2.4:

$$\alpha_1 = T_1 / T_1 = 1; \quad \alpha_2 = T_2 / T_1 = 0,6; \quad \alpha_3 = T_3 / T_1 = 0,3;$$

$$\beta_1 = L_{h1} / L_h = 0,4; \quad \beta_2 = L_{h2} / L_h = 0,4; \quad \beta_3 = L_{h3} / L_h = 0,2.$$

Тогда коэффициент K_{HE} :

$$K_{HE} = \alpha_1^4 \beta_1 + \alpha_2^4 \beta_2 + \alpha_3^4 \beta_3 = 1^4 \cdot 0,4 + 0,6^4 \cdot 0,4 + 0,3^4 \cdot 0,2 = 0,46.$$

При типовом режиме нагружения коэффициент K_{HE} принимают:

Типовой режим нагружения.....	0	1	2	3	4	5
K_{HE}	1	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034

N_{Σ} – суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_{\Sigma} = 60n_2L_h, \quad (2.27)$$

n_2 – частота вращения червячного колеса, мин⁻¹;

L_h – срок службы привода, часы.

Материал венца колеса – безоловянная бронза

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25v_S, \quad (2.28)$$

где $[\sigma_H]_0 = 300$ МПа, v_S – м/с.

Примечание. Если червяк расположен вне масляной ванны, то независимо от материала венца колеса значение $[\sigma_H]$ следует уменьшить на 15%.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа) при расчете зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе.

Для материалов венцов из оловянных и безоловянных бронз $[\sigma_F]$ принимают:

а) передача нереверсивная (приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторы и пр.)

$$[\sigma_F] = (0,08\sigma_b + 0,25\sigma_T)Y_N; \quad (2.29)$$

б) передача реверсивная (приводы индивидуальные и лебедки)

$$[\sigma_F] = 0,16\sigma_b Y_N, \quad (2.30)$$

где σ_b , σ_T – МПа (см. табл. 1П.32); Y_N – коэффициент долговечности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе

$$Y_N = \sqrt[3]{\frac{10^6}{N_{FE}}}. \quad (2.31)$$

При этом должно выполняться условие

$$0,54 \leq Y_N \leq 1.$$

Если получилось $Y_N < 0,54$, то принимают $Y_N = 0,54$; если получилось $Y_N > 1$, то следует принять $Y_N = 1$.

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы привода L_n :

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}, \quad (2.32)$$

где K_{FE} – коэффициент эквивалентности или приведения при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Если в исходных данных для расчета червячной передачи задана циклограмма нагружения (рис. 2.4), то коэффициент K_{FE} вычисляются по формуле

$$K_{FE} = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 \frac{L_{hi}}{L_h} \right].$$

При величинах α_i и β_i в примере расчета K_{FE} (см. выше), коэффициент K_{FE} будет равен:

$$K_{FE} = \alpha_1^9 \beta_1 + \alpha_2^9 \beta_2 + \alpha_3^9 \beta_3 = 1^9 \cdot 0,4 + 0,6^9 \cdot 0,4 + 0,3^9 \cdot 0,2 = 0,40.$$

При типовом режиме нагружения коэффициент K_{FE} принимают:

Типовой режим нагружения	0	1	2	3	4	5
K_{FE}	1	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

N_{Σ} – см. формулу (2.27).

Предельно допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H \max}]$ (МПа) при расчете передачи на контактную прочность при кратковременной перегрузке:
оловянные бронзы

$$[\sigma_{H \max}] = 4\sigma_T; \quad (2.33)$$

безоловянные бронзы

$$[\sigma_{H \max}] = 2\sigma_T. \quad (2.34)$$

Предельно допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F \max]$ (МПа) при расчете передачи на изгибную прочность при кратковременной перегрузке.

Для оловянных и безоловянных бронз

$$[\sigma_F \max] = 0,8\sigma_T. \quad (2.35)$$

Изложенную ниже в виде примеров расчета методику проектирования закрытых зубчатых и червячных передач рекомендуется использовать при разработке конструкций редукторов, имеющих в схеме данные передачи, независимо от того, какой ступенью они являются: быстроходной или тихоходной. Каждый из примеров снабжен подробными методическими указаниями, которые носят общий характер, что значительно облегчает работу студента над проектом.

2.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

ПРИМЕР 2.1. РАСЧЕТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

- а) ступень тихоходная косозубая коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора (рис. 2.1, а);
- б) частота вращения шестерни $n_1 = n_{ш} = 308 \text{ мин}^{-1}$;
- в) частота вращения колеса $n_2 = n_{к} = 80 \text{ мин}^{-1}$;
- г) передаточное число ступени $u = u_T = 3,84$;
- д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{к} = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- е) расположение зубчатых колес относительно опор - несимметричное;
- ж) кратковременная перегрузка $K_D = T_{\text{max}} / T_{\text{ном}} = 1,6$;
- з) типовой режим нагружения -1 (тяжелый);
- и) расчетный срок службы (ресурс работы) $L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$.
- к) редуктор нестандартный привода цепного конвейера (рис 1.1); привод нереверсивный.

Порядок расчета

Проектный расчет

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес. В нашем примере вращающий момент на колесе рассчитываемой зубчатой передачи $T_2 = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Согласно рекомендациям, изложенным в п. 2.1, принимаем вариант термообработки (т.о.) II (см. табл. 1П.6 приложения 1П):

а) т.о. шестерни - улучшение + закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45 ... 50 HRC_Э или 48 ... 53 HRC_Э;

б) т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 269 ... 302 HB;

в) марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40X; 40XH; 35XM и др.

Принимаем твердость поверхности шестерни 45 ... 50 HRC_Э, ориентируясь на сталь 40X (см. табл. 1П.7 приложения 1П).

2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости. Предел контактной выносливости поверхности зубьев σ_{Hlim} , соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П):

а) для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ)

$$\sigma_{Hlim} = 17H_{HRC_{Э}ПОВ1} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1008 \text{ МПа},$$

где $H_{HRC_{Э}ПОВ1} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5 \text{ HRC}_Э$ – средняя твердость поверхности зубьев

шестерни;

б) для колеса (т.о. улучшение)

$$\sigma_{Hlim2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа},$$

где $H_{HB2} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ НВ}$ – средняя твердость поверхности зубьев колеса.

Определим базовое число циклов напряжений N_{Hlim} для шестерни и колеса по формуле (2.12):

$$N_{Hlim1} = 30H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 450^{2,4} = 69,96 \cdot 10^6;$$

$$N_{Hlim2} = 30H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23,47 \cdot 10^6.$$

По табл. 1П.8 приложения 1П коэффициент, характеризующий интенсивность типовых режимов нагружения передачи при расчете на сопротивление контактной усталости, для заданного типового режима 1 $\mu_H = 0,5$.

Для рассчитываемой ступени зуб шестерни и зуб колеса за один оборот зацепляются только один раз, соответственно число зацеплений $c_1 = c_2 = 1$.

Эквивалентное число циклов напряжений N_{HE} за расчетный срок службы передачи $L_h = 12 \cdot 10^3$ часов определим по формуле (2.5):

$$N_{HE1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 111 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 28,8 \cdot 10^6.$$

Определим коэффициент долговечности Z_N для шестерни и колеса при расчете на сопротивление контактной усталости.

Так как для шестерни $N_{HE1} > N_{Hlim1}$, то коэффициент долговечности определяем по формуле (2.14):

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{69,96 \cdot 10^6}{111 \cdot 10^6}} = 0,98 > 0,75.$$

Для колеса $N_{HE2} > N_{Hlim2}$, аналогично по формуле (2.14):

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{23,47 \cdot 10^6}{28,8 \cdot 10^6}} = 0,99 > 0,75.$$

Расчетный коэффициент запаса прочности S_H при расчете на сопротивление контактной усталости (см. табл. 1П.9 приложения 1П): для шестерни – $S_{H1} = 1,2$; для колеса – $S_{H2} = 1,1$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости для шестерни и колеса по формуле (2.9):

$$[\sigma_H]_1 = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} Z_{N1} = 0,9 \frac{1008}{1,2} 0,98 = 741 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_{N2} = 0,9 \frac{641}{1,1} 0,99 = 519 \text{ МПа}.$$

В качестве расчетного допускаемого напряжения при расчете косозубой и шевронной передач на сопротивление контактной усталости принимается условное допускаемое контактное напряжение σ_H , определяемое по формуле (2.18):

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2).$$

При этом должно выполняться условие (2.19)

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\min},$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – минимальное напряжение из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

В нашем примере для косозубой цилиндрической передачи:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(741 + 519) = 567 \text{ МПа.}$$

При этом $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2$.

Так как $[\sigma_H]_2 = 519$ МПа, а $1,25[\sigma_H]_2 = 1,25 \cdot 519 = 649$ МПа, то условие (2.19) выполняется:

$$519 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 567 \text{ МПа} < 649 \text{ МПа.}$$

Таким образом, в качестве предварительной величины расчетного допускаемого контактного напряжения для рассчитываемой косозубой цилиндрической ступени принимаем $[\sigma_H] = 567$ МПа.

3. Определение межосевого расстояния. Вращающий момент на колесе рассчитываемой ступени $T_2 = T_{III} = 1421$ Н·м (см. исходные данные).

Рассчитываемая ступень в проектируемом редукторе расположена несимметрично относительно опор и является неразвоенной. По табл. 1П.11 приложения 1П для такой ступени при $HB_1 > 350$ и $HB_2 < 350$ (согласно варианту т.о. II) коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,3$ (редуктор нестандартный).

Тогда коэффициент рабочей ширины венца шестерни относительно ее делительного диаметра

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,3(3,84+1) = 0,73.$$

По табл. 1П.12 приложения 1П при $HB_1 > 350$ и $HB_2 < 350$ для кривой IV в зависимости от $\psi_{bd} = 0,73$ принимаем коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta} = 1,04$.

Тогда, приняв для косозубой цилиндрической передачи вспомогательный коэффициент $K_\alpha = 430$, определим межосевое расстояние по формуле

$$a_w = K_\alpha (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}.$$

Подставив значения величин, получим

$$a_w = 430 (3,84+1) \sqrt[3]{\frac{1421 \cdot 1,04}{3,84^2 \cdot 0,3 \cdot 567^2}} = 211 \text{ мм.}$$

По табл. 1П.13 приложения 1П принимаем по ряду Ra 40 ближайшее стандартное значение $a_w = 210$ мм (если расчетная величина a_w превышает стандартное значение более, чем на 3...4 мм, рекомендуется по ряду Ra 40 выбирать ближайшее большее стандартное значение a_w).

4. Определение модуля передачи. Для силовых передач нормальный модуль

$$m_n \geq m_{n,\min} = 1,5 \text{ мм.}$$

При этом ориентировочно величина модуля m_n (для прямозубых m) может быть принята по рекомендациям:

$$\text{при } H_1 \leq 350 \text{ HB и } H_2 \leq 350 \text{ HB} \quad m(m_n) = (0,01 \dots 0,02)a_w ;$$

$$\text{при } H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB} \quad m(m_n) = (0,0125 \dots 0,025)a_w ;$$

$$\text{при } H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3 \text{ и } H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3 \quad m(m_n) = (0,016 \dots 0,0315)a_w .$$

В нашем примере при твердости шестерни $H_1 = 47,5 \text{ HRC}_3$ и твердости колеса $H_2 = 285,5 \text{ HB}$

$$m_n = (0,0125 \dots 0,025)a_w = (0,0125 \dots 0,025)210 = 2,63 \dots 5,25 \text{ мм.}$$

По табл. 1П.14 приложения 1П принимаем стандартное значение $m_n = 4 \text{ мм}$.

При этом выполняется условие: $m_n = 4 \text{ мм} > m_{n,\min} = 1,5 \text{ мм}$.

5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса. Угол наклона зубьев в косозубой нераздвоенной передаче составляет $\beta = 8 \dots 22^\circ$. Для раздвоенных косозубых ступеней (рис. 2.1, б, в), как и в шевронных передачах, угол наклона зубьев рекомендуется принимать $\beta = 25 \dots 35^\circ$.

При этом угол наклона зубьев β должен быть выбран таким, чтобы был обеспечен коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1,1$, т.е.:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{\pi m_n} \geq 1,1 .$$

Рассчитаем ширину венца колеса b_2 : $b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,3 \cdot 210 = 63 \text{ мм}$.

Примечание. Величина b_2 округляется до целого числа.

Для косозубой нераздвоенной ступени примем коэффициент $\varepsilon_\beta = 1,2$. Тогда:

$$\sin \beta = \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b_2} = \frac{3,14 \cdot 4 \cdot 1,2}{63} = 0,239238; \quad \beta = 13,84157^\circ .$$

Угол β находится в рекомендуемом диапазоне $8 \dots 22^\circ$ для нераздвоенных косозубых ступеней.

Для раздвоенных косозубых ступеней следует предварительно задаться углом наклона зубьев $\beta = 30^\circ$ и определить по выше приведенной формуле коэффициент ε_β . При этом должно быть $\varepsilon_\beta \geq 1,1$.

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{2 a_w \cos \beta}{(u+1) m_n} = \frac{2 \cdot 210 \cdot \cos 13,84157^\circ}{(3,84+1) \cdot 4} = 21,1 .$$

Принимаем $z_1 = 21$.

При этом, с целью исключения подрезания зубьев шестерни должно выполняться условие

$$z_1 \geq z_{1\min} .$$

Для косозубых и шевронных передач

$$z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta .$$

В нашем примере $z_{1\min} = 17 \cos^3 13,84157^\circ = 16$, что меньше $z_1 = 21$.

Примечание. Если число зубьев шестерни получилось $z_1 < z_{1min}$, то с целью устранения подрезания зубьев рекомендуется высотная коррекция зацепления. При этом, для косозубой передачи коэффициенты смещения у шестерни и колеса в нормальном сечении:

$$x_{n1} = \frac{x_1}{\cos \beta}; \quad x_{n2} = \frac{x_2}{\cos \beta},$$

где x_1 и x_2 – см. табл. 1П.4 приложения 1П.

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u = 21 \cdot 3,84 = 80,6$.

Принимаем $z_2 = 81$.

Уточняем окончательно значение угла β :

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(21 + 81)4}{2 \cdot 210} = 0,9714285; \quad \beta = 13,72915^\circ.$$

Уточняем величины:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{\pi m_n} = \frac{63 \sin 13,72915^\circ}{3,14 \cdot 4} = 1,19 > 1,1; \quad z_{1min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 13,72915^\circ = 16 < z_1 = 21.$$

6. Определение фактического передаточного числа рассчитываемой ступени

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{21} = 3,86.$$

Отклонение u_ϕ от u :

$$\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| 100 = \left| \frac{3,86 - 3,84}{3,84} \right| 100 = 0,52\% < [\Delta u] = 4\%.$$

Примечание. Если получилось $\Delta u > [\Delta u]$, то следует изменить числа зубьев z_1 и z_2 .

7. Определение основных размеров шестерни и колеса. Диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 21}{\cos 13,72915^\circ} = 86,471 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 81}{\cos 13,72915^\circ} = 333,529 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w; \quad \frac{86,471 + 333,529}{2} = 210 \text{ мм}.$$

Примечание. Выполненная выше проверка справедлива для косозубой передачи без смещения, когда коэффициенты смещения в нормальном сечении $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$, а также при высотной коррекции, когда $x_{n1} > 0; x_{n2} < 0; |x_{n1}| = |x_{n2}|$; $x_1 = x_{n1} + x_{n2} = 0$. Для таких случаев начальное межосевое расстояние $a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2$ равно делительному межосевому расстоянию $a = (d_1 + d_2)/2$, так как $d_{w1} = d_1$; $d_{w2} = d_2$ и $\alpha_{rw} = \alpha$.

При угловой коррекции, когда $x_{n1} > 0$; $x_{n2} > 0$ и $x_1 > 0$ $d_{w1} > d_1$; $d_{w2} > d_2$ и $a_w > a$. При этом $\alpha_{rw} > \alpha$. Однако следует отметить, что в косозубых передачах угловая коррекция малоэффективна ввиду того, что с увеличением $(x_{n1} + x_{n2})$ уменьшается суммарная длина контактных линий, которая при этом не компенсируется увеличением приведенного радиуса кривизны. По-

этому угловая коррекция в косозубых передачах с внешним зацеплением, как правило, не применяется.

Примем коэффициенты высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и радиального зазора $c^* = 0,25$. Тогда диаметры окружностей вершин зубьев d_a и впадин d_f при коэффициентах $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_{n1})m_n = 86,471 + 2(1 + 0)4 = 94,471 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_{n2})m_n = 333,529 + 2(1 + 0)4 = 341,529 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_{n1})m_n = 86,471 - 2(1,25 - 0)4 = 76,471 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_{n2})m_n = 333,529 - 2(1,25 - 0)4 = 323,529 \text{ мм}.$$

Примечание. При определении d_a и d_f коэффициенты x_{n1} и x_{n2} подставляют со своими знаками

Ширина венца колеса $b_2 = 63$ мм (см. п. 5).

Тогда ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (5 \dots 10)$ мм = $63 + 7 = 70$ мм.

Рабочая ширина венца зубчатой передачи (как общая величина для шестерни и колеса) $b_w = b_2 = 63$ мм.

Уточним коэффициент ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{63}{86,471} = 0,73.$$

Проверим условие

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bd \max}.$$

По табл. 1П.11 приложения 1П для несимметрично расположенной относительно опор неразвоенной ступени при $HB_1 > 350$ и $HB_2 < 350$ $\psi_{bd \max} = 1,15$.

Условие выполняется, так как $\psi_{bd} = 0,73 < \psi_{bd \max} = 1,15$.

Проверочный расчет

8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колёс и выбор материала для их изготовления. Для варианта т.о. II марки стали одинаковы для шестерни и колеса: 40Х, 40ХН, 35ХМ (см. табл. 1П.6 приложения 1П).

Условие пригодности заготовки шестерни

$$D_{3az} \leq D_{пред},$$

где D_{3az} – диаметр заготовки шестерни (рис. 2.6, а):

$$D_{3az} = d_{a1} + 6 \text{ мм};$$

$D_{пред}$ – предельное значение диаметра заготовки шестерни для принятого вида термообработки шестерни (см. табл. 1П.7 приложения 1П).

Условие пригодности заготовки колеса (рис 2.6, б):

$$C_{3az} \text{ или } S_{3az} \leq S_{пред},$$

где C_{3az} – толщина заготовки диска колеса; S_{3az} – толщина заготовки обода колеса:

$$C_{3az} = 0,5b_2; \quad S_{3az} = 8m_n;$$

$S_{пред}$ – см. табл. 1П.7 приложения 1П.

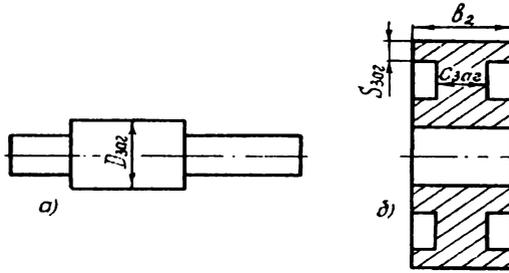


Рис.2.6

При проверке выше указанного условия с $S_{пред}$ сравнивается большее из значений $C_{зaz}$ и $S_{зaz}$.

Тогда в нашем примере:

а) для шестерни $D_{зaz} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 94,471 + 6 = 100,471 \text{ мм}$.

По табл. 1П.7 приложения 1П для термообработки шестерни – улучшение + закалка ТВЧ при твердости поверхности 45...50 HRC, $D_{пред} = 125 \text{ мм}$ для стали 40X, что больше $D_{зaz} = 100,471 \text{ мм}$. Таким образом, для изготовления шестерни можно принимать сталь 40X, так как для принятого вида термообработки выполняется условие:

$$D_{зaz} = 100,471 \text{ мм} < D_{пред} = 125 \text{ мм};$$

б) для колеса (ориентируемся также на сталь 40X)

$$C_{зaz} = 0,5b_2 = 0,5 \cdot 63 = 31,5 \text{ мм};$$

$$S_{зaz} = 8m_n = 8 \cdot 4 = 32 \text{ мм}.$$

Для принятого вида термообработки колеса (улучшение) при твердости поверхности 269...302 HB по табл. 1П.7 приложения 1П величину $S_{зaz} = 32 \text{ мм}$, как наибольшую из $C_{зaz}$ и $S_{зaz}$, сравниваем с $S_{пред}$ для стали 40X. Ближайшая большая величина $S_{пред} = 80 \text{ мм}$.

Таким образом, для изготовления колеса также принимаем сталь 40X. При этом, для данной марки стали также выполняется условие:

$$S_{зaz} = 32 \text{ мм} < S_{пред} = 80 \text{ мм}.$$

9. Определение степени точности передачи. Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления одинакова и может быть определена по формуле

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 333,529 \cdot 80}{60 \cdot 10^3} = 1,4 \text{ м/с},$$

где n_2 - частота вращения колеса рассчитываемой ступени; так как колесо посажено на валу III, то $n_2 = n_{III} = 80 \text{ мин}^{-1}$.

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из $v = 1,4 \text{ м/с}$, для непрямо зубчатых цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, которая допускает окружную скорость зубчатых колес до 4 м/с.

10. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчёте на сопротивление контактной усталости. При известных размерах косозубой цилиндрической передачи допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]_{(2)}$ уточняется по формуле (2.10). При этом следует определить коэффициенты Z_R и Z_V .

В нашем примере для шестерни и колеса: $Z_R = 0,9$, т.к. для 9-й степени точности $Ra=3,2$ мкм; $Z_V = 1$, т.к. $v=1,4$ м/с < 5 м/с.

Тогда:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} Z_{N1} Z_R Z_V = \frac{1008}{1,2} 0,98 \cdot 0,9 \cdot 1 = 741 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_{N2} Z_R Z_V = \frac{641}{1,1} 0,99 \cdot 0,9 \cdot 1 = 519 \text{ МПа}.$$

Таким образом, величины $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ остались такими, как и при предварительном расчете (см. п. 2) ввиду того, что произведение $Z_R Z_V$ оказалось равным 0,9. Тогда прежней остается и расчетная величина $[\sigma_H] = 567$ МПа.

Примечание. Если при уточнении $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ будут получены значения, отличные от ранее принятых, тогда в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1, определяется новое значение уточненной расчетной величины $[\sigma_H]$.

11. Определение сил, действующих в косозубом зацеплении. Окружная сила F_t на делительном цилиндре в торцовом сечении косозубой цилиндрической передачи:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1421}{333,529} = 8521 \text{ Н}.$$

При этом для шестерни и колеса: $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 8521 \text{ Н}$.

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 8521 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13,72915^\circ} = 3193 \text{ Н}.$$

Осевая сила F_a для шестерни и колеса:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta = 8521 \operatorname{tg} 13,72915^\circ = 2082 \text{ Н}.$$

12. Определение коэффициента нагрузки K_H . Коэффициент нагрузки при расчете передачи на сопротивление контактной усталости

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. табл. 1П.16 приложения 1П);

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (предварительно был определен в п. 3);

K_{HV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{HV} = 1 + v_H,$$

здесь v_H – динамическая добавка

$$v_H = \frac{\delta_H g_0 b_w v}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u}}.$$

В выше приведенной формуле:

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (табл. 1П.17 приложения 1П);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. 1П.18 приложения 1П).

В нашем примере:

$K_{H\alpha} = 1,13$ при $v \leq 5$ м/с и 9-ой степени точности (табл. 1П.16 приложения 1П);

$K_{H\beta} = 1,04$ (т.е. значение $K_{H\beta}$ осталось прежним, так как не изменилась окончательная величина $\psi_{bd} = 0,73$; если уточняемое в п. 7 значение ψ_{bd} изменится в сравнении с ранее принятым в п. 3, то по графикам в табл. 1П.12 приложения 1П уточняют по той же кривой, что и предварительно, новое значение $K_{H\beta}$).

Приняв $\delta_H = 0,02$ (по табл. 1П.17 приложения 1П для косых зубьев при $HB_1 > 350$ и $HB_2 < 350$), $g_o = 8,2$ (по табл. 1П.18 приложения 1П для $m_n = 4$ мм и 9-ой степени точности), $v = 1,4$ м/с, $a_w = 210$ мм, $u = u_\phi = 3,86$, $b_w = 63$ мм и $F_t = 8521$ Н, получим:

$$v_H = \frac{\delta_H g_o b_w v}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u_\phi}} = \frac{0,02 \cdot 8,2 \cdot 63 \cdot 1,4}{8521} \sqrt{\frac{210}{3,86}} = 0,01.$$

Тогда

$$K_{HV} = 1 + v_H = 1 + 0,01 = 1,01.$$

Окончательно коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 1,13 \cdot 1,04 \cdot 1,01 = 1,19.$$

13. Проверочный расчёт передачи на сопротивление контактной усталости. Условие сопротивления контактной усталости согласно ГОСТ 21354-87:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H],$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для всех марок сталей при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа $Z_E = 190$ МПа^{1/2}; Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; F_t – Н; b_w , d_1 – мм; σ_H , $[\sigma_H]$ – МПа.

Рассмотрим определение коэффициентов Z_H и Z_ϵ .

Коэффициент Z_H для косозубой передачи без смещения ($x_{n1} = 0$; $x_{n2} = 0$), а также при высотной коррекции ($x_{n1} = -x_{n2}$; $x_\Sigma = 0$) определяется по формуле:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_i} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_i}},$$

где α_i – делительный угол профиля в торцовом сечении

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta},$$

β_b – основной угол наклона зубьев

$$\beta_b = \operatorname{arcsin}(\sin \beta \cos 20^\circ).$$

Коэффициент Z_ϵ для косозубых передач определяют по различным формулам в зависимости от коэффициента осевого перекрытия ϵ_β :

При $\epsilon_\beta < 1$
$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)(1 - \epsilon_\beta)}{3} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}.$$

При $\epsilon_\beta \geq 1$
$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}},$$

где ε_α – коэффициент торцового перекрытия.

Для передачи без смещения коэффициент ε_α ориентировочно можно определить по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta.$$

Для передачи без смещения, а также при высотной коррекции при любых значениях угла β более точно коэффициент ε_α определяют по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2},$$

где $\varepsilon_{\alpha 1}$, $\varepsilon_{\alpha 2}$ – составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками зубьев, соответственно для шестерни и колеса:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{\alpha 1} &= \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_t)}{2\pi}; \\ \varepsilon_{\alpha 2} &= \frac{z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_t)}{2\pi}; \\ \alpha_{a1} &= \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}; \\ \alpha_{a2} &= \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}; \\ d_{b1} &= d_1 \cos \alpha_t; \\ d_{b2} &= d_2 \cos \alpha_t. \end{aligned} \right\}$$

Рассчитаем коэффициенты Z_H и Z_ε для нашего примера:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13,72915^\circ} = 20,54^\circ;$$

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ) = \arcsin(\sin 13,72915^\circ \cos 20^\circ) = 12,89^\circ;$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}} = \frac{1}{\cos 20,54^\circ} \sqrt{\frac{2 \cos 12,89^\circ}{\operatorname{tg} 20,54^\circ}} = 2,44;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{81} \right) \right] \cos 13,72915^\circ = 1,64.$$

Так как коэффициент $\varepsilon_\beta = 1,19$, то

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,78.$$

Окончательно для рассчитываемой косозубой передачи

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w d_1} \cdot \frac{u_\phi + 1}{u_\phi}} = 190 \cdot 2,44 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{8521 \cdot 1,19}{63 \cdot 86,471} \cdot \frac{3,86 + 1}{3,86}} = \\ &= 554 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 567 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Соппротивление контактной усталости обеспечивается.

Примечания: 1. Перегрузка передачи в общем виде при $\sigma_H > [\sigma_H]$ должна быть не более

$$4\%, \text{ т.е. } \Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \leq [\Delta \sigma_H] = 4\% \quad 2. \text{ Если } \sigma_H \text{ превышает } [\sigma_H]$$

более чем на 4%, то можно увеличить ширину венца колеса b_2 , приняв новое значение b'_2 по формуле $b'_2 = b_2 \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$ и опять проверить условие сопротивления контактной усталости, уточнив при этом коэффициенты, зависящие от нового значения b'_2 , а именно: Z_E , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$ и K_H . При этом в обязательном порядке должно выполняться условие: $\psi_{bd} = \frac{b'_2}{d_1} \leq \psi_{bd\max}$.

3. Если увеличение ширины венца колеса не даст должного результата, т.е. перегрузка окажется более 4%, то необходимо увеличить межосевое расстояние a_w или принять другой вариант термообработки.

14. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчёте зубьев на сопротивление усталости при изгибе. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$ на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала, определяется по формуле (2.21) отдельно для шестерни и колеса.

По табл. 1П.9 приложения 1П принимаем:

а) для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ) при $m_n > 3$ мм

$$\sigma_{F\lim 1} = 650 \text{ МПа}; S_{F1} = 1,7;$$

б) для колеса (т.о. улучшение)

$$\sigma_{F\lim 2} = 1,75 H_{HB2} = 1,75 \cdot 285,5 = 500 \text{ МПа}; \quad (\text{здесь } H_{HB2} \text{ - см. п. 2}); S_{F2} = 1,7.$$

Принимаем величины q_F и $Y_{N\max}$:

а) для шестерни: $q_F = 9$; $Y_{N\max} = 2,5$ при $H_1 > 350$ НВ;

б) для колеса: $q_F = 6$; $Y_{N\max} = 4$ при $H_2 < 350$ НВ.

По формуле (2.6):

$$N_{FB1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 44 \cdot 10^6;$$

$$N_{FB2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,3 = 17 \cdot 10^6,$$

где по табл. 1П.8 приложения 1П для типового режима 1 $\mu_{F1} = 0,2$ при $q_F = 9$ и $\mu_{F2} = 0,3$ при $q_F = 6$.

Для шестерни и колеса $N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6$. Тогда:

а) для шестерни $N_{FB1} = 44 \cdot 10^6 > N_{F\lim 1} = 4 \cdot 10^6$; $Y_{N1} = 1$;

б) для колеса $N_{FB2} = 17 \cdot 10^6 > N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6$; $Y_{N2} = 1$.

Согласно исходным данным привод является неререверсивным и тогда $Y_A = 1$.
Окончательно допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A = \frac{650}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 382 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A = \frac{500}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 294 \text{ МПа}.$$

Примечание. При курсовом проектировании приводы цепных и ленточных конвейеров рекомендуется принимать неререверсивными, приводы индивидуальные и лебедки - реверсивными. Для реверсивных приводов $Y_A = 0,7 \dots 0,8$, здесь большие значения при $H > 350$ НВ.

15. Определение коэффициента нагрузки K_F . Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}.$$

Физический смысл коэффициентов $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ и K_{FV} тот же, что и коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ и K_{HV} (здесь индекс "F" обозначает, что эти коэффициенты используются при расчете зубьев на изгиб).

При этом принимают:

$K_{F\alpha}$ - см. табл. 1П.16 приложения 1П;

$K_{F\beta}$ - см. табл. 1П.12 приложения 1П;

$K_{FV} = 1 + v_F$, где v_F - динамическая добавка

$$v_F = \frac{\delta_F g_0 b_w v}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u}}$$

здесь $\delta_F = 0,06$ - для косозубых передач.

Остальные величины в данной формуле те же, что и при определении v_H (см. п. 12). Тогда в нашем примере:

$K_{F\alpha} = 1,35$ (табл. 1П.16 приложения 1П);

$K_{F\beta} = 1,1$ (по кривой IV при $HB_1 > 350$ и $HB_2 < 350$ для $\psi_{bd} = 0,73$ на основании графиков, приведенных в табл. 1П.12 приложения 1П);

Тогда величина v_F :

$$v_F = \frac{\delta_F g_0 b_w v}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u_\phi}} = \frac{0,06 \cdot 8,2 \cdot 63 \cdot 1,4}{8521} \sqrt{\frac{210}{3,86}} = 0,04.$$

Коэффициент K_{FV} : $K_{FV} = 1 + v_F = 1 + 0,04 = 1,04$.

Коэффициент нагрузки K_F :

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1,35 \cdot 1,1 \cdot 1,04 = 1,5.$$

16. Проверочный расчёт зубьев на сопротивление усталости при изгибе. Условие сопротивления усталости зубьев при изгибе для косозубой передачи согласно ГОСТ 21354-87:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_F K_{FS} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma_F],$$

где Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_V} - 29,7 \frac{x_n}{z_V} + 0,092 x_n^2,$$

z_V - эквивалентное число зубьев:

$$z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta};$$

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \geq 0,7;$$

здесь β - град; при этом, если получилось $Y_\beta < 0,7$, то принимают $Y_\beta = 0,7$; Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$\text{при } \varepsilon_\beta < 1 \quad Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha},$$

$$\text{при } \varepsilon_\beta \geq 1 \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}.$$

В нашем примере для шестерни и колеса (при $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$):

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 13,72915^\circ} = 23;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{81}{\cos^3 13,72915^\circ} = 88;$$

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2}{23} = 4,04;$$

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} = 3,47 + \frac{13,2}{88} = 3,62;$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1,19 \cdot \frac{13,72915^\circ}{120^\circ} = 0,86 > 0,7;$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,64} = 0,61,$$

где $\varepsilon_\alpha = 1,64$ – см. п. 13.

Тогда:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_1 m_n} K_F Y_{FS1} Y_\beta Y_\varepsilon = \frac{8521}{70 \cdot 4} \cdot 1,5 \cdot 4,04 \cdot 0,86 \cdot 0,61 = 97 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 382 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 m_n} K_F Y_{FS2} Y_\beta Y_\varepsilon = \frac{8521}{63 \cdot 4} \cdot 1,5 \cdot 3,62 \cdot 0,86 \cdot 0,61 = 96 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 294 \text{ МПа} .$$

Сопротивление усталости зубьев шестерни и колеса при изгибе обеспечивается. Для большинства передач, как и в нашем примере, σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$. Для передач с высокотвердыми зубьями (варианты т. о. IV и V) возможно превышение σ_F над $[\sigma_F]$, которое не должно быть свыше 4 %. При большей перегрузке следует увеличить модуль m_n , пересчитать числа зубьев z_1 и z_2 и ещё раз проверить условие сопротивления усталости при изгибе. При этом величина a_w остается прежней, а следовательно, сопротивление контактной усталости обеспечивается.

17. Проверочный расчёт передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного проверочного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости.

Проверочный расчет передачи на контактную прочность при перегрузке выполняют по условию:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}}} \leq [\sigma_{H \max}],$$

где $\sigma_{H \max}$ – максимальное контактное напряжение при перегрузке, МПа; σ_H – фактическое контактное напряжение, полученное при расчете передачи на сопротивление контактной усталости, МПа (см. п. 13); $\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}}$ – кратковременная перегрузка привода (см. исходные данные); $[\sigma_{H \max}]$ – предельно допускаемое контактное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, МПа.

Значения $[\sigma_{H \max}]$ обычно принимают для менее прочного зубчатого колеса из рассчитываемой ступени.

Определим $[\sigma_{H \max}]$ для шестерни и колеса ступени согласно табл. 1П.9 приложения 1П:

а) для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ) при $m_n > 3$ мм:

$$[\sigma_{H \max}]_H = 40H_{\text{HRC,пов}} = 40 \cdot 47,5 = 1900 \text{ МПа},$$

где $H_{\text{HRC,пов}} = 47,5 \text{HRC}_3$ – см. п. 2;

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 750$ МПа для стали 40Х при т.о. улучшение ($H_2 = 269 \dots 302$ НВ) согласно табл. 1П.7 приложения 1П.

В качестве расчетной принимаем наименьшую величину $[\sigma_{H \max}]_H = 1900$ МПа, т.е.: $[\sigma_{H \max}] = [\sigma_{H \max}]_H = 1900$ МПа.

Тогда для рассчитываемой ступени:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}}} = 554 \sqrt{1,6} = 701 \text{ МПа} < [\sigma_{H \max}] = 1900 \text{ МПа}.$$

18. Проверочный расчёт передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Проверочный расчет передачи при изгибе пиковой нагрузкой выполняют по условию:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}} \leq [\sigma_{F \max}],$$

где $\sigma_{F \max}$ – максимальное напряжение изгиба при кратковременной перегрузке, МПа; σ_F – фактическое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, МПа (см. п. 16); $[\sigma_{F \max}]$ – предельно допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, МПа (см. табл. 1П.9 приложения 1П).

Определим отдельно для шестерни и колеса по табл. 1П.9 приложения 1П $[\sigma_{F \max}]$:

а) для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ) при $m_n > 3\text{мм}$:

$$[\sigma_{F \max}]_1 = 1260 \text{ МПа};$$

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{F \max}]_2 = 2,74 H_{HB2} = 2,74 \cdot 285,5 = 782 \text{ МПа},$$

где $H_{HB2} = 285,5 \text{ НВ}$ – см. п. 2.

Ранее мы получили $\sigma_{F1} = 97 \text{ МПа}$ и $\sigma_{F2} = 96 \text{ МПа}$ (см. п. 16).

Тогда для рассчитываемой ступени:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} \frac{T_{\text{ник}}}{T_{\text{max}}} = 97 \cdot 1,6 = 155 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}]_1 = 1260 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\text{ник}}}{T_{\text{max}}} = 96 \cdot 1,6 = 154 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}]_2 = 782 \text{ МПа}.$$

ПРИМЕР 2.2. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

а) ступень тихоходная прямозубая цилиндрического двухступенчатого горизонтального соосного редуктора (рис. 2.1, δ);

б) частота вращения шестерни $n_1 = n_{II} = 245 \text{ мин}^{-1}$;

в) частота вращения колеса $n_2 = n_{III} = 50 \text{ мин}^{-1}$;

г) передаточное число ступени $u = u_\tau = 4,89$;

д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{III} = 1150 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

е) расположение зубчатых колес относительно опор: шестерни – несимметричное, колеса – симметричное;

ж) кратковременная перегрузка $K_\Gamma = T_{\text{ник}} / T_{\text{max}} = 1,7$;

з) типовой режим нагружения – 3 (средний нормальный);

и) расчетный срок службы (ресурс работы) $L_h = 20 \cdot 10^3 \text{ ч}$;

к) редуктор нестандартный реверсивного индивидуального привода.

Порядок расчета

Проектный расчет

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес. Учитывая рекомендации, изложенные в п. 2.1, при $T_2 = 1150 \text{ Н} \cdot \text{м}$ принимаем вариант термообработки (т.о.) I (см. табл. 1П.6 приложения 1П): т.о. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ; т.о. колеса – улучшение, твердость поверхности

235...262 НВ; марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и другие.

2.Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости. Средняя твердость H поверхности зубьев:

$$H_1 = H_{HB1} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ НВ};$$

$$H_2 = H_{HB2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5 \text{ НВ}.$$

Предел контактной выносливости поверхности зубьев $\sigma_{H \text{ lim}}$, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение:

$$\sigma_{H \text{ lim}1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim}2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа};$$

Расчетный коэффициент S_H (табл.1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение :

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,1.$$

Базовое число циклов напряжений $N_{H \text{ lim}}$:

$$N_{H \text{ lim}1} = 30H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23,47 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \text{ lim}2} = 30H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16,82 \cdot 10^6.$$

Примечание. Если $N_{H \text{ lim}}$ получилось больше $120 \cdot 10^6$, то следует принять $N_{H \text{ lim}} = 120 \cdot 10^6$.

Эквивалентное число циклов напряжений N_{HE} за расчетный срок службы передачи $L_h = 20 \cdot 10^3$ часов :

$$N_{HE1} = 60c_1n_1L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 245 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,18 = 52,9 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60c_2n_2L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,18 = 10,8 \cdot 10^6,$$

где c_1 и c_2 -число зацеплений за один оборот соответственно зуба шестерни и зуба колеса; $c_1 = 1$; $c_2 = 1$; μ_H - см. табл. 1П.8 приложения 1П.

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, определяем коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} .

Так как $N_{HE1} > N_{H \text{ lim}1}$, то по формуле (2.14)

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H \text{ lim}1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{23,47 \cdot 10^6}{52,9 \cdot 10^6}} = 0,96,$$

что больше 0,75.

Так как $N_{HE2} < N_{H \text{ lim}2}$, то по формуле (2.13):

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \text{ lim}2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{16,82 \cdot 10^6}{10,8 \cdot 10^6}} = 1,08,$$

что меньше $Z_{N \text{ max}} = 2,6$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

$$[\sigma_H]_1 = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} Z_{N1} = 0,9 \frac{641}{1,1} \cdot 0,96 = 503 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_{N2} = 0,9 \frac{567}{1,1} \cdot 1,08 = 501 \text{ МПа}.$$

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ при расчете прямозубой цилиндрической передачи на контактную усталость принимается минимальное напряжение из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

В нашем примере $[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 501 \text{ МПа}$.

3. Определение межосевого расстояния. По табл. 1П.11 приложения 1П выберем коэффициент ψ_{ba} . В данной таблице в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор и твердости рабочих поверхностей зубьев указывается диапазон рекомендуемых значений ψ_{ba} . В указанном диапазоне ψ_{ba} рекомендуется принимать из ряда стандартных чисел: 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4 и 0,5. Данных рекомендаций допускается не придерживаться при проектировании нестандартных редукторов.

В нашем примере шестерня рассчитываемой ступени расположена несимметрично относительно опор, а колесо – симметрично (см. схему привода). По табл. 1П.11 приложения 1П при $H_{B1} < 350$ и $H_{B2} < 350$ для наихудшего случая (несимметричное расположение зубчатых колес относительно опор) принимаем из диапазона $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$ расчетное значение $\psi_{ba} = 0,315$ и значение $\psi_{bdmax} = 1,1$.

Тогда коэффициент ψ_{bd} (предварительно):

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,315(4,89+1) = 0,93.$$

По табл. 1П.12 приложения 1П при $H_{B1} < 350$ и $H_{B2} < 350$ для кривой III (редуктор соосный) в зависимости от $\psi_{bd} = 0,93$ принимаем коэффициент $K_{H\beta} = 1,1$.

Приняв для прямозубой цилиндрической передачи вспомогательный коэффициент $K_\alpha = 495$, определим предварительно межосевое расстояние a'_w :

$$a'_w = K_\alpha (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} = 495(4,89+1) \sqrt[3]{\frac{1150 \cdot 1,1}{4,89^2 \cdot 0,315 \cdot 501^2}} = 255 \text{ мм}.$$

По табл. 1П.13 приложения 1П принимаем ближайшее стандартное значение $a_w = 260 \text{ мм}$.

4. Определение модуля передачи. Ориентировочно (см. пример 2.1, п. 4) при $H_1 \leq 350 \text{ НВ}$ и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$:

$$m \approx (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 260 = 2,6 \dots 5,2 \text{ мм}.$$

По табл. 1П.14 приложения 1П для полученного диапазона модулей 2,6...5,2 мм стандартными значениями 1-го ряда являются $m = 3, 4$ и 5 мм.

С методической точки зрения примем $m = 5 \text{ мм}$ с целью рассмотрения методики проектирования прямозубой зубчатой передачи со смещением. Однако студенту в таких случаях рекомендуется принимать $m = 3$ или 4 мм.

5. Определение чисел зубьев шестерни и колеса. Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 260}{5} = 104.$$

Примечания: 1. Предварительно рассчитываемые параметры будем обозначать индексом-штрих. 2. При расчете прямозубой цилиндрической передачи модуль m следует выбирать таким, чтобы z_{Σ} было целым числом (кроме случая, когда применяется угловая модификация зацепления).

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{104}{4,89+1} = 17,7.$$

Принимаем $z_1 = 18$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 104 - 18 = 86.$$

Согласно табл. 1П.4 приложения 1П для прямозубой цилиндрической передачи при $14 \leq z_1 \leq 20$ и $u \geq 3,5$ рекомендуется высотная модификация (коррекция) зубчатого зацепления с коэффициентами смещения $x_1 = 0,3$ и $x_2 = -0,3$.

Примечание. При $z_1 \geq 21$ передачу выполняют без смещения ($x_1 = 0; x_2 = 0$). Такой вариант будет при $m = 4$ мм: $z_{\Sigma} = 130$; $z_1 = 22$; $z_2 = 108$.

6. Определение фактического передаточного числа ступени.

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{86}{18} = 4,78.$$

Отклонение u_{ϕ} от u :

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100 = \frac{|4,78 - 4,89|}{4,89} 100 = 2,2\% < [\Delta u] = 4\%.$$

7. Определение основных размеров шестерни и колеса. Диаметры делительные:

$$d_1 = mz_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 86 = 430 \text{ мм}.$$

Проверка: $0,5(d_1 + d_2) = a_w$; $0,5(90 + 430) = 260$ мм.

Примечание. Для передачи без смещения, а также при высотной модификации зацепления ($x_1 > 0$, $x_2 = -x_1$ и $x_2 = x_1 + x_2 = 0$) $a_w = a$. При угловой модификации ($x_1 > 0$, $x_2 > 0$ и $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 > 0$) $a_w > a$, где a - делительное межосевое расстояние: $a = 0,5(d_1 + d_2)$.

Примем коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$. Тогда диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев при высотной модификации:

$$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1) = 90 + 2 \cdot 5(1 + 0,3) = 103 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2) = 430 + 2 \cdot 5[1 + (-0,3)] = 437 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + c^* - x_1) = 90 - 2 \cdot 5(1 + 0,25 - 0,3) = 80,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2) = 430 - 2 \cdot 5[1 + 0,25 - (-0,3)] = 414,5 \text{ мм.}$$

Примечание. Для передачи без смещения расчет диаметров d_a и d_f проводят по выше указанным формулам при $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$.

Ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{bd} a_w = 0,315 \cdot 260 = 81,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 82$ мм.

Ширина венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 82 + 8 = 90 \text{ мм.}$$

Уточняем коэффициент ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{82}{90} = 0,91, \text{ что меньше } \psi_{bd\max} = 1,1 \text{ (см.п. 3).}$$

Проверочный расчет

8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала для их изготовления. Диаметр заготовки шестерни

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 103 + 6 = 109 \text{ мм.}$$

Условие пригодности заготовки шестерни

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{перед}}$$

где $D_{\text{перед}}$ – см. табл. 1П.7 приложения 1П. Для стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 269...302 НВ $D_{\text{перед}} = 125$ мм, что больше $D_{\text{заг}} = 109$ мм.

Таким образом, для изготовления шестерни принимаем сталь 40Х.

Выберем материал для изготовления колеса. Для этого определим толщину заготовки диска колеса $C_{\text{заг}}$ и толщину заготовки обода $S_{\text{заг}}$ (см. рис. 2.6):

$$C_{\text{заг}} = 0,5b_2 = 0,5 \cdot 82 = 41 \text{ мм;}$$

$$S_{\text{заг}} = 8m = 8 \cdot 5 = 40 \text{ мм.}$$

Наибольшую из величин $C_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}}$ (в нашем примере величину $C_{\text{заг}} = 41$ мм) сравниваем для той же марки стали, что и для шестерни (т.е. 40Х) по табл. 1П.7 приложения 1П при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ с $S_{\text{перед}} = 125$ мм. Условие $C_{\text{заг}} = 41 \text{ мм} < S_{\text{перед}} = 125 \text{ мм}$ выполняется. Таким образом, для изготовления колеса также подходит сталь 40Х.

Примечание. При невыполнении выше указанных неравенств для шестерни или колеса следует изменить материал зубчатых колес или принять другой вариант термообработки.

9. Определение степени точности передачи. Окружная скорость v (м/с) шестерни или колеса в полюсе зацепления одинакова и может быть определена по одной из двух формул:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} \text{ или } v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}.$$

Тогда

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 245}{60 \cdot 10^3} = 1,15 \text{ м/с.}$$

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из $v = 1,15$ м/с для прямозубых цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, при которой допускается окружная скорость зубчатых колес до 2 м/с.

10. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на сопротивление контактной усталости. На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, принимаем параметр шероховатости $Ra = 3,2$ мкм и коэффициент $Z_R = 0,9$. Коэффициент $Z_V = 1$, т.к. $v < 5$ м/с.

Тогда по формуле (2.10):

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\text{lim}1}}{S_{H1}} Z_{N1} Z_R Z_V = \frac{641}{1,1} \cdot 0,96 \cdot 0,9 \cdot 1 = 503 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\text{lim}2}}{S_{H2}} Z_{N2} Z_R Z_V = \frac{567}{1,1} \cdot 1,08 \cdot 0,9 \cdot 1 = 501 \text{ МПа}.$$

Таким образом, уточненные величины $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ остались такими же, как и при предварительном расчете ввиду того, что произведение $Z_R Z_V$ оказалось равным 0,9.

Следовательно, уточненная величина расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ будет такой же, как и при предварительном расчете, т.е. $[\sigma_H] = 501$ МПа (см. п. 2).

Примечание. Если при уточненном расчете получены значения $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ отличные от ранее рассчитанных величин в п. 2, то принимается новое значение расчетной величины $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\text{min}}$, где $[\sigma_H]_{\text{min}}$ – минимальное из уточненных напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

11. Определение сил, действующих в прямозубом зацеплении. Окружная сила F_t на делительном цилиндре

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1150}{430} = 5349 \text{ Н}.$$

При этом для шестерни и колеса:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 5349 \text{ Н}.$$

Радиальная сила F_r :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \text{tg} \alpha = 5349 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1947 \text{ Н}.$$

12. Определение коэффициента нагрузки K_H . При расчете на сопротивление контактной усталости

$$K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Коэффициент $K_{Ha} = 1$ – для прямозубых передач.

Коэффициент $K_{H\beta}$ уточняем по той же кривой III при $HV_1 < 350$ и $HV_2 < 350$ (см. табл. 1П.12 приложения 1П), что и при предварительном расчете в п. 3, в зави-

мости от уточненной в п. 8 величины $\psi_{bd} = 0,91$ (предварительно было $\psi_{bd} = 0,93$). При этом коэффициент $K_{H\beta}$ практически не изменился: $K_{H\beta} \cong 1,1$.

По табл. 1П.17 приложения 1П коэффициент $\delta_H = 0,04$ (зубья прямые с модификацией головки) при $HV_1 < 350$ и $HV_2 < 350$.

По табл. 1П.18 приложения 1П коэффициент $g_0 = 8,2$ (при $m = 5$ мм и 9-й степени точности).

Тогда динамическая добавка

$$v_H = \frac{\delta_H g_0 b_2 v}{F_1} \sqrt{\frac{a_w}{u_\phi}} = \frac{0,04 \cdot 8,2 \cdot 82 \cdot 1,15}{5349} \sqrt{\frac{260}{4,78}} = 0,04.$$

Коэффициент K_{HV} :

$$K_{HV} = 1 + v_H = 1 + 0,04 = 1,04.$$

Окончательно

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,04 = 1,14.$$

13. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости. Для стальных зубчатых колес коэффициент Z_E , учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубьев: $Z_E \approx 190 \text{ МПа}^{1/2}$.

Коэффициент Z_H , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, для прямозубых передач без смещения ($x_1 = 0$ и $x_2 = 0$), а также при высотной модификации ($x_1 > 0$; $x_2 = -x_1$; $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$): $Z_H = 2,49$.

Коэффициент торцового перекрытия зубьев для прямозубой передачи приближенно можно определить по формуле

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{86} \right) = 1,67.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубой передачи

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,67}{3}} = 0,88.$$

Расчетное значение контактного напряжения

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_1 K_H}{b_w d_1} \cdot \frac{u_\phi + 1}{u_\phi}} = 190 \cdot 2,49 \cdot 0,88 \sqrt{\frac{5349 \cdot 1,14}{82 \cdot 90} \cdot \frac{4,78 + 1}{4,78}} = 416 \text{ МПа},$$

где $b_w = b_2 = 82$ мм.

Сопротивление контактной усталости обеспечивается, так как выполняется условие: $\sigma_H = 416 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 501 \text{ МПа}$.

Примечания: 1. При $\sigma_H > [\sigma_H]$ наблюдается перегрузка передачи. Нормальная работа передачи обеспечивается при перегрузке $\Delta\sigma_H$ не более 4%, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \leq [\Delta\sigma_H] = 4\%. \quad 2. \text{Рекомендации при } \Delta\sigma_H > 4\% \text{ даны}$$

в примечании к п. 13 примера 2.1.

14. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе. По табл. 1П.9 приложения 1П для термообработки улучшения предел выносливости при изгибе $\sigma_{F\lim}$ и коэффициент запаса S_F :

$$\sigma_{F\lim 1} = 1,75H_{HB1} = 1,75 \cdot 285,5 = 500 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim 2} = 1,75H_{HB2} = 1,75 \cdot 248,5 = 435 \text{ МПа},$$

где H_{HB1} и H_{HB2} - см. п. 2;

$$S_{F1} = S_{F2} = 1,7.$$

Для шестерни при $H_{HB1} < 350$ показатель $q_F = 6$, для колеса при $H_{HB2} < 350$ аналогично $q_F = 6$ [см. п. 2.1, формула (2.8)].

По табл. 1П.8 приложения 1П для номера типового режима нагружения 3 (см. исходные данные) коэффициент μ_F : для шестерни $\mu_{F1} = 0,065$ при $q_F = 6$ и для колеса $\mu_{F2} = 0,065$ при $q_F = 6$.

Для стальных зубчатых колес базовое число циклов напряжений $N_{F\lim}$:

$$N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов напряжений $N_{F\text{эк}}$ за расчетный срок службы $L_h = 20 \cdot 10^3$ часов:

$$N_{FE1} = 60c_1n_1L_h\mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 245 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,065 = 19,11 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60c_2n_2L_h\mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,065 = 3,9 \cdot 10^6,$$

где c_1 и c_2 - см. п. 2.

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, определяем коэффициенты долговечности Y_{N1} и Y_{N2} .

Для шестерни при $N_{FE1} > N_{F\lim 1}$ принимается $Y_{N1} = 1$.

Для колеса при $N_{FE2} < N_{F\lim 2}$ рассчитывается Y_{N2} по формуле (2.22) при $q_F = 6$:

$$Y_{N2} = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim 2}}{N_{FE2}}} = 6 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{3,9 \cdot 10^6}} \cong 1.$$

Для индивидуального привода (см. исходные данные) принимаем коэффициент $Y_A = 0,7$ (привод реверсивный)

Тогда допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A = \frac{500}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,7 = 206 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A = \frac{435}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,7 = 179 \text{ МПа}.$$

15. Определение коэффициента нагрузки K_F . Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Коэффициент $K_{Fa} = 1$ - для прямозубых передач.

Коэффициент $K_{F\beta}$ принимаем по табл. 1П.12 приложения 1П при $NB_1 < 350$ и $NB_2 < 350$ при $\psi_{hd} = 0,91$ (кривая III) : $K_{F\beta} = 1,22$.

Коэффициент δ_F , учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев: $\delta_F = 0,11$ – для прямозубой передачи с модификацией головки; $\delta_F = 0,16$ – для прямозубой передачи без модификации головки.

Так как мы применяем высотную модификацию профиля зубьев, то коэффициент $\delta_F = 0,11$.

Коэффициент $g_0 = 8,2$ – см. п. 12.

Тогда динамическая добавка

$$\nu_F = \frac{\delta_F g_0 b_2 v}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u_\phi}} = \frac{0,11 \cdot 8,2 \cdot 82 \cdot 1,15}{5349} \sqrt{\frac{260}{4,78}} = 0,12.$$

Коэффициент $K_{FV} = 1 + \nu_F = 1 + 0,12 = 1,12$.

Окончательно

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1 \cdot 1,22 \cdot 1,12 = 1,37.$$

16. Проверочный расчет зубьев на сопротивление усталости при изгибе.
Коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} - 29,7 \frac{x_1}{z_1} + 0,092 x_1^2 = 3,47 + \frac{13,2}{18} - 29,7 \frac{0,3}{18} + 0,092 \cdot 0,3^2 = 3,72;$$

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} - 29,7 \frac{x_2}{z_2} + 0,092 x_2^2 = 3,47 + \frac{13,2}{86} - 29,7 \frac{(-0,3)}{86} + 0,092 (-0,3)^2 = 3,74.$$

Тогда расчетное напряжение изгиба σ_F :

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_1 m} K_F Y_{FS1} = \frac{5349}{90 \cdot 5} \cdot 1,37 \cdot 3,72 = 61 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 m} K_F Y_{FS2} = \frac{5349}{82 \cdot 5} \cdot 1,37 \cdot 3,74 = 67 \text{ МПа}.$$

Сопротивление усталости при изгибе обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F1} = 61 \text{ МПа} < [\sigma_F]_h = 206 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 67 \text{ МПа}; < [\sigma_F]_h = 179 \text{ МПа}.$$

Отмечаем, что для данного варианта термообработки основным критерием работоспособности передачи является сопротивление контактной усталости, а не усталости при изгибе.

17. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости.

По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допустимое контактное напряжение $[\sigma_{H \max}]$:

$$[\sigma_{H \max}]_1 = 2,8\sigma_{T1} = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H \max}]_2 = 2,8\sigma_{T2} = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа},$$

где σ_T – см. табл. 1П.7 приложения 1П: для шестерни из стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 269...302 НВ $\sigma_{T1} = 750$ МПа; для колеса из стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ $\sigma_{T2} = 640$ МПа.

В качестве расчетной принимаем наименьшую величину $[\sigma_{H \max}]_2 = 1792$ МПа.

Максимальное контактное напряжение при кратковременной перегрузке

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} = 416 \sqrt{1,7} = 542 \text{ МПа},$$

где $\sigma_H = 416$ МПа – см. п. 13; $K_H = 1,7$ – см. исходные данные.

Статическая прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям при кратковременной перегрузке обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_{H \max} = 542 \text{ МПа} < [\sigma_{H \max}]_2 = 1792 \text{ МПа}.$$

18. Проверочный расчет передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допустимое напряжение изгиба $[\sigma_{F \max}]$:

$$[\sigma_{F \max}]_1 = 2,74H_{HB1} = 2,74 \cdot 285,5 = 782 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max}]_2 = 2,74H_{HB2} = 2,74 \cdot 248,5 = 681 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение изгиба $\sigma_{F \max}$ при кратковременной перегрузке:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} K_H = 61 \cdot 1,7 = 104 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} K_H = 67 \cdot 1,7 = 114 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{F1} = 61$ МПа и $\sigma_{F2} = 67$ МПа – см. п. 16.

Статическая поломка зубьев при кратковременной перегрузке будет отсутствовать, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F \max 1} = 104 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}]_1 = 782 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \max 2} = 114 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}]_2 = 681 \text{ МПа}.$$

ПРИМЕР 2.3. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СООСНОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные для расчета:

а) ступень быстроходная косозубая цилиндрического двухступенчатого горизонтального соосного редуктора (рис. 2.1, д);

- б) частота вращения шестерни $n_1 = n_{II} = 968 \text{ мин}^{-1}$;
- в) частота вращения колеса $n_2 = n_{II} = 245 \text{ мин}^{-1}$;
- г) передаточное число $u = u_{\Sigma} = 3,95$;
- д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{II} = 242 \text{ Н} \cdot \text{м}$.
- е) расположение зубчатых колес относительно опор: шестерни - симметричное, колеса – несимметричное;
- ж) межосевое расстояние тихоходной ступени редуктора $a_w = 260 \text{ мм}$; остальные исходные данные – см. пример 2.2.

Порядок расчета

Проектный расчет

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес. Согласно рекомендаций, изложенных в п. 2.1, при $T_2 = 242 \text{ Н} \cdot \text{м}$ принимаем вариант термообработки I (см. табл. 1П.6. приложения 1П).

2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости. Учитывая, что при расчете тихоходной ступени данного редуктора (см. пример 2.2) был также принят вариант термообработки I, то для его быстроходной ступени будут такими же величины средней твердости поверхности зубьев $H_{1(2)}$ и предела их контактной выносливости $\sigma_{H\text{lim}(2)}$, расчетного коэффициента $S_{H(2)}$ и базового числа циклов напряжений $N_{H\text{lim}(2)}$. Далее, как и в примере 2.2, определяется эквивалентное число циклов напряжений $N_{H\text{B}(2)}$, коэффициент долговечности $Z_{N(2)}$ (с учетом рекомендаций, изложенных в п. 2.1) и рассчитывается предварительная величина допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]_{(2)}$ отдельно для шестерни и колеса. Расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ при расчете быстроходной косозубой цилиндрической ступени соосного редуктора на сопротивление контактной усталости определяется по формуле (2.18) с учетом условия (2.19).

3. Определение межосевого расстояния. В соосных редукторах межосевые расстояния быстроходной и тихоходной ступеней одинаковы. Поэтому для быстроходной ступени принимаем $a_w = 260 \text{ мм}$.

4. Определение модуля передачи. На основании рекомендаций, изложенных в примере 2.1 п. 4, нормальный модуль m_n ориентировочно при $H_1 < 350\text{HB}$ и $H_2 < 350\text{HB}$:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 260 = 2,6 \dots 5,2 \text{ мм.}$$

Учитывая, что быстроходные ступени соосных редукторов недогружены, принимаем меньшее значение модуля m_n в сравнении с тихоходной ступенью. Из указанного диапазона 2,6...5,2 мм по табл. 1П.14 приложения 1П принимаем

стандартное значение $m_n = 3$ мм (1-й ряд). При этом выполняется условие:
 $m_n = 3$ мм $>$ $m_{\min} = 1,5$ мм.

5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса. Как уже указывалось в п. 4, основной недостаток соосных редукторов – недогрузка быстроходных ступеней. Поэтому для них, независимо от принятого варианта термообработки назначают коэффициент $\psi_{ba} = 0,15 \dots 0,25$.

Примем в нашем примере $\psi_{ba} = 0,2$.

Тогда ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,2 \cdot 260 = 52 \text{ мм.}$$

Примем предварительно коэффициент осевого перекрытия зубьев $\varepsilon_\beta = 1,2$ (в косозубых передачах рекомендуется $\varepsilon_\beta \geq 1,1$).

Тогда угол наклона зубьев:

$$\sin \beta = \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b_2} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 1,2}{52} = 0,2174948;$$

$$\beta = 12,56192^\circ,$$

что находится в рекомендуемом диапазоне $\beta = 8 \dots 22^\circ$ для нераздвоенных косозубых ступеней.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u_E + 1)m_n} = \frac{2 \cdot 260 \cos 12,56192^\circ}{(3,95 + 1)3} = 34,18.$$

Принимаем $z_1 = 34$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u_E = 34 \cdot 3,95 = 134,3.$$

Принимаем $z_2 = 134$.

Уточняем угол β :

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(34 + 134)3}{2 \cdot 260} = 0,9692307;$$

$$\beta = 14,25005^\circ,$$

что также находится в рекомендуемом диапазоне $8 \dots 22^\circ$.

Подрезание зубьев шестерни исключается, так как выполняется условие

$$z_1 = 34 > z_{1\min},$$

где $z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 14,25005^\circ = 15$.

Дальнейший расчет проводится аналогично изложенному в п.п. 6...18 примера 2.1.

**ПРИМЕР 2.4. ВПИСЫВАНИЕ ПРЯМОУГОЙ
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ В СТАНДАРТНОЕ
МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ**

Прямоугобую цилиндрическую передачу внешнего зацепления ($m = 3\text{ мм}$; $z_1 = 22$; $z_2 = 55$) выполнить со стандартным межосевым расстоянием a_w по ряду $Ra40$.

Порядок расчета

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{3(22 + 55)}{2} = 115,5 \text{ мм.}$$

Предварительно межосевое расстояние $a'_w = a = 115,5 \text{ мм}$.

По табл. 1П.13 приложения 1П принимаем ближайшее большее стандартное межосевое расстояние $a_w = 120 \text{ мм}$.

Определяем коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{120 - 115,5}{3} = 1,50.$$

Суммарное число зубьев $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 22 + 55 = 77$.

Находим величину $\frac{1000y}{z_\Sigma} = \frac{1000 \cdot 1,50}{77} = 19,5$.

По номограмме, приведенной в табл. 1П.4 приложения 1П (см. б при вписывании передачи в заданное межосевое расстояние a_w), для $\frac{1000y}{z_\Sigma} = 19,5$ находим

значение величины $\frac{1000\Delta y}{z_\Sigma} = 2,55$.

Определяем коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = \frac{2,55 z_\Sigma}{1000} = \frac{2,55 \cdot 77}{1000} = 0,20.$$

Тогда суммарный коэффициент смещения $x_\Sigma = y + \Delta y = 1,50 + 0,20 = 1,70$.

Определяем коэффициенты смещения x_1 и x_2 :

$$x_1 = 0,5 \left[x_\Sigma - \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} (x_\Sigma - \Delta y) \right] = 0,5 \left[1,70 - \frac{55 - 22}{55 + 22} (1,70 - 0,2) \right] = 0,53.$$

$$x_2 = x_\Sigma - x_1 = 1,70 - 0,53 = 1,17.$$

Проводим проверку межосевого расстояния по вычисленным значениям коэффициентов суммарного x_Σ и уравнивающего Δy смещений:

$$a_w = \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + x_\Sigma - \Delta y \right) m = \left(\frac{22 + 55}{2} + 1,7 - 0,2 \right) 3 = 120 \text{ мм,}$$

что соответствует ранее принятому по ряду *Ra40* стандартному значению $a_w = 120$ мм.

Определяем основные параметры передачи

Диаметры делительные:

$$d_1 = mz_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 3 \cdot 55 = 165 \text{ мм}.$$

Диаметры начальные:

$$d_{w1} = d_1 \left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma} \right) = 66 \left(1 + \frac{2 \cdot 1,5}{77} \right) = 68,571 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = d_2 \left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma} \right) = 165 \left(1 + \frac{2 \cdot 1,5}{77} \right) = 171,429 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{68,571 + 171,429}{2} = 120 \text{ мм}.$$

Примем коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$. Тогда диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев при угловой модификации:

$$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - \Delta y) = 66 + 2 \cdot 3(1 + 0,53 - 0,2) = 73,980 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - \Delta y) = 165 + 2 \cdot 3(1 + 1,17 - 0,2) = 176,820 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + c^* - x_1) = 66 - 2 \cdot 3(1 + 0,25 - 0,53) = 61,680 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2) = 165 - 2 \cdot 3(1 + 0,25 - 1,17) = 164,520 \text{ мм}.$$

Угол зацепления $\alpha_{nw} = \arccos\left(\frac{a \cos \alpha_t}{a_w}\right) = \arccos\left(\frac{115,5 \cos 20^\circ}{120}\right) = 25,25^\circ$,

где α_t – угол профиля производящей рейки в торцовом сечении; для прямозубых передач $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$, здесь α – угол профиля исходного контура.

Диаметры основные: $d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 66 \cos 20^\circ = 62,020$ мм;

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 165 \cos 20^\circ = 155,049 \text{ мм}.$$

Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин:

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \frac{62,020}{73,980} = 33,04^\circ;$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \frac{155,049}{176,820} = 28,73^\circ.$$

Составляющие коэффициента торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{a1} = \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{nw})}{2\pi} = \frac{22(\operatorname{tg} 33,04^\circ - \operatorname{tg} 25,25^\circ)}{2\pi} = 0,626;$$

$$\varepsilon_{a2} = \frac{z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{nw})}{2\pi} = \frac{55(\operatorname{tg} 28,73^\circ - \operatorname{tg} 25,25^\circ)}{2\pi} = 0,670.$$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 0,626 + 0,670 = 1,296 > 1,2.$$

ПРИМЕР 2.5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРЯМЫМИ И КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Исходные данные для расчета:

- а) ступень быстроходная коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора (рис. 2.2, а);
- б) частота вращения шестерни $n_1 = n_I = 975 \text{ мин}^{-1}$;
- в) частота вращения колеса $n_2 = n_{II} = 308 \text{ мин}^{-1}$;
- г) передаточное число ступени $u = u_B = 3,17$;
- д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{II} = 381 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- е) расположение зубчатых колес относительно опор: шестерни – консольное, колеса - несимметричное;
- ж) кратковременная перегрузка $K_H = T_{\text{ник}} / T_{\text{max}} = 1,6$;
- з) типовой режим нагружения – 1 (тяжелый);
- и) расчетный срок службы (ресурс работы) $L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$.
- к) редуктор нестандартный привода цепного конвейера (рис. 1.1); привод не-реверсивный.

Порядок расчета

Проектный расчет

1. Выбор варианта термической обработки зубчатых колес. Вариант термообработки (т.о.) выбираем, исходя из вращающего момента T_2 на колесе рассчитываемой быстроходной ступени в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1.

В нашем примере $T_2 = 381 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Принимаем вариант т.о. I (см. табл. 1П.6 приложения 1П):

- а) т.о. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ;
- б) т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ;
- в) марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40Х; 40ХН и др.

2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчёте на сопротивление контактной усталости. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев $\sigma_{H \text{ lim}}$, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П):

- а) для шестерни (т.о. улучшение):

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа},$$

где $H_{HB1} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ НВ}$ - средняя твердость поверхности зубьев шестерни;

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$\sigma_{H \text{ lim2}} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа},$$

где $H_{HB2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5 \text{ НВ}$ - средняя твердость поверхности зубьев колеса.

Базовое число циклов напряжений $N_{H \text{ lim}}$ [см. формулу (2.12)]:

$$N_{H \text{ lim1}} = 30H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23,5 \cdot 10^6 < 120 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \text{ lim2}} = 30H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16,8 \cdot 10^6 < 120 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов напряжений N_{HE} за расчетный срок службы привода $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч при числе зацеплений зуба рассчитываемого зубчатого колеса за один его оборот $c_1 = c_2 = 1$ и коэффициенте $\mu_H = 0,5$ (см. табл. 1П.8 приложения 1П):

$$N_{HE1} = 60c_1n_1L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 975 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 351 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60c_2n_2L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 111 \cdot 10^6.$$

Определим для шестерни и колеса конической ступени коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} , используемые при расчете передачи на сопротивление контактной усталости.

Следует отметить, что для конической передачи коэффициент долговечности Z_N определяется аналогичным образом, как и для цилиндрической передачи по формулам (2.13) или (2.14) (см. п. 2.1) в зависимости от соотношения эквивалентного числа циклов напряжений N_{HE} и базового $N_{H \text{ lim}}$.

В нашем примере для конической ступени:

а) для шестерни – так как $N_{HE1} > N_{H \text{ lim1}}$, то коэффициент долговечности Z_{N1} определяется по формуле (2.14):

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H \text{ lim1}}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{23,5 \cdot 10^6}{351 \cdot 10^6}} = 0,87 > 0,75;$$

б) для колеса – так как $N_{HE2} > N_{H \text{ lim2}}$, то коэффициент долговечности Z_{N2} также определяется по формуле (2.14):

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{H \text{ lim2}}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{16,8 \cdot 10^6}{111 \cdot 10^6}} = 0,91 > 0,75.$$

Расчетный коэффициент запаса прочности S_H при расчете на сопротивление контактной усталости принимаем по табл. 1П.9 приложения 1П: для шестерни (т.о. улучшение) – $S_{H2} = 1,1$; для колеса (т.о. улучшение) – $S_{H2} = 1,1$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости по формуле (2.9):

$$[\sigma_H]_1 = 0,9 \frac{\sigma_{H \text{ lim1}} Z_{N1}}{S_{H1}} = 0,9 \frac{641 \cdot 0,87}{1,1} = 456 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 0,9 \frac{\sigma_{H\text{lim}2} Z_{N2}}{S_{H2}} = 0,9 \frac{567 \cdot 0,91}{1,1} = 422 \text{ МПа} .$$

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ для конической передачи при известных допускаемых контактных напряжениях шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ принимают величину, определяемую в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1 [см. формулы (2.17) или (2.18)], в зависимости от вида зубьев.

Для конической передачи с прямыми зубьями по формуле (2.17) $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\text{min}} = [\sigma_H]_2 = 422 \text{ МПа} .$

Для конической передачи с круговыми зубьями по формуле (2.18)

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(456 + 422) = 395 \text{ МПа} .$$

Так как получили $[\sigma_H] = 395 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\text{min}} = 422 \text{ МПа}$, то с целью выполнения условия (2.20) принимаем для конической передачи с круговыми зубьями $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\text{min}} = [\sigma_H]_2 = 422 \text{ МПа} .$

3. Определение главного параметра конической передачи. В конической передаче коэффициент $\psi_{br\epsilon}$ ширины b зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_ϵ рекомендуется: $\psi_{br\epsilon} = b/R_\epsilon \leq 0,3$. Принимаем наиболее распространенное значение $\psi_{br\epsilon} = 0,285$.

С целью повышения жесткости опор конической передачи предполагаем использование конических роликоподшипников (шестерни конических передач при частоте вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ устанавливают с целью снижения потерь в опорах на шариковых радиально-упорных подшипниках).

Рассчитаем параметр γ :

$$\gamma = \frac{\psi_{br\epsilon} u}{2 - \psi_{br\epsilon}} = \frac{0,285 \cdot 3,17}{2 - 0,285} = 0,53.$$

Определим предварительно коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. По табл. 1П.19 приложения 1П при твердости поверхности зубьев колеса $H_2 < 350 \text{ НВ}$ в зависимости от параметра $\gamma = 0,53$ по кривой 1р принимаем: для передачи с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1,07$; для передачи с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1$.

Зададимся коэффициентом \mathcal{J}_H , учитывающим влияние вида зубьев конической передачи при расчете на контактную усталость.

Для передачи с прямыми зубьями для всех вариантов термообработки $\mathcal{J}_H = 0,85$.

Для передачи с круговыми зубьями по табл. 1П.21 приложения 1П для варианта термообработки I:

$$\mathcal{J}_H = 1,22 + 0,21u = 1,22 + 0,21 \cdot 3,17 = 1,89.$$

Тогда предварительно главный параметр конической передачи – внешний делительный диаметр колеса d'_{e2} :

для передачи с прямыми зубьями:

$$d'_{e2} \geq 1650 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\mathcal{J}_H [\sigma_H]^2} K_{H\beta}} = 1650 \sqrt[3]{\frac{381 \cdot 3,17}{0,85 \cdot 422^2} 1,07} = 337 \text{ мм};$$

для передачи с круговыми зубьями:

$$d'_{a2} \geq 1650 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{9_H [\sigma_H]^2} K_{H\beta}} = 1650 \sqrt[3]{\frac{381 \cdot 3,17}{1,89 \cdot 422^2}} = 253 \text{ мм.}$$

Параметры передачи, определяемые предварительно, принимаем со знаком штрих. В дальнейших расчетах эти параметры подлежат уточнению и соответственно будут указываться без знака штрих.

Примечание. До стандартного значения диаметр d'_{a2} не округляется.

4. Определение геометрических параметров, используемых при расчётах на прочность. Предварительная величина внешнего делительного диаметра шестерни:

а) для передачи с прямыми зубьями б) для передачи с круговыми зубьями

$$d'_{a1} = \frac{d'_{a2}}{u} = \frac{337}{3,17} = 106 \text{ мм;}$$

$$d'_{a1} = \frac{d'_{a2}}{u} = \frac{253}{3,17} = 80 \text{ мм.}$$

По графикам, приведенным в табл. 1П.20 приложения 1П, определяем число зубьев шестерни z_1^* в зависимости от d'_{a1} и u :

а) для передачи с прямыми зубьями $z_1^* = 20$;

б) для передачи с круговыми зубьями $z_1^* = 14$.

По значению z_1^* определяют число зубьев шестерни [3]:

$z_1 = 1,6 z_1^*$ при $H_1 \leq 350 \text{ НВ}$; $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$;

$z_1 = 1,3 z_1^*$ при $H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$; $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$;

$z_1 = z_1^*$ при $H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$; $H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3$.

В нашем случае $H_1 \leq 350 \text{ НВ}$ и $H_2 < 350 \text{ НВ}$ (I вариант термообработки), тогда число зубьев шестерни z_1 :

а) для передачи с прямыми зубьями

$$z_1 = 1,6 z_1^* = 1,6 \cdot 20 = 32;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$z_1 = 1,6 z_1^* = 1,6 \cdot 14 = 22,4,$$

принимаем $z_1 = 22$.

Число зубьев колеса:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$z_2 = u z_1 = 3,17 \cdot 32 = 101,4,$$

принимаем $z_2 = 101$;

б) для передачи с круговыми зубьями

$$z_2 = u z_1 = 3,17 \cdot 22 = 69,7,$$

принимаем $z_2 = 70$.

Фактическое передаточное число:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{101}{32} = 3,16;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{22} = 3,18.$$

Примечание. Отклонение $\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| 100\% \leq [\Delta u] = 4\%$.

Окончательные величины углов делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\delta_2 = \arctg u_\phi = \arctg 3,16 = 72,43974^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72,43974^\circ = 17,56026^\circ;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\delta_2 = \arctg u_\phi = \arctg 3,18 = 72,54345^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72,54345^\circ = 17,45655^\circ.$$

Далее определим модули зацепления. Следует отметить, что для конических прямозубых передач стандартизован внешний торцовый исходный контур. Для конических передач с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный исходный контур.

При этом внешний окружной модуль m_e для прямозубых и средний нормальный модуль $m_{\text{нн}}$ для передач с круговыми зубьями принимают из стандартного ряда.

Примечание. Допускается применение нестандартных модулей, если это не связано с применением специального инструмента.

Таким образом, при проектировании конической передачи возможны два подхода:

а) диаметр d'_{e2} не округляется до стандартного, а со стандартным рядом согласуется внешний окружной модуль m_e в прямозубой передаче и средний нормальный модуль $m_{\text{нн}}$ в передаче с круговыми зубьями;

б) диаметр d'_{e2} согласуется со стандартным рядом $Ra40$, а модули m_e и $m_{\text{нн}}$ принимают нестандартными.

При проектировании конической передачи в нашем случае будем придерживаться первого подхода.

Внешний окружной модуль:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$m'_e = \frac{d'_{e2}}{z_2} = \frac{337}{101} = 3,34 \text{ мм};$$

по табл. 1П.14 приложения 1П принимаем стандартное значение $m_e = 3,5$ мм; тогда окончательно $d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3,5 \cdot 101 = 353,500$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями

$$m'_{ne} = \frac{d'_{e2}}{z_2} = \frac{253}{70} = 3,61 \text{ мм};$$

до стандартного значения модуль m'_{ne} не округляют.

Внешний делительный диаметр шестерни d'_{e1} :

а) для передачи с прямыми зубьями
 $d'_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3,5 \cdot 32 = 112,000$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $d'_{e1} = m'_{ne} \cdot z_1 = 3,61 \cdot 22 = 79,420$ мм.

Внешнее делительное конусное расстояние:

а) для передачи с прямыми зубьями
 $R_e = \frac{d'_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{112,000}{2 \sin 17,56026^\circ} = 185,61$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $R'_e = \frac{d'_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{79,420}{2 \sin 17,45655^\circ} = 132,37$ мм.

Ширина зубчатого венца шестерни и колеса конической зубчатой передачи выбирается как наименьшая величина из двух условий:

$$b \leq 0,3R_e; \quad b \leq 10m_{ne}(m_e).$$

Тогда в нашем примере:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$b \leq 0,3R_e = 0,3 \cdot 185,61 = 56 \text{ мм};$$

$b \leq 10m_e = 10 \cdot 3,5 = 35 \text{ мм}$,
принимаем $b=35\text{мм}$;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $b \leq 0,3R'_e = 0,3 \cdot 132,27 = 40 \text{ мм}$;
 $b \leq 10m'_e = 10 \cdot 3,61 = 36,1 \text{ мм}$,
принимаем $b=35 \text{ мм}$.

Среднее делительное конусное расстояние:

а) для передачи с прямыми зубьями
 $R_m = R_e - \frac{b}{2} = 185,61 - \frac{35}{2} = 168,11 \text{ мм}$;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $R'_m = R'_e - \frac{b}{2} = 132,37 - \frac{35}{2} = 114,87 \text{ мм}$.

Средний окружной модуль:

а) для передачи с прямыми зубьями
 $m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 3,5 \frac{168,11}{185,61} = 3,17 \text{ мм}$;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $m'_m = m'_e \frac{R'_m}{R'_e} = 3,61 \cdot \frac{114,87}{132,37} = 3,13 \text{ мм}$;

Примечание. До стандартных значений m_m и m'_m не округляют.

Средний делительный диаметр шестерни (определяется только для передачи с прямыми зубьями):

$$d_{m1} = m_m z_1 = 3,17 \cdot 32 = 101,440 \text{ мм}.$$

Средний нормальный модуль (определяется только для передачи с круговыми зубьями):

$$m'_{nm} = m'_m \cos \beta_m = 3,13 \cdot \cos 35^\circ = 2,56 \text{ мм},$$

где β_m – угол наклона кругового зуба в середине ширины зубчатого венца;
 $\beta_m = 35^\circ$.

Округляем m'_{nm} до стандартного (см. табл. 1П.14 приложения 1П) и принимаем $m_{nm} = 2,5 \text{ мм}$.

После этого для передачи с круговыми зубьями уточняем параметры:

$$m_m = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{2,5}{\cos 35^\circ} = 3,052 \text{ мм};$$

$$R_e = R_m + 0,5b = 111,91 + 0,5 \cdot 35 = 129,41 \text{ мм};$$

$$d_{m1} = m_m z_1 = 3,052 \cdot 22 = 67,144 \text{ мм};$$

$$m_{te} = m_m \frac{R_e}{R_m} = 3,052 \cdot \frac{129,41}{111,91} = 3,529 \text{ мм};$$

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{67,144}{2 \sin 17,45655^\circ} = 111,91 \text{ мм};$$

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 3,529 \cdot 22 = 77,638 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 3,529 \cdot 70 = 247,030 \text{ мм}.$$

Средний делительный диаметр колеса:

а) для передачи с прямыми зубьями
 $d_{m2} = m_m z_2 = 3,17 \cdot 101 = 320,170 \text{ мм}$;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $d_{m2} = m'_m z_2 = 3,052 \cdot 70 = 213,640 \text{ мм}$.

Фактическая величина коэффициента ψ_{bRe} :

а) для передачи с прямыми зубьями
 $\psi_{bRe} = b / R_e = 35 / 185,61 = 0,19 < 0,3$;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $\psi_{bRe} = b / R_e = 35 / 129,41 = 0,27 < 0,3$.

5. Выбор коэффициентов смещения инструмента при нарезании зубчатых колес. В конических передачах с $u > 1$ с целью выравнивания удельных скольжений и, следовательно, для повышения сопротивления заеданию шестерню

выполняют с положительным радиальным смещением ($x_1 > 0$), а колесо с равным по абсолютному значению отрицательным радиальным смещением ($x_2 = -x_1$):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$x_{e1} = 2 \left(1 - \frac{1}{u_{\phi}^2} \right) \sqrt{\frac{1}{z_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{3,16^2} \right) \sqrt{\frac{1}{32}} = 0,32; \quad x_{e2} = -x_{e1} = -0,32;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$x_{n1} = 2 \left(1 - \frac{1}{u_{\phi}^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{3,18^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 35^\circ}{22}} = 0,28; \quad x_{n2} = -x_{n1} = -0,28.$$

Однако при разности средних твердостей поверхностей зубьев $H_{HB1} - H_{HB2} > 100$ НВ рекомендуется принимать $x_{e1} = x_{e2} = 0$ ($x_{n1} = x_{n2} = 0$). Это относится, как правило, к вариантам т.о. II или IV.

В нашем примере $H_{HB1} - H_{HB2} = 285,5 - 248,5 = 37$ НВ, что меньше 100НВ и зубчатые колеса выполняем с радиальным смещением (высотная коррекция).

6. Предварительное определение внешнего диаметра вершин зубьев шестерни. Для определения диаметра заготовки конической шестерни (см. далее п. 7) необходимо знать внешний диаметр вершин зубьев d'_{ae1} , который предварительно может быть рассчитан по формуле:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d'_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1}) m_e \cos \delta_1 = 112,000 + 2(1 + 0,32) 3,5 \cos 17,56026^\circ = 120,809 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d'_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1}) m_e \cos \delta_1 = 77,638 + 1,64(1 + 0,28) 3,529 \cos 17,45655^\circ = 84,226 \text{ мм}.$$

Проверочный расчет

7. Проверка пригодности заготовок и выбор материала зубчатых колёс. При выборе материала для изготовления шестерни и колеса следует иметь в виду, что для варианта т.о. I марки сталей должны быть одинаковы для шестерни и колеса: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. (см. табл. 1П.6 приложения 1П).

Рассчитаем размеры заготовок для шестерни и колеса.

Диаметр заготовки $D_{заз}$ конической шестерни (рис. 2.7, а):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$D_{заз} = d'_{ae1} + 6 = 120,809 + 6 = 126,809 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$D_{заз} = d'_{ae1} + 6 = 84,226 + 6 = 90,226 \text{ мм}.$$

Размеры заготовки $S_{заз}$ и $C_{заз}$ конического колеса (рис. 2.7, б):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$S_{заз} = 8 m_e = 8 \cdot 3,5 = 28 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$S_{заз} = 8 m_{te} = 8 \cdot 3,529 = 28,2 \text{ мм};$$

$$C_{заз} = 0,5 b = 0,5 \cdot 35 = 17,5 \text{ мм};$$

$$C_{заз} = 0,5 b = 0,5 \cdot 35 = 17,5 \text{ мм}.$$

Диаметр заготовки $D_{заз}$ и наибольшую из величин $S_{заз}$ и $C_{заз}$ сравниваем с предельными соответственно $D_{пред}$ и $S_{пред}$ по табл. 1П.7 приложения 1П для приня-

того вида термообработки и выбираем материал для изготовления зубчатых колес:

для передачи с прямыми зубьями:

а) для шестерни при т.о. улучшение и твердости поверхности 269...302 НВ для стали 40ХН:

$$D_{\text{ззз}} = 126,809 \text{ мм} < D_{\text{перед}} = 200 \text{ мм};$$

б) для колеса при т.о. улучшение и твердости 235...262 НВ для стали 40ХН:

$$S_{\text{ззз}} = 28 \text{ мм} < S_{\text{перед}} = 200 \text{ мм}.$$

Таким образом, материал шестерни и колеса передачи с прямыми зубьями – сталь 40ХН;

для передачи с круговыми зубьями:

а) для шестерни при т.о. улучшение и твердости поверхности 269...302 НВ для стали 40Х:

$$D_{\text{ззз}} = 90,226 \text{ мм} < D_{\text{перед}} = 125 \text{ мм};$$

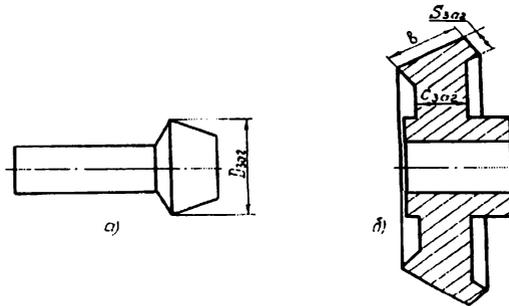


Рис. 2.7

б) для колеса при т.о. улучшение и твердости 235...262 НВ для стали 40Х:

$$S_{\text{ззз}} = 28,2 \text{ мм} < S_{\text{перед}} = 125 \text{ мм}.$$

Материал шестерни и колеса передачи с круговыми зубьями – сталь 40Х.

8. Выбор степени точности передачи. Средняя окружная скорость зубчатых колес передачи:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$v = \frac{\pi d_{m2} n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 320,170 \cdot 309}{60 \cdot 10^3} = 5,2 \text{ м/с},$$

где $n_2 = \frac{n_3}{u_{\phi}} = \frac{975}{3,16} = 309 \text{ мин}^{-1}$;

б) для передачи с круговыми зубьями

$$v = \frac{\pi d_{m2} n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 213,640 \cdot 307}{60 \cdot 10^3} = 3,4 \text{ м/с},$$

где $n_2 = \frac{n_3}{u_{\phi}} = \frac{975}{3,18} = 307 \text{ мин}^{-1}$.

По табл. 1П.15 приложения 1П выбираем для передачи с прямыми зубьями 7-ю степень точности, для передачи с круговыми зубьями – 8-ю степень точности.

9. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчёте на сопротивление контактной усталости. По рекомендации в п. 2.1: параметр шероховатости Ra профиля зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями $Ra = 0,8$ мкм;

б) для передачи с круговыми зубьями $Ra = 1,6$ мкм.

Коэффициент Z_R , учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями $Z_R = 1$;

б) для передачи с круговыми зубьями $Z_R = 0,95$.

Коэффициент Z_V , учитывающий влияние окружной скорости зубчатых колес:

а) для передачи с прямыми зубьями при $v > 5$ м/с

$$Z_V = 0,85v^{0,1} = 0,85 \cdot 5,2^{0,1} = 1,18;$$

б) для передачи с круговыми зубьями при $v < 5$ м/с $Z_V = 1$.

Тогда уточненная величина допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на сопротивление контактной усталости по формуле (2.10):

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\text{lim}1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_V = \frac{641 \cdot 0,87}{1,1} \cdot 1 \cdot 1,18 = 598 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\text{lim}2} Z_{N21}}{S_{H2}} Z_R Z_V = \frac{567 \cdot 0,91}{1,1} \cdot 1 \cdot 1,18 = 553 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\text{lim}1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_V = \frac{641 \cdot 0,87}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1 = 482 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\text{lim}2} Z_{N21}}{S_{H2}} Z_R Z_V = \frac{567 \cdot 0,91}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1 = 446 \text{ МПа}.$$

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения принимаем (см. рекомендации в п. 2.1):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\text{min}} = [\sigma_H]_2 = 553 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(482 + 446) = 418 \text{ МПа}.$$

Так как получили $[\sigma_H] = 418 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\text{min}} = 446 \text{ МПа}$, то для передачи с круговыми зубьями принимаем окончательно, с целью выполнения условия (2.20), $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\text{min}} = [\sigma_H]_2 = 446 \text{ МПа}$;

10. Проверочный расчёт передачи на сопротивление контактной усталости. Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, принимается для передачи с прямыми и круговыми зубьями $K_{H\alpha} = 1$.

Уточним параметр γ для окончательного значения коэффициента Ψ_{bRa} :

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\gamma = \frac{\Psi_{bRa} \cdot u_{\Phi}}{2 - \Psi_{bRa}} = \frac{0,19 \cdot 3,16}{2 - 0,19} = 0,33;$$

б) для передачи с круговыми зубьями при твердости колеса $HV_2 \leq 350$ и любой твердости шестерни параметр γ можно не рассчитывать.

По табл. 1П.19 приложения 1П уточняем коэффициент $K_{H\beta}$: для передачи с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1,03$; для передачи с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1$, так как $HV_2 \leq 350$.

Коэффициент динамической нагрузки $K_{H\gamma}$ по табл. 1П.22 приложения 1П интерполяцией:

а) для передачи с прямыми зубьями $K_{H\gamma} = 1,21$;

б) для передачи с круговыми зубьями $K_{H\gamma} = 1,04$;

Коэффициент нагрузки K_H при расчете на сопротивление контактной усталости:

а) для передачи с прямыми зубьями
 $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} = 1 \cdot 1,03 \cdot 1,21 = 1,25$;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} = 1 \cdot 1 \cdot 1,04 = 1,04$.

Окружная сила в зацеплении:

а) для передачи с прямыми зубьями
 $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 381}{320,170} = 2380 \text{ Н}$;

б) для передачи с круговыми зубьями
 $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 381}{213,640} = 3567 \text{ Н}$.

Уточним коэффициент \mathcal{G}_H , учитывающий влияние вида зубьев (см. п. 3). Для передачи с прямыми зубьями коэффициент \mathcal{G}_H остался прежним ($\mathcal{G}_H = 0,85$). Для передачи с круговыми зубьями, учитывая новое значение $u_\phi = 3,18$, имеем

$$\mathcal{G}_H = 1,22 + 0,21u_\phi = 1,22 + 0,21 \cdot 3,18 = 1,89,$$

т.е. также остался прежним (см. п. 3).

Тогда условие сопротивления контактной усталости:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t K_H}{\mathcal{G}_H d_{e2} b} \sqrt{u_\phi^2 + 1}} = 470 \sqrt{\frac{2380 \cdot 1,25}{0,85 \cdot 353,500 \cdot 35} \sqrt{3,18^2 + 1}} = 455 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 553 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t K_H}{\mathcal{G}_H d_{e2} b} \sqrt{u_\phi^2 + 1}} = 470 \sqrt{\frac{3567 \cdot 1,04}{1,89 \cdot 247,030 \cdot 35} \sqrt{3,18^2 + 1}} = 409 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 446 \text{ МПа}.$$

Условие сопротивления контактной усталости выполняется для передачи как с прямыми, так и с круговыми зубьями.

Примечания: 1. При $\sigma_H > [\sigma_H]$ перегрузка должна быть не более 4%, т.е. $\Delta\sigma_H = (\sigma_H - [\sigma_H]) / [\sigma_H] \cdot 100\% \leq [\Delta\sigma_H] = 4\%$. 2. Если σ_H превышает $[\sigma_H]$ более чем на 4%, то следует увеличить ширину зубчатого венца, приняв новое значение b' по формуле $b' = b (\sigma_H / [\sigma_H])^2$ и опять проверить условие сопротивления контактной усталости, уточнив при этом параметры, зависящие от нового значения b' . 3. Если увеличение ширины зубчатого венца не даёт должного результата, то надо либо увеличить диаметр d_{e2} , либо вы-

брать другой вариант термообработки, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчёт передачи.

11. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчёте зубьев на сопротивление усталости при изгибе. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, для передачи с прямыми и круговыми зубьями определяем по табл. 1П.9 приложения 1П:

а) для шестерни (т.о. улучшение) б) для колеса (т.о. улучшение)
 $\sigma_{F \text{lim}1} = 1,75 H_{\text{HB}1} = 1,75 \cdot 285,5 = 500 \text{ МПа};$ $\sigma_{F \text{lim}2} = 1,75 H_{\text{HB}2} = 1,75 \cdot 248,5 = 435 \text{ МПа}.$

Так как базовое число напряжений для всех марок сталей $N_{F \text{lim}} = 4 \cdot 10^6$, то для шестерни и колеса $N_{F \text{lim}1} = N_{F \text{lim}2} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности Y_N при расчете на изгиб определяется для конической передачи как с прямыми, так и круговыми зубьями таким же образом, как и для цилиндрической передачи (см. п. 2.1). Для определения коэффициента Y_N используется формула (2.22). При этом, эквивалентное число циклов напряжений N_{FE} , используемое в формуле для расчета Y_N , рассчитывается по формуле (2.6). Аналогичным образом принимается показатель q_F и максимальная величина $Y_{N \text{max}}$.

В нашем примере величины q_F и $Y_{N \text{max}}$:

а) для шестерни (т.о. улучшение, твердость поверхности зубьев $H_1 < 350 \text{ HB}$)
 $q_F = 6$; $Y_{N \text{max}} = 4$;

б) для колеса (т.о. улучшение, твердость поверхности зубьев $H_2 < 350 \text{ HB}$)
 $q_F = 6$; $Y_{N \text{max}} = 4$.

Определим эквивалентное число циклов напряжений:

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 975 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,3 = 210 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,3 = 67 \cdot 10^6,$$

где $\mu_{F1} = \mu_{F2} = 0,3$ для $q_F = 6$ (см. табл. 1П.8 приложения 1П).

Тогда коэффициент долговечности Y_N по формуле (2.22):

$$Y_{N1} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{lim}1}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{210 \cdot 10^6}} = 0,52; \text{ так как получили } Y_{N1} < 1, \text{ принимаем } Y_{N1} = 1;$$

$$Y_{N2} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{lim}2}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{67 \cdot 10^6}} = 0,63; \text{ так как получили } Y_{N2} < 1, \text{ принимаем } Y_{N2} = 1.$$

Коэффициент запаса прочности S_F (см. табл. 1П.9 приложения 1П) для шестерни и колеса (т.о. улучшение) $S_{F1} = S_{F2} = 1,7$.

Принимаем коэффициент реверсивности передачи $Y_A = 1$, так как передача нереверсивная (для реверсивных передач $Y_A = 0,7 \dots 0,8$; большие значения - при $H > 350 \text{ HB}$). Тогда допускаемое напряжение изгиба при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{lim}1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A = \frac{500}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 294 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\text{lim}2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A = \frac{435}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 256 \text{ МПа.}$$

12. Проверочный расчёт зубьев на сопротивление усталости при изгибе.
 Эквивалентное число зубьев z_v :

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{32}{\cos 17,56026^\circ} \cong 34;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{101}{\cos 72,43974^\circ} \cong 335;$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m} = \frac{22}{\cos 17,45655^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} \cong 42;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m} = \frac{70}{\cos 72,54345^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} \cong 425.$$

Коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, рекомендуется определять по формуле, предлагаемой Д. Н. Решетовым [4] для цилиндрической передачи, с увеличением результата на 20%:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 27,9 \frac{x}{z_v} + 0,092 x^2,$$

где коэффициент смещения x подставляется со своим знаком.

Тогда:

а) для передачи с прямыми зубьями:

шестерня ($z_{v1} = 34$; $x_{e1} = 0,32$)

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} - 27,9 \frac{x_{e1}}{z_{v1}} + 0,092 x_{e1}^2 = 3,47 + \frac{13,2}{34} - 27,9 \frac{0,32}{34} + 0,092 \cdot 0,32^2 = 3,61;$$

колесо ($z_{v2} = 335$; $x_{e2} = -0,32$)

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} - 27,9 \frac{x_{e2}}{z_{v2}} + 0,092 x_{e2}^2 = 3,47 + \frac{13,2}{335} - 27,9 \frac{(-0,32)}{335} + 0,092 \cdot (-0,32)^2 = 3,56.$$

Полученные результаты увеличиваем на 20% и окончательно принимаем:

$$Y_{FS1} = 1,2 \cdot 3,61 = 4,33; \quad Y_{FS2} = 1,2 \cdot 3,56 = 4,27;$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

шестерня ($z_{v1} = 42$; $x_{n1} = 0,28$)

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} - 27,9 \frac{x_{n1}}{z_{v1}} + 0,092 x_{n1}^2 = 3,47 + \frac{13,2}{42} - 27,9 \cdot \frac{0,28}{42} + 0,092 \cdot 0,28^2 = 3,60;$$

колесо ($z_{v2} = 425$; $x_{n2} = -0,28$)

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} - 27,9 \frac{x_{n2}}{z_{v2}} + 0,092 x_{n2}^2 = 3,47 + \frac{13,2}{425} - 27,9 \cdot \frac{(-0,28)}{425} + 0,092 \cdot (-0,28)^2 = 3,54.$$

Полученные результаты увеличиваем на 20% и окончательно принимаем:

$$Y_{FS1} = 1,2 \cdot 3,60 = 4,32; \quad Y_{FS2} = 1,2 \cdot 3,54 = 4,25.$$

Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Физический смысл коэффициентов, $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ и $K_{F\gamma}$ тот же, что и коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ и $K_{H\gamma}$ (здесь индекс «F» обозначает, что эти коэффициенты используются при расчете зубьев на изгиб).

Определим коэффициенты $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ и $K_{F\gamma}$.

Коэффициент $K_{F\alpha} = 1$ - для передачи с прямыми и круговыми зубьями.

Коэффициент $K_{F\beta}$:

а) для передачи с прямыми зубьями б) для передачи с круговыми зубьями
 $K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 0,5 = 1 + (1,03 - 1) \cdot 0,5 = 1,05;$ $K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 1,5 = 1 + (1 - 1) \cdot 1,5 = 1.$

Коэффициент $K_{F\gamma}$ по табл. 1П.22 приложения 1П интерполяцией:

а) для передачи с прямыми зубьями $K_{F\gamma} = 1,5;$
 б) для передачи с круговыми зубьями $K_{F\gamma} = 1,12.$

Тогда коэффициент нагрузки K_F :

а) для передачи с прямыми зубьями б) для передачи с круговыми зубьями
 $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} = 1 \cdot 1,05 \cdot 1,5 = 1,58;$ $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} = 1 \cdot 1 \cdot 1,12 = 1,12.$

Коэффициент \mathcal{J}_F :

а) для передачи с прямыми зубьями $\mathcal{J}_F \approx \mathcal{J}_H = 0,85;$
 б) для передачи с круговыми зубьями (см. табл. 1П.21 приложения 1П для варианта термообработки 1) $\mathcal{J}_F = 0,94 + 0,08 u_{\phi} = 0,94 + 0,08 \cdot 3,18 = 1,19.$

Окончательно условие сопротивления усталости зубьев при изгибе:

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{\mathcal{J}_F b m_n} K_F Y_{FS2} = \frac{2380}{0,85 \cdot 35 \cdot 3,5} 1,58 \cdot 4,27 = 154 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 256 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = 154 \frac{4,33}{4,27} = 156 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 294 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{\mathcal{J}_F b m_n} K_F Y_{FS2} = \frac{3567}{1,19 \cdot 35 \cdot 3,529} 1,12 \cdot 4,25 = 116 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 256 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = 116 \frac{4,32}{4,25} = 118 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 294 \text{ МПа}.$$

Условия сопротивления усталости зубьев при изгибе соблюдаются как для передачи с прямыми, так и для передачи с круговыми зубьями.

13. Проверочный расчёт передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете на сопротивление контактной усталости.

Предельно допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{H\max}]$, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя обычно определяют для менее прочного зубчатого колеса. В нашем примере менее прочным является колесо, для которого по табл. 1П.9 приложения 1П $[\sigma_{H\max}]_2 = 2,8\sigma_T$, где σ_T - см. табл. 1П.7 приложения 1П.

Для передачи с прямыми зубьями (материал колеса - сталь 40ХН, $\sigma_T = 630\text{МПа}$)
 $[\sigma_{H\max}]_2 = 2,8 \cdot 630 = 1764\text{ МПа}$.

Для передачи с круговыми зубьями (материал колеса - сталь 40Х,
 $\sigma_T = 640\text{МПа}$) $[\sigma_{H\max}]_2 = 2,8 \cdot 640 = 1792\text{ МПа}$.

Тогда условие контактной прочности при действии пиковой нагрузки:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}}} = 455\sqrt{1,6} = 576\text{ МПа} < [\sigma_{H\max}]_2 = 1764\text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}}} = 409\sqrt{1,6} = 517\text{ МПа} < [\sigma_{H\max}]_2 = 1792\text{ МПа},$$

где $\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}} = 1,6$ - кратковременная перегрузка привода (см. исходные данные); σ_H -
 см. п. 10.

Условие контактной прочности выполняется.

14. Проверочный расчёт передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе. При этом расчет проводят отдельно для шестерни и колеса.

Предельно допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, для принятого варианта термообработки по табл. 1П.9 приложения 1П $[\sigma_{F\max}] = 2,74 H_{HB}$.

Для передачи с прямыми и круговыми зубьями:

$$[\sigma_{F\max}]_1 = 2,74 H_{HB1} = 2,74 \cdot 285,5 = 782\text{ МПа} ;$$

$$[\sigma_{F\max}]_2 = 2,74 H_{HB2} = 2,74 \cdot 248,5 = 681\text{ МПа} .$$

Тогда условие прочности передачи при изгибе пиковой нагрузкой:

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$\sigma_{F\max1} = \sigma_{F1} \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}} = 156 \cdot 1,6 = 250\text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_1 = 782\text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{F\max2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}} = 154 \cdot 1,6 = 246\text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_2 = 681\text{ МПа}$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$\sigma_{F\max1} = \sigma_{F1} \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}} = 118 \cdot 1,6 = 189\text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_1 = 782\text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{max}}} = 116 \cdot 1,6 = 186\text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_2 = 681\text{ МПа},$$

где σ_{F1} и σ_{F2} - см. п. 12.

Таким образом, прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой обеспечивается.

15. Определение сил в зацеплении конической передачи. Равнодействующую сил нормального давления F_n , обычно считают приложенной в среднем сечении зуба на диаметре d_m и раскладывают на три составляющие: окружную силу F_t , радиальную силу F_r и осевую силу F_a .

Однако, прежде чем определить силы F_t , F_r и F_a , установим направление вращения шестерни конической передачи. Это направление будет зависеть от того, в каком направлении должен вращаться приводной вал. Обычно приводные валы цепных и ленточных конвейеров неререверсивны, т.е. вращаются только в одном направлении. При этом направление вращения приводного вала выбирается таким образом, чтобы грузовая ведущая ветвь тягового элемента (цепи или ленты) набегала на приводную тяговую звездочку (у цепного конвейера) или барабан (у ленточного конвейера). Грузовой чаще всего является верхняя ветвь тягового элемента. В нашем примере редуктор устанавливается в приводе цепного конвейера (рис. 1.1), где направление вращения приводного вала указано на схеме привода (см. вид А). Для того, чтобы обеспечить указанное направление (против часовой стрелки) необходимо, чтобы шестерня конической передачи вращалась по часовой стрелке, если смотреть на нее с вершины делительного конуса.

Определим теперь величины сил F_t , F_r и F_a для конической передачи.

Передача с прямыми зубьями. Окружная сила на шестерне и колесе $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2380$ Н, где $F_t = 2380$ Н - см. п. 10.

Далее на основании табл. 1П.23 определим остальные силы в зацеплении.

Радиальная сила на шестерне $F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2380 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 17,56026^\circ = 826$ Н.

Осевая сила на колесе $F_{a2} = F_{r1} = 826$ Н.

Осевая сила на шестерне $F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 2380 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 17,56026^\circ = 261$ Н.

Радиальная сила на колесе $F_{r2} = F_{a1} = 261$ Н.

Схема сил в зацеплении при вращении шестерни по часовой стрелке дана на рис. 3,а табл. 1П.23 приложения 1П.

Передача с круговыми зубьями. В отличие от передачи с прямыми зубьями, в которой осевая сила на шестерне F_{a1} всегда направлена от вершины делительного конуса к основанию, в передаче с круговыми зубьями такое наблюдается не всегда. В последней может быть случай, когда сила F_{a1} направлена от основания к вершине конуса.

Осевая сила на шестерне F_{a1} будет положительна, т.е. направлена от вершины конуса к основанию в том случае, если направление линии зуба шестерни совпадает с направлением её вращения (если смотреть на шестерню с вершины конуса). Например, направление линии зуба шестерни правое, направление её вращения – по часовой стрелке или направление линии зуба шестерни левое, направление её вращения – против часовой стрелки (см. рис. 4,а,б в табл. 1П.23 приложения 1П).

Осевая сила на шестерне F_{a1} направлена от основания к вершине конуса в том случае, если направление линии зуба шестерни не совпадает с направлением её вращения (см. рис. 5, а, б табл. 1П.23 приложения 1П). Следует отметить, что последний случай может наблюдаться в реверсивных передачах.

Рекомендации по определению сил в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями приведены в табл. 1П.23 приложения 1П.

В нашем примере мы установили, что шестерня должна вращаться по часовой стрелке. Следовательно, для того, чтобы осевая сила на шестерни F_{a1} была направлена от вершины конуса к основанию, принимаем направление линии зуба шестерни – правое, колеса – левое.

Тогда окружная сила на шестерне и колесе $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 3567$ Н,
где $F_t = 3567$ Н - см. п. 10.

Для нахождения радиальной F_{r1} и осевой F_{a1} сил на шестерне определим предварительно коэффициенты радиальной γ_r и осевой γ_a сил для случая, когда направление линии зуба шестерни совпадает с направлением её вращения:

$$\gamma_r = 0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1 = 0,444 \cos 17,45655^\circ - 0,7 \sin 17,45655^\circ = 0,214;$$

$$\gamma_a = 0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1 = 0,444 \sin 17,45655^\circ + 0,7 \cos 17,45655^\circ = 0,801.$$

Тогда:

$$\text{радиальная сила на шестерне } F_{r1} = F_{t1} \gamma_r = 3567 \cdot 0,214 = 763 \text{ Н};$$

$$\text{осевая сила на шестерне } F_{a1} = F_{t1} \gamma_a = 3567 \cdot 0,801 = 2857 \text{ Н};$$

$$\text{осевая сила на колесе } F_{a2} = F_{r1} = 763 \text{ Н};$$

$$\text{радиальная сила на колесе } F_{r2} = F_{a1} = 2857 \text{ Н}.$$

Схема сил для данного расчётного случая приведена на рис. 7,а (см. табл. 1П.23 приложения 1П). В этой же таблице на рис. 7,б дана схема сил для нашего примера, когда направление линии зуба шестерни не совпадает с направлением её вращения.

16. Выбор осевой формы зубьев конической передачи. В зависимости от того, как изменяются размеры сечений по длине зуба конические зубчатые колеса выполняют трех форм (ГОСТ 19326 - 73):

а) осевая форма I - пропорционально понижающиеся зубья (рис 2.8 и 2.9, а);

б) осевая форма II - понижающиеся зубья (рис 2.9, б, в);

в) осевая форма III - равновысокие зубья (рис. 2.9, г).

Осевая форма I. Размеры поперечных сечений зуба расчетного конического зубчатого колеса осевой формы I изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса (рис. 2.8). При этом все поперечные сечения зуба геометрически подобны. На практике с целью обеспечения постоянного радиального зазора по ширине зубчатого колеса принимают углы: $\theta_{a1} = \theta_{r2}$ и $\theta_{a2} = \theta_{r1}$. Поэтому в такой конической зубчатой передаче вершины конусов делительного и впадин соответствующего зубчатого колеса сходятся в одной точке, которая не совпадает с вершиной конуса вершин зубьев (см. рис. 2.9,а).

Осевая форма I является единственной для конических передач с прямыми зубьями. Для конических передач с круговыми зубьями осевую форму I используют при:

$$m_{\text{min}} \geq 2 \text{ мм}; R_m = 60...650 \text{ мм}; \beta_m = 35^\circ; z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20...100.$$

Для нарезания круговых зубьев осевой формы I используют односторонний способ, когда при данной настройке станка профилируется только одна сторона зуба. При этом используется как односторонняя зуборезная головка (рис. 2.10, а, б), так и двусторонняя (рис. 2.10, в, г). Для обработки противоположных сто-

рон зубьев производится переналадка станка. Такой способ нарезания используется в единичном и мелкосерийном производствах. В крупносерийном и массовом производствах для нарезания зубьев данной формы при обработке каждой стороны зуба используют отдельный станок и отдельную зуборезную головку или применяют осевую форму II.

Осевая форма II. При данной форме зубьев вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Вершина конуса впадин располагается таким образом, что ширина дна впадины зубьев шестерни и колеса остается постоянной по длине зуба, т.е. обеспечивается параллельность (эквидистантность) линий, образующих дно впадины. В то же время толщина зуба на делительном конусе возрастает пропорционально расстоянию от его вершины.

Основное достоинство осевой формы II - возможность обработки зубьев по обеим сторонам одновременно одним и тем же инструментом. Для этой цели широко используются двусторонние зуборезные головки (рис. 2.10, з) с внут-

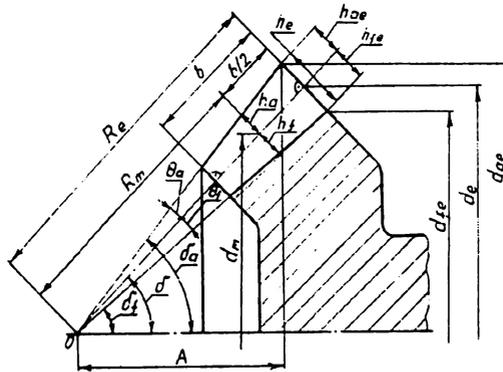


Рис. 2.8

ренними 2 и наружными 3 резцами, ширина развода которых и определяет постоянную ширину дна впадины зубьев.

Осевая форма II является основной для конических передач с круговыми зубьями, особенно в крупносерийном и массовом производствах, и применяется при: $m_{\text{нм}} = 0,4 \dots 25 \text{ мм}$; $R_{\text{н}} = 6 \dots 700 \text{ мм}$; $\beta_{\text{н}} = 35^\circ$; $z_2 = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 24 \dots 100$.

Осевая форма III. При данной осевой форме образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине. Осевая форма зубьев III применяется для конических передач с круговыми зубьями при: $m_{\text{нм}} = 2 \dots 25 \text{ мм}$; $R_{\text{н}} = 75 \dots 750 \text{ мм}$; $\beta_{\text{н}} = 35^\circ$; $z_2 = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} > 40$.

Осевая форма III находит ограниченное применение.

В нашем примере для конической передачи с прямыми зубьями принимаем осевую форму I.

Для выбора осевой формы зубьев конической передачи с круговыми зубьями определим предварительное число зубьев плоского колеса z_2 :

$$z_{\Sigma} = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{22^2 + 70^2} = 73,3757.$$

Так как z_{Σ} находится в диапазоне 20..100, модуль $m_{nm} = 2,5$ мм, а $R_m = 111,91$ мм, то для передачи с круговыми зубьями принимаем осевую форму I.

17. Геометрический расчёт конической передачи. Геометрический расчет конической передачи предполагает определение:

- а) внешней высоты зуба h_e ;
- б) углов головки Θ_o , ножки зуба Θ_f , конуса вершин δ_o и конуса впадины δ_f ;
- в) окружной толщины зуба S ;
- г) внешних диаметров вершин зубьев d_{ae} и впадин d_{fe} ;
- д) расчетного базового расстояния A ;
- е) номинального диаметра d_o зуборезной головки (для передачи с круговыми зубьями);
- ж) коэффициента торцового перекрытия ε_{α} .

В качестве исходных данных используют величины, полученные при расчете передачи на прочность:

- а) внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2} ;
- б) средние делительные диаметры d_{m1} и d_{m2} ;
- в) внешнее R_e и среднее R_m конусные расстояния;
- г) ширина венцов b ;
- д) числа зубьев z_1 и z_2 ;
- е) средний угол наклона линии зуба β_m (для круговых зубьев);
- ж) коэффициенты радиального смещения $x_{e1} = -x_{e2}$ (для прямозубой передачи) и $x_{n1} = -x_{n2}$ (для передачи с круговыми зубьями);
- з) внешний окружной модуль m_e (для прямозубой передачи) и средний нормальный модуль m_{nm} (для передачи с круговыми зубьями).

При выполнении практических расчетов геометрических параметров конической передачи с прямыми зубьями согласно ГОСТ 16624 - 74 и круговыми зубьями согласно ГОСТ 19326 - 73 вычисления должны производиться со следующей точностью: линейные размеры - не ниже 0,0001 мм; угловые размеры - не ниже 1'; тригонометрические величины - не ниже 0,00001; отвлеченные величины - не ниже 0,0001, передаточные числа и коэффициенты смещения - не ниже 0,01.

В учебных проектах допустима точность вычисления геометрических параметров, приведенная ниже для рассматриваемого примера.

При выполнении геометрического расчета следует иметь ввиду, что для конической передачи с прямыми зубьями стандартизован исходный контур во внешнем торцовом сечении, для которого в соответствии с ГОСТ 13754-81: угол профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки исходного контура $h_o^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,2$. Для конической передачи с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный исходный контур, параметры которого по ГОСТ 16202 - 81 равны: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_o^* = 1$; $c^* = 0,25$.

По этой причине для конической передачи с прямыми зубьями высоту головки h_{ae} и ножки h_{fe} зуба определяют сразу во внешнем торцовом сечении. Для передачи с круговыми зубьями предварительно определяют высоту головки h_a

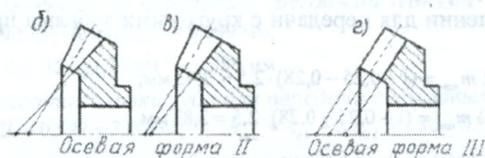
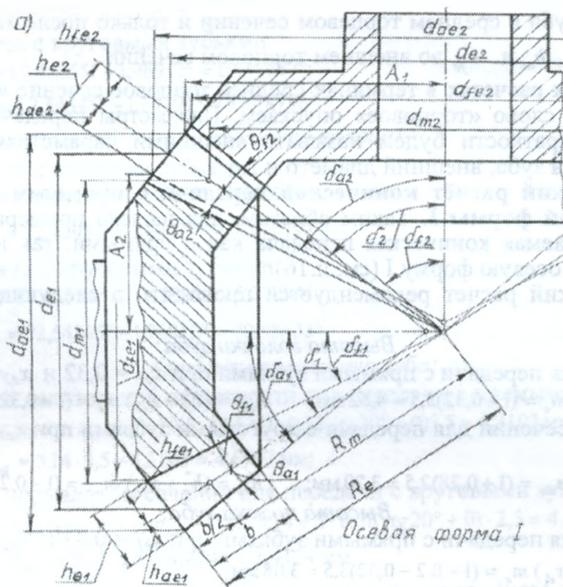


Рис. 2.9

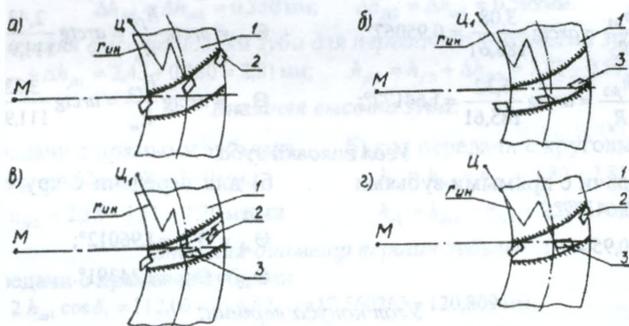


Рис. 2.10:

1-коническое зубчатое колесо; 2 – резцы внутренние; 3 – резцы наружные; М – центр станка; Ц и Ц₁ – центры зуборезной головки; r_{ин} – радиус расположения инструмента (резцов)

и ножки h_f зуба в среднем торцевом сечении и только после этого рассчитывают размеры h_{ae} и h_{fe} во внешнем торцевом сечении.

В дальнейших расчетах в терминах среднее торцевое сечение и внешнее торцевое сечение слово «торцевое» опускаем. Параметры передачи во внешнем сечении для краткости будем называть внешними параметрами (например, внешняя высота зуба, внешний диаметр и т.д.).

Геометрический расчёт конической передачи с прямыми и круговыми зубьями осевой формы I. Таким образом, для нашего примера мы приняли, что рассчитываемая коническая передача как с прямыми, так и с круговыми зубьями имеет осевую форму I (см. п. 16).

Геометрический расчет рекомендуется проводить в следующей последовательности.

Высота головки зуба:

а) внешняя для передачи с прямыми зубьями при $x_{e1} = 0,32$ и $x_{e2} = -0,32$

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_{e1}) m_e = (1 + 0,32)3,5 = 4,62 \text{ мм}; \quad h_{ae2} = (h_a^* + x_{e2}) m_e = (1 - 0,32)3,5 = 2,38 \text{ мм};$$

б) в среднем сечении для передачи с круговыми зубьями при $x_{n1} = 0,28$ и $x_{n2} = -0,28$

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) m_{nm} = (1 + 0,28)2,5 = 3,20 \text{ мм}; \quad h_{a2} = (h_a^* + x_{n2}) m_{nm} = (1 - 0,28)2,5 = 1,80 \text{ мм}.$$

Высота ножки зуба:

а) внешняя для передачи с прямыми зубьями при $x_{e1} = 0,32$ и $x_{e2} = -0,32$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{e1}) m_e = (1 + 0,2 - 0,32)3,5 = 3,08 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_{e2}) m_e = (1 + 0,2 + 0,32)3,5 = 5,32 \text{ мм};$$

б) в среднем сечении для передачи с круговыми зубьями при $x_{n1} = 0,28$ и $x_{n2} = -0,28$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1}) m_{nm} = (1 + 0,25 - 0,28) \cdot 2,5 = 2,43 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_{n2}) m_{nm} = (1 + 0,25 + 0,28) \cdot 2,5 = 3,83 \text{ мм}.$$

Угол ножки зуба:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\Theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R_e} = \arctg \frac{3,08}{185,61} = 0,95067^\circ;$$

$$\Theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R_e} = \arctg \frac{5,32}{185,61} = 1,64177^\circ;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\Theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R_m} = \arctg \frac{2,43}{111,91} = 1,24391^\circ;$$

$$\Theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R_m} = \arctg \frac{3,83}{111,91} = 1,96012^\circ.$$

Угол головки зуба:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\Theta_{a1} = \Theta_{f2} = 1,64177^\circ;$$

$$\Theta_{a2} = \Theta_{f1} = 0,95067^\circ;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\Theta_{a1} = \Theta_{f2} = 1,96012^\circ;$$

$$\Theta_{a2} = \Theta_{f1} = 1,24391^\circ.$$

Угол конуса вершин:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1} = 17,56026^\circ + 1,64177^\circ = 19,20203^\circ;$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2} = 72,43974^\circ + 0,95067^\circ = 73,39041^\circ;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1} = 17,45655^\circ + 1,96012^\circ = 19,41667^\circ;$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2} = 72,54345^\circ + 1,24391^\circ = 73,78736^\circ.$$

Угол конуса впадин:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_{f1} = 17,56026^\circ - 0,95067^\circ = 16,60959^\circ;$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_{f2} = 72,43974^\circ - 1,64177^\circ = 70,79797^\circ;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_{f1} = 17,45655^\circ - 1,24391^\circ = 16,21264^\circ;$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_{f2} = 72,54345^\circ - 1,96012^\circ = 70,58333^\circ.$$

Окружная толщина зуба:

а) по внешней делительной окружности для передачи с прямыми зубьями

$$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_{e1} \operatorname{tg} \alpha + x_{r1}) m_e = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,32 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 0) 3,5 = 6,3103 \text{ мм};$$

$$S_{e2} = \pi m_e - S_{e1} = 3,14 \cdot 3,5 - 6,3103 = 4,6797 \text{ мм};$$

б) в среднем нормальном сечении для передачи с круговыми зубьями

$$S_{nm1} = (0,5 \cdot \pi + 2x_{n1} \operatorname{tg} \alpha_n + x_{r1}) m_{nm} = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,28 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 0) \cdot 2,5 = 4,4346 \text{ мм};$$

$$S_{nm2} = \pi m_{nm} - S_{nm1} = 3,14 \cdot 2,5 - 4,4346 = 3,4154 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от среднего к внешнему сечению для передачи с круговыми зубьями

$$\Delta h_{ae1} = 0,5 b \operatorname{tg} \Theta_{a1} = 0,5 \cdot 35 \cdot \operatorname{tg} 1,96012^\circ = 0,599 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{ae2} = 0,5 b \operatorname{tg} \Theta_{a2} = 0,5 \cdot 35 \cdot \operatorname{tg} 1,24391^\circ = 0,380 \text{ мм}.$$

Внешняя высота головки зуба для передачи с круговыми зубьями

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3,20 + 0,599 = 3,80 \text{ мм}; \quad h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1,80 + 0,380 = 2,18 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от среднего к внешнему сечению для передачи с круговыми зубьями

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2} = 0,380 \text{ мм}; \quad \Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1} = 0,599 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба для передачи с круговыми зубьями

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2,43 + 0,380 = 2,81 \text{ мм}; \quad h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3,83 + 0,599 = 4,43 \text{ мм}.$$

Внешняя высота зуба:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 4,62 + 3,08 = 7,70 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 2,38 + 5,32 = 7,70 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 3,80 + 2,81 = 6,61 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 2,18 + 4,43 = 6,61 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos \delta_1 = 112,00 + 2 \cdot 4,62 \cdot \cos 17,56026^\circ = 120,809 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos \delta_2 = 353,500 + 2 \cdot 2,38 \cdot \cos 72,43974^\circ = 354,936 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos \delta_1 = 77,638 + 2 \cdot 3,80 \cdot \cos 17,45655^\circ = 84,888 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos \delta_2 = 247,030 + 2 \cdot 2,18 \cdot \cos 72,54345^\circ = 248,338 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр впадин зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 h_{fe1} \cos \delta_1 = 112,00 - 2 \cdot 3,08 \cdot \cos 17,56026^\circ = 106,127 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 h_{fe2} \cos \delta_2 = 353,500 - 2 \cdot 5,32 \cdot \cos 72,43974^\circ = 350,290 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 h_{fe1} \cos \delta_1 = 77,638 - 2 \cdot 2,81 \cdot \cos 17,45655^\circ = 72,277 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 h_{fe2} \cos \delta_2 = 247,030 - 2 \cdot 4,43 \cdot \cos 72,54345^\circ = 244,372 \text{ мм}.$$

Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до плоскости, в которой расположена внешняя окружность вершин зубьев):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$A_1 = 0,5 d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 353,500 - 4,62 \sin 17,56026^\circ = 175,356 \text{ мм};$$

$$A_2 = 0,5 d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 = 0,5 \cdot 112,000 - 2,38 \sin 72,43974^\circ = 53,731 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$A_1 = 0,5 d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 247,030 - 3,80 \sin 17,45655^\circ = 122,375 \text{ мм};$$

$$A_2 = 0,5 d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 = 0,5 \cdot 77,638 - 2,18 \sin 72,54345^\circ = 36,739 \text{ мм}.$$

Для конической передачи с круговыми зубьями номинальный диаметр d , зуборезной головки:

R_m , мм... 55...75	72...95	90...120	110...150	140...190	180...240	225...300
d_0 , мм..... 125	160	200	250	315	400	500

В нашем примере при $R_m = 111,91$ мм $d_0 = 250$ мм.

Коэффициент торцового перекрытия:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\epsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{32} + \frac{1}{101} \right) = 1,748;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta_m = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{70} \right) \right] \cos 35^\circ = 1,383.$$

На этом заканчивают геометрический расчет конической передачи с осевой формой зубьев I. Геометрический расчет конической передачи с круговыми зубьями осевой формы II см. ГОСТ 19326-73 или учебник [2].

ПРИМЕР 2.6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

а) ступень быстроходная червячно-цилиндрического двухступенчатого нестандартного редуктора индивидуального привода (рис. 1.2 примера 1.2);

б) передаточное число $u_q = 20$;

в) частота вращения червяка $n_1 = n_1 = 1435$ мин⁻¹;

г) частота вращения червячного колеса $n_2 = n_2 = 72$ мин⁻¹;

д) вращающий момент на валу червяка $T_1 = T_1 = 19$ Н·м;

е) вращающий момент на валу червячного колеса $T_2 = T_2 = 301$ Н·м;

ж) кратковременная перегрузка $K_{II} = T_{IIк} / T_{IIм} = 1,8$;

- з) расчетный срок службы $L_n = 16 \cdot 10^3$ ч;
- и) типовой режим нагружения – 2 (средний равновероятный);
- к) привод реверсивный;
- л) расположение червяка – нижнее горизонтальное (под червячным колесом).

Порядок расчета

1. Выбор материала червяка и венца червячного колеса. Наибольшей нагрузочной способностью обладают червячные передачи, у которых червяки выполнены из легированной стали и витки подвергнуты термообработке до твердости $H_1 \geq 45\text{HRC}_3$ (закалка ТВЧ, цементация и пр.) с последующим их шлифованием и полированием.

В нашем примере принимаем материал червяка – сталь 40Х, закалка ТВЧ до твердости $H_1 = 45...50\text{HRC}_3$ с последующим шлифованием и полированием витков. Тип червяка – эвольвентный (ZI).

Выбор материала венца червячного колеса связан со скоростью скольжения v_s , которую рекомендуется предварительно определять по формуле (2.23)

$$v_s = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 1435 \sqrt[3]{301} = 4,3 \text{ м/с.}$$

По табл. 1П.32 приложения 1П при $v_s < 5$ м/с в качестве венца червячного колеса принимаем безоловянную бронзу БрА9ЖЗЛ : способ отливки П – в песок; $\sigma_B = 425$ МПа; $\sigma_T = 195$ МПа;

2. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при расчете передачи на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса. По формуле (2.28) (см.п.2.1) для материала венца колеса – безоловянная бронза

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 4,3 = 193 \text{ МПа.}$$

3. Определение основных параметров червячной передачи. Число витков (заходов) червяка зависит от передаточного числа червячной передачи u_q :

u_q	св.8 до 14	св.14 до 30	св.30
z_1	4	2	1

При $u_q = 20$ принимаем $z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u_q = 2 \cdot 20 = 40.$$

Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_2 \geq 26$.

В нашем примере это условие выполняется.

Коэффициент диаметра червяка q рекомендуется принимать в диапазоне (для силовых передач):

$$q = (0,22...0,4)z_2 = (0,22...0,4)40 = 8,8...16.$$

При этом, минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка по данным [1,4] $q_{\min} = 0,212z_2$.

По табл.1П.33 приложения 1П принимаем стандартное значение $q = 12,5$. Тогда $q/z_2 = 12,5/40 = 0,3125$.

Модуль упругости материалов червяка и колеса: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа - сталь; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа - бронза. Тогда приведенный модуль упругости E_{np} :

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 0,9 \cdot 10^5} = 1,26 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

При вращающем моменте на валу червячного колеса $T_2 = 301 \text{ Н} \cdot \text{м} = 301 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, $[\sigma_H] = 193 \text{ МПа}$ и $q/z_2 = 0,3125$ предварительная величина межосевого расстояния

$$a'_w = 0,625(q/z_2 + 1) \sqrt{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}} = 0,625(0,3125 + 1) \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 301 \cdot 10^3}{193^2 \cdot 0,3125}} = 121,6 \text{ мм.}$$

По ряду Ra40 (см.табл. 1П.13 приложения 1П) принимаем ближайшее стандартное значение $a_w = 125 \text{ мм}$.

Предварительная величина модуля зацепления $m' = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 125}{12,5 + 40} = 4,76 \text{ мм}$.

По табл.1П.33 приложения 1П принимаем стандартное значение $m = 5 \text{ мм}$. Данной величине m соответствует ранее принятое стандартное значение $q = 12,5$.

Коэффициент смещения

$$x = a_w/m - 0,5(q + z_2) = 125/5 - 0,5(12,5 + 40) = -1,25.$$

При этом необходимо выполнения условия $|x| \leq 0,75$ (допускается $|x| < 1$).

В нашем случае это условие не выполняется. Изменим число зубьев колеса z_2 . Примем $z_2 = 39$. Тогда новое значение x :

$$x = 125/5 - 0,5(12,5 + 39) = -0,75,$$

что допустимо.

Уточним передаточное число u_q :

$$u_q = z_2/z_1 = 39/2 = 19,5.$$

Отклонение от ранее принятой величины $u_q = 20$:

$$\Delta u = \frac{20 - 19,5}{20} \cdot 100 = 2,5\%.$$

При этом необходимо выполнение условия $|\Delta u_q| \leq 4\%$.

В нашем примере отклонение 2,5% допустимо.

Если в результате изменения числа зубьев z_2 отклонение Δu превышает 4%, то тогда следует изменить m , q или a_w .

В дальнейших расчетах используем фактическое значение $u_q = 19,5$.

Размеры нарезанной части червяка (рис.4.30,б):

а) делительный диаметр

$$d_1 = qm = 12,5 \cdot 5 = 62,5 \text{ мм;}$$

б) начальный диаметр

$$d_{w1} = d_1 + 2xm = 62,5 + 2(-0,75)5 = 55 \text{ мм}; \text{ при } x = 0 \quad d_{w1} = d_1;$$

в) делительный угол подъема линии витков

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q = 2 / 12,5 = 0,16;$$

$$\gamma = 9,09027^\circ;$$

г) начальный угол подъема линии витков

$$\operatorname{tg} \gamma_w = z_1 m / d_{w1} = 2 \cdot 5 / 55 = 0,1818181;$$

$$\gamma_w = 10,30484^\circ; \text{ при } x = 0 \quad \gamma_w = \gamma;$$

д) высота головки витков

$$h_{a1} = h_{a1}^* m = 1 \cdot 5 = 5 \text{ мм},$$

где $h_{a1}^* = 1$ - коэффициент высоты головки (для всех видов червяков);

е) диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ мм};$$

ж) высота ножки витков

$$h_{f1} = h_{f1}^* m = 1,2 \cdot 5 = 6 \text{ мм},$$

где для эвольвентных червяков коэффициент высоты ножки

$$h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma = 1 + 0,2 \cos 9,09027^\circ = 1,197 \approx 1,2;$$

для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков $h_{f1}^* = 1,2$;

з) диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 62,5 - 2 \cdot 6 = 50,5 \text{ мм}.$$

Длину нарезаемой части червяка b_1 определяем по уравнениям, приведенным в табл. 1П.34 приложения 1П. Согласно примечания 2 к данной таблице при $x = -0,75$ определяем предварительно b_1 при $x = -0,5$ и $x = -1,0$ (в данном диапазоне находится $x = -0,75$);

$$\text{при } x = -0,5 \quad b_1 \geq (8 + 0,06z_2) \cdot m = (8 + 0,06 \cdot 39) \cdot 5 = 51,7 \text{ мм},$$

$$\text{при } x = -1,0 \quad b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m = (10,5 + 2) \cdot 5 = 62,5 \text{ мм}.$$

В качестве расчетной величины принимаем наибольшее значение $b_1 = 62,5$ мм. Согласно примечания 1 к табл. 1П.34 при $m < 10$ мм для шлифуемого червяка увеличиваем b_1 на 25 мм. Тогда $b_1 = 62,5 + 25 = 87,5$ мм.

Принимаем $b_1 = 88$ мм.

Размеры венца червячного колеса (рис. 2.11):

а) делительный диаметр

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 39 = 195 \text{ мм};$$

б) начальный диаметр (для передачи без смещения и со смещением)

$$d_{w2} = d_2 = 195 \text{ мм};$$

в) высота головки зубьев

$$h_{a2} = h_{a2}^* m = 0,25 \cdot 5 = 1,25 \text{ мм},$$

где $h_{a2}^* = 1 + x = 1 + (-0,75) = 0,25$ - коэффициент высоты головки зубьев для передачи со смещением; для передачи без смещения $h_{a2}^* = 1$;

г) диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 195 + 2 \cdot 1,25 = 197,5 \text{ мм};$$

д) высота ножки зубьев

$$h_{f2} = h_{f2}^* m = 1,95 \cdot 5 = 9,75 \text{ мм},$$

где для эвольвентных червяков коэффициент высоты ножки

$$h_{f2}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma - x = 1 + 0,2 \cos 9,09027^\circ + 0,75 = 1,95;$$

для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков $h_{f2}^* = 1,2 - x$; для передачи без смещения h_{f2}^* определяют при $x = 0$;

е) диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 195 - 2 \cdot 9,75 = 175,5 \text{ мм};$$

ж) наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 197,5 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 205 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{am2} = 205$ мм. Ширину венца b_2 червячного колеса определяют по различным формулам в зависимости от z_1 : при $z_1 = 1; 2$ $b_2 \leq 0,75d_{a1}$; при $z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$.

В нашем примере при $z_1 = 2$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 72,5 = 54,38 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 54$ мм.

Условный угол обхвата 2δ червяка венцом колеса:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{54}{72,5 - 0,5 \cdot 5} = 0,7714285;$$

$$\delta = 50,482^\circ; \quad 2\delta = 100,964^\circ,$$

что находится в рекомендуемых пределах $2\delta = 90 \dots 120^\circ$.

Примечание. На рис. 2.11 показана червячная передача без смещения и с положительным смещением червяка $+xm$. При таком смещении у червячного колеса увеличивается высота головки зубьев h_{a2} и уменьшается высота ножки зубьев h_{f2} в сравнении с передачей без смещения. При отрицательном смещении $-xm$ всё происходит наоборот: уменьшается размер h_{a2} и увеличивается h_{f2} (см. данный пример). У червячного колеса без смещения и нарезанного со смещением инструмента $d_{w2} = d_2$. Параметры червяка в передаче без смещения и со смещением остаются неизменными, за исключением начального диаметра d_{w1} , начального угла подъема линии витков γ_w и длины нарезаемой части b_1 .

4. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса. Уточним скорость скольжения v_s . Для этого определим окружную скорость червяка v_1 :

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 62,5 \cdot 1435}{60 \cdot 10^3} = 4,7 \text{ м/с}.$$

Тогда скорость скольжения v_s

$$v_s = v_1 / \cos \gamma = 4,7 / \cos 9,09027^\circ = 4,8 \text{ м/с},$$

что незначительно отличается от предварительно рассчитанной $v_s = 4,3$ м/с. Составляем без изменения ранее принятый материал венца червячного колеса – безоловянную бронзу.

Уточним $[\sigma_H]$: $[\sigma_H] = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 4,8 = 180$ МПа.

Приведенный угол трения φ между стальным червяком и колесом из бронзы

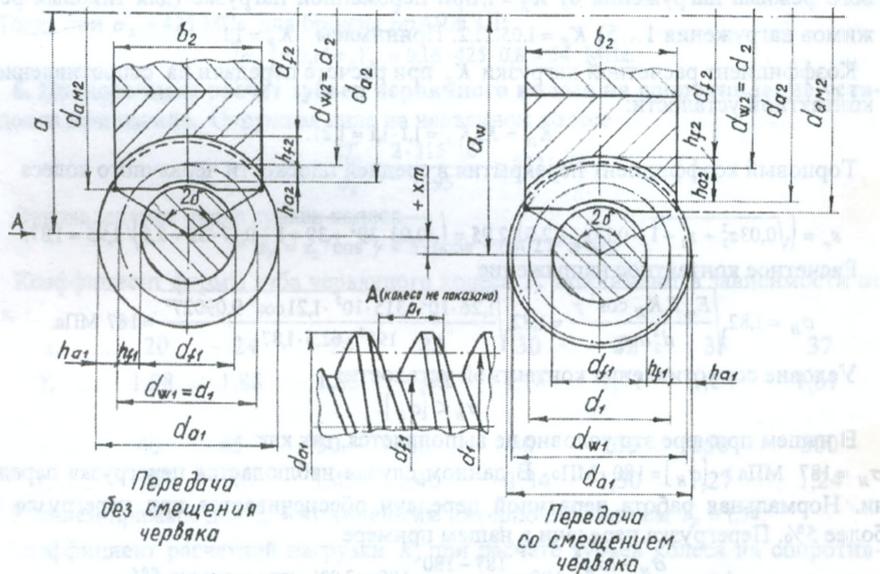


Рис. 2.11

принимают в зависимости от v_s и материала венца:

v_s , м/с ...	2,0	2,5	3	4	7	10	15
φ (бронза оловянная)	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
φ (бронза безоловянная)	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

В нашем примере линейным интерполированием при $v_s = 4,8$ м/с

$$\varphi = 1^{\circ}37' = 1,6167^{\circ}.$$

Тогда КПД червячной передачи

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\text{tg} 9,09027^{\circ}}{\text{tg}(9,09027^{\circ} + 1,6167^{\circ})} = 0,85.$$

Уточним вращающий момент на валу червячного колеса

$$T_2 = T_1 u_{\text{ч}} \eta_{\text{ч}} = 19 \cdot 19,5 \cdot 0,85 = 315 \text{ Н} \cdot \text{м} = 315 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Коэффициент динамической нагрузки K_v при расчете червячной передачи: $K_v = 1$ при $v_s \leq 3$ м/с; $K_v = 1 \dots 1,3$ при $v_s > 3$ м/с. В нашем случае $v_s > 3$ м/с и $K_v = 1,1$.

Коэффициент концентрации нагрузки K_β при постоянной нагрузке (для типового режима нагружения 0) $K_\beta = 1$; при переменной нагрузке (для типовых режимов нагружения 1...5) $K_\beta = 1,05 \dots 1,2$. Принимаем $K_\beta = 1,1$.

Коэффициент расчетной нагрузки K_H при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

$$K_H = K_v K_\beta = 1,1 \cdot 1,1 = 1,21.$$

Торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса

$$\varepsilon_\alpha = \left(\sqrt{0,03z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17z_2 + 2,9 \right) / 2,95 = \left(\sqrt{0,03 \cdot 39^2 + 39 + 1} - 0,17 \cdot 39 + 2,9 \right) / 2,95 = 1,87.$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 1,82 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \varepsilon_\alpha}} = 1,82 \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 315 \cdot 10^3 \cdot 1,21 \cos^2 9,09027^\circ}{195^2 \cdot 62,5 \cdot 1,87}} = 187 \text{ МПа}.$$

Условие сопротивления контактной усталости:

$$\sigma_H < [\sigma_H].$$

В нашем примере это условие не выполняется, так как

$\sigma_H = 187$ МПа $>$ $[\sigma_H] = 180$ МПа. В данном случае наблюдается перегрузка передачи. Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при перегрузке не более 5%. Перегрузка передачи в нашем примере :

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{187 - 180}{180} \cdot 100 = 3,9\%, \text{ что меньше } 5\%.$$

5. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ при расчете зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе. По формуле (2.30) в п.2.1 для реверсивной передачи $[\sigma_F] = 0,16 \sigma_B Y_N$.

Определим коэффициент долговечности Y_N .

Суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_x = 60 n_2 L_n = 60 \cdot 74 \cdot 16 \cdot 10^3 = 71,04 \cdot 10^6,$$

где $n_2 = n_1 / u_q = 1435 / 19,5 = 74 \text{ мин}^{-1}$.

Для заданного типового режима нагружения 2 коэффициент эквивалентности $K_{F\beta} = 0,1$ [см. формулу (2.32) в п.2.1].

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы L_n :

$$N_{F\beta} = K_{F\beta} N_x = 0,1 \cdot 71,04 \cdot 10^6 = 7,1 \cdot 10^6.$$

Тогда коэффициент долговечности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе согласно формулы (2.31) в п. 2.1:

$$Y_N = \sqrt[3]{\frac{10^6}{N_{FB}}} = \sqrt[3]{\frac{10^6}{7,1 \cdot 10^6}} = 0,8.$$

При этом должно выполняться условие
 $0,54 \leq Y_N \leq 1.$

Данное условие выполняется и окончательно $Y_N = 0,8.$

Тогда при $\sigma_p = 425$ МПа для бронзы БрА9ЖЗЛ:

$$[\sigma_p] = 0,16 \sigma_p Y_N = 0,16 \cdot 425 \cdot 0,8 = 54 \text{ МПа.}$$

6. Проверочный расчет зубьев червячного колеса на сопротивление усталости при изгибе. Окружная сила на червячном колесе

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 315 \cdot 10^3}{195} = 3231 \text{ Н.}$$

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = 39 / \cos^3 9,09027^\circ \approx 41.$$

Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_F принимают в зависимости от z_v :

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_v	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

В нашем примере для $z_v = 41$ линейным интерполированием $Y_F = 1,54.$

Коэффициент расчетной нагрузки K_F при расчете зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе $K_F = K_H = 1,21.$

Нормальный модуль

$$m_n = m \cos \gamma = 5 \cos 9,09027^\circ = 4,937 \text{ мм.}$$

Напряжения изгиба зубьев колеса

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} K_F}{b m_n} Y_F = 0,7 \frac{3231 \cdot 1,21}{54 \cdot 4,937} 1,54 = 16 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_F] = 54$ МПа.

7. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при кратковременной перегрузке. По формуле (2.34) в п.2.1 предельно допускаемые контактные напряжения для безоловянной бронзы

$$[\sigma_{H \max}] = 2\sigma_T = 2 \cdot 195 = 390 \text{ МПа.}$$

Максимальные контактные напряжения при кратковременной перегрузке

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} = 187 \sqrt{1,8} = 251 \text{ МПа,}$$

где $K_H = T_{\max} / T_{\text{ном}} = 1,8$ - кратковременная перегрузка (см. исходные данные).

Контактная прочность зубьев червячного колеса при кратковременной перегрузке обеспечена, так как $\sigma_{H \max} = 251 \text{ МПа} < [\sigma_{H \max}] = 390 \text{ МПа.}$

8. Проверочный расчет передачи на изгибную прочность при кратковременной перегрузке. Как и ранее, расчет проводим только для зубьев червячного колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса.

По формуле (2.35) в п.2.1 предельно допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 195 = 156$ МПа.

Максимальные напряжения изгиба при кратковременной перегрузке $\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{\Pi} = 16 \cdot 1,8 = 29$ МПа.

Изгибная прочность зубьев червячного колеса при кратковременной перегрузке обеспечивается, так как

$$\sigma_{F\max} = 29 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}] = 156 \text{ МПа.}$$

9. Тепловой расчет червячной передачи. Данный расчет сводится к определению температуры масла t в картере редуктора по формуле

$$t = \frac{(1 - \eta_v) P_1}{K_T A (1 + \psi)} + 20^\circ,$$

где $t - ^\circ\text{C}$; P_1 – мощность на валу червяка, Вт; K_T – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ для корпусов при естественном охлаждении $K_T \approx 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; A – площадь поверхности охлаждения корпуса за исключением поверхности дна, которой корпус прилегает к раме или плите, м^2 (определяется по чертежу редуктора); $\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в раму или плиту.

Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при выполнении условия $t \leq [t]$, где $[t] = 80 \dots 90^\circ\text{C}$ – для редукторных смазочных материалов и $[t] = 100 \dots 120^\circ\text{C}$ – для авиационных.

При $t > [t]$ наблюдается ухудшение свойств смазочного материала, повышается коэффициент трения между витками червяка и зубьями колеса и, как следствие, понижается КПД червячной передачи. При этом увеличивается тепловыделение и возникает опасность заедания в червячном зацеплении. Для понижения температуры t в конструкции корпуса предусматривают ребра (см. табл. 3П.5 приложения 3П). При определении поверхности охлаждения A корпуса с ребрами учитывают только 50% поверхности ребер. Снижение температуры t возможно также за счет установки на валу червяка вентилятора. В зависимости от частоты вращения вентилятора n_B коэффициент теплоотдачи $K_{T,B}$ принимаю:

n_B , мин ⁻¹	750	1000	1500	3000
$K_{T,B}$, Вт/(м ² · °С).....	24	29	35	50

Обычно $n_B = n_1$, где n_1 – частота вращения вала червяка.

Глава 3 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

3.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

К открытым передачам механических приводов, разрабатываемых в курсовом проекте, относятся ременная и цепная, а также зубчатая цилиндрическая и коническая передачи. Ременная передача устанавливается обычно между двигателем и редуктором, цепная и открытые зубчатые – между редуктором и приводным валом. В качестве ременной передачи механических приводов конвейеров и элеваторов, а также индивидуальных приводов чаще всего используется клиноременная передача, расчет которой рассматривается в примере 3.1. В примере 3.2 изложена методика расчета цепной передачи посредством приводной роликовой цепи. В качестве открытых зубчатых передач приводов используют главным образом прямозубые цилиндрические и конические передачи. Методика расчета этих передач аналогична методике расчета закрытых зубчатых передач данного типа, изложенных в примерах главы 2.

3.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

ПРИМЕР 3.1. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать клиноременную передачу, установленную в приводе цепного конвейера (рис.3.1) по следующим исходным данным:

- а) электродвигатель привода – 4А132S4У3 ($P_{ном} = 7,5 \text{ кВт}$; $n_{ном} = 1455 \text{ мин}^{-1}$);
- б) передаточное число клиноременной передачи $u = 2$;
- в) натяжение ремня – периодическое;
- г) работа в две смены.

Расчет выполнить для клиновых ремней нормального и узкого сечений и сравнить габариты передачи.

Порядок расчета

1. Выбор сечения ремня. В качестве расчетной мощности P_1 , передаваемой ведущим шкивом, принимается мощность, равная номинальной мощности двигателя $P_{ном}$. Аналогично, частота вращения n_1 ведущего шкива равна номинальной частоте вращения двигателя $n_{ном}$. Таким образом:

$$P_1 = P_{ном} = 7,5 \text{ кВт};$$
$$n_1 = n_{ном} = 1455 \text{ мин}^{-1}.$$

По номограммам, приведенным в табл. 1П.35 приложения 1П, в зависимости от мощности P_1 и частоты вращения n_1 выбираем клиновые ремни: нормального сечения B и узкого сечения SPZ .

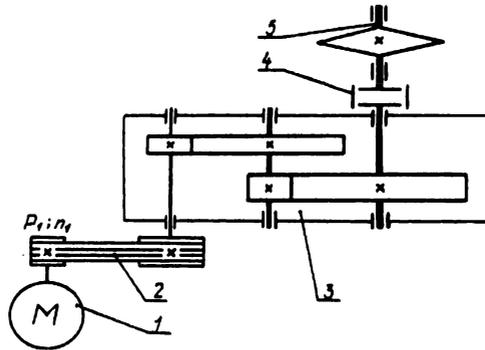


Рис 3.1:

1-электродвигатель; 2- клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта соединительная компенсирующая; 5 – приводной вал цепного конвейера

2. Определение диаметров шкивов. По табл. 1П.36 приложения 1П минимально допустимый расчетный диаметр ведущего (малого) шкива: для ремня $B - d_{p1\min} = 125$ мм; для ремня $SPZ - d_{p1\min} = 63$ мм. В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром d_{p1} больше $d_{p1\min}$ на 1...2 размера из стандартного ряда (см. табл. 1П.37 приложения 1П). Учитывая данную рекомендацию, принимаем: для сечения ремня $B d_{p1} = 140$ мм; для сечения $SPZ d_{p1} = 71$ мм.

При коэффициенте скольжения $\varepsilon = 0,01...0,02$ (расчетное значение $\varepsilon = 0,015$) диаметр d_{p2} ведущего шкива:

$$d_{p2} = d_{p1}u(1 - \varepsilon)$$

Для сечения ремня B

$$d_{p2} = 140 \cdot 2(1 - 0,015) = 275,8 \text{ мм.}$$

Для сечения ремня SPZ

$$d_{p2} = 71 \cdot 2(1 - 0,015) = 139,87 \text{ мм.}$$

По табл. 1П.37 приложения 1П принимаем стандартные значения d_{p2} : для сечения ремня $B d_{p2} = 280$ мм; для сечения ремня $SPZ d_{p2} = 140$ мм.

Определяем фактическое передаточное число u_ϕ и проверяем его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%.$$

Тогда для сечения ремня B :

$$u_\phi = \frac{280}{140(1 - 0,015)} = 2,03; \quad \Delta u = \frac{2,03 - 2}{2} \cdot 100 = 1,5\% < 4\%.$$

Для сечения ремня *SPZ* :

$$u_{\phi} = \frac{140}{71(1-0,015)} = 2; \quad \Delta u = 0.$$

3. Определение межосевого расстояния *a* и расчетной длины ремня *L*

Предварительная величина межосевого расстояния $a' \approx d_{p2}$. Тогда для сечения ремня *B* $a' \approx 280$ мм, для сечения ремня *SPZ* $a' \approx 140$ мм.

Расчетная длина ремня l' (предварительно):

$$l' = 2a' + 0,5\pi(d_{p2} + d_{p1}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a'}$$

Для сечения ремня *B* :

$$l' = 2 \cdot 280 + 0,5\pi(280 + 140) + \frac{(280 - 140)^2}{4 \cdot 280} = 1236,9 \text{ мм.}$$

Для сечения ремня *SPZ* :

$$l' = 2 \cdot 140 + 0,5\pi(140 + 71) + \frac{(140 - 71)^2}{4 \cdot 140} = 619,8 \text{ мм.}$$

Исходя из l' по табл. 1П.36 приложения 1П принимаем стандартное значение l : для сечения ремня *B* $l = 1250$ мм, для сечения ремня *SPZ* $l = 630$ мм.

Уточняем значение межосевого расстояния a по стандартной длине l :

$$a = \left[2l - \pi(d_{p2} + d_{p1}) + \sqrt{[2l - \pi(d_{p2} + d_{p1})]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] / 8.$$

Для сечения ремня *B* :

$$a = \left[2 \cdot 1250 - \pi(280 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - \pi(280 + 140)]^2 - 8(280 - 140)^2} \right] / 8 = 287 \text{ мм.}$$

Для сечения ремня *SPZ* :

$$a = \left[2 \cdot 630 - \pi(140 + 71) + \sqrt{[2 \cdot 630 - \pi(140 + 71)]^2 - 8(140 - 71)^2} \right] / 8 = 145 \text{ мм.}$$

После уточнения a в обязательном порядке проводится проверка:

$$0,55(d_{p1} + d_{p2}) + T \leq a \leq 2(d_{p1} + d_{p2})$$

где T – высота поперечного сечения ремня по табл. 1П.36 приложения 1П.

Для сечения ремня *B* ($T = 11$ мм) :

$$0,55(140 + 280) + 11 = 242 \text{ мм;}$$

$$2(140 + 280) = 840 \text{ мм;}$$

$$242 \text{ мм} < a = 287 \text{ мм} < 840 \text{ мм.}$$

Для сечения ремня *SPZ* ($T = 8$ мм) :

$$0,55(71 + 140) + 8 = 124 \text{ мм;}$$

$$2(71 + 140) = 422 \text{ мм;}$$

$$124 \text{ мм} < a = 145 \text{ мм} < 422 \text{ мм.}$$

Выше записанное условие выполняется как для сечения ремня *B*, так и для сечения ремня *SPZ*.

4. Определение угла обхвата ремнем ведущего шкива α_1 . Угол обхвата α_1 (град) определяют по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} \geq 120^\circ (90^\circ)$$

Для сечения ремня B :

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{280 - 140}{287} = 152^\circ > 120^\circ.$$

Для сечения ремня SPZ :

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{140 - 71}{145} = 153^\circ > 120^\circ.$$

5. Определение допускаемой мощности $[P]$, передаваемой одним клиновым ремнем в условиях эксплуатации рассчитываемой передачи. Скорость ремня v (м/с):

$$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

Для сечения ремня B :

$$v = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 1455}{60 \cdot 10^3} = 10,7 \text{ м/с}.$$

Для сечения ремня SPZ

$$v = \frac{\pi \cdot 71 \cdot 1455}{60 \cdot 10^3} = 5,4 \text{ м/с}.$$

По табл. 1П.38 приложения 1П в зависимости от полученной величины v линейным интерполированием определяем приведенную мощность $[P_o]$, передаваемую одним клиновым ремнем.

Для сечения ремня B при $d_{p1} = 140$ мм по табл. 1П.43 имеем : $v = 10$ м/с $[P_o] = 2,70$ кВт; $v = 15$ м/с $[P_o] = 3,45$ кВт. Тогда при $v = 10,7$ м/с:

$$[P_o] = 2,70 + \frac{3,45 - 2,70}{15 - 10} (10,7 - 10) = 2,81 \text{ кВт}.$$

Для сечения ремня SPZ при $d_{p1} = 71$ мм по табл. 1П.43 имеем: $v = 5$ м/с $[P_o] = 1,18$ кВт; $v = 10$ м/с $[P_o] = 1,95$ кВт. Тогда при $v = 5,4$ м/с:

$$[P_o] = 1,18 + \frac{1,95 - 1,18}{10 - 5} (5,4 - 5) = 1,24 \text{ кВт}.$$

По табл. 1П.39 приложения 1П коэффициент угла обхвата α_1 на ведущем (меньшем) шкиве интерполированием: для сечения ремня B ($\alpha_1 = 152^\circ$) $C_a = 0,91$; для сечения ремня SPZ ($\alpha_1 = 153^\circ$) $C_a = 0,91$.

По табл. 1П.40 приложения 1П для передаточного числа u_ϕ коэффициент C_v интерполированием: для сечения ремня B ($u_\phi = 2,03$) $C_v = 1,13$; для сечения ремня SPZ ($u_\phi = 2$) $C_v = 1,13$.

Коэффициент длины ремня согласно Д.Н. Решетова [4] $C_l = \sqrt[3]{l/l_o}$, где l – стандартная длина ремня, l_o – базовая длина ремня по табл. 1П.38 приложения 1П для соответствующего сечения ремня.

Для сечения ремня B ($l = 1250$ мм; $l_o = 2240$ мм);

$$C_i = \sqrt[3]{1250/2240} = 0,91.$$

Для сечения ремня *SPZ* ($l = 630$ мм; $l_0 = 1600$ мм):

$$C_z = \sqrt[3]{630/1600} = 0,86.$$

По табл.1П.41 приложения 1П при умеренных колебаниях (конвейер цепной) и двухсменной работе коэффициент режима нагрузки $C_p = 1,2$ (двигатель переменного тока общепромышленного применения).

Тогда допускаемая мощность, передаваемая одним клиновым ремнем в условиях эксплуатации рассчитываемой передачи:

$$[P] = [P_0] C_a C_U C_i / C_p.$$

Для сечения ремня *B*

$$[P] = 2,81 \cdot 0,91 \cdot 1,13 \cdot 0,91 / 1,2 = 2,19 \text{ кВт.}$$

Для сечения ремня *SPZ*

$$[P] = 1,24 \cdot 0,91 \cdot 1,13 \cdot 0,86 / 1,2 = 0,91 \text{ кВт.}$$

6. Необходимое число ремней определяется по формуле

$$z = \frac{P_1}{[P] C_z} < 6(8),$$

где C_z – коэффициент числа ремней:

$z \dots\dots\dots 1$	$2 \dots 3$	$4 \dots 6$	> 6
$C_z \dots\dots\dots 1$	$0,95$	$0,9$	$0,85$

При мощности на ведущем (меньшем) шкиве $P_1 = P_{ном} = 7,5$ кВт, задаваясь коэффициентом C_z , имеем:

а) для сечения ремня *B* $z = \frac{7,5}{2,19 \cdot 0,9} = 3,8;$

принимаем $z = 4;$

б) для сечения ремня *SPZ*

$$z = \frac{7,5}{0,91 \cdot 0,85} = 8,8,$$

что превышает максимально рекомендуемое число ремней. Поэтому при использовании узких клиновых ремней следует принять сечение *SPA*. При этом необходимо учитывать вращающий момент T_1 на ведущем шкиве, приведенный в табл. 1П.36 приложения 1П для данного сечения ремня.

Используя выше приведенную методику, для сечения ремня *SPA* получили: $d_{p1} = 100$ мм, $d_{p2} = 200$ мм, $l = 900$ мм, $a = 208$ мм, $\alpha_1 = 153^\circ$, $v = 7,6$ м/с, $[P_0] = 2,55$ кВт. Тогда при $C_a = 0,91$; $C_U = 1,13$; $C_i = 0,84$ (при $l = 900$ мм и $l_0 = 2500$ мм); $C_p = 1,2$ имеем $[P] = 1,84$ кВт. Число ремней сечения *SPA*

$$z = \frac{7,5}{1,84 \cdot 0,9} = 4,5.$$

Принимаем $z = 5.$

Дальнейший расчет проводим для ремней сечений *B* и *SPA*.

7. Определение силы предварительного натяжения F_0 (Н) одного клиноременья

$$F_0 = \frac{850P_1C_1C_F}{z\nu C_a C_U} + qv^2,$$

где q – масса 1 м длины ремня; по табл. 1П.36 приложения 1П для ремня сечения B $q = 0,18$ кг/м, для ремня сечения SPA $q = 0,12$ кг/м.

Тогда для сечения ремня B :

$$F_0 = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 0,91 \cdot 1,2}{4 \cdot 10,7 \cdot 0,91 \cdot 1,13} + 0,18 \cdot 10,7^2 = 179 \text{ Н.}$$

Для сечения ремня SPA

$$F_0 = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 0,84 \cdot 1,2}{5 \cdot 7,6 \cdot 0,91 \cdot 1,13} + 0,12 \cdot 7,6^2 = 171 \text{ Н.}$$

8. Определение консольной нагрузки на вал F (Н) ременной передачи

$$F = 2F_0 z \sin(\alpha_1/2).$$

Для сечения ремня B

$$F = 2 \cdot 179 \cdot 4 \sin(152^\circ/2) = 1389 \text{ Н.}$$

Для сечения ремня SPA

$$F = 2 \cdot 171 \cdot 5 \sin(153^\circ/2) = 1663 \text{ Н.}$$

9. Определение частоты пробегов ремня U (с^{-1})

$$U = 10^3 (\nu/l).$$

Для сечения ремня B

$$U = 10^3 (10,7/1250) = 8,6 \text{ с}^{-1}.$$

Для сечения ремня SPA

$$U = 10^3 (7,6/900) = 8,4 \text{ с}^{-1}.$$

Условие $U \leq [U] = 20 \text{ с}^{-1}$ гарантирует срок службы ремня 2000...3000 ч.

10. Вывод: при одной и той же передаваемой мощности применение клиновых ремней узкого сечения позволяет уменьшить габариты передачи (для сечения ремня B $a = 287$ мм, $d_{p1} = 140$ мм, $d_{p2} = 280$ мм, $z = 4$; для сечения ремня SPA $a = 208$ мм, $d_{p1} = 100$ мм, $d_{p2} = 200$ мм, $z = 5$).

ПРИМЕР 3.2. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчитать цепную передачу, установленную в приводе цепного конвейера (рис.1.1 примера 1.1) по следующим исходным данным:

а) мощность на валу ведущей звездочки $P_1 = P_{III} = 11,9$ кВт;

б) частота вращения ведущей звездочки $n_1 = n_{III} = 80 \text{ мин}^{-1}$;

в) передаточное число $u_4 = 2$;

г) условия эксплуатации (работа без пыли; передача открытая; расположение - горизонтальное; работа в одну смену; смазка - удовлетворительная; натяжение цепи не предусматривается).

Порядок расчета

1. Выбор типа приводной цепи. В цепных передачах применяют приводные роликовые, втулочные и зубчатые цепи.

Роликовые цепи нормальной серии ПР (ГОСТ 13568-75) получили наибольшее распространение в различных механических приводах. Их изготавливают одно-(ПР), двух-(2ПР), трех-(3ПР) и четырехрядными (4ПР). Предпочтение следует отдавать однорядным цепям. Четырехрядные цепи без особых требований не рекомендуется применять ввиду необходимости использования звездочек повышенной точности и усложнения монтажа.

Втулочные цепи ПВ (ГОСТ 13568-75) аналогичны роликовым, но у них отсутствуют ролики. Их применяют в основном в мотоциклах и автомобилях.

Зубчатые цепи с шарнирами качения по ГОСТ 13522-81 отличаются повышенной надежностью, скоростью и кинематической точностью. Однако они более тяжелые и дорогостоящие и поэтому имеют ограниченное применение. Их используют обычно при высоких скоростях – до 35 м/с.

Рассчитываемая цепная передача является последней ступенью привода. Поэтому при небольшой скорости движения она будет испытывать значительные нагрузки. Выбираем приводную роликовую цепь.

2. Выбор чисел зубьев звездочек. В нашем примере меньшая звездочка является ведущей, а большая - ведомой.

Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки роликовой цепи согласно [4]

$$z_1 = 29 - 2u_{\varphi} \geq 13.$$

$$\text{При } u_{\varphi} = 2 \quad z_1 = 29 - 2 \cdot 2 = 25 > 13.$$

Полученная величина $z_1 = 25$ примерно соответствует и рекомендациям М.Н. Иванова [3] (см. табл. 1П.2 приложения 1П).

$$\text{Число зубьев большей (ведомой) звездочки } z_2 = u_{\varphi} z_1 = 2 \cdot 25 = 50.$$

Д.Н. Решетов [4] считает, что предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному износу зубьев и шарниров. С учетом этих рекомендаций принимаем окончательно $z_1 = 25$ и $z_2 = 51$.

Для того, чтобы роликовая цепь в процессе изнашивания не соскакивала с большей звездочки, необходимо выполнение условия $z_2 = 51 < z_{2\max} = 120$.

Тогда фактическое передаточное число

$$u_{\varphi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{25} = 2,04.$$

Отклонение $u_{\varphi, \text{ф}}$ от u_{φ} :

$$\Delta u_{\varphi} = \frac{u_{\varphi, \text{ф}} - u_{\varphi}}{u_{\varphi}} 100 = \frac{2,04 - 2}{2} 100 = 2\% < [\Delta u_{\varphi}] = 3\%, \text{ что допустимо.}$$

3. Предварительное определение межосевого расстояния. По соображениям долговечности цепи предварительно величину межосевого расстояния будем принимать в диапазоне $a = (30 \dots 50) p_{\varphi}$, где p_{φ} - шаг цепи, мм.

4. Определение коэффициента эксплуатации k_3 . По таблице 1П.2 приложения 1П:

а) коэффициент динамической нагрузки $k_d = 1,3$ (нагрузка переменная);

- б) коэффициент межосевого расстояния $k_a = 1$ [для $a = (30 \dots 50) p_u$];
 в) коэффициент наклона передачи к горизонту $k_H = 1$ (передача горизонтальная);
 г) коэффициент способа регулировки натяжения цепи $k_{РЕГ} = 1,25$ (натяжение цепи не регулируется);
 д) коэффициент смазки и загрязнения передачи $k_C = 1$ [производство без пыли, качество смазки - II (удовлетворительная: густая внутришарнирная при $v < 4$ м/с, см. таблицу 1П. 25 приложения 1П)];
 е) коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течении суток $k_{РЕЖ} = 1$ (работа в одну смену).

Тогда коэффициент эксплуатации

$$k_3 = k_d k_a k_H k_{РЕГ} k_C k_{РЕЖ} = 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,63.$$

5. Определение коэффициентов k_z и k_n . Число зубьев малой звездочки типовой передачи принимается только $z_{01} = 25$ (см. таблицу 1П. 30 приложения 1П). Число зубьев малой звездочки проектируемой передачи $z_1 = 25$. Тогда коэффициент числа зубьев

$$k_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{25} = 1.$$

Частота вращения малой звездочки проектируемой передачи $n_1 = 80 \text{ мин}^{-1}$. Ближайшая частота вращения малой звездочки типовой передачи $n_{01} = 50 \text{ мин}^{-1}$ (см. таблицу 1П.30 приложения 1П). Тогда коэффициент частоты вращения

$$k_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{50}{80} = 0,625.$$

6. Выбор цепи. Первоначально ориентируемся на однорядную цепь. Тогда расчетная мощность, передаваемая однорядной цепью для проектируемой передачи

$$P_P = P_1 k_3 k_z k_n = 11,9 \cdot 1,63 \cdot 1 \cdot 0,625 = 12,12 \text{ кВт}.$$

где $P_1 = 11,9 \text{ кВт}$ - мощность на валу малой (ведущей) звездочки.

Ближайшей большей допускаемой расчетной мощностью $[P_P]$ по табл. 1П.30 приложения 1П при $z_{01} = 25$ и $n_{01} = 50 \text{ мин}^{-1}$ является $[P_P] = 14,7 \text{ кВт}$ для однорядной цепи ПР-44,45-172400 с шагом $p_u = 44,45 \text{ мм}$.

Для того, чтобы решить вопрос о том, подходит нам однорядная цепь с таким шагом или нет, определим, какие же при этом получаются делительные диаметры звездочек:

$$d_{01} = \frac{P_u}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 354,66 \text{ мм}; \quad d_{02} = \frac{P_u}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180^\circ}{51}} = 722,05 \text{ мм}.$$

Так как ведомая звездочка диаметром d_{02} устанавливается на приводном валу, на котором в свою очередь находится ведущая тяговая звездочка (шаг $t = 125 \text{ мм}$, число зубьев $z = 12$), определим делительный диаметр d_d тяговой звездочки и сравним их размеры:

$$d_o = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{125}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 482,96 \text{ мм.}$$

Мы видим, что d_{o2} значительно превышает d_o , что приводит к нарушению со-размерности конструкции.

Принимаем решение о переходе с однорядной цепи на двухрядную. При этом вводим коэффициент числа рядов $k_{\text{ряд}}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи:

Число рядов.....	1	2	3	4
$k_{\text{ряд}}$	1	1,7	2,5	3

Для двухрядной цепи $k_{\text{ряд}} = 1,7$.

Тогда расчетная мощность, передаваемая одним рядом двухрядной цепи

$$P'_p = \frac{P_p}{k_{\text{ряд}}} = \frac{12,12}{1,7} = 7,13 \text{ кВт.}$$

На основании данных табл. 1П. 30 приложения 1П видим, что при $z_{01} = 25$ и $n_{01} = 50 \text{ мин}^{-1}$ ближайшей большей к $P'_p = 7,13 \text{ кВт}$ является величина $[P_p] = 10,5 \text{ кВт}$ для одного ряда цепи шагом $p_y = 38,1 \text{ мм}$. Учитывая, что двухрядная обозначается 2ПР, а трехрядная 3ПР, принятая в нашем случае цепь будет иметь обозначение 2ПР. Так как на разрыв работают два ряда цепи, в качестве разрушающей нагрузки для всей цепи принимается не величина, указанная в обозначении однорядной цепи ПР в табл. 1П. 30, а нагрузка для цепи 2ПР с шагом $p_y = 38,1 \text{ мм}$, приведенная в табл. 1П. 31, которая составляет 254 кН или 254000 Н.

Обозначение цепи: Цепь 2ПР-38,1-254 000 ГОСТ 13568-75.

Для ограничения вредного влияния ударов цепи о зубья ведущей звездочки, что может привести к разрушению шарниров цепи и зубьев проверяем, не превышает ли шаг p_y максимально допустимый $[p_y]_{\text{max}}$. По табл. 1П. 32 приложения 1П видим, что при частоте вращения ведущей звездочки $n_1 = 300 \text{ мин}^{-1}$ допускается для роликовой цепи $[p_y]_{\text{max}} = 50,80 \text{ мм}$. В нашем примере $n_1 = 80 \text{ мин}^{-1}$ и, следовательно, цепь допускает еще большую величину $[p_y]_{\text{max}}$.

Таким образом, для выбранной цепи с $p_y = 38,1 \text{ мм}$ выполняется условие

$$p_y < [p_y]_{\text{max}}$$

Уточняем делительные диаметры звездочек:

$$d_{o1} = \frac{p_y}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 303,99 \text{ мм;}$$

$$d_{o2} = \frac{p_y}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{51}} = 618,90 \text{ мм.}$$

Для того, чтобы еще уменьшить размеры d_{d1} и d_{d2} , можно принять трехрядную цепь ЗПР, один ряд которой составляет цепь ПР с шагом $p_{\text{ч}} = 31,75$ мм (см. табл. 1П. 30 приложения 1П), а разрушающая нагрузка всей цепи ЗПР по табл. 1П. 31 равна 265,5 кН. При этом

$$P'_p = \frac{P_p}{k_{\text{ряд}}} = \frac{12,12}{2,5} = 4,85 \text{ кВт} < [P_p] = 5,83 \text{ кВт.}$$

Тогда для $p_{\text{ч}} = 31,75$ мм $d_{d1} = 253,33$ мм и $d_{d2} = 515,75$ мм. Таким образом, трехрядная цепь ЗПР–31,75–265500 дает наилучшее соотношение конструктивных размеров привода и студенту предлагается самому спроектировать такой привод.

Мы же для дальнейшей разработки принимаем вариант привода с двухрядной роликовой цепью 2ПР–38,1–254000.

Скорость цепи

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 303,99 \cdot 80}{60 \cdot 10^3} = 1,3 \text{ м/с.}$$

По табл. 1П. 28 приложения 1П при $v = 1,3 \text{ м/с}$ назначаем для цепи густую внутришарнирную смазку (качество смазки II).

7. Определение межосевого расстояния и длины цепи. Ранее (см. п. 3) из соображений долговечности цепи мы приняли, что предварительная величина межосевого расстояния a будет находится в диапазоне

$$a = (30 \dots 50) p_{\text{ч}}.$$

Так как меньшее значение рекомендуется [3] для $u_{\text{ч}} = 1 \dots 2$, а большее для $u_{\text{ч}} = 6 \dots 7$, при $u_{\text{ч}} = 2$ принимаем $a = 35 p_{\text{ч}} = 35 \cdot 38,1 = 1334$ мм.

Длина цепи в шагах или число звеньев цепи

$$L_p = \frac{2a}{p_{\text{ч}}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_{\text{ч}}}{a} = \frac{2 \cdot 1334}{38,1} + \frac{25 + 51}{2} + \left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{1334} = 108,5.$$

Округляем L_p до целого четного числа, для того, чтобы не применять специальных соединительных звеньев. Тогда $L_p = 108$.

Для принятого значения $L_p = 108$ уточняем a :

$$a = \frac{p_{\text{ч}}}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{38,1}{4} \left[108 - \frac{25 + 51}{2} + \sqrt{\left(108 - \frac{25 + 51}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1324 \text{ мм.}$$

Так как цепная передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи, расчетное межосевое расстояние a уменьшают на величину $\Delta a = (0,002 \dots 0,004) a$. Тогда $\Delta a = (0,002 \dots 0,004) 1324 = 3 \dots 5$ мм. Принимаем $\Delta a = 4$ мм и тогда окончательная величина межосевого расстояния $a = 1324 - 4 = 1320$ мм.

8. Силы в цепной передаче и требования монтажа. Окружная сила

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{v} = \frac{10^3 \cdot 11,9}{1,3} = 9154 \text{ Н.}$$

По табл. 1П.33 приложения 1П коэффициент провисания цепи при горизонтальном ее расположении $k_f = 6$.

По табл. 1П. 31 приложения 1П масса 1 м цепи 2ПР с шагом $p_u = 38,1$ мм составляет 11 кг, т.е. погонная масса $q = 11 \text{ кг/м}$.

Натяжение цепи от силы тяжести провисающей ведомой ветви

$$F_q = k_f a q g = 6 \cdot 1,32 \cdot 11 \cdot 9,81 = 855 \text{ Н,}$$

где $a = 1,32 \text{ м}$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_D = qv^2 = 11 \cdot 1,3^2 = 19 \text{ Н.}$$

Разрушающая нагрузка цепи 2ПР с шагом $p_u = 38,1$ мм по табл. 1П.31 $F_P = 254 \text{ кН} = 254000 \text{ Н}$. Уточним расчетный коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{F_P}{F_t k_d + F_q + F_D} = \frac{254000}{9154 \cdot 1,3 + 855 + 19} = 19,9,$$

где $k_d = 1,3$ – коэффициент динамической нагрузки (см. п.4).

Допускаемый коэффициент запаса прочности цепи по табл. 1П.34 приложения 1П линейным интерполированием $[S] = 7,8$.

Цепь 2ПР – 38,1 – 254000 подходит, так как $S = 19,9 > [S] = 7,8$.

Нагрузка на валы цепной передачи

$$F_u = k_M F_t = 1,15 \cdot 9154 = 10527 \text{ Н,}$$

где $k_M = 1,15$ – при горизонтальной передаче и угле наклона передачи $\leq 40^\circ$; $k_M = 1,05$ – при угле наклона передачи более 40° и при вертикальной передаче. Сила F_u направлена по линии, соединяющей центры звездочек.

При монтаже цепной передачи предельное отклонение ΔS (мм) звездочек от одной плоскости и предельные углы их смещения δ , перекоса валов γ и их скрещивания β (град) (рис. 3.2) определяют по формуле:

$$\Delta S = (1,2 \dots 1,4) \sqrt{a} = (1,2 \dots 1,4) \sqrt{1,32} = 1,38 \dots 1,61 \text{ мм};$$

$$\delta = (0,07 \dots 0,15) / \sqrt{a} = (0,07 \dots 0,15) / \sqrt{1,32} = 0,06 \dots 0,13^\circ;$$

$$\gamma = (0,1 \dots 0,2) / \sqrt{a} = (0,1 \dots 0,2) / \sqrt{1,32} = 0,09 \dots 0,17^\circ;$$

$$\beta = (0,05 \dots 0,1) / \sqrt{a} = (0,05 \dots 0,1) / \sqrt{1,32} = 0,04 \dots 0,09^\circ.$$

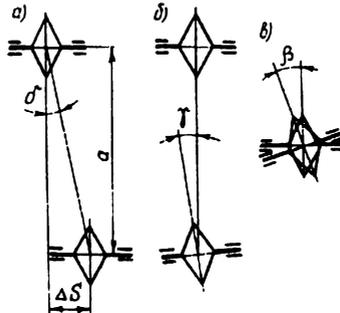


Рис.3.2

Глава 4
**ВЫБОР ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СХЕМ ИХ УСТАНОВКИ.
ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ ЗУБЧАТЫХ
И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ**

4.1. ВЫБОР ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

На выбор типа подшипника качения влияют следующие факторы:

- а) нагрузка (ее величина и направление);
- б) способ осевого фиксирования вала;
- в) расположение подшипников в одном или разных корпусах;
- г) упрощение конструкции и унификация опор.

Рассмотрим выбор типа подшипника, устанавливаемого в одном корпусе (редуктор, коробка скоростей и т.д.).

Для прямозубых передач, когда на опоры действует только радиальная нагрузка F_r , а также для косозубых передач, у которых совместно с силой F_r действует небольшая осевая нагрузка F_a (при этом $F_a < 0,3 F_r$), ориентируются на радиальные шариковые однорядные подшипники.

Для косозубых передач при $F_a > 0,3 F_r$, а также для конических передач рекомендуется использование в опорах радиально-упорных подшипников: конических роликовых при частоте вращения вала $n < 3000 \text{ мин}^{-1}$ или шариковых при $n \approx 3000 \text{ мин}^{-1}$.

В опорах плавающего вала шевронной передачи, а также сдвоенной косозубой передачи (образующей шеврон) применяют радиальные подшипники: с короткими цилиндрическими роликами, шариковые однорядные или двухрядные сферические. Выбор типа радиального подшипника в данном случае определяется конструктивной схемой установки плавающего вала.

Следует, однако, отметить, что с целью унификации подшипников в редукторе иногда устанавливают однотипные подшипники во всех опорах, даже если условия нагрузки ряда опор и не требуют этого. Например, в коническо-цилиндрическом редукторе с прямозубой тихоходной ступенью для опор тихоходного вала, как и для опор быстроходного и промежуточного валов, с целью унификации также используют конические роликоподшипники, хотя по характеру нагрузки здесь могут применяться радиальные однорядные шарикоподшипники.

Для опор приводных валов конвейеров, размещаемых в разных корпусах, используют только сферические подшипники качения. Это связано с неизбежным перекосом и смещением осей посадочных отверстий корпусов подшипников относительно друг друга в результате сборки приводного вала и деформации металлоконструкции при работе конвейера.

Из всех серий выпускаемых подшипников наибольшее распространение получили легкая и средняя серии. Подшипники этих серий рекомендуется применять при курсовом проектировании.

Схема 1 («враспор»)

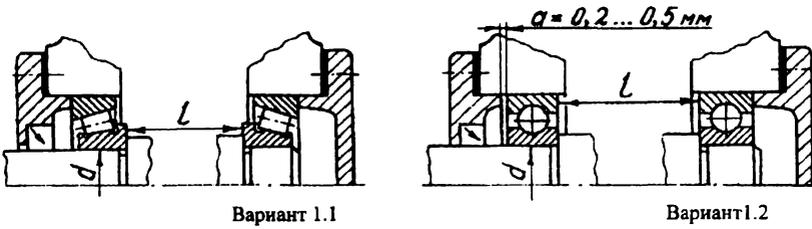


Схема 2 («враспяжку»)

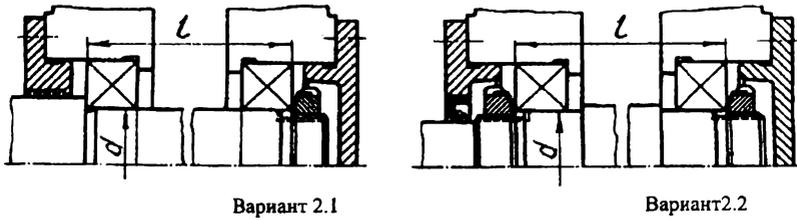


Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)

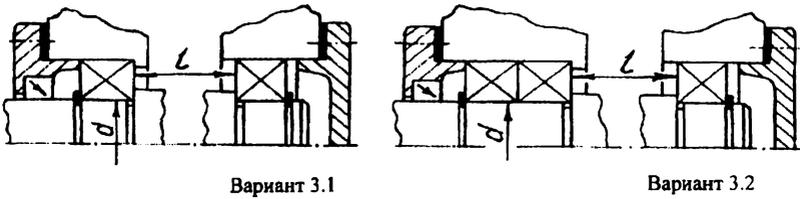


Схема 4 (плавающий вал)

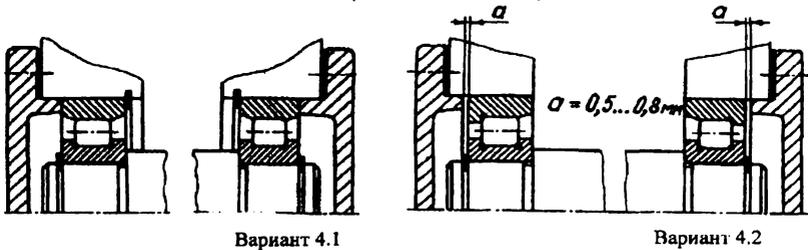


Рис. 4.1

4.2. СХЕМЫ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Что касается схем установки подшипников, то следует отметить, что в конструкциях различных узлов можно выделить две группы валов:

1-я группа - фиксированные в осевом направлении (рис. 4.1, схемы 1...3);

2-я группа - самоустанавливающиеся в осевом направлении (рис. 4.1, схема 4).

В свою очередь каждая из четырех схем установки подшипников имеет определенные конструктивные варианты. Например, при установке подшипников по схеме 1, называемой схемой “враспор”, в опорах могут быть установлены радиально-упорные подшипники (вариант 1.1) или радиальные подшипники (вариант 1.2). Аналогично для схемы 2, называемой схемой “врастяжку”, варианты конструктивного исполнения обозначим 2.1 и 2.2.

Рассмотрим подробнее каждую из четырех схем установки подшипников и их конструктивные варианты.

4.2.1. СХЕМА 1 (“ВРАСПОР”)

Схема 1 установки подшипников “враспор” получила широкое распространение в различных конструкциях узлов. В данной схеме на каждой опоре размещают по одному подшипнику. Типы применяемых в одной опоре подшипников показаны на рис. 4.2. Другую опору выполняют аналогично с соблюдением принципа зеркальной симметрии. При этом, каждый подшипник фиксирует вал только в одном осевом направлении. Внутренние кольца подшипников упирают в буртики вала (в ряде конструкций в ступицы деталей или втулки) и дополнительно к валу не крепят. Осевое перемещение наружных колец подшипников ограничено привертными (рис. 4.3, а) или закладными (рис. 4.3, б, в) крышками. Для того, чтобы исключить защемление вала в опорах вследствие тепловой деформации подшипников и вала, при сборке предусматривают осевой зазор “а”, называемый в ряде литературных источников осевой игрой.

Следует отметить, что точность осевого фиксирования вала зависит от зазоров в подшипниках и зазоров между кольцами подшипника и фиксирующими элементами. В радиальных и радиально-упорных шариковых однорядных подшипниках, а также в радиальных сферических (шариковых и роликовых) зазоры между телами качения и кольцами имеются в готовых подшипниках. В конических роликоподшипниках зазоры образуются при сборке подшипникового узла. Зазоры в подшипниках обеспечивают легкость вращения вала, но ухудшают распределение нагрузки между телами качения, что приводит к снижению долговечности опор. Отсутствие зазоров в подшипниках увеличивает сопротивление вращению, но повышает точность вращения вала, жесткость опор, улучшает распределение нагрузки между телами качения, что в свою очередь увеличивает долговечность опор. По этой причине при конструировании опор валов в обязательном порядке следует предусмотреть способы создания в подшипниках зазоров оптимальной величины. Следует также отметить, что

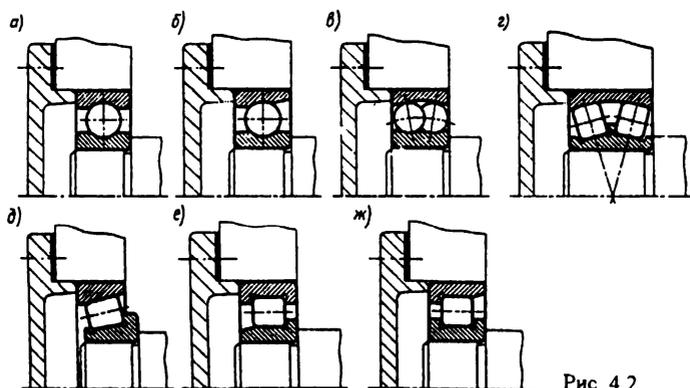


Рис. 4.2

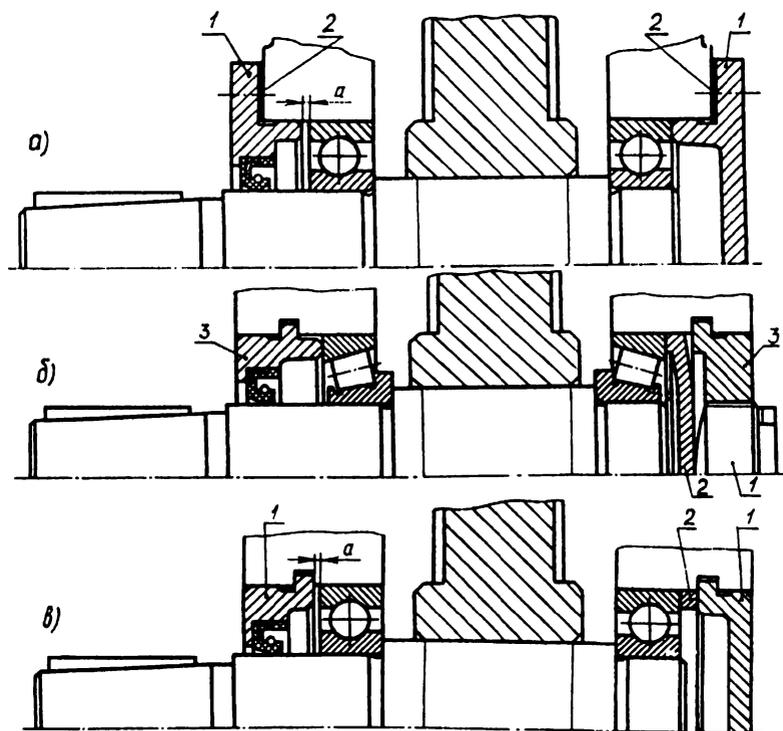


Рис. 4.3

в ряде конструкций, например, шпиндели металлорежущих станков, с целью обеспечения высокой точности вращения зазоры в подшипниках исключают полностью, создавая при этом предварительный натяг.

В любой конструкции подшипника существует радиальный и осевой зазоры. Изменяя зазор в осевом направлении, изменяется в свою очередь и зазор в радиальном направлении. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке подшипникового узла путем осевого смещения одного из колец. Этот прием называют регулированием подшипников.

Рассмотрим регулирование подшипников для схемы 1 «враспор».

Если в качестве опор вала, устанавливаемого по схеме 1 вариант 1.1, используют радиально-упорные подшипники (шариковые или конические роликовые), то регулирование их производят осевым смещением наружных колец. При использовании в конструкции подшипникового узла привертных крышек 1 (рис. 4.3, а) регулирование подшипников производят с помощью набора тонких металлических прокладок 2 общей толщиной 1...2 мм. В комплект входят прокладки толщиной 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; и 0,8 мм, что дает возможность выполнить регулировку подшипников с высокой степенью точности. Набор прокладок устанавливается под фланцы привертных крышек.

Иногда в ряде конструкций (например, в конических и червячных передачах), кроме регулирования подшипников, требуется регулирование осевого положения валов колес. Тогда прокладки под крышками переставляют с одной стороны корпуса на другую. При этом суммарная толщина прокладок с целью сохранения оптимального осевого зазора «а» в подшипниках должна оставаться неизменной.

При использовании в конструкции подшипникового узла с радиально-упорными подшипниками закладных крышек 3 (рис. 4.3, б) регулирование данных подшипников производят посредством регулировочного винта 1, вворачиваемого в одну из закладных крышек. При наличии глухой и сквозной закладных крышек (быстроходный и тихоходный валы цилиндрического редуктора) винт вворачивают в глухую крышку. Для промежуточных валов с двумя глухими закладными крышками винт вворачивают в любую из них. При этом винт 1 воздействует на самоустанавливающуюся шайбу 2, контактируемую с торцом наружного кольца подшипника. Самоустановку шайбы 2 обеспечивает сферическая поверхность на торце винта 1. Следует иметь в виду, что надежность данной конструкции можно обеспечить только при достаточно жесткой регулировочной шайбе 2 и большом диаметре регулировочного винта 1. С целью повышения точности регулирования подшипников применяют резьбы с мелким шагом. Для регулирования осевого положения вала регулировочные винты предусматривают с двух сторон вала.

Необходимая величина осевого зазора «а» для радиально-упорных подшипников принимается по табл. 4.1 (для шариковых радиально-упорных) и по табл. 4.2 (для конических роликоподшипников). В этих таблицах приведены также максимально допустимые расстояния l между подшипниками для схемы 1 вариант 1.1 (см. рис. 4.1). Если фактическое расстояние l превышает максимально допустимое по табл. 4.1 или 4.2, то подшипники устанавливают по схеме 3.

Таблица 4.1

Допускаемые пределы осевых зазоров (мкм) для радиально-упорных шарикоподшипников при нормальных условиях эксплуатации (предварительный натяг отсутствует)

Внутренний диаметр d подшипника, мм		Угол контакта $\alpha = 12, 15^\circ$				$\alpha = 25, 26, 36, 40^\circ$		Расстояние между подшипниками l (не более) (рис.4.1) (l_{\max})
		Ряд 1		Ряд 2		Ряд 1		
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	
10	30	20	40	30	50	10	20	8d
30	50	30	50	40	70	15	30	6d
50	80	40	70	50	100	20	40	4d
80	120	50	100	60	150	30	50	3d

Таблица 4.2

Допускаемые пределы осевых зазоров (мкм) для конических роликоподшипников при нормальных условиях эксплуатации (предварительный натяг отсутствует)

Внутренний диаметр d подшипника, мм		Угол контакта $\alpha = 11...16^\circ$				$\alpha = 25$ и 29°		Расстояние между подшипниками l (не более) (рис.4.1) (l_{\max})
		Ряд 1		Ряд 2		Ряд 1		
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	
10	30	20	40	40	70	-	-	12d
30	50	40	70	50	100	20	40	8d
50	80	50	100	80	150	30	50	7d
80	120	80	150	120	120	40	70	6d

Примечания к табл.4.1 и 4.2:

1. Допускаемые пределы осевых зазоров ряда 1 распространяются на подшипники, установленные непосредственно один около другого (расстояние между ними не превышает $2d$), ряда 2 – на подшипники, установленные по одному в каждой опоре.
2. Радиально – упорные шарикоподшипники с углом контакта $\alpha = 25, 26, 36$ и 40° , а также роликоподшипники с $\alpha = 25$ и 29° устанавливать по одному в опоре «враспор» (схема 1, вариант 1.1) не рекомендуется.

Если в опорах подшипникового узла схемы 1 “враспор” (вариант 1.2) используют радиальные подшипники, то регулирование зазора непосредственно в подшипниках не проводят. При сборке подшипникового узла в данном случае устанавливают осевой зазор $a = 0,2 \dots 0,5$ мм между наружным кольцом подшипника и фиксирующим элементом. При использовании привертных крышек (рис. 4.3, а) такой зазор предусматривают между торцами крышки и наружного кольца подшипника с помощью набора тонких металлических прокладок 2. В случае применения закладных крышек 1 (рис. 4.3, в) осевой зазор $a = 0,2 \dots 0,5$ мм устанавливают с помощью компенсаторного кольца 2, закладываемого между торцами наружного кольца подшипника и закладной крышки. С целью удобства сборки компенсаторное кольцо рекомендуется устанавливать со стороны глухой крышки, а не сквозной. Взамен компенсаторного кольца возможно использование наборов прокладок или колец. Для схемы 1 вариант 1.2 расстояние l между подшипниками не должно быть более $10d$.

4.2.2. СХЕМА 2 (“ВРАСТЯЖКУ”)

Схема 2 установки подшипников “врастяжку” исключает их защемление вследствие температурных деформаций даже при значительной длине вала. Это связано с тем, что с увеличением длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается в результате роста теплового удлинения вала.

При данной схеме установки подшипников обе опоры вала имеют одинаковую конструкцию (примеры конструкций одной опоры приведены на рис. 4.4). Осевое фиксирование вала обеспечивается упором торцов наружных колец подшипников в заплечики, выполняемые по одному из вариантов, представленных на рис. 4.5. Наиболее технологичной является конструкция на рис. 4.4, д.

Регулирование подшипников при схеме 2 “врастяжку” для варианта 2.1 (рис. 4.1) производят смещением внутреннего кольца одного подшипника с помощью круглой шлицевой гайки 1 (рис. 4.4, а). Гайка 1 от самопроизвольного отвинчивания стопорится многолапчатой шайбой 2, имеющей один внутренний выступ и шесть наружных выступов-лапок. Внутренний выступ шайбы заходит в специально выполненный паз на валу, а одна из ее наружных лапок отгибается в шлиц гайки, обеспечивая тем самым ее стопорение. Конструктивное оформление круглой шлицевой гайки, многолапчатой стопорной шайбы и паза на валу показано на рис. 4.3б, а.

Следует отметить, что при данном способе регулирования подшипников посадку под смещаемым внутренним кольцом подшипника не ослабляют, однако посадочная поверхность на валу в обязательном порядке должна быть закалена. Если, кроме регулирования подшипников, требуется регулирование осевого положения вала, то предусматривают установку круглой шлицевой гайки с многолапчатой стопорной шайбой у каждой опоры (вариант 2.2 на рис. 4.1). На практике схема 2 “врастяжку” получила наибольшее распространение при установке консольно расположенных конических шестерен на коротких валах

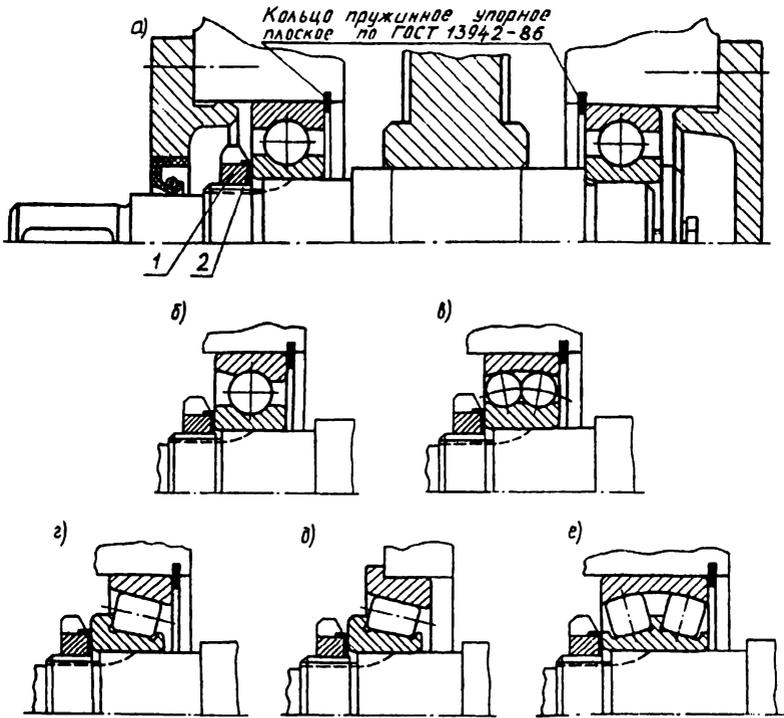


Рис. 4.4

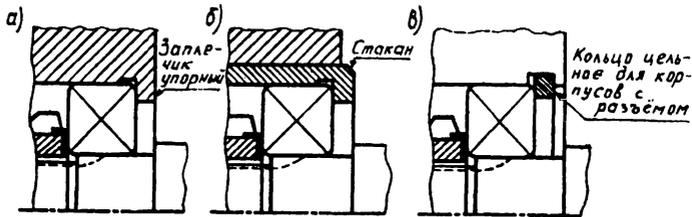


Рис. 4.5

(рис. 4.23). Это связано с тем, что при одном и том же расстоянии a_2 между серединами подшипников, устанавливаемых “враспор” и “врастяжку”, в последнем случае увеличивается расстояние между точками А и В приложения радиальных реакций (иначе это расстояние называют установочной базой подшипников). Тем самым обеспечивается меньшая величина реакций и большая жесткость конструкции вала.

Осевой зазор при регулировании подшипников, установленных по схеме 2 “врастяжку”, может быть принят по табл. 4.1 или 4.2 в зависимости от типа подшипника, а расстояние l между опорами (см. рис. 4.1) может быть увеличено на 25% в сравнении с величинами l , указанными в данных таблицах.

4.2.3. СХЕМА 3 (ОДНА ОПОРА ФИКСИРУЮЩАЯ, ВТОРАЯ ПЛАВАЮЩАЯ)

В схеме 3 (рис. 4.1) вал фиксируется от осевого перемещения только в одной опоре:

- а) одним подшипником (вариант 3.1);
- б) двумя подшипниками (вариант 3.2).

При этом вторая опора выполняется плавающей (для вариантов 3.1 и 3.2 плавающей выполнена правая опора).

Таким образом, фиксирующая опора (одинарная или сдвоенная) ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях, а плавающая опора обеспечивает осевое перемещение вала в любом осевом направлении.

Конструктивное исполнение фиксирующей опоры с одним подшипником представлено на рис. 4.6 ... 4.7, с двумя подшипниками - на рис. 4.8 и плавающей опоры - на рис. 4.9. При данной схеме установки вала фиксирующая опора воспринимает радиальную и в любом направлении осевую нагрузки. В то же время плавающая опора воспринимает только радиальную нагрузку. Схему 3 применяют при любом расстоянии l между опорами (коробки передач, приводные валы конвейеров и др.).

При выборе фиксирующей и плавающей опор можно придерживаться следующих рекомендаций [1]. Если вал нагружен радиальными и осевыми нагрузками, то в качестве плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой, что обеспечит более равномерную нагрузку подшипников обеих опор. Если вал нагружен только радиальными нагрузками, то в качестве плавающей выбирают опору с меньшей нагрузкой, что обеспечит меньший износ поверхности отверстия корпуса в результате перемещений подшипника в осевом направлении. Что касается зазора в плавающей опоре между торцами крышки и наружного кольца подшипника, то для опор на рис. 4.9, а ... в можно принимать $b \geq 0,01 l$, где l (мм) - расстояние между торцами колец подшипников, указанное для вариантов 3.1 и 3.2 на рис. 4.1. Для опоры на рис. 4.9, д - $b = 0,5 \dots 0,8$ мм. Регулирование радиальных и радиально-упорных подшипников фиксирующей опоры по варианту 3.2 может производиться пере-

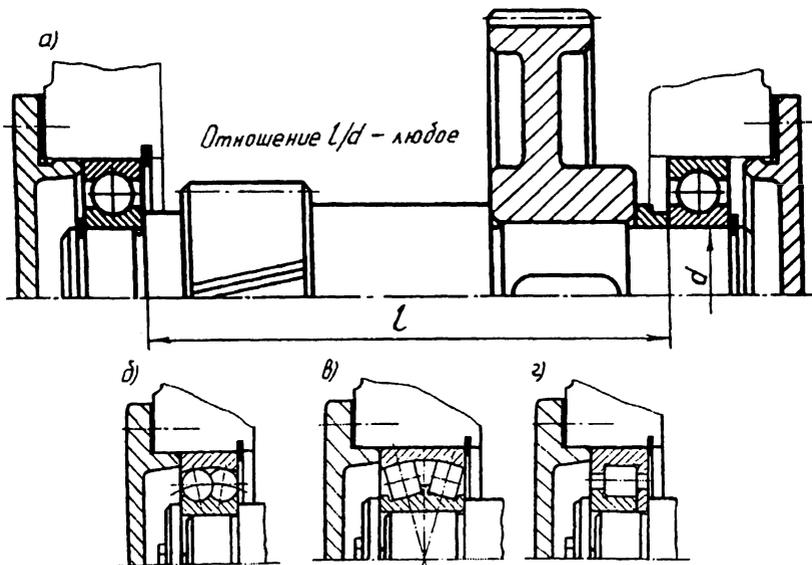


Рис. 4.6

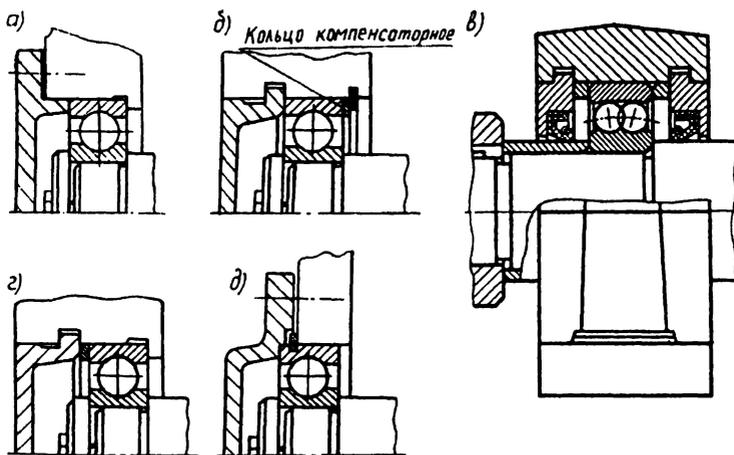


Рис. 4.7

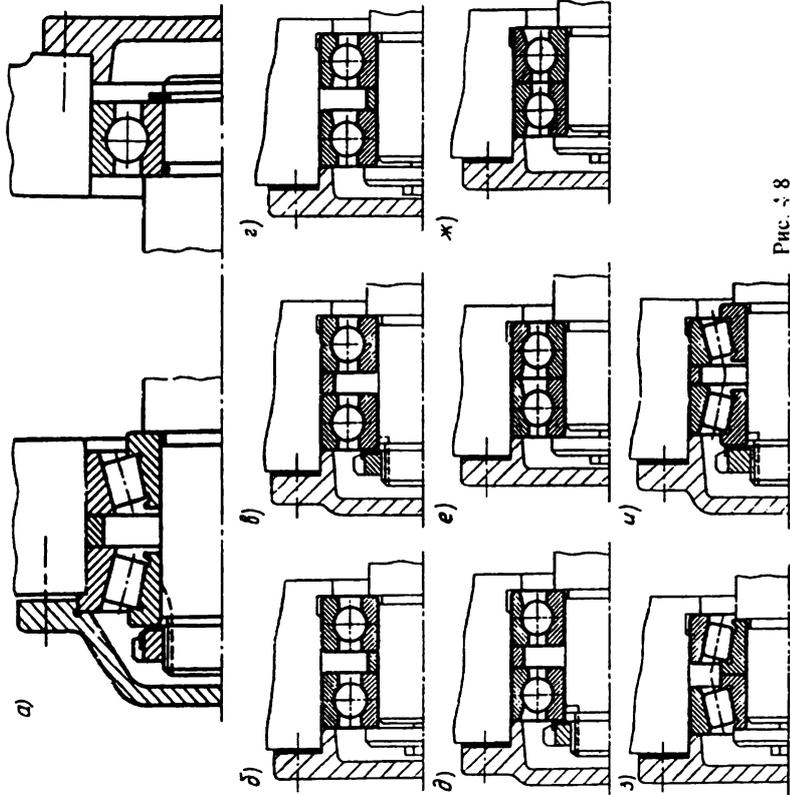


Рис. 4.8

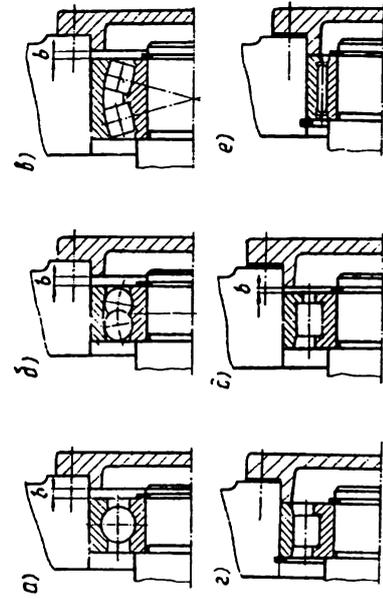


Рис.4.9

мещением наружных (рис. 4.8, б, г, е ... з) или внутренних (рис. 4.8 в, д, и) колец.

При регулировании радиальных шарикоподшипников (рис. 4.8, б) между торцом крышки и торцом наружного кольца левого подшипника оставляют зазор для компенсации тепловых деформаций $a = 0,2 \dots 0,5$ мм (на рисунке не показан). Такой же зазор предусматривают и при регулировании гайкой (рис. 4.8, в). При регулировании радиально-упорных шарикоподшипников (рис. 4.8, г ... ж) величину осевого зазора принимают по табл. 4.1 для ряда 1. При регулировании конических роликоподшипников (рис. 4.8, з, и) осевой зазор принимают по табл. 4.2 для ряда 1.

4.2.4. СХЕМА 4 (ПЛАВАЮЩИЙ ВАЛ)

Данная схема определяет конструкцию опор плавающих валов. Схема 4 обеспечивает самоустановку одного из валов шевронной или сдвоенной косозубой передачи относительно другого вала, зафиксированного от осевых перемещений. При этом ограничение осевого перемещения плавающего вала осуществляется не в опорах, а зубьями шевронной или сдвоенной косозубой передачи. Рассмотрим варианты конструктивного исполнения схемы 4.

Вариант 4.1. В качестве опор при варианте 4.1 применяют роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 2000 (ГОСТ 8328 - 75) без бортов на наружном кольце. С помощью пружинных колец внутренние кольца подшипников закрепляют на валу, а наружные - в корпусе. Отсутствие бортов на наружном кольце подшипника обеспечивает осевое плавание вала вместе с внутренними кольцами и комплектами роликов относительно неподвижных наружных колец.

Вариант 4.2. В качестве опор для варианта 4.2 применяют радиальные шариковые однорядные, шариковые или роликовые двухрядные сферические подшипники, а также роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 12000 (ГОСТ 8328 - 75) с одним бортом на наружном кольце. При этом наружные кольца подшипников имеют свободу осевого перемещения на величину осевого зазора $a = 0,5 \dots 0,8$ мм. Внутренние кольца на валу необходимо закреплять.

4.3. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Проектирование редуктора или коробки скоростей проводят при большом разнообразии типов подшипников, схем их установки и способов регулирования, конструкций зубчатых колес, червяков и червячных колес, крышек подшипников и стаканов, а также уплотнений. Для облегчения решения данной задачи ниже рассматриваются типовые конструкции различных узлов, сборка которых проводится, как правило, вне корпуса редуктора и коробки скоростей.

Однако рассматриваемые варианты конструкций нельзя принимать как единственно возможные. Приведенные разработки являются лишь одним из вариантов конструктивного оформления этих узлов.

На рис. 4.10 показана конструкция входного (быстроходного), промежуточного и выходного (тихоходного) валов цилиндрического двухступенчатого редуктора типа 5Ц2. В качестве опор валов используются конические роликоподшипники, установленные по схеме 1 “враспор” (вариант 1.1). Необходимый осевой зазор в подшипниках вала обеспечивается с помощью набора колец, установленных между торцами закладной крышки и наружного кольца роликоподшипника. Для удобства сборки, кольца установлены со стороны глухой крышки. Вместо набора колец возможно использование одного компенсаторного кольца.

Для осевого фиксирования деталей, устанавливаемых на конце тихоходного вала, предусмотрено упорное кольцо.

Конструкция тихоходного вала для других схем сборки редуктора показана на рис. 4.11, а.

На рис. 4.11, б приведена конструкция выходного (тихоходного) вала редуктора 5Ц2, конец которого выполнен в виде венца зубчатой муфты. Такая конструкция нашла широкое применение в механизмах подъема груза (см. рис. 4.42), где вторая половина муфты крепится к барабану. В расточке выходного вала редуктора устанавливается один из подшипников оси барабана. Второй подшипник оси установлен в отдельном корпусе на раме машины. Такое соединение конца тихоходного вала редуктора с барабаном обеспечивает компактность конструкции механизма подъема, однако создает дополнительную консольную нагрузку для опор выходного вала редуктора.

На рис. 14.12 ... 14.15 приведены варианты конструктивного оформления входных (быстроходных), промежуточных и выходных (тихоходных) валов цилиндрических редукторов, предлагаемые П.Ф. Дунаевым и О.П. Леликовым [1]. Все валы установлены на подшипниках по схеме 1 “враспор”.

На рис. 14.15, а ... в для передачи вращающего момента с колеса на выходной вал применено соединение с гарантированным натягом, на рис. 14.15, г - шпоночное соединение.

Для установки колеса на промежуточном валу (рис. 4.14) можно также использовать соединение с натягом.

Приведенные на рис. 4.10 ... 4.15 конструкции валов с подшипниковыми узлами могут быть использованы при курсовом проектировании не только горизонтальных, но и вертикальных редукторов. Кроме этого, конструкции выходных валов, показанные на рис. 4.15, можно принять в качестве прототипов при проектировании коническо-цилиндрических и червячно-цилиндрических редукторов.

Цилиндрический редуктор, представленный на рис. 4.10, называют редуктором, выполненным по развернутой схеме. В отличие от него в соосном цилиндрическом редукторе оси входного и выходного валов совпадают. При этом ме-

115

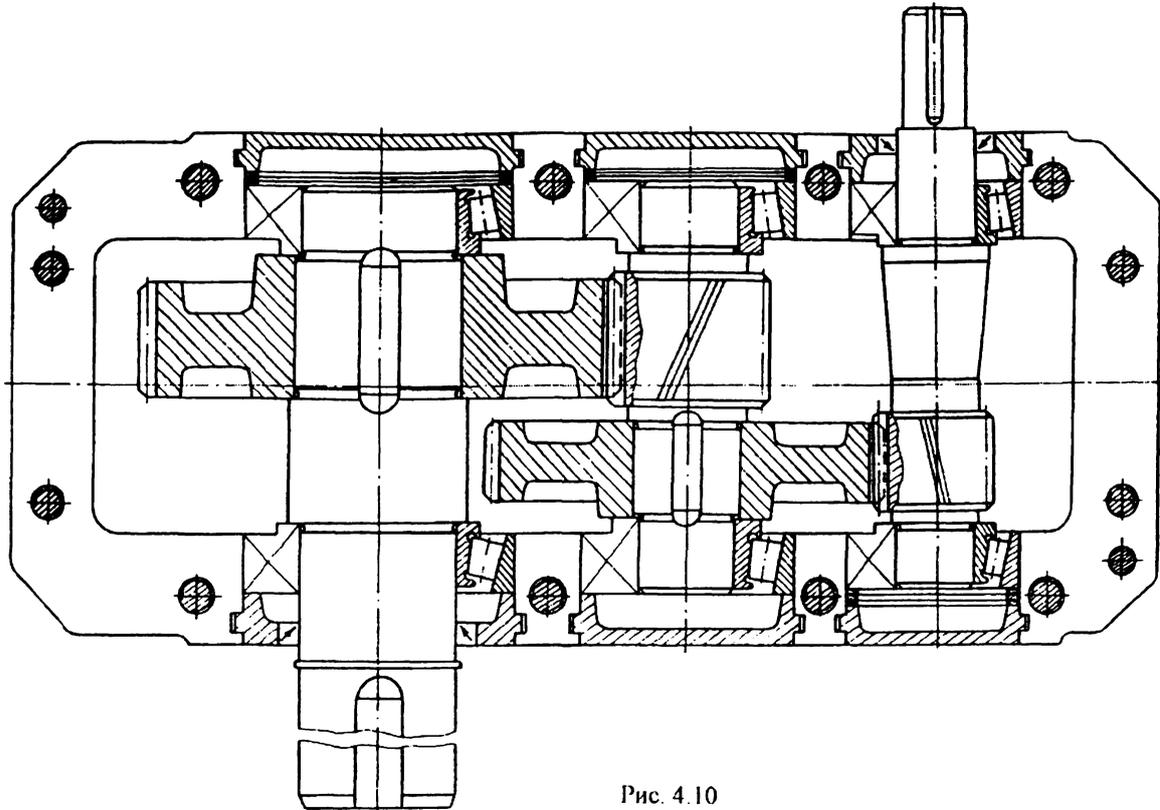


Рис. 4.10

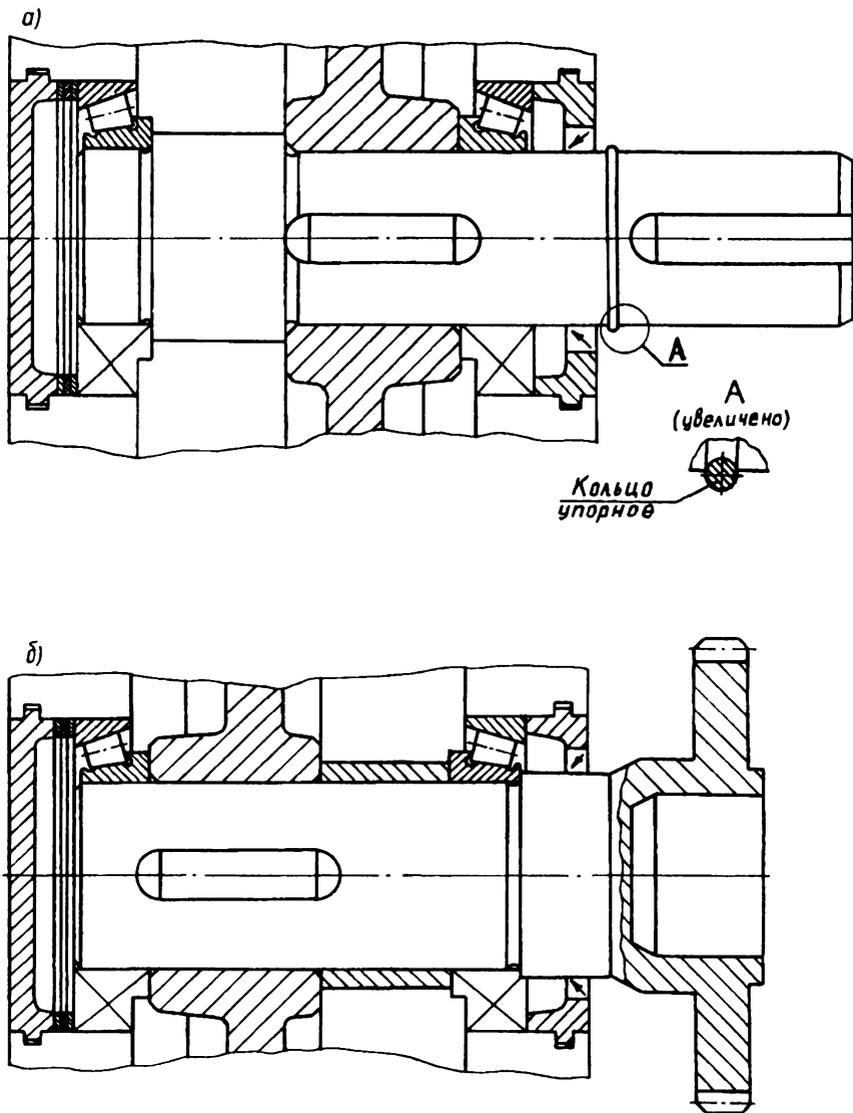


Рис.4.11

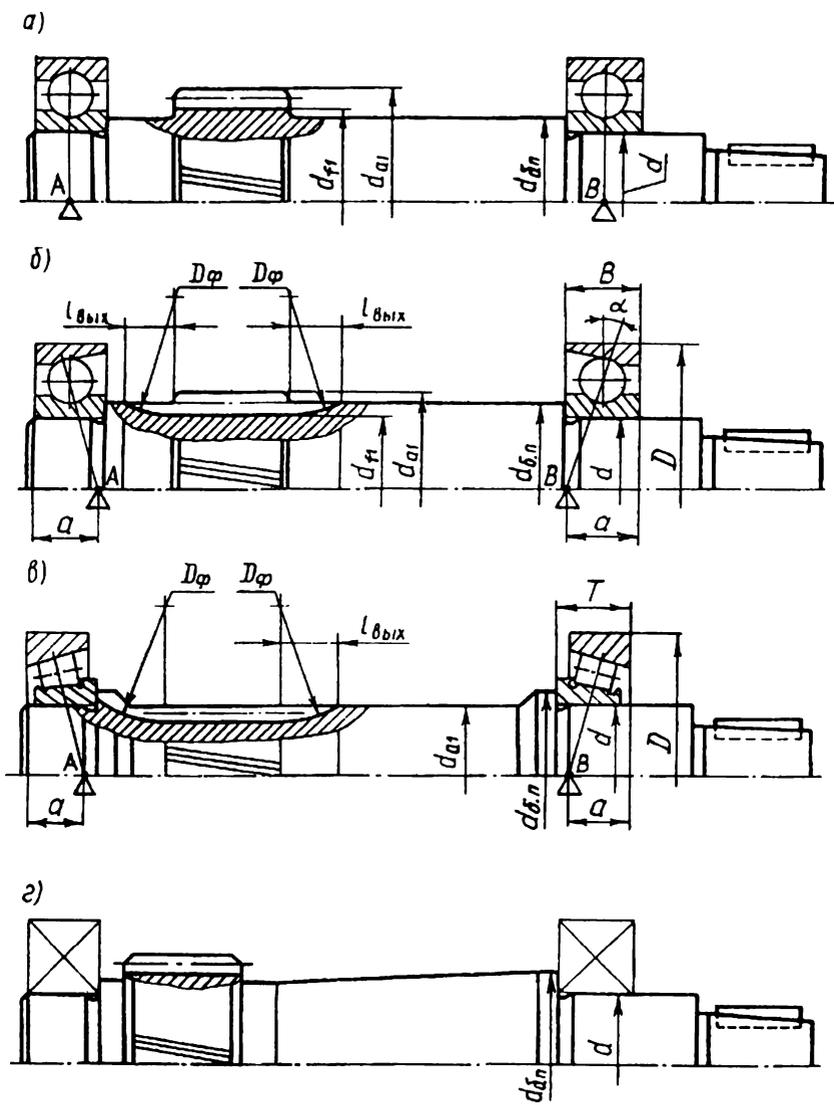


Рис. 4.12

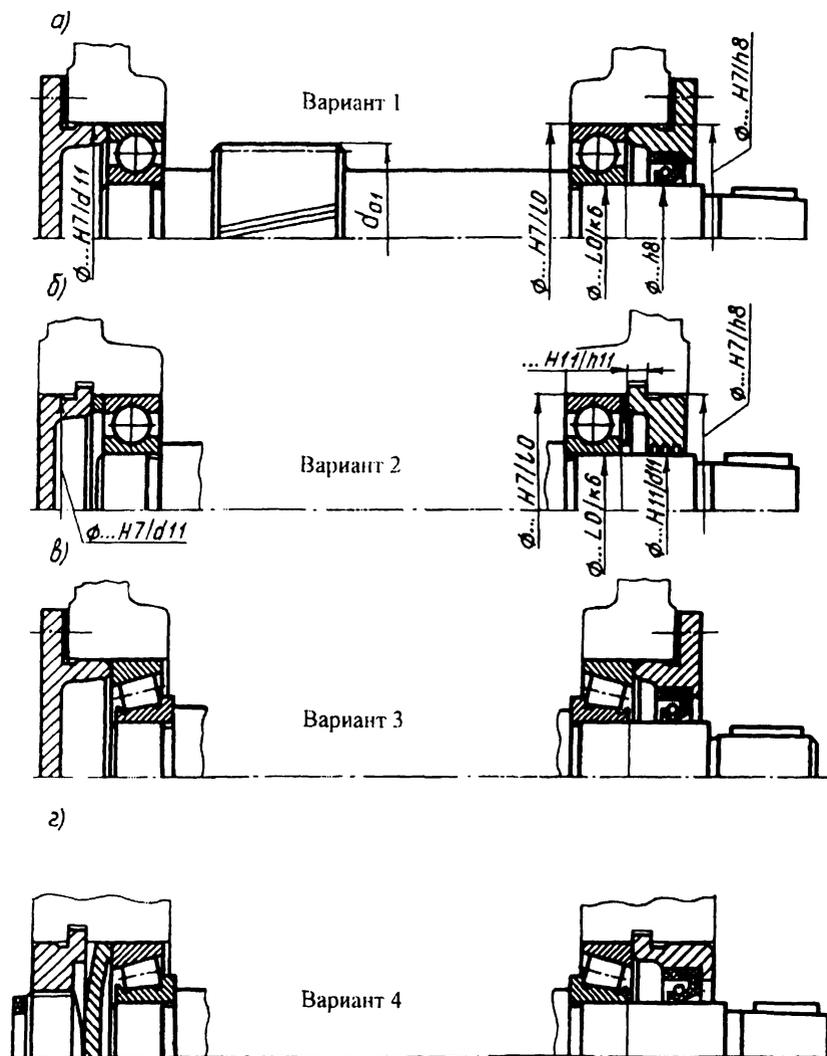


Рис. 4.13

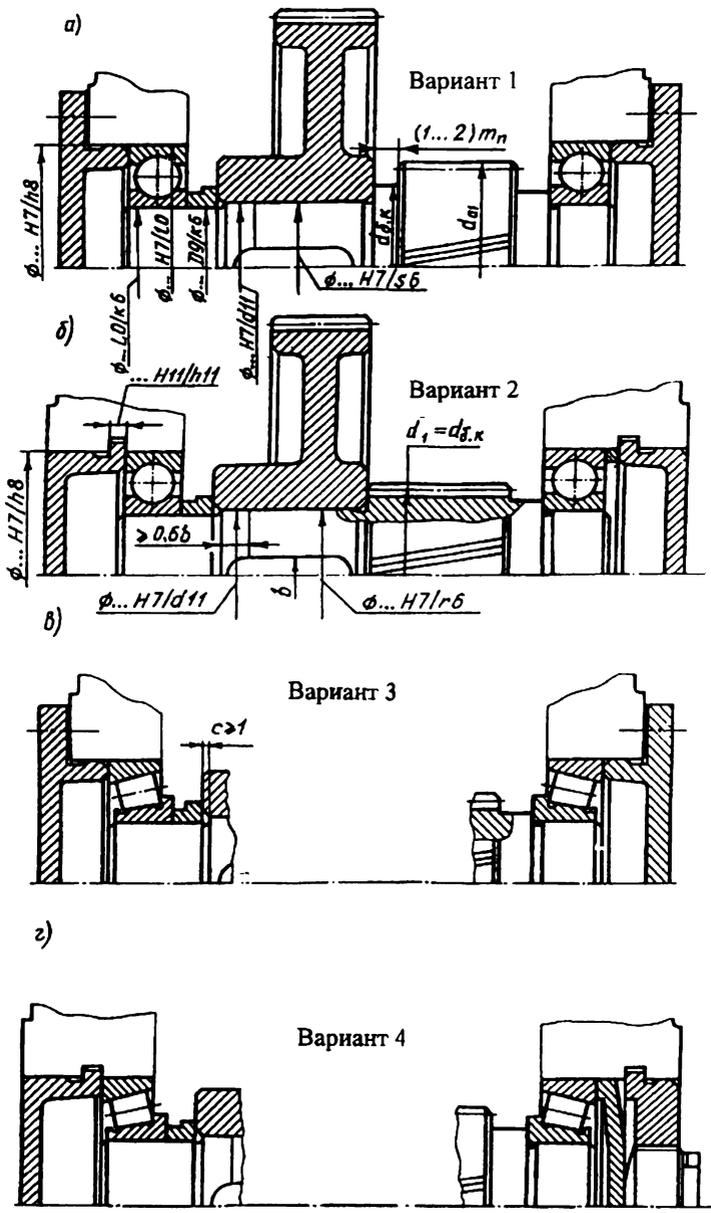


Рис. 4.14

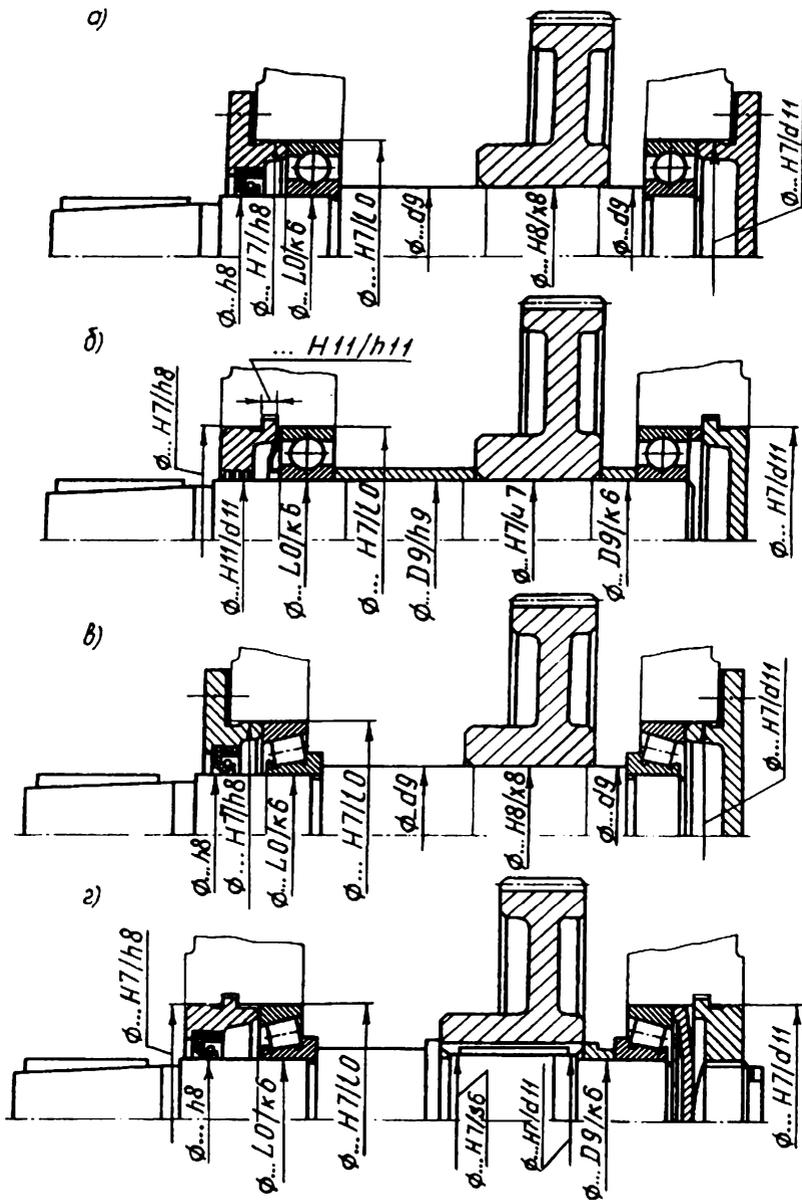


Рис. 4.15

жду торцовыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени расположены два подшипника. Поэтому внутри нижней части корпуса соосного редуктора предусмотрена дополнительная стенка, предназначенная для размещения этих подшипников, или так называемая промежуточная или средняя опора.

Конструкции входного, промежуточного и выходного валов соосного редуктора с внутренней стенкой в корпусе редуктора показаны на рис. 4.16 ... 4.18.

На рис. 4.16 приведены конструкции входных валов соосного редуктора, установленных на радиальных шарикоподшипниках по схеме 1 “враспор” (вариант 1.2). Необходимый осевой зазор $a = 0,2 \dots 0,5$ мм обеспечивают при сборке установкой набора тонких металлических прокладок под фланец привертной крышки (рис. 4.16, а) или установкой компенсаторного кольца 1 в случае применения закладной крышки (рис. 4.16, б). Шестерню устанавливают обычно симметрично относительно опор вала. Подшипники соосных валов (входного и выходного), устанавливаемые в промежуточной опоре, имеют разные габариты, так как один из них является опорой быстроходного вала, а другой – тихоходного вала. На рис. 4.16 показаны два наиболее распространенные конструктивные варианты выполнения промежуточной опоры. На рис. 4.16, а отверстия под подшипники выполняют непосредственно во внутренней стенке корпуса редуктора, проводя обработку отверстий с двух сторон. При этом буртики (запечники) для подшипников образуют в обоих отверстиях, что обеспечивает наиболее высокую точность установки подшипников.

Во втором конструктивном варианте (рис. 4.16, б) отверстие в промежуточной опоре растачивают одного диаметра, равного наружному диаметру большего подшипника, что значительно упрощает обработку. Однако подшипник с меньшим наружным диаметром можно установить только в дополнительном кольце 2. Для фиксирования кольца 2 относительно внутренней стенки корпуса редуктора на наружной поверхности кольца предусмотрен кольцевой выступ, устанавливаемый по посадке $H11/h11$ в канавку, выполняемую во внутренней стенке корпуса. Так как при сборке входного и выходного валов подшипники доводят до упора в торцовые поверхности кольца 2, точность изготовления последнего должна быть достаточно высокой.

Подшипники промежуточной опоры закрывают отдельной съемной крышкой во внутренней стенке корпуса редуктора.

Конструкция промежуточного вала цилиндрического соосного редуктора показана на рис. 4.17. Обе опоры промежуточного вала установлены на внешних боковых стенках редуктора, что увеличивает расстояние l , так как внутри корпуса расположена промежуточная опора для входного и выходного валов.

Подшипники промежуточного вала соосного редуктора обычно устанавливают “враспор”. Однако, если в качестве опор используют радиально-упорные подшипники (шариковые или роликовые), то установка этих подшипников “враспор” допустима в случае выполнения условия $l \leq l_{\max}$, где l_{\max} - максимально допустимое расстояние между подшипниками, принимаемое по табл. 4.1 или 4.2. При $l > l_{\max}$ промежуточный вал устанавливают по схеме 3 (вариант 3.1).

На рис. 4.18 приведены конструкции выходных валов соосного редуктора. На рис. 4.18, *а* для передачи вращающего момента с колеса на вал применено шпоночное соединение и вал имеет ступенчатую форму с цилиндрическим концевым участком. На рис. 4.18, *б* колесо установлено на гладкий вал по посадке с гарантированным натягом, конец вала имеет коническую форму. В сравнении со ступенчатой формой для гладкого вала достигается сокращение расхода металла при его изготовлении и повышается усталостная прочность. Однако установку колеса на гладкий вал следует выполнять в сборочном приспособлении, определяющем осевое положение колеса. При установке колеса на вал с буртом (рис. 4.18, *а*) такое приспособление не требуется.

На рис. 4.19 показана конструкция полого выходного вала редуктора с эвольвентными шлицами. За номинальный диаметр шлицевого соединения принимают его наружный диаметр D , в зависимости от которого по таблицам ГОСТ 6033 - 80 и назначают размеры соединений. Центрирование в эвольвентном шлицевом соединении выполняют по боковым поверхностям S и по наружному диаметру D .

Конструкция полого тихоходного вала, приведенная на рис. 4.19, может быть принята в качестве прототипа при разработке полого выходного вала как соосного цилиндрического, так и других типов редукторов.

На рис. 4.20 показан двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор без внутренней стенки в корпусе, что позволило уменьшить его ширину и упростить конструкцию. Оба подшипника входного (быстроходного) вала установлены в специальном литом стакане конической формы с фланцем, который одновременно предназначен для установки одного из подшипников выходного (тихоходного) вала. Стакан имеет вырез с целью обеспечения свободного вращения колеса быстроходной ступени. Толстостенная конструкция стакана с ребрами обеспечивает его высокую жесткость. Колесо быстроходной ступени установлено на промежуточном валу по посадке с гарантированным натягом, колесо тихоходной ступени выполнено за одно целое с валом.

На рис. 4.21 приведено конструктивное оформление подшипниковых узлов плавающих валов сдвоенной косозубой передачи (раздвоенный шеврон). Особенности конструкции для вариантов 4.1 и 4.2 подробно были рассмотрены ранее при описании схемы 4 установки подшипников таких валов. При этом следует обратить особое внимание на то, что вал, сопряженный с плавающим, в обязательном порядке фиксируют относительно корпуса. Решая вопрос о том, какой вал редуктора принимать плавающим, следует учитывать, что на этот вал не должны действовать неуравновешенные осевые нагрузки от смежных пар, так как иначе нарушается равновесие осевых сил на раздвоенных зубчатых колесах, а следовательно, мощность между ними будет распределяться неравномерно. При плавающих входных (рис. 4.21, *а...в*) или выходных (рис. 4.21, *г*) валах должна быть подобрана муфта с хорошей осевой компенсацией.

При использовании в опорах радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами типа 2000 без бортов на наружном кольце (рис. 4.21, *а, г*) в обязательном порядке это кольцо поджимают к опорному кольцу 1. Если кор-

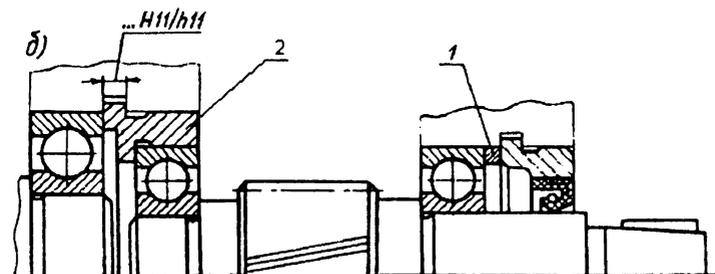
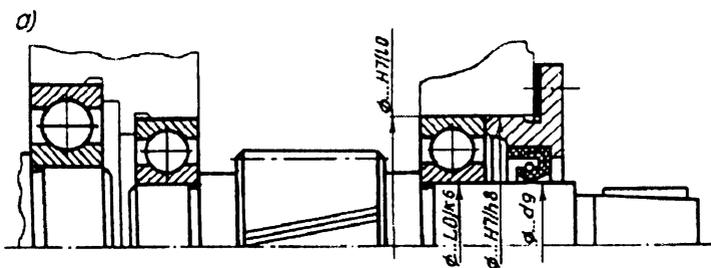


Рис. 4.16

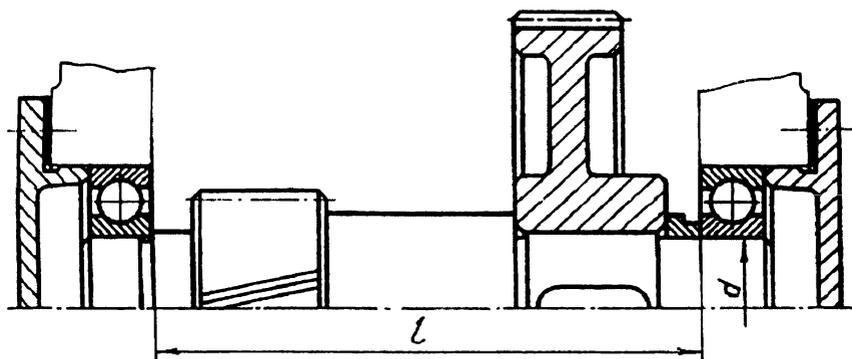


Рис. 4.17

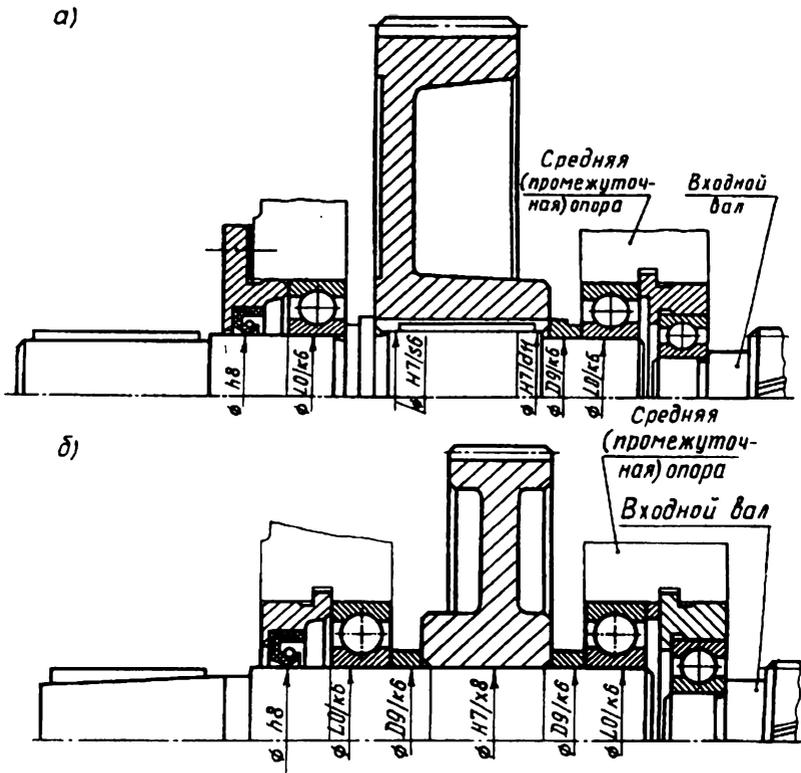


Рис. 4.18

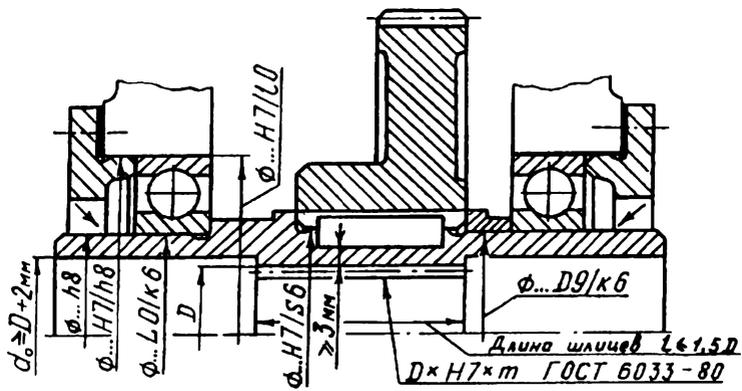


Рис. 4.19

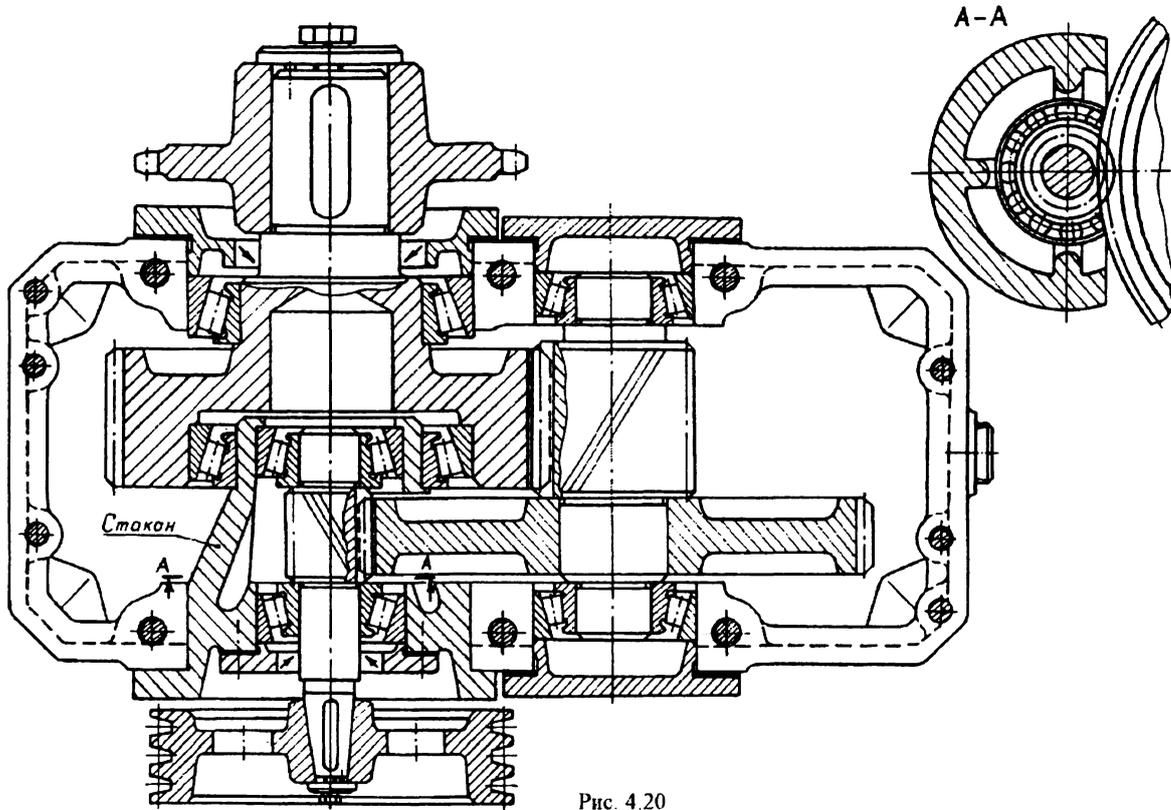


Рис. 4.20

пус редуктора не имеет разъема, то кольцо 1 - это пружинное плоское упорное внутреннее кольцо. Для корпуса с разъемом, проходящим через ось плавающего вала, упорное кольцо 1 может быть сплошным. При этом внутреннее кольцо данного подшипника следует закреплять на валу с двух сторон, используя для этой цели упорное пружинное плоское наружное кольцо 2. Неточность изготовления деталей по длине компенсируется установкой между упорным кольцом 2 и торцом внутреннего кольца подшипника специального компенсаторного кольца 3, толщину которого подбирают при сборке.

При использовании в опорах плавающего вала радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом на наружном кольце типа 12000 (рис. 4.21, б) осевой зазор $a = 0,5 \dots 0,8$ мм устанавливают при сборке подбором тонких металлических прокладок 4, размещая их между фланцами привертных крышек и корпусом. Внутреннее кольцо данного подшипника следует закреплять на валу.

На рис. 4.22 приведен один из вариантов конструктивного исполнения промежуточного вала зубчатого или червячно-цилиндрического редукторов с раздвоенной тихоходной ступенью. Левая шестерня выполнена заодно с валом, правая – насадная.

На рис. 4.23 показаны конструкции входных (быстроходных) валов конических шестерен, рекомендуемые П.Ф. Дунаевым и О.П. Леликовым [1] для конических и коническо-цилиндрических редукторов. С целью получения большей установочной базы подшипников a_2 и соответственно большей жесткости опор подшипники установлены по схеме 2 “врастяжку” (вариант 2.1). Регулирование осевого зазора в радиально-упорных конических роликоподшипниках производится, как уже было рассмотрено ранее, осевым перемещением на валу внутреннего кольца одного подшипника (на рис. 4.23 правого подшипника) с помощью круглой шлицевой гайки, которая от самопроизвольного отвинчивания стопорится затем многолапчатой шайбой. Однако при сборке конической передачи, кроме регулирования подшипников, в обязательном порядке производится регулирование осевого положения зубчатых колес, для того, чтобы обеспечить совпадение вершин начальных конусов шестерни и колеса (правильность монтажа определяется по форме и расположению пятна контакта на рабочих поверхностях зубьев). Перемещение вала с конической шестерней осуществляется путем изменения толщины набора тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых между фланцем 2 и корпусом редуктора. В ряде конструкций взамен набора тонких прокладок устанавливают компенсаторные полукольца.

При сборке конической передачи обычно вначале регулируют подшипники, а затем зацепление.

Консольное расположение конической шестерни приводит к повышению концентрации нагрузки по длине зуба, уменьшить которую стремятся повышением жесткости подшипниковых узлов, используя в качестве опор конические роликоподшипники. Кроме этого, повышенные требования к жесткости диктуются и высокой точностью осевого расположения конической шестерни по условиям работы зацепления.

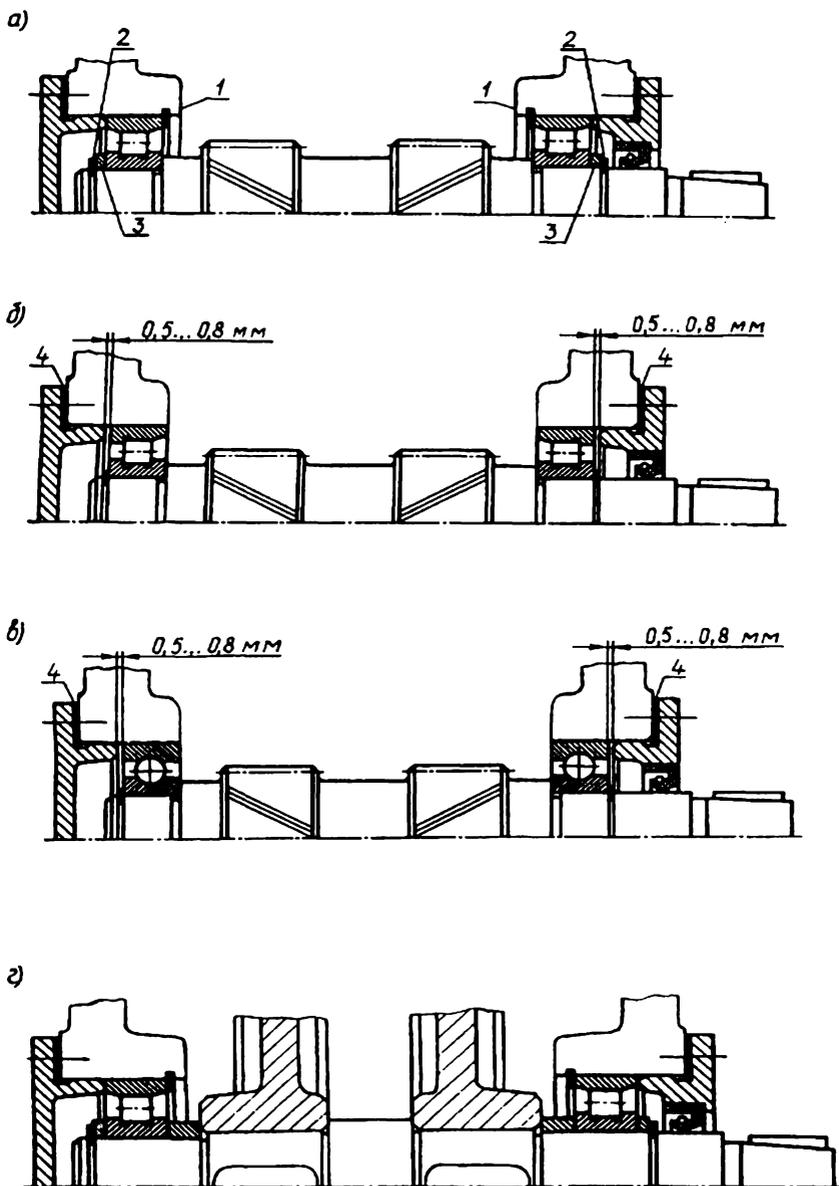


Рис. 4.21

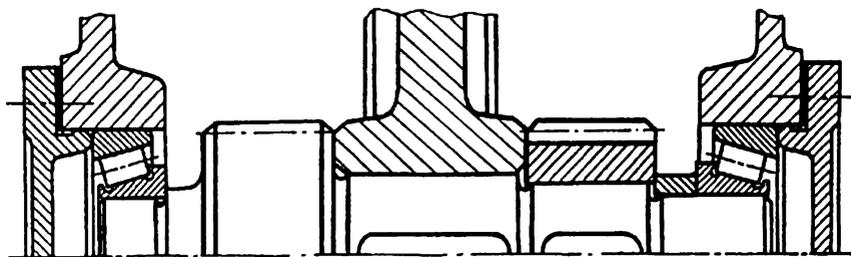


Рис. 4.22

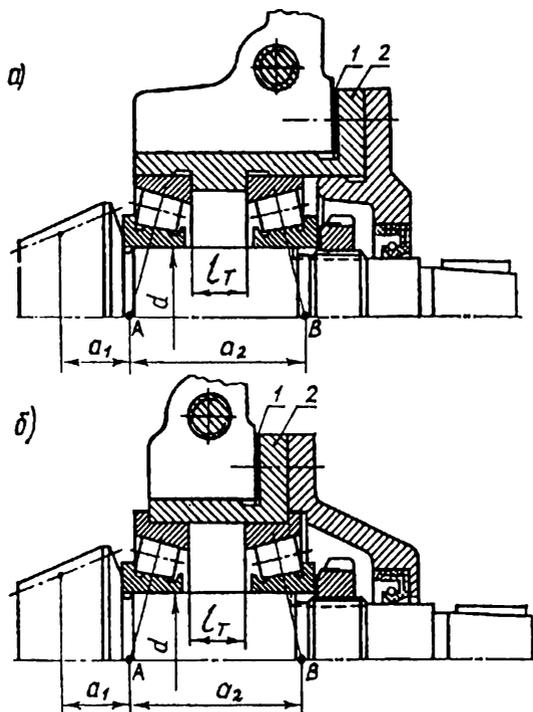


Рис. 4.23
128

В узле на рис. 4.23, *а* стакан 2, с целью осевого фиксирования наружных колец подшипников, имеет кольцевой выступ внутри отверстия, что усложняет его обработку. При этом точность установки наружных колец подшипников определяется точностью изготовления торцов кольцевого выступа. Избежать этого выступа можно применив конические роликоподшипники с упорным бортом на наружном кольце, что значительно упрощает конструкцию стакана (рис. 4.23, *б*). Данное конструктивное исполнение является наиболее технологичным и получило наибольшее распространение (рис. 4.24).

Весьма развитый фланец стакана 2 на рис. 4.23 определяет его положение в корпусе редуктора, а наружная цилиндрическая поверхность стакана используется лишь в качестве центрирующей. Так как стакан 2 в корпусе перемещается при регулировании конического зацепления, то его устанавливают по посадке $H7/j_6$.

На рис. 4.25 приведены конструкции промежуточных валов коническо-цилиндрических редукторов. Схема установки подшипников - "враспор" (вариант 1.1), основной тип применяемых подшипников - радиально-упорные конические роликоподшипники. Характерной особенностью данного узла является то, что в нем регулируют не только зазоры в подшипниках, но и осевое положение конического колеса с целью совпадения вершин начальных конусов шестерни и колеса конической передачи. Если в конструкции узла применены привертные крышки, то обе регулировки проводят посредством набора тонких металлических прокладок 1 устанавливаемых под фланцы этих крышек (рис. 4.25, *а*). При этом предварительно производят регулирование зазоров в роликоподшипниках, в процессе которого определяют суммарную толщину набора прокладок. Затем путем перестановки прокладок с одной стороны на другую регулируют по пятну контакта осевое положение конического колеса.

В случае использования закладных крышек (рис. 4.25, *б*), обе регулировки выполняют с помощью специальных регулировочных винтов 2, воздействующих на подшипники через нажимные шайбы 3. При регулировании осевого положения конического колеса винт 2 с одной стороны корпуса отворачивают, а с другой стороны аналогичный винт одновременно заворачивают на такую же величину. По окончании регулировки винты должны быть застопорены.

На рис. 4.26 показаны конструкции промежуточных валов коническо-цилиндрических редукторов с выступающими концами для отбора части передаваемой мощности. Как и для конструкций, приведенных на рис. 4.25, обе регулировки выполняют или набором прокладок 1 (рис. 4.26, *а*), устанавливаемых под фланцы привертных крышек, или двумя регулировочными винтами 2, вворачиваемыми в закладные крышки (рис. 4.26, *б*). Отличие в конструкции заключается лишь в том, что для левой подшипниковой опоры рис. 4.26, *б* регулировочный винт выполняется с уплотнением ввиду наличия выступающего конца вала.

130

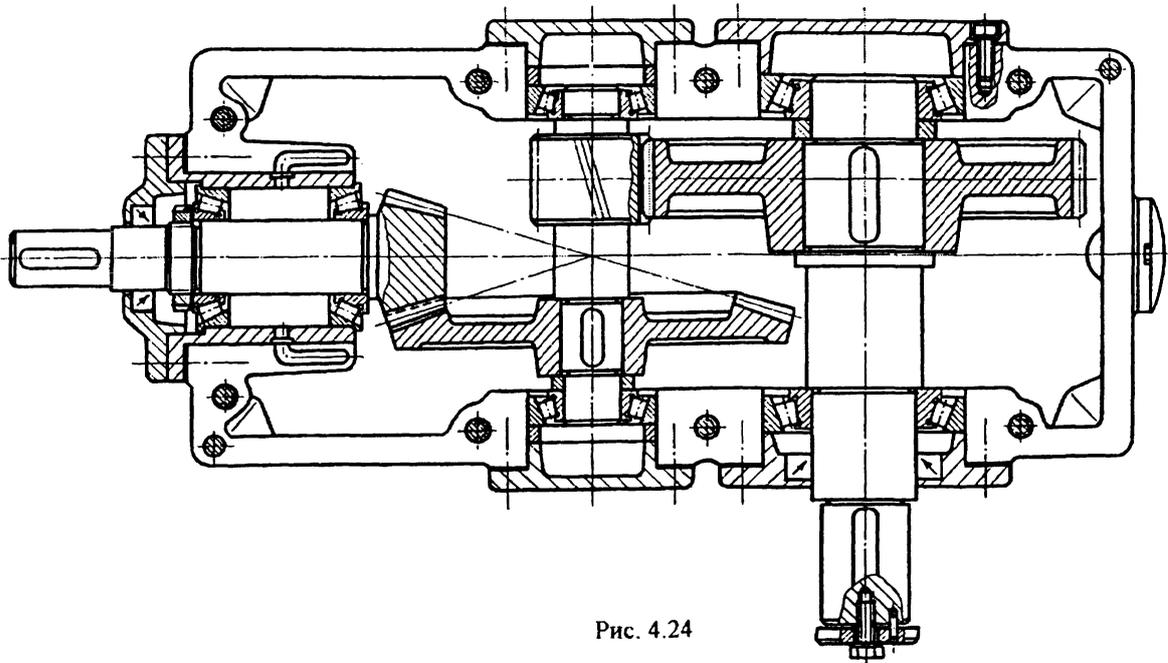


Рис. 4.24

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса.

На рис. 4.27 показаны конструкции валов-червяков с радиально-упорными подшипниками, установленными по схеме 1 “враспор” (вариант 1.1). Однако такой вариант установки подшипников используют обычно для коротких валов-червяков. Так по данным [1], для вала $d = 30 \dots 50$ мм на конических роликоподшипниках (рис. 4.27, а) отношение $l/d \leq 6$, на радиально-упорных шарикоподшипниках (рис. 4.27, б) - $l/d \leq 8$.

Выбор радиально-упорных подшипников для валов-червяков вызван большим осевым усилием, действующим на червяке. Наибольшее распространение получили конические роликоподшипники. Радиально-упорные шарикоподшипники применяют при частоте вращения вала червяка $n_1 \geq 1500$ мин⁻¹, а также при длительной непрерывной работе с целью уменьшения потерь на трение и тепловыделения в опорах.

Регулирование подшипников в конструкциях на рис. 4.27 производят набором тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцы привертных крышек.

По отношению к червячному колесу, установленному на горизонтальном валу, червяк может иметь верхнее или нижнее расположение с горизонтальной осью вала-червяка, а также боковое расположение с вертикальной осью вала.

При нижнем расположении червяк оказывается погруженным в масляную ванну. Уровень масла принимают, как правило, не выше центра нижнего элемента качения (шарика или ролика). При этом червяк рекомендуется погружать в масло не глубже высоты витка. При частоте вращения червяка более 1500 мин⁻¹ его винтовая нарезка создает сильную струю масла, заливающую подшипник. В таком случае подшипник защищают маслоотражателем кольцом 2 (рис. 4.27, б) с поперечными лопатками, которые разбрызгивают масло внутри корпуса редуктора, обеспечивая смазку подшипников вала червячного колеса. При верхнем и боковом расположении червяка кольца 2 не ставят.

В ряде конструкций редукторов при предельном верхнем уровне масла, указанном выше, червяк оказывается не погруженным в масло или погруженным недостаточно. Для смазывания червячного зацепления в этом случае на валу червяка устанавливают разбрызгиватели (см.рис. 4.33, б).

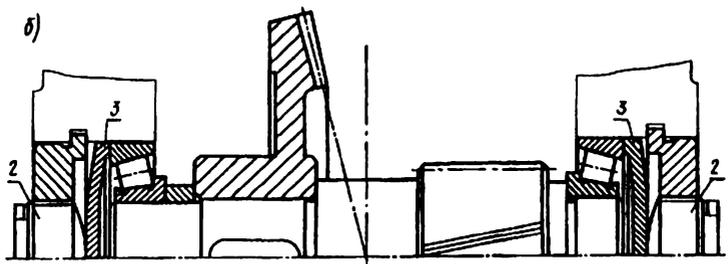
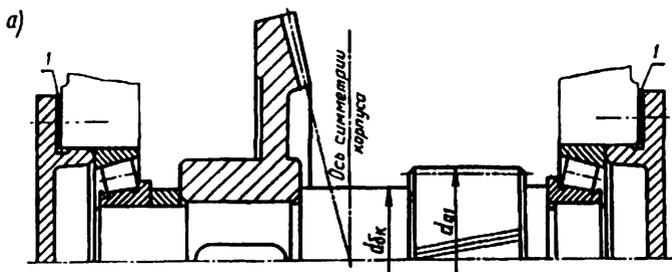


Рис. 4.25

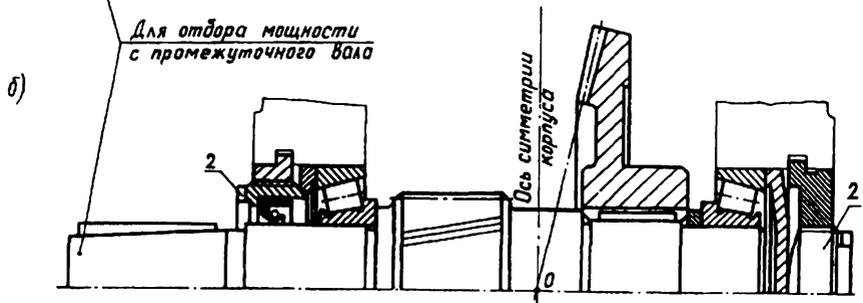
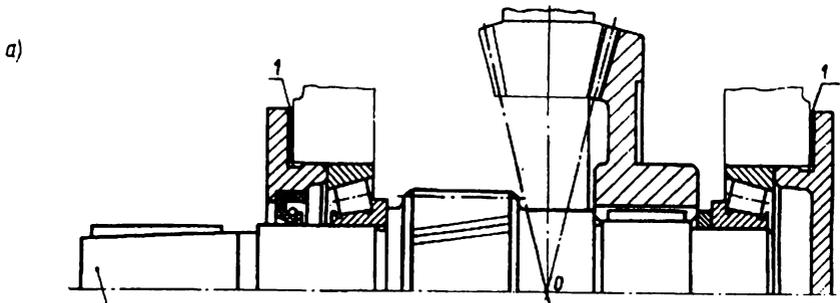


Рис. 4.26

Если отношение l/d превышает допустимые значения, указанные выше при установке по схеме 1 “враспор”, для вала-червяка принимают установку подшипников по схеме 3 (вариант 3.2). Данную схему установки подшипников применяют также и при больших ожидаемых температурных деформациях вала-червяка.

Вариант 3.2 установки подшипников предполагает установку в фиксирующей опоре двух радиально-упорных подшипников, а в плавающей опоре - одного радиального подшипника. Установка в фиксирующей опоре двух однорядных радиально-упорных подшипников вызвана тем, что эти подшипники воспринимают осевую нагрузку только одного направления. В то же время при изменении направления вращения червяка меняет направление и осевая сила, действующая вдоль его оси. С целью фиксации вала червяка в обоих направлениях в фиксирующей опоре и устанавливают два подшипника.

На рис. 4.28 приведена конструкция узла вала червяка при его верхнем расположении относительно червячного колеса. Такая схема расположения червяка используется обычно при его окружной скорости более 5 м/с. Однако в данной схеме ухудшаются условия теплоотдачи в масло и не всегда удается обеспечить надежный подвод смазки к подшипникам вала-червяка. Поэтому подшипники в таких конструкциях смазывают пластичным смазочным материалом. В этом случае подшипниковые узлы закрывают мазеудерживающими кольцами, а свободное пространство внутри их заполняют пластичным смазочным материалом, который подают под давлением через пресс-масленки 2 (рис. 4.28) специальным шприцем.

На рис. 4.28 показан вариант конструктивного исполнения фиксирующей и плавающей подшипниковых опор, установленных по схеме 3 (вариант 3.2). В левой фиксирующей опоре установлены два конических роликоподшипника, внутренние кольца которых закреплены на валу с помощью круглой шлицевой гайки со стопорной многолапчатой шайбой. Необходимый осевой зазор в подшипниках фиксирующей опоры устанавливается путем изменения толщины набора тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых между фланцами крышки и стакана, в котором установлены подшипники. В качестве плавающей опоры используется радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце, которое зафиксировано относительно корпуса упорным пружинным внутренним кольцом и поджато к нему крышкой. Внутреннее кольцо подшипника также закреплено на валу с помощью пружинного упорного наружного кольца.

Варианты конструктивного оформления фиксирующей опоры вала-червяка с радиально-упорными шарикоподшипниками даны на рис. 4.29. При использовании привертной крышки регулирование подшипников проводится с помощью набора прокладок 1 (рис. 4.29, а), при закладной крышке - с помощью регулировочного винта 1 и нажимной шайбы 2 (рис. 4.29, б). На рис. 4.29, в регулирование подшипников осуществляется с помощью крышки-винта, вворачиваемой в резьбу, нарезанную непосредственно в корпусе.

Допускаемые пределы осевых зазоров при регулировании радиально-упорных подшипников фиксирующей опоры вала-червяка принимают по табл. 4.1 или 4.2 по ряду 1.

На рис.4.30 показаны конструкции валов-червяков с плавающей опорой, установленной внутри корпуса. На рис. 4.30, *а* приведена конструкция узла при верхнем расположении червяка, на рис. 4.30, *б* - при нижнем расположении. На рис. 4.30, *в...д* приведены варианты конструктивного оформления фиксирующей опоры вала-червяка с выходным концом со стороны этой опоры.

Конструкции подшипниковых опор вертикального вала-червяка представлены на рис. 4.34, опор червячной передачи цилиндрическо-червячного редуктора – на рис. 4.35.

На рис. 4.31 ... 4.32 приведены конструкции промежуточных валов с червячным колесом. Как и в конической передаче, для вала с червячным колесом выполняют две регулировки. Предварительно регулируют подшипники, изменяя толщину набора тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцы привертных крышек. После этого регулируют по пятну контакта (при нанесении краски) червячное зацепление, добиваясь совмещения средней плоскости зубчатого венца червячного колеса с осью червяка. Возможные случаи относительного положения средней плоскости венца червячного колеса и оси червяка показаны на рис. 4.32, *б, в, г*. Путем перестановки регулировочных прокладок 1 с одной стороны на другую добиваются совмещения средней плоскости венца червячного колеса и оси червяка (расположение пятна контакта при таком относительном положении червячного колеса и червяка показано на рис. 4.32, *а, б*). При одностороннем расположении пятна контакта (рис. 4.32, *в, г*) вал вместе с червячным колесом смещают относительно червяка (направление смещения показано стрелками).

При закладных крышках регулирование подшипников и червячного зацепления производят с помощью регулировочных винтов, вворачиваемых в крышки. Винты в обязательном порядке должны быть установлены с двух сторон (рис.4.34).

На рис. 4.36 приведены узлы токарного станка с установкой подшипников по схеме 3 (вариант 3.1). Подшипник левой фиксирующей опоры поджат к упорному пружинному внутреннему кольцу (рис.4.36, *а*) или к заплечику в отверстии корпуса (рис. 4.36, *в*). Подшипник правой плавающей опоры закреплен на валу с помощью круглой шлицевой гайки с многолапчатой стопорной шайбой (рис. 4.36, *а*) или упорным пружинным наружным кольцом (рис. 4.36, *б, в*) (другие варианты – см. рис.4.36, *г, д*).

Однако наиболее технологичной является конструкция на рис.4.36, *б* с использованием в фиксирующей опоре радиального шарикоподшипника с канавкой для стопорного кольца на наружном кольце, которая получила в настоящее время широкое распространение.

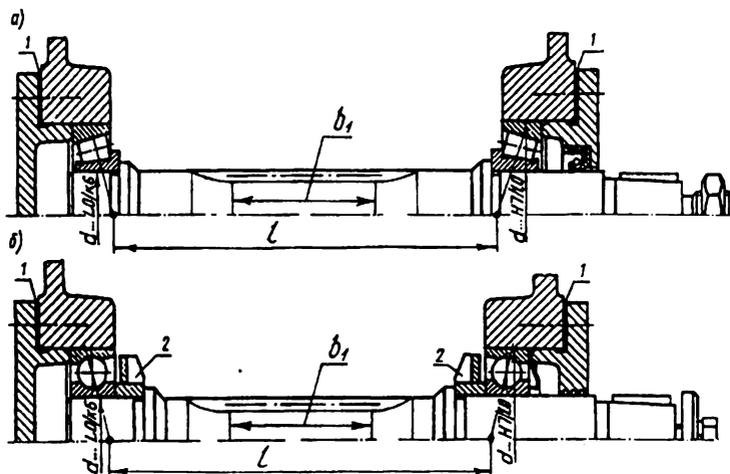


Рис. 4.27

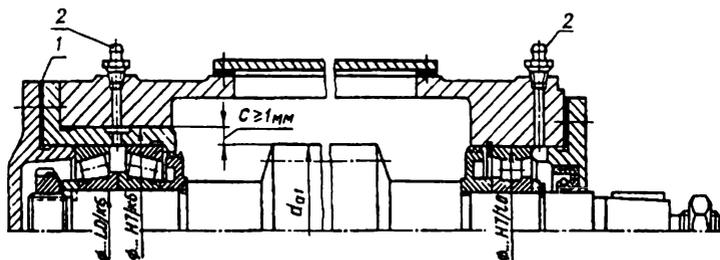


Рис. 4.28

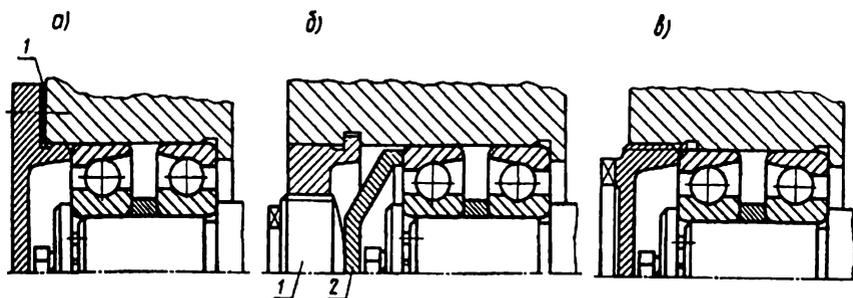


Рис. 4.29

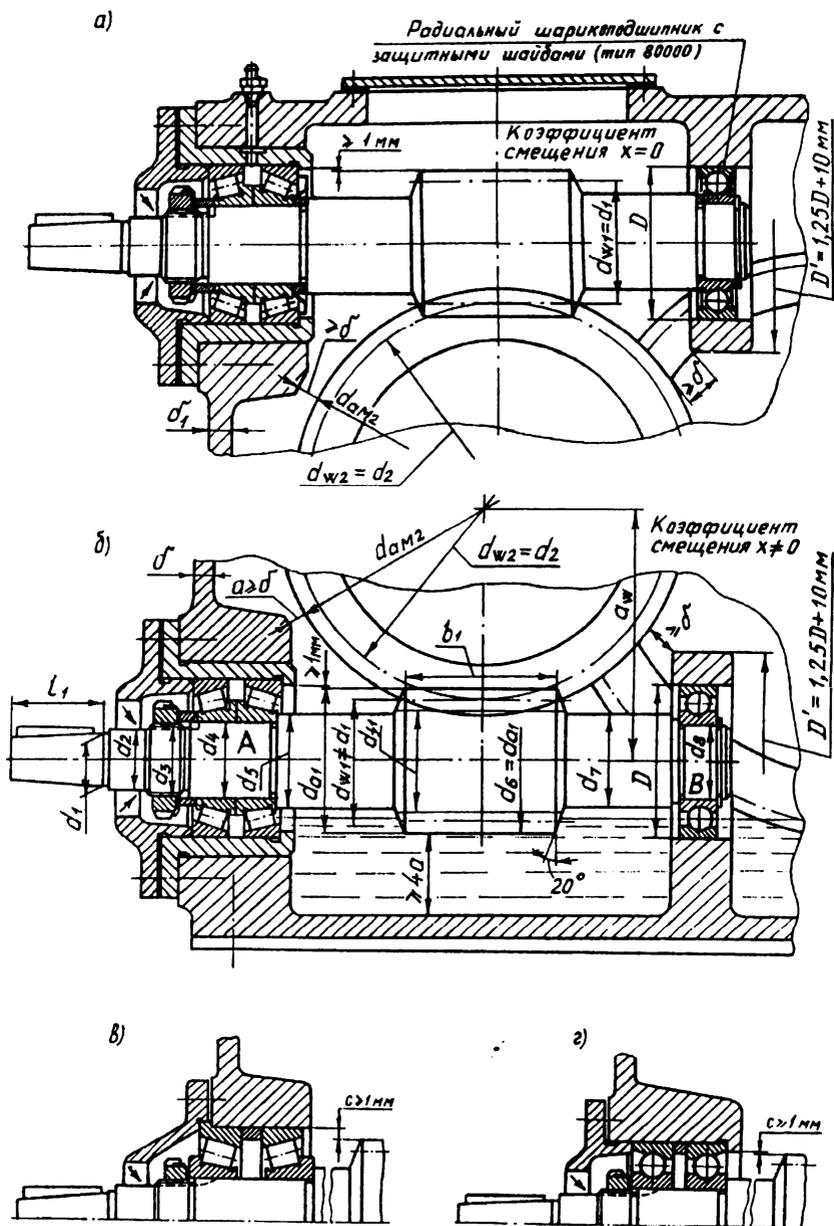


Рис. 4.30

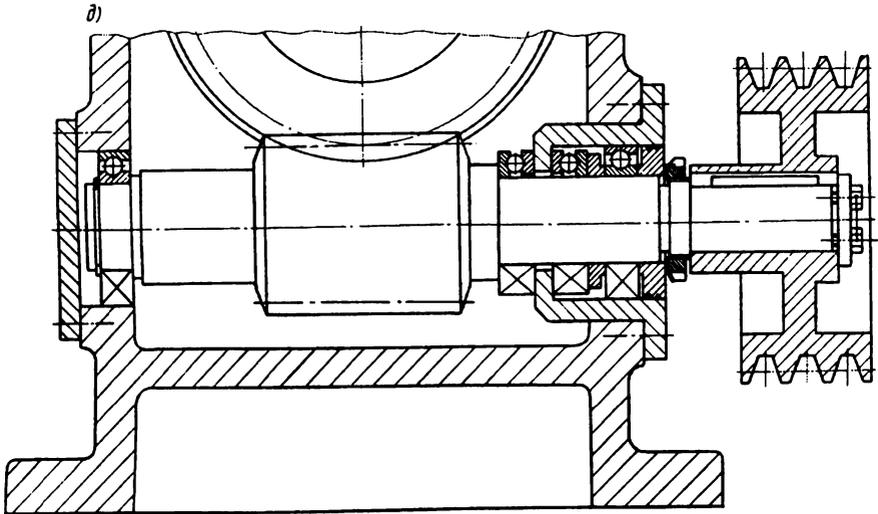


Рис. 4.30 (продолжение)

На рис. 4.37 показана конструктивное оформление выходного (тихоходного) горизонтального вала мотор-редуктора с подшипниковыми опорами, установленными по схеме 2 “врастяжку” (вариант 2.1).

На рис. 4.38 приведена конструкция выходного (тихоходного) вертикального вала редуктора механизма поворота. Подшипники установлены по схеме 1 “враспор” (вариант 1.1). Регулирование зазора производится с помощью набора металлических прокладок, устанавливаемых между фланцем привертной крышки и фланцем стакана. Унификация подшипников обеспечивается установкой одного из них на ступице цилиндрического колеса.

Консольная установка вала-шестерни приведена на рис. 4.39. Схема установки подшипников - 2 “врастяжку” (вариант 2.1).

На рис. 4.40 показан узел вала с консольно установленной шестерней открытой конической передачи. Подшипники левой фиксирующей опоры регулируются набором прокладок 1, подшипник правой плавающей опоры закреплен на валу с помощью упорного пружинного наружного кольца (схема установки подшипников 3 вариант 3.2). Коническое зацепление регулируется с помощью набора тонких металлических прокладок 2.

На рис. 4.41 приведена типовая конструкция приводного вала конвейера. Левая подшипниковая опора фиксирующая, правая - плавающая (схема установки 3, вариант 3.1). Особенность данной конструкции заключается в том, что подшипниковые опоры размещены не в одном общем корпусе, а установлены в разных корпусах, закрепленных на раме конвейера. Неизбежные погрешности изготовления деталей, сборки узла и особенно деформации рамы конвейера под

Для отбора части мощности с промежуточного вала редуктора

Колесо тихоходной ступени

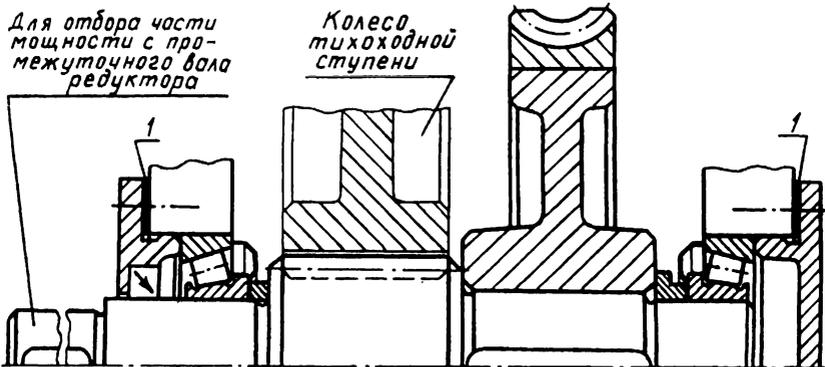
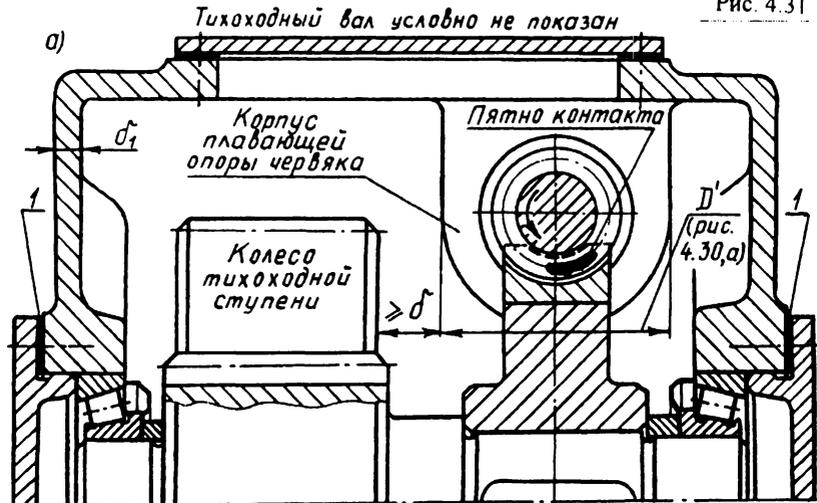


Рис. 4.31



К регулированию червячного зацепления по пятну контакта

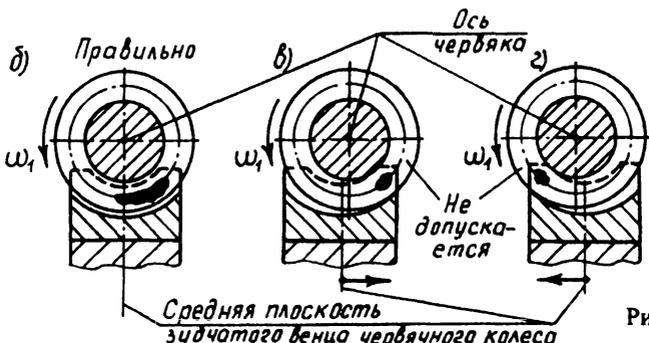


Рис. 4.32

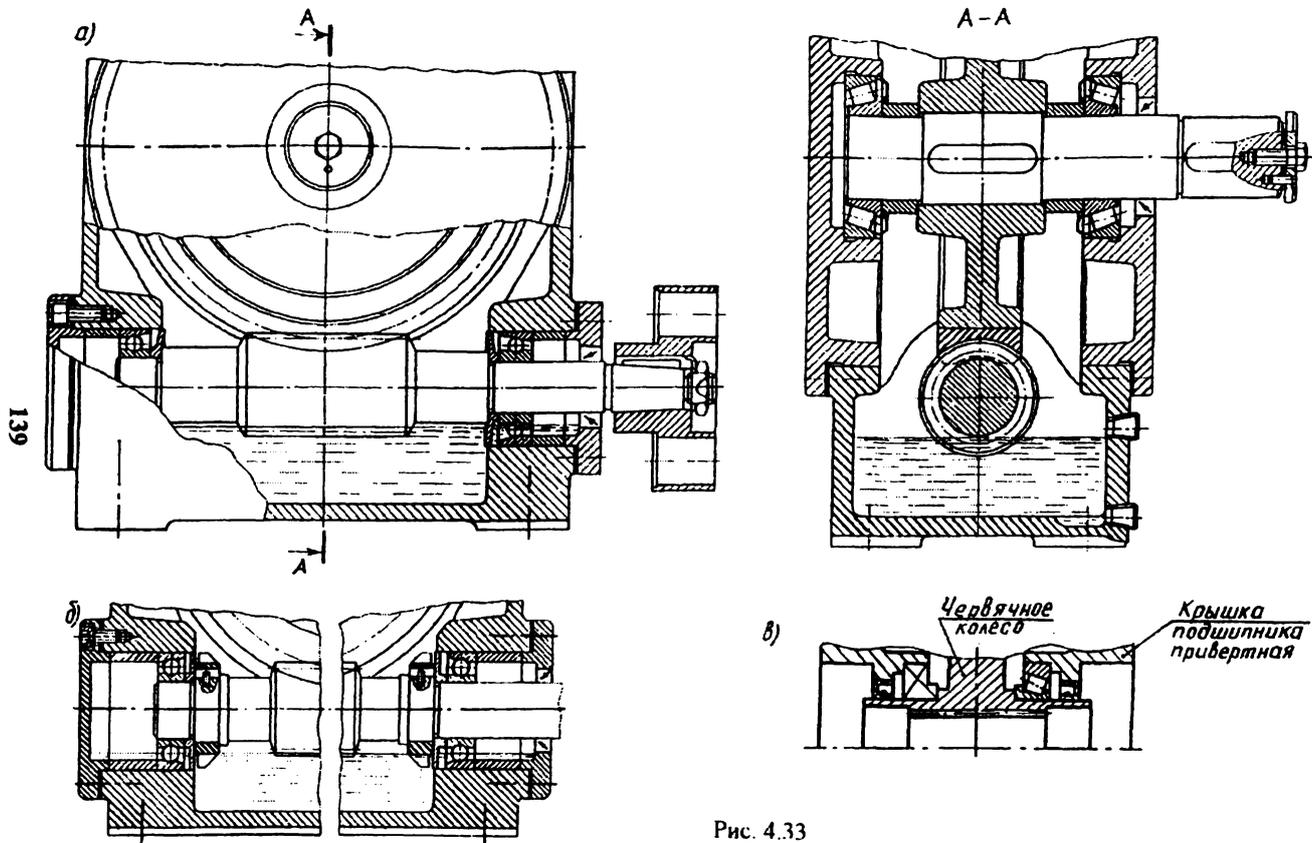


Рис. 4.33

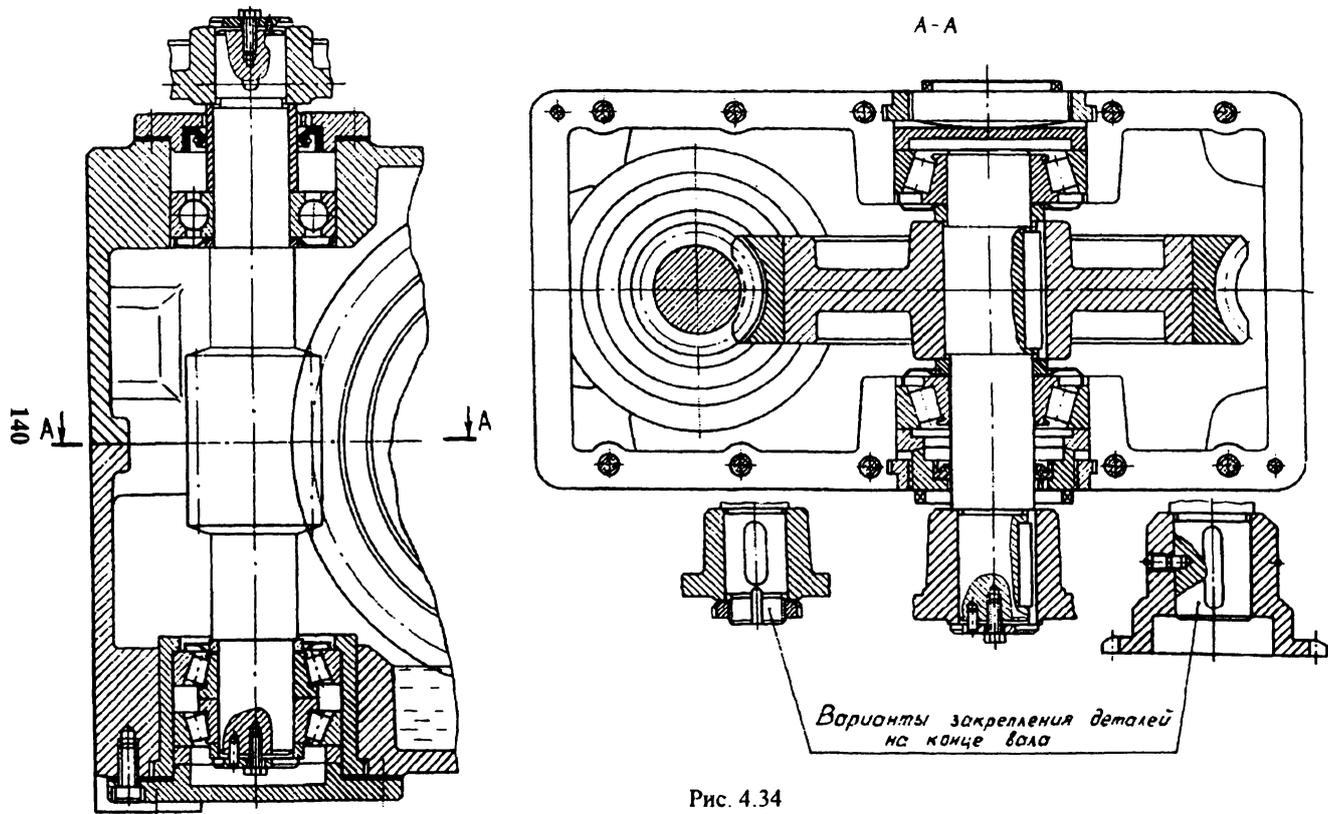


Рис. 4.34

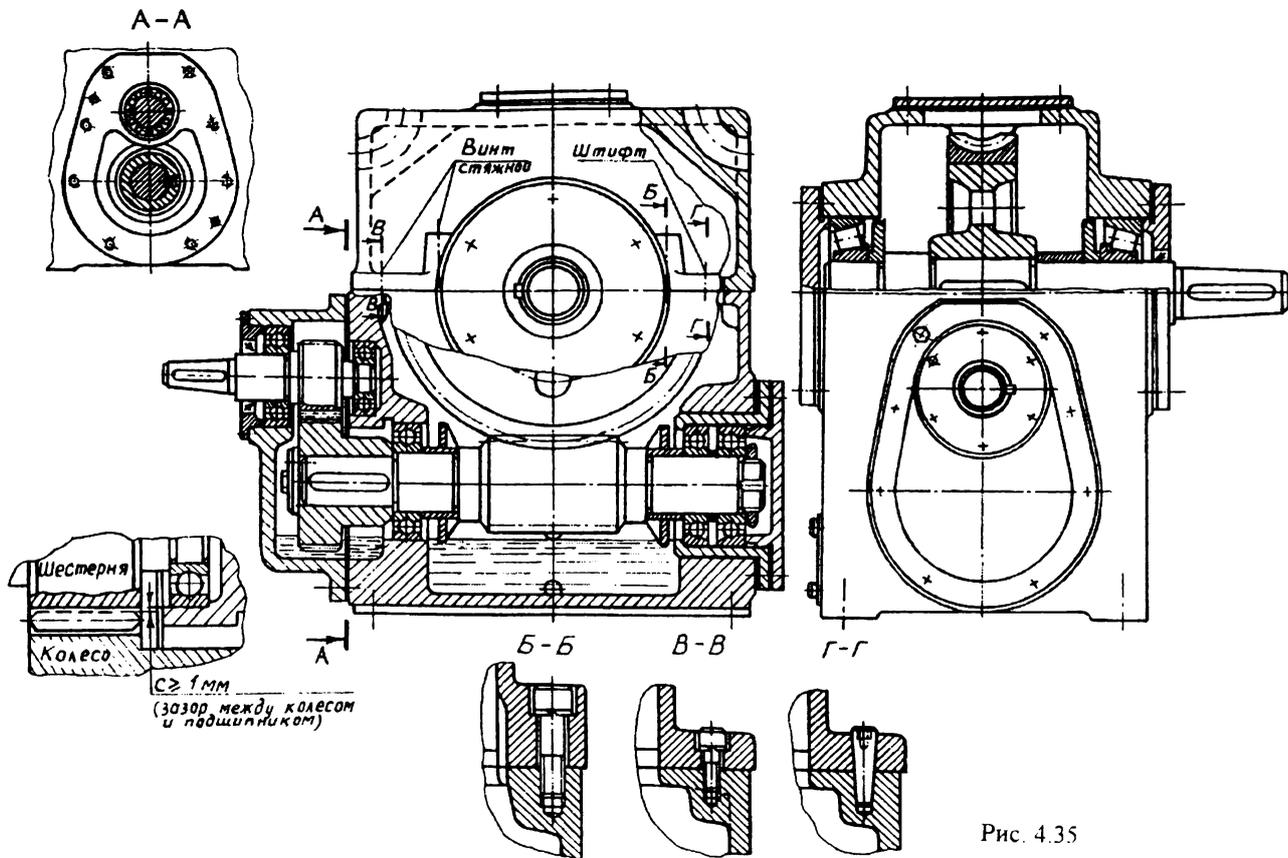


Рис. 4.35

нагрузкой вынуждают применять в качестве опор приводных валов конвейеров радиальные сферические подшипники (в большинстве случаев шариковые). В связи со значительной длиной вала наружное подшипниковое кольцо плавающей опоры должно иметь свободу перемещения вдоль оси ориентировочно 3-4 мм. Вращающий момент с приводного вала на барабан (вместо барабана могут быть установлены одна или две тяговые звездочки) передается шпоночным соединением.

На рис. 4.42 показана установка на оси барабана механизма подъема грузов. Схема установки подшипников - 3 (вариант 3.1). Левая опора плавающая, правая - фиксирующая.

Подшипник плавающей опоры установлен консольно в расточке выходного вала редуктора, выполненного с венцом для зубчатой муфты (конструкция такого вала приведена на рис. 4.11, б). Ступица барабана с внутренним зацеплением крепится с помощью болтов к барабану (снаружи на рис. 4.42, а и внутри - на рис. 4.42, б). Соединение зубчатого венца с внутренними зубьями ступицы барабана образуют встроенную внутри него зубчатую муфту, через которую передается крутящий момент с редуктора на барабан. Поэтому барабан поддерживает ось, а не вал. Подшипник правой фиксирующей опоры установлен в отдельном корпусе, закрепленном на раме машины. Как и в приводных валах конвейеров, ось барабана механизма подъема устанавливают на радиальных сферических подшипниках (шариковых или роликовых). Подшипник левой плавающей опоры вращается как одно целое, в нем отсутствует вращение внутреннего кольца относительно наружного. Поэтому этот подшипник проверяют по статической грузоподъемности.

У подшипника правой фиксирующей опоры внутреннее кольцо вместе с осью вращается относительно неподвижного наружного кольца установленного в корпусе. Поэтому данный подшипник проверяют по динамической грузоподъемности.

Конец каната на барабане крепится шпилькой (рис. 4.42, а) с помощью специальной накладки, прижимающей канат к поверхности барабана (кроме шпилек используются также винты).

Зубчатая муфта слева закрывается специальной крышкой, состоящей из двух половин, которая предотвращает вытекание смазки из узла муфты. Такое конструктивное исполнение узла барабана обеспечивает его компактность, блочность и получила широкое распространение в механизмах подъема грузоподъемных машин.

На рис. 4.43 приведена конструкция двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора с валами, расположенными в вертикальной плоскости. Как и в соосном горизонтальном цилиндрическом редукторе (табл. 3П.3 приложения 3П), в данной конструкции предусмотрена средняя (промежуточная) опора, в которой устанавливается подшипник быстрого вала и один из подшипников тихоходного вала. Эта опора располагается на дополнительной внутренней стенке нижней части корпуса редуктора и закрывается сверху отдельной съемной крышкой, аналогичной конструкции, приведенной

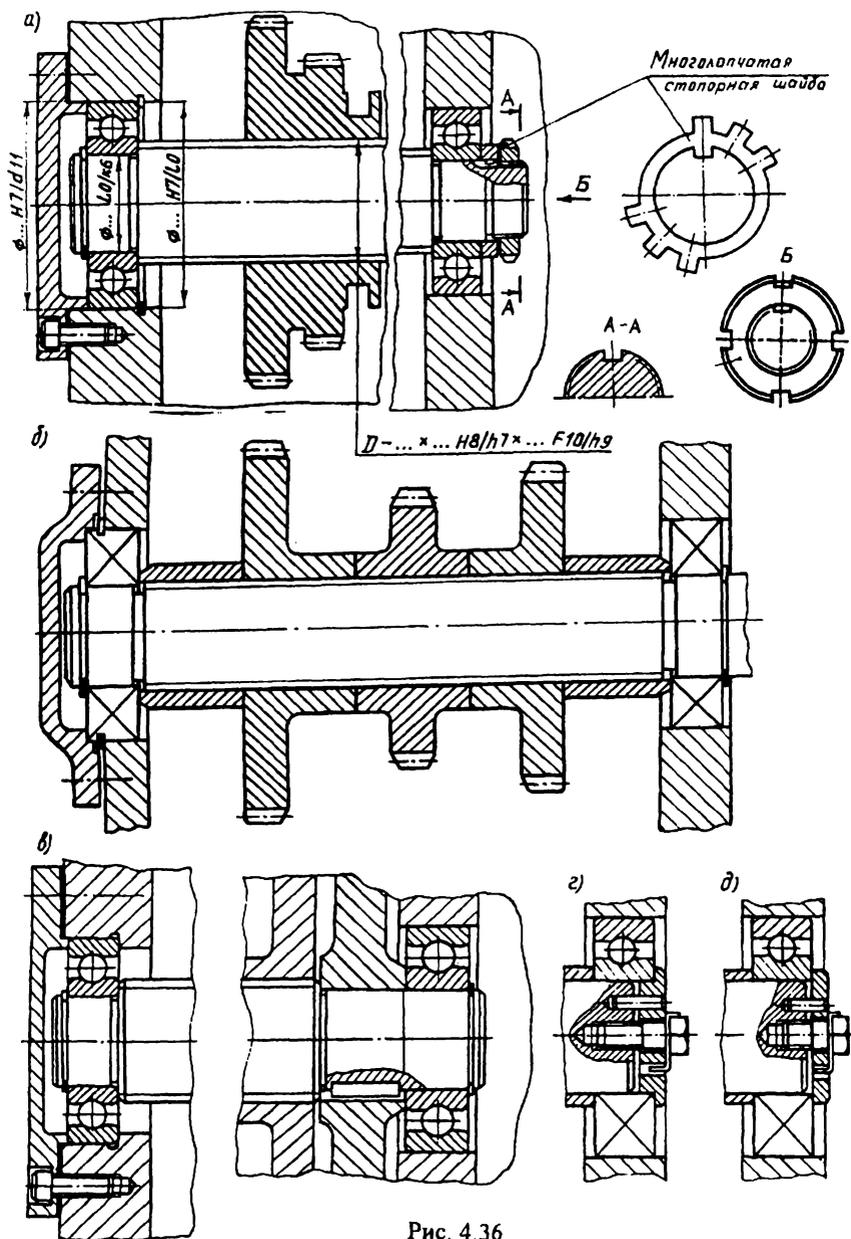


Рис. 4.36

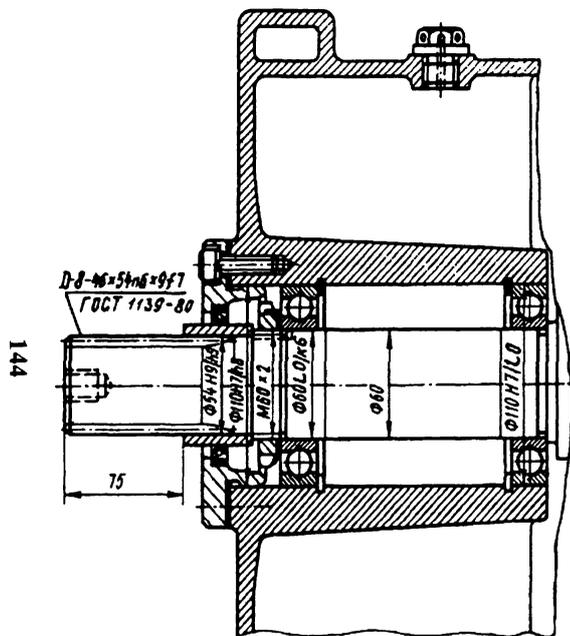


Рис. 4.37

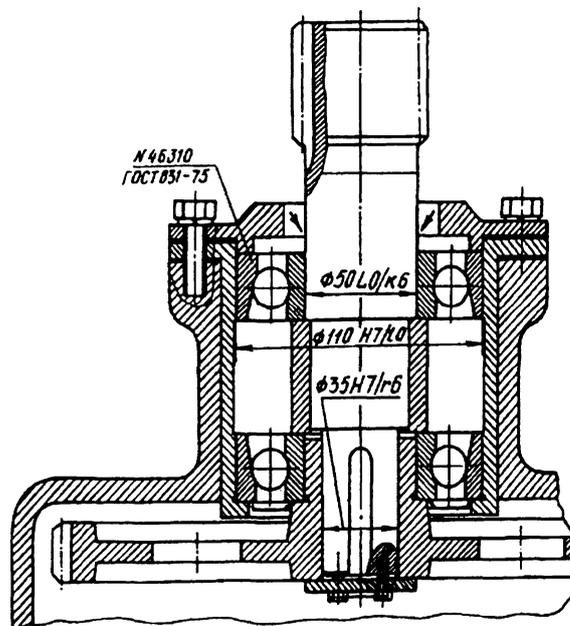


Рис. 4.38

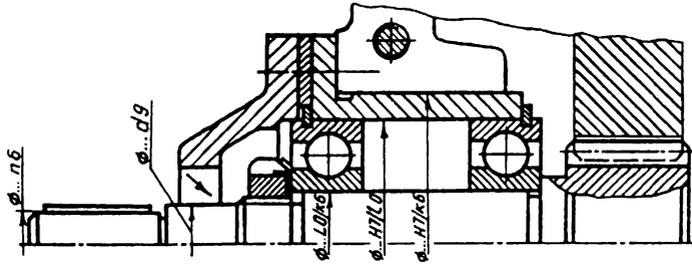


Рис. 4.39

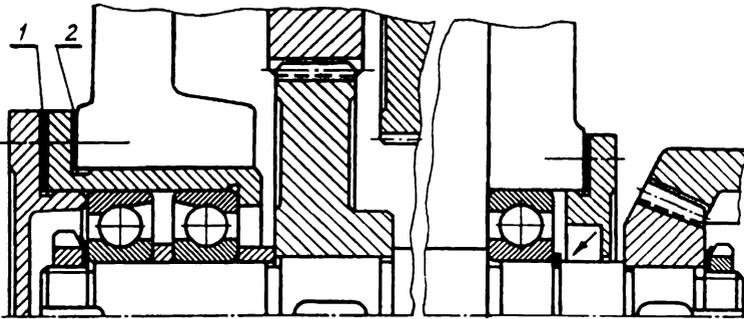


Рис. 4.40

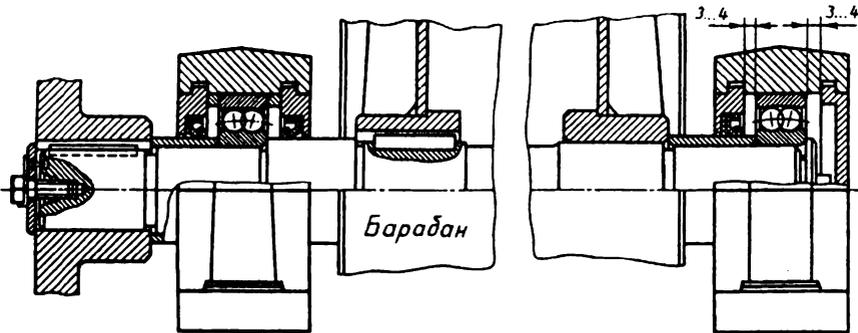


Рис. 4.41

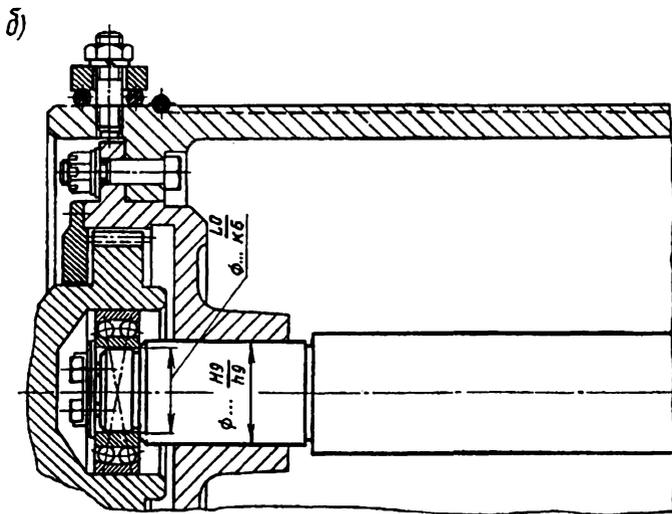
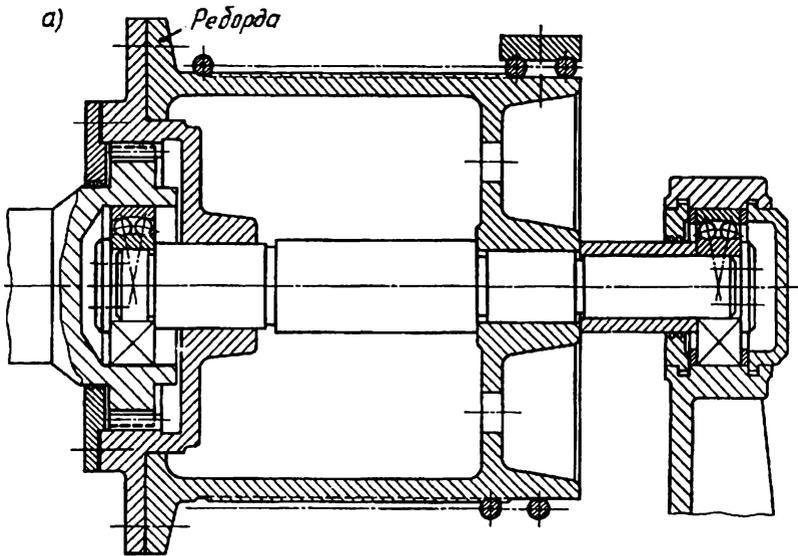


Рис. 4.42

в табл. ЗП.3. Для смазывания быстроходной ступени редуктора предусмотрена установка на отдельной оси смазочного зубчатого колеса из полимерного материала. С целью предохранения подшипников быстроходного вала от поступления в них избытка масла, которое выдавливается из зацепления со смазочным зубчатым колесом, у каждого из них предусмотрена установка маслоотражательных шайб из тонкой листовой стали. Эти шайбы прижаты к буртику вала дополнительными кольцами, которые перекрывают канавку для выхода шлифовального круга, обеспечивая тем самым центрирование шайб относительно оси вала. Подшипники быстроходного и тихоходного валов смазываются за счет разбрызгивания масла в нижней части корпуса смазочным полимерным колесом и колесом тихоходной ступени, погруженным в масляную ванну. Подшипники промежуточного вала смазываются пластичным смазочным материалом. Для того чтобы в процессе работы редуктора разогретая пластичная смазка не вытекала из подшипникового узла, для опор промежуточного вала предусмотрена установка внутренних уплотнений в виде стальных уплотнительных шайб. В качестве опор валов редуктора используются шариковые радиальные однорядные подшипники, поставленные по схеме 1 “враспор”. При сборке подшипниковых узлов осевой зазор $a = 0,2 \dots 0,5$ мм между наружным кольцом соответствующего подшипника и торцом привертной крышки обеспечивается посредством набора тонких металлических прокладок, устанавливаемых между фланцами крышек и корпусом.

Конструкция современного двухступенчатого цилиндрического мотор – редуктора типа 5МЦС приведена на рис.4.44. В корпусе редуктора предусмотрено смещение фланцевого двигателя исполнения IM 3081 и промежуточного вала относительно вертикальной оси симметрии редуктора, что обеспечило компактность конструкции (рабочий чертеж корпуса данного мотор – редуктора см. табл. ЗП.7 приложения ЗП). В качестве опор промежуточного и тихоходного валов используются конические роликоподшипники, поставленные по схеме 1 “враспор”. Регулирование осевого зазора в подшипниках проводится набором тонких металлических прокладок (или компенсаторного кольца), устанавливаемых между наружными кольцами правых подшипников каждого из валов и соответствующим упорным плоским внутренним пружинным кольцом (размеры данных колец приведены в табл. 2П.20 приложения 2П). Колеса редуктора установлены на валах по посадке с гарантированным натягом (пресовое соединение). Для осевого фиксирования деталей на выходном конце тихоходного вала установлено упорное кольцо по аналогии с конструкцией на рис. 4,11, а. Предусмотрены два исполнения мотор – редуктора: на лапах (рис.4,44, а) и фланцевое (рис. 4.44, б).

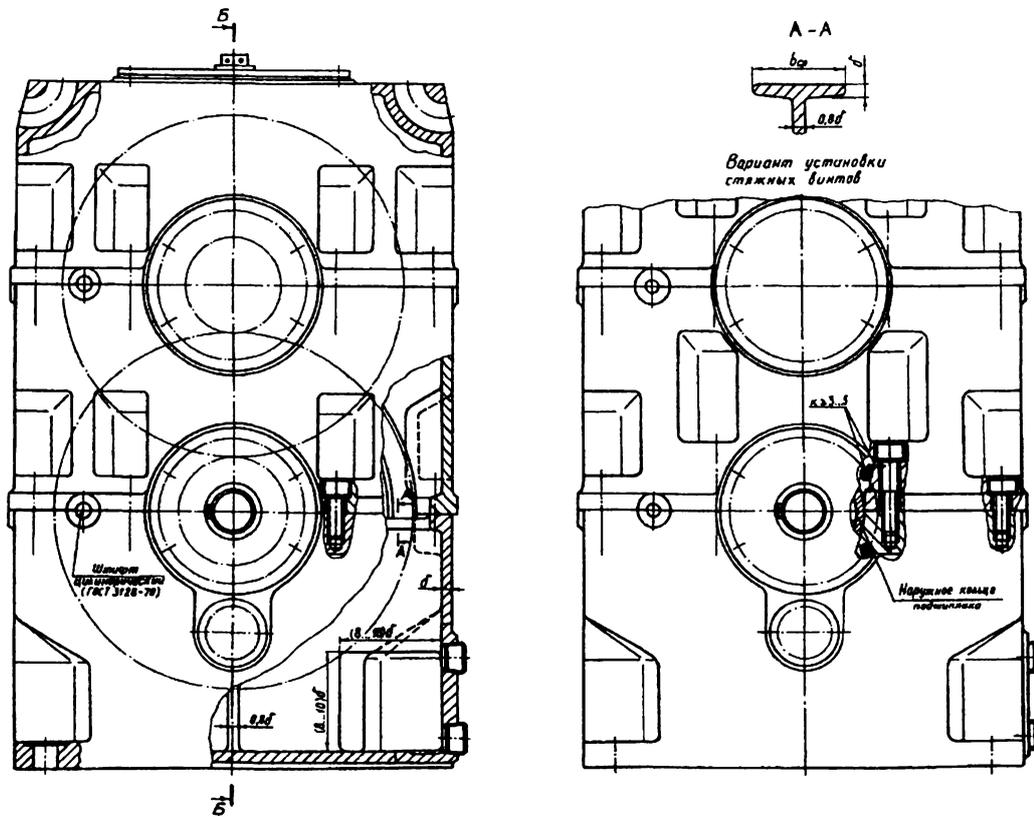


Рис. 4.43

Б-Б

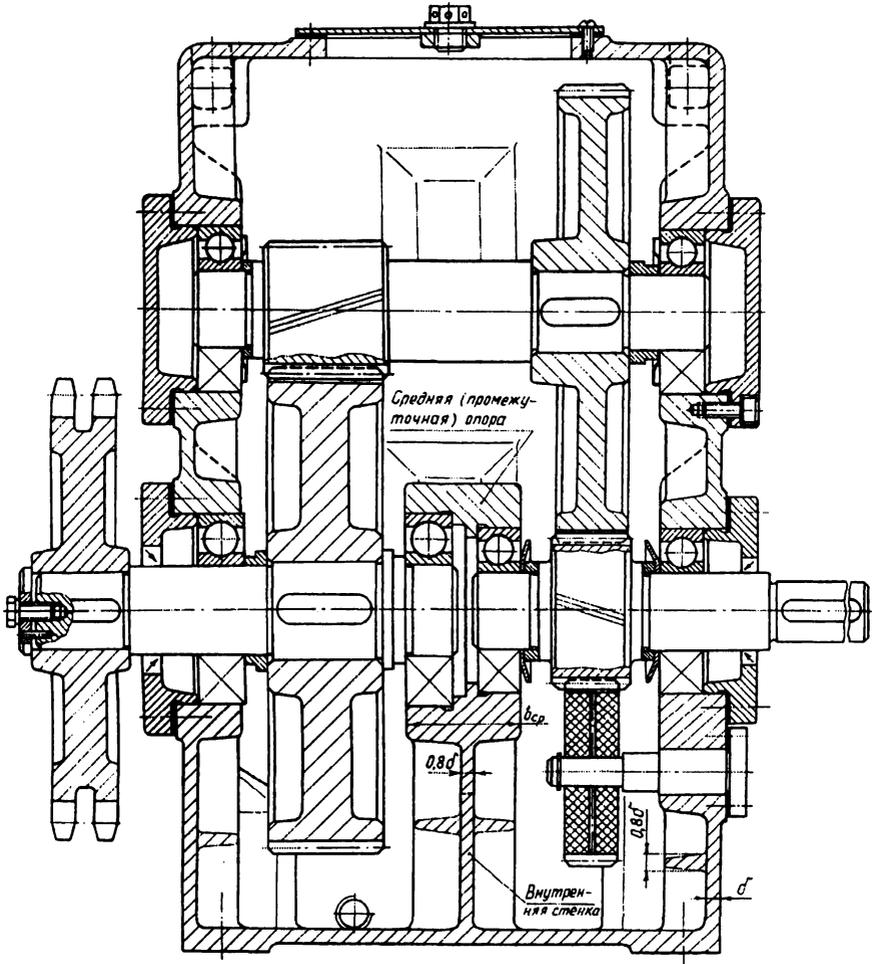
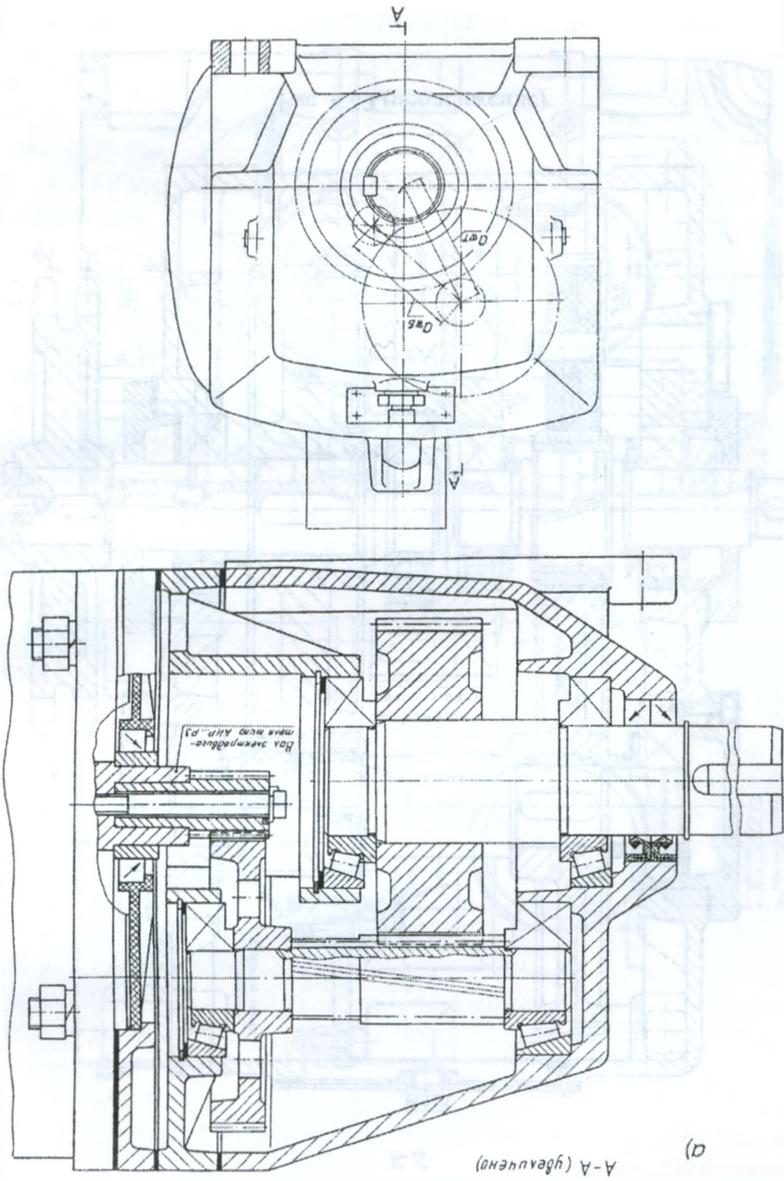


Рис. 4.43 (продолжение)



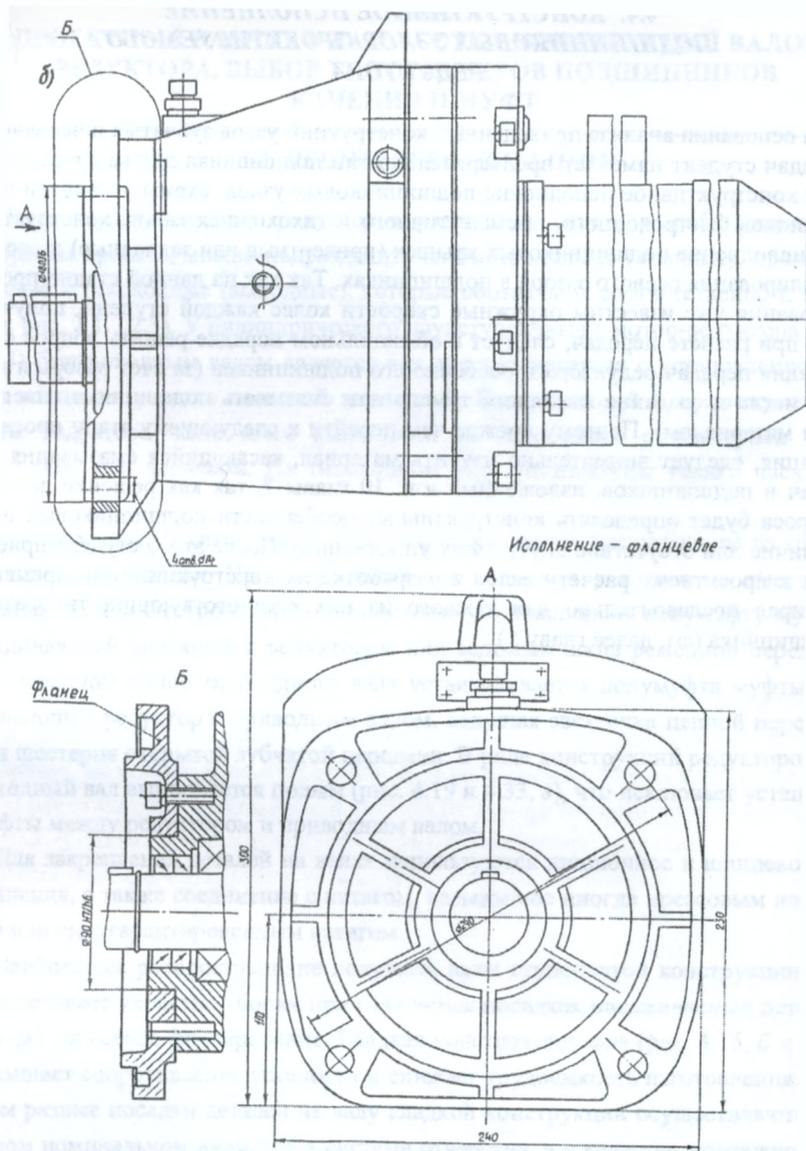


Рис. 4.44 (продолжение)

4.4. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ПРОЕКТИРУЕМОГО РЕДУКТОРА

На основании анализа приведенных конструкций узлов зубчатых и червячных передач студент намечает предварительно тип подшипника для валов редуктора и конструктивное исполнение подшипниковых узлов: схемы установки подшипников быстроходного, промежуточного и тихоходных валов, конструктивное исполнение подшипниковых крышек (привертные или закладные) и способ регулирования осевого зазора в подшипниках. Так как на данной стадии проектирования уже известны окружные скорости колес каждой ступени, полученные при расчете передач, следует в обязательном порядке решить вопрос смазывания передач редуктора и особенно его подшипников (за счет разбрызгивания масла и создания масляного тумана или смазывать подшипники пластичным материалом). Поэтому прежде чем перейти к следующему этапу проектирования, следует внимательно изучить материал, касающийся смазывания передач и подшипников, изложенный в п. 10 главы 7, так как решение данного вопроса будет определять конструктивные особенности подшипниковых опор (наличие или отсутствие внутренних уплотнений). После этого студент приступает к проектному расчету валов и разработке их конструкций, одновременно выбирая предварительно для каждого из них соответствующий типоразмер подшипника (см. далее главу 5).

Глава 5
**ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ
РЕДУКТОРА. ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРОВ ПОДШИПНИКОВ
КАЧЕНИЯ И МУФТ**

5.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Валы двухступенчатых редукторов различных типов, разрабатываемые в курсовом проекте, можно подразделить на быстроходные (входные), промежуточные и тихоходные (выходные), которые обозначают соответственно I, II, III (см. рис. 2.1...2.3). У цилиндрического двухступенчатого мотор-редуктора (рис. 4.44) быстроходным валом является вал электродвигателя с установленной на его концевом участке насадной шестерней. Быстроходный и промежуточный валы редуктора чаще всего выполняют за одно целое с шестерней (вал-шестерня) или червяком. На тихоходном валу установлены только насадные детали.

Быстроходный и тихоходный валы редуктора имеют выступающие из корпуса концевые участки. Промежуточный вал концевых участков не имеет. На входном конце быстроходного вала обычно устанавливают полумуфту муфты, соединяющей двигатель с редуктором или ведомый шкив ременной передачи. На выходном конце тихоходного вала устанавливается полумуфта муфты, соединяющей редуктор с приводным валом, ведущая звездочка цепной передачи или шестерня открытой зубчатой передачи. В ряде конструкций редукторов тихоходный вал выполняется полым (рис. 4.19 и 4.33, *в*), что исключает установку муфты между редуктором и приводным валом.

Для закрепления деталей на валах используются шпоночное и шлицевое соединения, а также соединение с натягом, называемое иногда прессовым или соединением с гарантированным натягом.

Наибольшее распространение получили валы ступенчатой конструкции, что обеспечивает удобство сборки при различных посадках насаживаемых деталей, а также их осевое фиксирование. Гладкая конструкция вала (рис. 4.15, *б* и 4.18) повышает сопротивление усталости и снижает трудоемкость изготовления. При этом разные посадки деталей на валу гладкой конструкции осуществляются на одном номинальном диаметре в системе отверстия, а в качестве монтажной базы и упора при осевом фиксировании деталей предусматривают бурт (рис. 4.11, *б*) в единичном и мелкосерийном производстве, а в крупносерийном производстве используют распорные втулки (рис. 4.15, *б* и 4.18, *б*).

Концы быстроходных и тихоходных валов редукторов выполняют цилиндрической или конической формы (рис. 5.1). Основные размеры цилиндрических концов валов регламентированы ГОСТ 12080-66 (табл. 2П.1 приложения 2П), конических ГОСТ 12081-72 (табл. 2П.2 приложения 2П). Каждый из этих стандартов предусматривает два исполнения концов валов: исполнение 1 – длинные и исполнение 2 – короткие. При курсовом проектировании рекомендуется принимать концы валов исполнения 2.

При установке на конце вала шкива, звездочки или шестерни открытой передачи допускается длину конца вала l не согласовывать со стандартом, а принимать с учетом длины ступицы $l_{ст}$ устанавливаемой детали (рис. 5.1, в).

В механизмах подъема груза (грузоподъемных лебедках) выходной конец тихоходного вала выполняют в виде венца зубчатой муфты (рис. 5.1, е), в отверстие которого устанавливается одна из опор оси барабана (рис. 4.42). Данное конструктивное исполнение тихоходного вала показано на рис. 4.11, б.

Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, с целью предохранения от осевого смещения под действием рабочих или случайных нагрузок, поджимают к буртику посредством крепления (рис. 5.1, д), состоящего из концевой шайбы 1, болта 2 и штифта 3 (размеры см. табл. 2П.24 приложения 2П). Широкое распространение получило крепление шкивов, звездочек и шестерен открытых передач с помощью круглой шлицевой гайки 4 и многолапчатой стопорной шайбы 5 (рис. 5.1, в). Шайба имеет внутренний выступ (язычок), который входит в паз, выполненный на резьбовой части вала, а один из наружных выступов (так называемая лапка) отгибается в один из шлицев гайки, что обеспечивает ее надежное стопорение. Размеры круглой шлицевой гайки приведены в табл. 2П.6, стопорной многолапчатой шайбы – в табл. 2П.7 и резьбового участка вала с канавкой под язычок стопорной шайбы – в табл. 2П.8 приложения 2П. Данный вариант крепления широко используется при установке деталей как на входных концах быстроходных валов, так и выходных концах тихоходных валов.

При установке деталей на конических концах валов с целью создания натяга в осевом направлении широко используют комплект концевой шайбы 1 с болтом 2, штифтом 3 и стопорной шайбой 7 (рис. 5.1, ж) или с двумя болтами 8, которые стопорят проволокой 9 или планкой 10 (рис. 5.1, з). Находит применение крепление круглой шлицевой гайкой 4 с многолапчатой стопорной шайбой 5 (рис. 5.1, и), а также гайкой 11 со стопорной шайбой 12 (рис. 5.1, к).

Кроме указанных вариантов, используют крепление деталей на цилиндрических концах валов с помощью установочных винтов (рис.5.1, л). Цилиндрический или конический конец установочного винта (табл. 2П.35 приложения 2П), завинченного в ступицу детали, входит в засверловку на валу (или в шпонке) и предохраняет деталь от осевого смещения. Засверловку для установочного винта обычно выполняют в процессе сборки узла. Для предохранения винтов от самоотвинчивания используют обвязку проволокой, которую закладывают в шлицевой паз винта и кольцевую канавку, выполненную на наружной поверхности ступицы. Полученный при обвязке узел проволоки закладывают в специально выполненное углубление на противоположной от винта стороне ступицы. Так как сверление гнезда для конца установочного винта производят через отверстие в ступице детали при сборке узла, то такая операция связана с определенными техническими трудностями, особенно в крупносерийном и массовом производстве. Поэтому крепление деталей посредством установочных винтов используют в основном в индивидуальном и мелкосерийном производстве.

На рис. 5.1, м, н показано крепление деталей на цилиндрических концах валов со шлицами. В качестве буртика здесь чаще всего используется распорная втулка. Рекомендации по определению размеров второй за концевым участком ступени вала приведены в табл. 2П.43 приложения 2П.

Надежное осевое фиксирование детали, установленной на цилиндрическом конце вала, упором в буртик диаметром d_6 (рис. 5.2, а, б) возможно при высоте буртика h_6 такой величины, чтобы ширина k упорного пояса для принятого размера фаски f была не менее 1...2 мм. Обычно $h_6 = (1,8...2,0)f$, где f – см. табл. 2П.3 приложения 2П. Тогда необходимый диаметр буртика

$$d_6 \geq d + 2h_6 \text{ или } d_6 \geq d + (3,6...4,0)f. \quad (5.1)$$

При осевом фиксировании детали упором в буртик вала нельзя допускать упора фаской или кромкой, как показано на рис. 5.2, в...е. Это связано с тем, что в данном случае невозможно обеспечить точное положение детали и передачу усилия вследствие ненадежности кромочного контакта.

Учитывая, что на ступени вала, принятой в качестве буртика, устанавливается подшипник (рис. 5.1, а, в), диаметр буртика d_6 , рассчитанный по условию (5.1), следует согласовать с размерами внутренних колец подшипников (диаметр d_6 должен заканчиваться на 0 или 5).

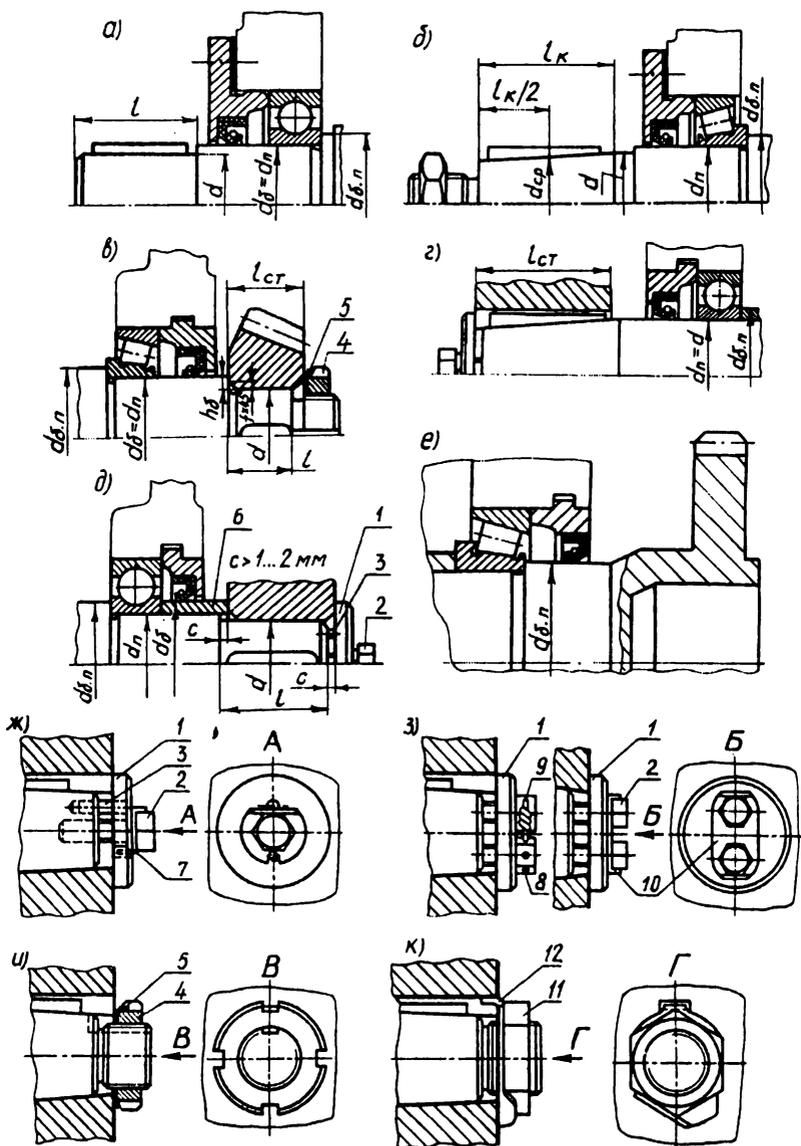


Рис. 5.1

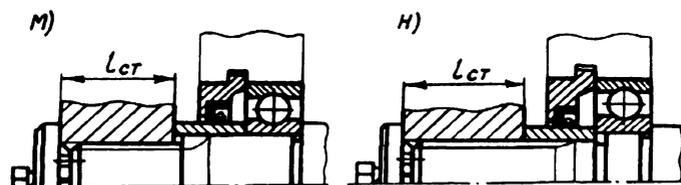
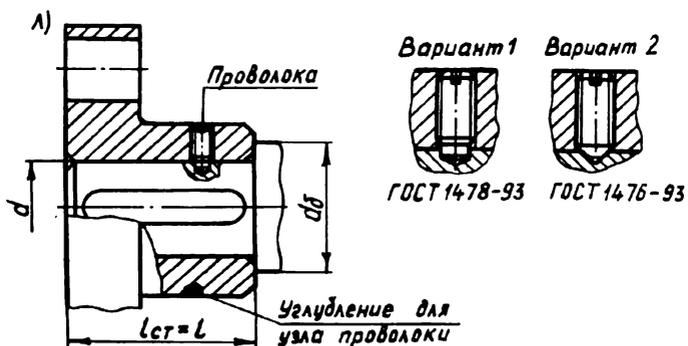


Рис. 5.1 (продолжение)

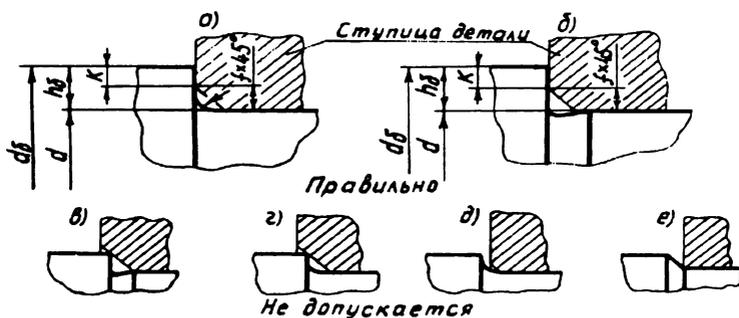


Рис. 5.2

При использовании в качестве буртика распорной втулки (рис 5.1, д) наружный ее диаметр $d_в$ определяют по условию (5.1) и согласовывают с размерами манжеты (см. табл. 2П.10 приложения 2П), которая охватывает распорную втулку. Кроме этого, со стороны подшипника принятый размер втулки $d_в$ должен находиться в диапазоне размеров буртика (заплечика) $d_{вн}$, рекомендуемом для данного подшипника (см. табл. 2П.17 или 2П.18 приложения 2П). Особенно это важно для конического роликового подшипника, сепаратор которого выступает за торец внутреннего кольца (см. рекомендуемый наибольший размер

втулки $d_{\text{вн}}$ в табл. 2П.18 приложения 2П). Перепад диаметров ступеней вала при использовании распорной втулки принимают минимальным (≈ 5 мм) и с размерами внутренних колец подшипников согласовывают диаметр второй ступени, на которой устанавливается подшипник (такого же размера будет и внутренний диаметр распорной втулки).

При конической форме конца вала осевое фиксирование детали обеспечивается конической поверхностью концевого участка. С целью создания необходимого натяга в осевом направлении упор в буртик здесь не допустим. Диаметр второй ступени вала в данном случае принимают несколько больше диаметра d концевого участка и согласуют с диаметром $d_{\text{вн}}$ внутреннего кольца подшипника (рис. 5.1, б).

Следует отметить еще одно требование, которое иногда предъявляется к валам как с цилиндрическими, так и с коническими концевыми участками и выполнение которого желательно при назначении диаметра следующей за концевым участком ступени вала. Это касается случаев, когда необходимо обеспечить съём подшипника без выема шпонки из шпоночного паза на конце вала. Такая операция возможна при выполнении условия: для цилиндрического конца вала

$$d_{\text{вн}} \geq d + 2(h - t_1) + 1; \quad (5.2)$$

для конического конца вала

$$d_{\text{вн}} \geq d_{\text{ср}} + 2(h - t_1) + 1, \quad (5.3)$$

где d и $d_{\text{ср}}$ – соответственно диаметр цилиндрического и средний диаметр конического концов валов ($d_{\text{ср}} = d - 0,05l_x$, здесь l_x – длина конического участка вала, см. табл. 2П.2 приложения 2П); h и t_1 – соответственно высота шпонки и глубина паза вала (для цилиндрических концов валов по табл. 2П.9, для конических в среднем сечении – по табл. 2П.2 приложения 2П).

Выполнение условий (5.2) и (5.3) приводит к значительной разности диаметров d и $d_{\text{вн}}$ и не всегда применяется на практике (см. рис. 5.1, в).

Следующая за подшипником ступень вала (третья ступень) диаметром $d_{\text{бн}}$ служит в качестве буртика (заплечика) для подшипника. Размер $d_{\text{бн}}$ принимается по табл. 2П.17 или 2П.18 приложения 2П в зависимости от типоразмера подшипника и его серии. Предварительно рекомендуется выбирать легкую серию (конических роликовых подшипников) и среднюю серию (шариковых радиальных однорядных подшипников).

Конструктивное исполнение остальных участков вала определяется конкретной конструкцией соответствующего вала (см. далее). Общим для всех конструкций валов ступенчатой формы является наличие буртиков для осевого фиксирования насадных колес и упора второго подшипника (рис. 5.3). Диаметр буртика вала $d_{\text{бн}}$ для упора ступицы насадного колеса принимают такой величины, чтобы, как и для деталей, устанавливаемых на цилиндрических концах валов, ширина k упорного пояса (рис. 5.3) была не менее 1...2 мм. При этом

диаметр $d_{6,x}$ может быть определен по условию (5.1) в зависимости от размера фаски f в отверстии ступицы насадного колеса (см. табл. 2.3 приложения 2П). Между подшипником и ступицей насадного колеса широко используется установка распорного кольца (рис. 5.3), называемого иногда дистанционным кольцом. Со стороны подшипника распорное кольцо с наружным диаметром $d_{6,n}$ выполняет функцию буртика (заплевика) для упора подшипника. Со стороны ступицы колеса распорное кольцо с наружным диаметром $d_{6,x}$ служит в качестве буртика для колеса. Если наружные размеры распорного кольца со стороны

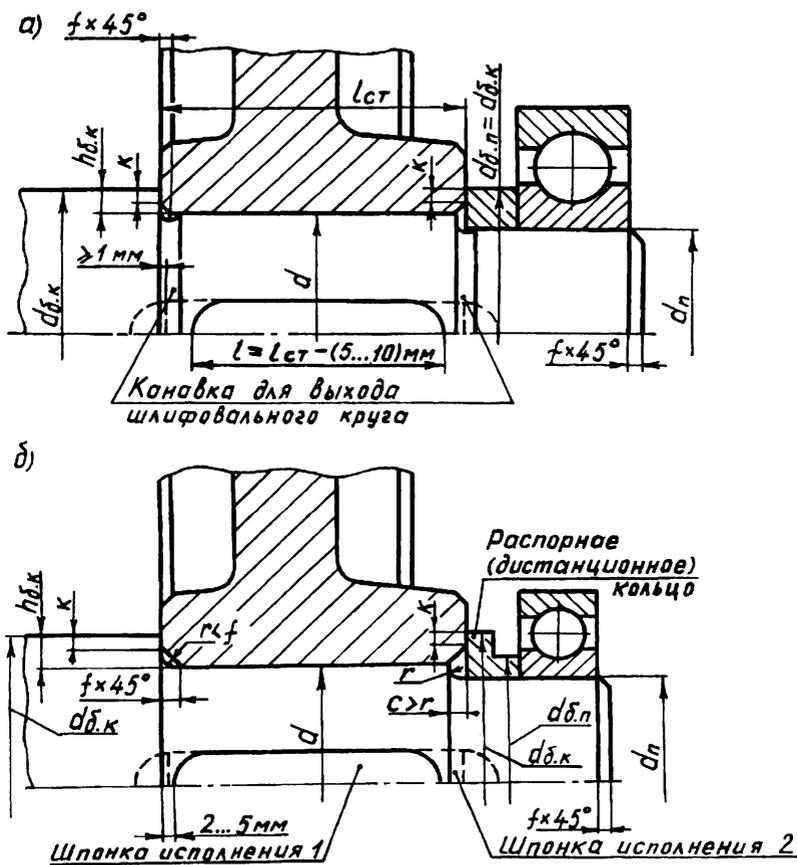


Рис. 5.3

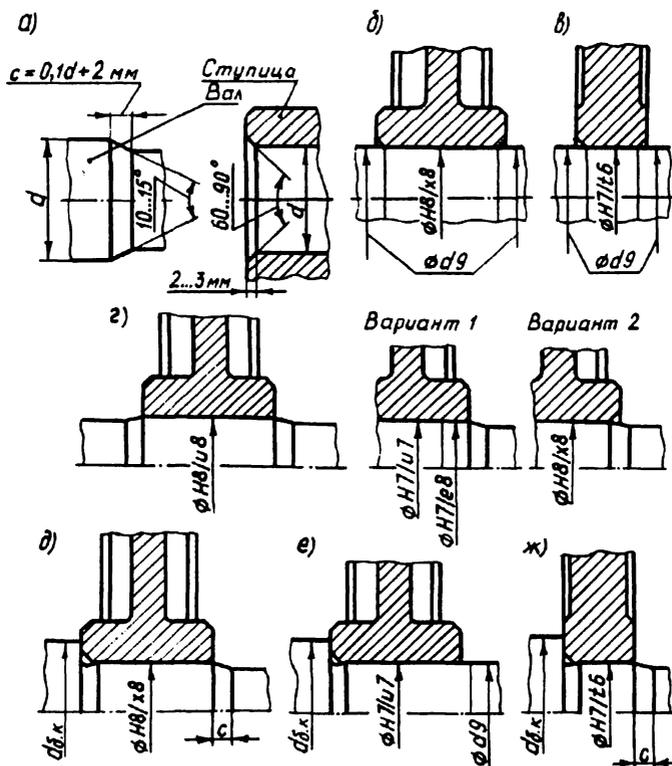


Рис. 5.4

подшипника и со стороны ступицы колеса оказались близкими (т.е. $d_{6.n} \approx d_{6.k}$), то его выполняют цилиндрической формы (рис. 5.3, а). Если же размеры $d_{6.n}$ и $d_{6.k}$ существенно отличаются друг от друга, то распорное кольцо выполняют ступенчатой формы (рис. 5.3, б).

Широкое распространение в последнее время получило закрепление на валах насадных колес посредством соединения с натягом (прессовое соединение с гарантированным натягом). Посадки с натягом H7/s6, H7/l6, H8/u8, H7/u7, H8/x8, H8/z8 и другие хорошо центрируют детали даже при коротких ступицах и, в большинстве случаев, обеспечивают надежное осевое фиксирование ступиц без дополнительного крепления. Возможность передачи нагрузки только за счет той или иной посадки с натягом проверяется расчетом (см. главу 8, п. 8.2). Для облегчения сборки соединения с натягом и уменьшения шатровки сопряженных поверхностей острыми кромками вала или отверстия ступицы последние

выполняют с полыми фасками (рис. 5.4, а). Хорошим средством является выполнение предшествующего участка вала с допусками е8 или d9 (рис. 5.4, б, в, е). Для уменьшения концентрации напряжений, связанной с неравномерным распределением давления по длине соединения, предусматривают небольшое увеличение диаметра посадочной ступени вала (рис. 5.4, з, д, ж), выполнение по краям посадочной поверхности участка вала с допуском е8 (рис. 5.4, з, вариант 1) или свисание ступицы с посадочной ступени (рис. 5.4, з, вариант 2). Для предотвращения контактной коррозии рекомендуется для соединения с натягом выбирать длину ступицы l_{cm} такой величины, чтобы выполнялось условие $l_{cm}/d \leq 1,2$, где d – диаметр соединения. Упорный бурт на валу (рис. 5.4, д...ж) применяют для точной фиксации насадных колес червячных и конических передач, а также для исключения перекоса колес при относительно коротких ступицах ($l_{cm}/d \leq 0,7$). Диаметр бурта $d_{6,x}$ определяют по условию (5.1).

Основной расчетной нагрузкой валов является вращающий T и изгибающий M моменты. На данной стадии проектирования нам известен лишь вращающий момент T , передаваемый каждым из валов редуктора (см. главу 1). Изгибающий момент M нам не известен, так как мы не знаем осевых размеров ступиц зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, полумуфт, подшипников, крышек и т. п., что не дает возможности установить местоположения опор вала и действующих на него нагрузок. В то же время разработка конструкции вала невозможна без определения хотя бы приблизительно одной из его ступеней. Поэтому при проектном расчете вала предварительно определяют диаметр одного из его участков, исходя из условия прочности только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях $[\tau]$ с той целью, чтобы компенсировать влияние напрежений изгиба. После этого на основании конструкции вала-прототипа, приведенной в главе 4, определяют диаметры остальных ступеней с учетом рекомендаций, изложенных выше.

При проектном расчете *быстроходного (аходного) вала* зубчатого редуктора обычно предварительно определяют диаметр d его входного конца (мм):

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,2[\tau]}} \quad (5.4)$$

где $T = T_i$, здесь T_i – вращающий момент на быстроходном (входном) валу, Н·м; $[\tau] = 10 \dots 15$ МПа.

Исходя из полученной по формуле (5.4) величины d принимают стандартные размеры конца вала: цилиндрического – по ГОСТ 12080 – 66 (табл. 2П.1 приложения 2П), конического – по ГОСТ 12081 – 72 (табл. 2П.2 приложения 2П). При этом рекомендуется принимать концы валов исполнения 2 – короткие. Если быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя диаметром d_3 , то с целью удобства соединения муфтой, по стандарту выбирают диаметр d такой величины, чтобы выдерживалось соотношение: $d \approx (0,8 \dots 1,2)d_3$, где d_3 – см. табл. 1П.2 приложения 1П.

При проектном расчете *промежуточного вала* зубчатого редуктора по формуле (5.4) предварительно определяют диаметр вала d под насадным колесом, принимая $[\tau] = 15 \dots 25$ МПа и $T = T_n$, где T_n – вращающий момент на промежуточном валу, Н·м. Полученный диаметр d в данном случае согласовывают с рядом *Ra40* по ГОСТ 6636 – 69 (табл. 1П.13 приложения 1П).

При проектном расчете *тихоходного (выходного) вала* зубчатого редуктора по формуле (5.4) предварительно определяют диаметр вала d его выходного конца, принимая $[\tau] = 25 \dots 35$ МПа (меньшие значения при установке на конце вала звездочки или шестерни открытой передачи, большие – при установке муфты) и $T = T_{ш}$, где $T_{ш}$ – вращающий момент, передаваемый концевым участком тихоходного вала, Н·м. Полученный диаметр d конца вала согласовывают со стандартными размерами концов валов по ГОСТ 12080 – 66 или ГОСТ 120081 – 72 для исполнения 2 – короткие (см. табл. 2П.1 или 2П.2 приложения 2П).

Если тихоходный вал имеет два выходных концевых участка с одинаковой нагрузкой $T_{ш}/2$, а на валу III установлено одно насадное колесо, то по формуле (5.4) в данном случае определяют не диаметр конца вала, а диаметр вала d под насадным колесом, принимая $T = T_{ш}$ и согласуют со стандартным значением по ряду *Ra40* по ГОСТ 6636 – 69 (табл. 1П.13 приложения 1П).

Примечания: 1. При проектном расчете валов червяков рекомендуется $[\tau] = 10 \dots 12$ МПа. 2. При установке на конце вала шкива, звездочки или шестерни открытой передачи длину конца вала допускается не согласовывать со стандартной величиной, а принимать по размерам ступицы насаживаемой детали.

Определение диаметров остальных ступеней соответствующего вала проводят на основании принятой конструкции вала-прототипа (см. главу 4) в соответствии с рекомендациями, изложенными выше. В дальнейшем после разработки компоновочного чертежа редуктора и определения осевых размеров его валов, местоположения их опор и нагрузок будет выполнен окончательный расчет валов на сопротивление усталости и статическую прочность и согласован с долговечностью предварительно выбранных подшипников.

Наиболее технологичной считается конструкция вала, для которого приняты одинаковыми размеры фасок и канавок для выхода шлифовального круга, а также радиусы галтелей. Для удобства фрезерования шпоночные пазы (если их несколько) следует располагать на одной образующей и выполнять одной ширины, принимаемой по наименьшему диаметру ступени вала.

Выбор муфты. Разработка конструкций быстроходного и тихоходного валов редуктора, на выходные концы которых устанавливаются полумуфты, завершается выбором стандартной муфты и окончательным определением размеров концевого участка соответствующего вала.

Для соединения вала электродвигателя и входного конца быстроходного вала в основном используется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП). Данная муфта передает усилие через резиновые втулки, надетые на стальные пальцы. Амортизирующая способность муфты мала, так как объем и масса резиновых

втулок невелики. Муфты МУВП стандартизованы – ГОСТ 21424 – 93. Втулочно-пальцевую муфту не следует рассматривать как компенсирующую, так как радиальные и угловые смещения валов вызывают неравномерное распределение нагрузки и быстрый износ резиновых втулок. Основное достоинство муфт МУВП – простота конструкции и удобство замены упругих элементов (без сдвига соединяемых узлов). Полумуфты изготавливают из чугуна марки СЧ20 (ГОСТ 1412 - 75) или стали 30Л (ГОСТ 977 - 88), пальцы – из стали 45 (ГОСТ 1050 - 88) и упругие втулки из резины. Основные параметры и размеры муфт МУВП, а также допускаемые смещения осей валов приведены в табл. 2П.39...2П.40 приложения 2П. Консольная нагрузка F_M на валы от муфты МУВП определяется согласно рекомендаций, изложенных в табл. 1П.23 приложения 1П. Следует отметить, что в грузоподъемных лебедках одну из полумуфт муфты МУВП выполняют заодно с тормозным шкивом (см. [13]), который охватывают колодки нормально-замкнутого тормоза. Полумуфта с тормозным шкивом устанавливается только на концевом участке быстроходного вала редуктора, а не электродвигателя. Благодаря этому происходит разгрузка резиновых втулок от действия статического момента, создаваемого неподвижно висящим грузом, что увеличивает их срок службы.

Для соединения выходных концов тихоходных валов с приводными валами наиболее широко используют упругие муфты с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884 - 93) и компенсирующие зубчатые муфты (ГОСТ 5006 - 94).

Муфты с торообразной оболочкой просты по конструкции, обладают хорошими компенсирующими свойствами и высокой демпфирующей способностью. Недостаток данных муфт – большой диаметральный размер, поэтому их редко устанавливают между двигателем и редуктором. Согласно ГОСТ 20884 – 93 муфты с торообразной оболочкой выпускают двух типов: тип 1 – с оболочкой выпуклого профиля и тип 2 – с оболочкой вогнутого профиля. Материал полумуфт – чугун марки ВЧ-35...ВЧ-50 по ГОСТ 7293 – 85 или сталь 45 по ГОСТ 1050 – 88. При предельно допустимых для муфты смещениях радиальная консольная нагрузка на концевой участок вала невелика, поэтому при расчете валов и подшипников ею пренебрегают. Основные параметры, размеры и допускаемые смещения валов муфты с оболочкой выпуклого профиля приведены в учебном пособии [13], с оболочкой вогнутого профиля – в табл. 2П.41 приложения 2П.

Достоинством компенсирующих зубчатых муфт является их высокая нагрузочная способность, компактность и хорошие компенсирующие свойства. Их применяют для передачи больших вращающих моментов. Демпфирующей способностью зубчатые муфты не обладают. Основные параметры, размеры и допускаемые смещения валов зубчатых муфт приведены в учебном пособии [13]. При расчете валов консольная радиальная нагрузка F_M (Н), создаваемая зубчатой муфтой определяется по формуле $F_M = (0,2...0,4)F_{iM}$, где окружная сила на расчетном диаметре $d_3 = mz$ $F_{iM} = 2 \cdot 10^3 T_M / d_3$, здесь T_M – вращающий момент

на валу муфты, Н·м; m и z – модуль зацепления и число зубьев муфты. Кроме этого, при установке зубчатой муфты концевой участок вала дополнительно нагружается сосредоточенным изгибающим моментом, вызванным силами трения в зацеплении и составляющим около $0,1 T_M$.

При курсовом проектировании стандартную муфту выбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и проверяют по условию

$$T_p = K_p T_M \leq T, \quad (5.5)$$

где T_p – расчетный момент; K_p – коэффициент режима нагрузки:

Ленточные конвейеры..... $K_p = 1,25 \dots 1,50$

Цепные и винтовые конвейеры..... $K_p = 1,5 \dots 2,0$

Краны, лебедки, элеваторы, реверсивные

индивидуальные приводы..... $K_p = 2,0 \dots 3,0$

T_M – вращающий момент на валу муфты; T – номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой (по стандарту).

Полумуфты стандартных муфт закрепляются на цилиндрических концах валов только с помощью шпоночного или шлицевого соединения, а на конических концах валов только с помощью шпоночного соединения. Допускается сочетание полумуфт различных типов (с цилиндрическим и коническим посадочным отверстием) и различных исполнений (на длинные и короткие концы валов). Стандарт допускает также сочетание полумуфт с различными диаметрами посадочных отверстий d в пределах одного и того же номинального вращающего момента T , передаваемого муфтой. Допускается также диаметр посадочного отверстия одной из полумуфт уменьшать до любого значения, установленного стандартом для других номинальных моментов.

5.2. ПРИМЕРЫ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ

Пример 5.1. Разработать конструкцию быстроходного (входного) вала-шестерни цилиндрического косозубого двухступенчатого редуктора по следующим исходным данным:

а) прототип конструкции – рис. 5.5;

б) вращающий момент на валу $T = T_1 = 110 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

в) геометрические размеры шестерни: $m_n = 2,5 \text{ мм}$; $\beta = 12,83856^\circ$; $d_1 = 66,667 \text{ мм}$; $d_{a1} = 71,667 \text{ мм}$; $d_{f1} = 60,417 \text{ мм}$;

г) на входном конце устанавливается ведомый шкив клиноременной передачи;

д) форма конца вала – цилиндрическая.

Порядок разработки

В качестве опор вала предполагаем использование шариковых радиальных

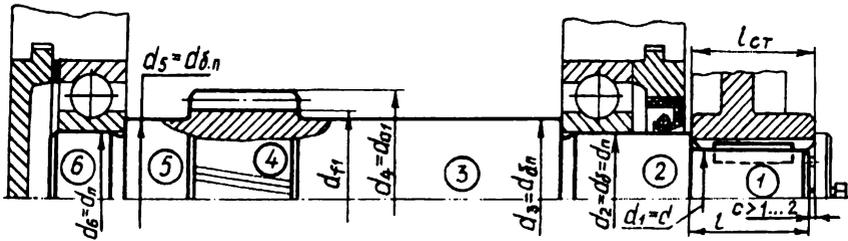


Рис. 5.5

однорядных подшипников, поставленных по схеме 1 «враспор». При сборке подшипникового узла суммарный осевой зазор $a = 0,2 \dots 0,5$ мм устанавливается посредством компенсаторного кольца, закладываемого между глухой закладной крышкой и наружным кольцом левого подшипника.

Для удобства разработки конструкции вала номера его ступеней будем указывать цифрой в кружке. Согласно рекомендаций, изложенных в п. 5.1, конструирование быстроходного вала начинаем с определения диаметра d его концевого участка (первая ступень) по формуле (5.4) при $[\tau] = 10 \dots 15$ МПа и $T = T_1 = 110$ Н·м:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 110}{0,2(10 \dots 15)}} = 38 \dots 33 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 12080 – 66 (см. табл. 2П.1 приложения 2П) принимаем диаметр конца вала цилиндрической формы $d = 36$ мм.

Диаметр фаски в отверстии ступицы шкива, устанавливаемого на конце вала, $f = 1,2$ мм (табл. 2П.3 приложения 2П). Тогда высота буртика второй ступени вала для упора ступицы шкива

$$h_e = (1,8 \dots 2,0)f = (1,8 \dots 2,0)1,2 = 2,16 \dots 2,4 \text{ мм.}$$

Ширина упорного пояска k при $h_e = 2,4$ мм:

$$k = h_e - f = 2,4 - 1,2 = 1,2 \text{ мм} > 1 \text{ мм,}$$

что допустимо.

Тогда диаметр буртика для упора ступицы шкива (вторая ступень) по условию (5.1):

$$d_e \geq d + 2h_e = 36 + 2 \cdot 2,4 = 40,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = d_e = 45$ мм, что соответствует диаметру отверстия внутреннего кольца шарикового радиального однорядного подшипника средней серии 309 по табл. 2П.11 приложения 2П.

По условию (5.2) проверяем, можно ли снять подшипник 309 без выема призматической шпонки на конце вала при диаметре подшипника $d_n = 45$ мм:

$$d_n \geq d + 2(h - t_1) + 1 = 36 + 2(8 - 5) + 1 = 43 \text{ мм,}$$

где по табл. 2П.9 приложения 2П высота шпонки $h = 8$ мм и глубина паза вала $t_1 = 5$ мм для $d = 36$ мм.

Съем подшипника 309 без выема шпонки возможен, так как $d_n = 45$ мм $>$ 43 мм.

Третья ступень вала является буртиком (заплечиком) для подшипника 309. По табл. 2П.17 приложения 2П для данного подшипника диаметр буртика (заплечика) $d_{e,n} = 53 \dots 56$ мм. Принимаем $d_3 = d_{e,n} = 55$ мм.

Четвертой ступенью является косозубая шестерня, выполненная заодно с валом. Так как $d_{f1} = 60,417$ мм $>$ $d_{e,n} = 55$ мм, то при нарезании зубьев шестерни обеспечивается свободный выход фрезы. Конструктивное исполнение вала-шестерни при $d_{f1} < d_{e,n}$ см. рис. 4.12 (глава 4).

Так как в опорах вала устанавливают подшипники одного размера, то диаметр шестой ступени $d_6 = d_2 = d_n = 45$ мм. Тогда диаметр пятой ступени соответственно $d_5 = d_3 = d_{e,n} = 55$ мм.

Длина конца вала исполнения 2 (короткие) по ГОСТ 12080 – 66 (табл. 2П.1 приложения 2П) $l = 58$ мм. Длина ступицы $l_{cm} = (1,2 \dots 1,5)d = (1,2 \dots 1,5)36 = 43,2 \dots 54$ мм. Если принять оптимальное значение $l_{cm} = 1,2d$, то $l_{cm} = 43$ мм. Для надежного поджатия шкива к буртику вала предусматривают зазор $c = 3$ мм между концевой шайбой и торцом вала. Тогда длина конца вала $l = l_{cm} - c = 43 - 3 = 40$ мм. Окончательная величина длины l будет принята после расчета шпоночного соединения.

Примечание. Быстроходный вал цилиндрического соосного двухступенчатого редуктора разрабатывают аналогичным образом. При этом шестерня располагается симметрично относительно опор (см. рис. 4.16).

Пример 5.2. Разработать конструкцию вала червяка червячно-цилиндрического двухступенчатого редуктора, используемого в индивидуальном приводе (рис. 1.2 примера 1.2) по следующим исходным данным:

- а) прототип конструкции – рис. 4.30, б;
- б) вращающий момент на валу $T = T_1 = 19$ Н·м;
- в) вал червяка соединяется с валом электродвигателя 4А100S4У3 посредством упругой втулочно-пальцевой муфты МУВП (ГОСТ 21424 – 93);
- г) форма конца вала коническая;
- д) геометрические размеры нарезаемой части червяка: $d_1 = 62,5$ мм; $d_{a1} = 72,5$ мм; $d_{f1} = 50,5$ мм; $b_1 = 88$ мм.
- е) условия эксплуатации привода: работа в закрытом помещении, климатическое исполнение – У.

Порядок разработки

Подшипники вала червяка установлены по схеме 3, вариант 3.2 (одна опора фиксирующая сдвоенная, вторая – плавающая). Конические роликоподшипники фиксирующей опоры установлены в стакане и регулирование зазоров в их

проводится набором тонких металлических прокладок, размещаемых между фланцами подшипниковой крышки и стакана. Внутренние кольца подшипников поджаты к ступени вала диаметром d_5 круглой шлицевой гайкой с многолапчатой стопорной шайбой. Для того, чтобы шлицевая гайка не касалась сепаратора, выступающего за пределы наружного кольца, между торцами внутреннего кольца левого подшипника и гайки установлена дистанционная втулка (кольцо). В качестве плавающей опоры используется радиальный шарикоподшипник, внутреннее кольцо которого закреплено на валу с помощью пружинного упорного плоского кольца.

По табл. 1П.2 приложения 1П размеры вала электродвигателя 4А100S4У3 диаметр $d_5 = d_1 = 28$ мм, длина $l_5 = l_1 = 60$ мм.

В схеме редуктора вал червяка является быстроходным (входным) валом. Согласно рекомендаций, изложенных в п. 5.1, конструирование быстроходного вала начинаем с определения диаметра d его концевой участка (первая ступень) по формуле (5.4) при $[\tau] = 10 \dots 12$ МПа и $T = T_1 = 19$ Н·м:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 19}{0,2(10 \dots 12)}} = 21 \dots 20 \text{ мм.}$$

Так как входной конец данного вала соединяется с валом электродвигателя посредством муфты, то необходимо выдерживать соотношение

$$d = (0,8 \dots 1,2) d_1 = (0,8 \dots 1,2) 28 = 22 \dots 34 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 12081 – 72 на конические концы валов (табл. 2П.2 приложения 2П) принимаем размеры конца вала червяка (первой ступени): диаметр $d_1 = d = 25$ мм, длина $l_1 = l_2 = 24$ мм (исполнение 2 – короткие). Крепление полумуфты с коническим отверстием на конце вала червяка будем осуществлять с помощью гайки М16×1,5 со стопорной шайбой, как показано на рис. 5.1, к. Поэтому принимаем конец вала червяка типа 1. Принятый диаметр $d_1 = 25$ мм соответствует табличному значению d_1 для муфты МУВП (см. табл. 2П.39 приложения 2П).

Диаметр второй ступени принимаем $d_2 = 30$ мм, что соответствует размерам стандартной манжеты (см. табл. 2П.10 приложения 2П), устанавливаемой в подшипниковой крышке на второй ступени.

Определим диаметр d_3 третьей ступени, на которой выполняется резьба для круглой шлицевой гайки. По табл. 2П.8 приложения 2П ближайшей большей по отношению к d_2 является резьба М33×1,5. Однако диаметр ступени перед данной резьбой (в таблице обозначен d_1) должен быть не более 29,5 мм. В нашем случае размер данной ступени (у нас это ступень d_2) составляет 30 мм, что недопустимо. Окончательно принимаем, что на третьей ступени будет выполнена резьба М36×1,5. Для выхода резьбонарезного инструмента предусматриваем канавку, размеры которой принимаем по табл. 2П.5 приложения 2П для исполнения «узкая».

На четвертой ступени вала диаметром d_4 устанавливаются конические роликоподшипники, которые при сборке вала должны свободно проходить над третьей ступенью $d_3 = 36$ мм. Принимаем $d_4 = 40$ мм, что соответствует диаметрам подшипников. По табл. 2П.15 приложения 2П выбираем предварительно конические роликоподшипники средней серии 7308 (ТУ 37.006.162 – 89).

Пятая ступень вала диаметром d_5 является буртиком (запличиком) для подшипника 7308. По табл. 2П.18 приложения 2П $d_5 = d_{6,n} = 49 \dots 60$ мм. Так как для червяка $d_{r1} = 50,5$ мм, то с целью обеспечения свободного выхода инструмента при нарезании витков ($d_{r1} > d_5$) принимаем окончательно $d_5 = 50$ мм.

Размеры нарезаемой части червяка (шестая ступень): $d_6 = 62,5$ мм; $d_{a6} = 72,5$ мм; $d_{r6} = 50,5$ мм; $b_6 = 88$ мм (см. исходные данные).

Размеры остальных ступеней вала червяка: $d_7 = d_5 = 50$ мм; $d_8 = d_4 = 40$ мм.

По табл. 2П.11 приложения 2П, исходя из $d_8 = 40$ мм, выбираем предварительно радиальный шарикоподшипник легкой серии 208. По табл. 2П.17 приложения 2П для подшипника 208 диаметр буртика (запличика) $d_{6,n} = 46,5 \dots 47,5$ мм. Но так как седьмая ступень вала, являющаяся буртиком для подшипника 208, имеет размер $d_7 = 50$ мм, что больше рекомендуемого $d_{6,n}$, то перед подшипником следует на небольшой длине уменьшить седьмую ступень до размера $d_{6,n} = 47$ мм.

Расстояние между опорами вала червяка определяется конструктивно из условия обеспечения зазора $a \approx \delta$ (где δ – толщина стенки нижней части корпуса редуктора) между червячным колесом и приливами для подшипниковых гнезд фиксирующей и плавающей опор.

Наружный диаметр дистанционной втулки, устанавливаемой между шлицевой гайкой и торцом внутреннего кольца левого конического роликоподшипника средней серии по табл. 2П.18 приложения 2П $d_{вн} = 50$ мм. Длину втулки принимаем конструктивно.

Разработку конструкции вала червяка завершаем выбором стандартной муфты МУВП по ГОСТ 21424 – 93 (табл. 2П.39 приложения 2П). Муфта МУВП соединяет вал электродвигателя цилиндрической формы диаметром $d_3 = 28$ мм и длиной $l_3 = 60$ мм с концом вала червяка конической формы диаметром $d_1 = 25$ мм и длиной $l_1 = 24$ мм. Расчетный вращающий момент при выборе муфты согласно условия (5.5) при коэффициенте режима нагрузки $K_p = 2,5$ (привод индивидуальный реверсивный) и вращающем моменте на валу муфты $T_M = T_1 = 19$ Н·м:

$$T_p = K_p T_M = 2,5 \cdot 19 = 47,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для соединяемых валов диаметрами 25 и 28 мм в ГОСТе предусмотрена муфта с номинальным вращающим моментом $T = 125$ Н·м ($D = 120$ мм). Данная муфта подходит, так как выполняется условие $T_p = 47,5 \text{ Н} \cdot \text{м} < T = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Примем исполнения полумуфт. На вал электродвигателя устанавливается полумуфта исполнения 1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080 – 66 (длина ступицы $l_{\text{цил}} = 60$ мм). На входной конец вала червяка устанавливается полумуфта исполнения 4 – с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081 – 72 (длина ступицы $l_{\text{кон}} = 26$ мм). Обозначение муфты МУВП с номинальным вращающим моментом $T = 125$ Н·м, одна из полумуфт диаметром $d = 28$ мм, исполнения 1, другая диаметром $d_1 = 25$ мм, исполнения 4, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении): Муфта упругая втулочно-пальцевая 125-28-1-25-4 УЗ ГОСТ 21424 – 93.

Следует обратить внимание, что в обозначении муфты МУВП после значения T указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления пальцев.

Пример 5.3. Разработать конструкции быстроходного (входного), промежуточного и тихоходного (выходного) валов коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора по следующим исходным данным:

- а) прототип конструкции редуктора – рис. 4.24;
- б) вращающие моменты на валах редуктора: $T_1 = 125$ Н·м; $T_{II} = 381$ Н·м; $T_{III} = 1421$ Н·м;
- в) форма концов валов – цилиндрическая;
- г) редуктор предназначен для установки в приводе цепного конвейера (схема такого привода показана на рис. 1.1 в примере 1.1): электродвигатель 4А160МУЗ соединяется с быстроходным (входным) валом редуктора упругой втулочно-пальцевой муфтой МУВП, между тихоходным (выходным) валом редуктора и приводным валом конвейера установлена открытая цепная передача;
- д) условия эксплуатации привода: работа в закрытом помещении, климатическое исполнение – У.

Разработка конструкции быстроходного (входного) вала. Быстроходный вал выполнен за одно целое с конической шестерней с круговыми зубьями, имеющей следующие геометрические размеры: $d_{e1} = 77,638$ мм; $d_{ae1} = 84,888$ мм; $d_{re1} = 72,277$ мм; $b = 35$ мм; $\delta_1 = 17,45655^\circ$; $m_{\text{мм}} = 2,5$ мм; $m_{\text{к}} = 3,529$ мм; $R_{\text{к}} = 129,41$ мм. С целью снижения концентрации нагрузки по длине зуба консольно установленной конической шестерни в качестве опор приняты конические однорядные роликовые подшипники с бортом на наружном кольце, установленные по схеме 2 «врастяжку» (вариант 2.1), отличающиеся повышенной жесткостью. Достаточная жесткость самого вала конической шестерни обеспечивается при конструировании согласно рекомендаций [6] следующими соотношениями размеров (рис. 5.6, а):

$$d_n \geq 1,3a_1; a_2' \geq 2,5a_1; a_2'' \geq 0,6l_k.$$

В качестве расчетной величины a_2 принимают большее из полученных значений a_2' и a_2'' . Чтобы уменьшить консоль вала со стороны шестерни, подшип-

ник располагают как можно ближе к шестерне. При малых размерах шестерни обычно возникают трудности в создании упорного буртика для подшипника. Возможные варианты конструктивного исполнения вала-шестерни для такого случая приведены на рис. 5.6, б, в.

Осевой зазор в конических роликовых подшипниках в данном случае регулируют осевым перемещением внутреннего кольца подшипника относительно вала с помощью круглой шлицевой гайки 1 (рис. 5.6, а). Следует отметить, что на рис. 5.6, а такое перемещение осуществляется для внутреннего кольца правого подшипника. После регулирования гайку 1 стопорят многолапчатой шайбой 2. Для фиксирования шайбы 2 относительно вала на его резьбовом участке предусмотрена канавка под язычок стопорной шайбы (см. вид А на рис. 5.6, а). В соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 5.1, конструирование быстроходного вала редуктора начинаем с определения диаметра его концевой участка. При вращающем моменте на валу $T = T_1 = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и $[\tau] = 10 \dots 15 \text{ МПа}$ по формуле (5.4) определяем диаметр цилиндрического конца вала, являющегося его первой ступенью (номер ступени указан цифрой в кружке на рис. 5.7):

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 125}{0,2(10 \dots 15)}} = 40 \dots 35 \text{ мм.}$$

Так как быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя посредством муфты, то должно быть выдержано соотношение:

$$d = (0,8 \dots 1,2) d_3 = (0,8 \dots 1,2) 48 = 38 \dots 58 \text{ мм,}$$

где $d_3 = 48 \text{ мм}$ – диаметр конца вала электродвигателя 4А160М6У3 (табл. 1П.2 приложения 1П).

По ГОСТ 12080 – 66 на цилиндрические концы валов (табл. 2П.1 приложения 2П) принимаем диаметр конца вала $d = 45 \text{ мм}$ и длину конца вала $l = 82 \text{ мм}$ (исполнение 2 – короткие). Таким образом, размеры первой ступени быстроходного вала (рис. 5.7): $d_1 = d = 45 \text{ мм}$; $l_1 = l = 82 \text{ мм}$.

Конструируем вторую ступень вала. Полумуфту, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, доводят до упора в буртик диаметром $d_2 = d_1$. По табл. 2П.3 приложения 2П размер фаски в отверстии ступицы полумуфты $f = 1,6 \text{ мм}$. Тогда высота буртика вала, необходимая для упора полумуфты (рис. 5.7, выносной элемент III):

$$h_6 = 2f = 2 \cdot 1,6 = 3,2 \text{ мм.}$$

При этом размер упорного пояса $k = h_6 - f = 3,2 - 1,6 = 1,6 \text{ мм}$, что допустимо ($k \geq 1 \dots 2 \text{ мм}$). Тогда диаметр буртика для упора полумуфты по условию (5.1):

$$d_6 \geq d_1 + 2h_6 = 45 + 2 \cdot 3,2 = 51,4 \text{ мм.}$$

По ряду Ra40 (табл. 2П.13 приложения 2П) принимаем диаметр второй ступени $d_2 = d_6 = 55 \text{ мм}$. Так как на данной ступени вала устанавливается манжет-

ное уплотнение, согласовываем размер d_2 с размером манжеты. По табл. 2П.10 приложения 2П выясняем, что для вала $d_2 = 55$ мм манжеты выпускаются. Длина l_2 второй ступени определяется конструктивно при разработке компоновочного чертежа редуктора.

Определим диаметр d_3 следующей третьей ступени, на которой выполняется резьба для круглой шлицевой гайки. По табл. 2П.8 приложения 2П ближайшей большей по отношению к d_2 является резьба М56 × 2. Однако при такой резьбе круглая шлицевая гайка не пройдет через ступень вала диаметром $d_2 = 55$ мм (наибольший допустимый размер перед резьбовым участком для резьбы М56 × 2 в табл. 2П.8 обозначен $d_{\text{наиб}}$ и составляет 52 мм). Принимаем окончательно резьбу М60 × 2 (т. е. диаметр третьей ступени вала $d_3 = 60$ мм). Для выхода резьбонарезного инструмента предусматриваем канавку (проточку) (см. выносной элемент I на рис 5.7), размеры которой принимаем по табл. 2П.5 приложения 2П для исполнения «узкая»: $c_k = 3$ мм; $r_1 = 0,5$ мм; $r_2 = 1,5$ мм; $d_k = d - 3 = 60 - 3 = 57$ мм. Ширина паза для язычка стопорной шайбы (на выносном элементе I рис. 5.7 показан штриховыми линиями) по табл. 2П.8 приложения 2П равна 8 мм. Размеры стопорной многолапчатой шайбы см. табл. 2П.7 приложения 2П. Длину третьей ступени l_3 определяют конструктивно по табл. 2П.8 приложения 2П (см. выносной элемент Б) с учетом толщины s стопорной шайбы и высоты m круглой шлицевой гайки.

Диаметр d_4 четвертой ступени вала, на которой устанавливаются подшипники, принимаем из условия свободного их прохождения через ступень диаметром $d_3 = 60$ мм: $d_4 = d_n \geq d_3$, где d_n – внутренний диаметр подшипника. По табл. 2П.15 приложения 2П принимаем роликовый конический однорядный подшипник легкой серии 7212А (ГОСТ 27365 – 87) с $d_n = d = 60$ мм и упорным бортом на наружном кольце, размеры которого приведены в табл. 2П.16 приложения 2П. Таким образом $d_4 = d_n = 60$ мм.

Размеры канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании четвертой ступени (см. выносной элемент II на рис 5.7) согласно табл. 2П.4 приложения 2П: $c_k = 5$ мм; $h_k = 0,5$ мм; $r_k = 1,6$ мм. Длину l_4 четвертой ступени определим после назначения размеров пятой ступени.

Пятая ступень служит в качестве буртика (заплетика) для упора подшипника (см. выносной элемент II на рис 5.7). По табл. 2П.18 приложения 2П для выбранного роликового конического подшипника легкой серии 7212А диаметр буртика (заплетика) $d_{6,n} = 69 \dots 79$ мм.

Принимаем $d_5 = d_{6,n} = 70$ мм. При этом $d_5 = 70$ мм < $d_{\text{вн}} = 72,277$ мм. При $d_5 > d_{\text{вн}}$ принимают один из вариантов конструкции на рис. 5.6, б, в. Ширина буртика (пятой ступени) $b_{6,n} = l_5 \approx m_e$; принимаем $b_{6,n} = l_5 = 4$ мм.

Возвратимся теперь к определению длины четвертой ступени вала. Этот размер определяется жесткостью вала, которая в свою очередь обеспечивается оп-

ределенным соотношением размеров a_1 , a_2 , d и l_1 . Однако предварительно определим ряд размеров, которые будут необходимы для проверки этих соотношений. Согласно рис. 5.7 имеем:

$$b' = b \cos \delta_1 = 35 \cdot \cos 17,45655^\circ = 33,4 \text{ мм};$$

$$b'' = \frac{d_{e1} - d_s}{2} \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{77,638 - 70}{2} \operatorname{tg} 17,45655^\circ = 1,2 \text{ мм}.$$

Для выбранного подшипника легкой серии 7212А (ГОСТ 27365 – 87) по табл. 2П.15 приложения 2П: $d = 60$ мм; $D = 110$ мм; $T = 24$ мм; $c = 19$ мм; $e = 0,4$. Тогда смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника:

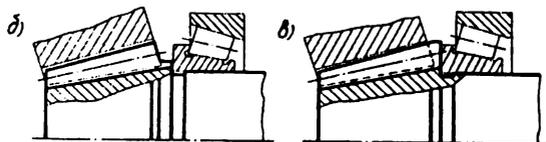
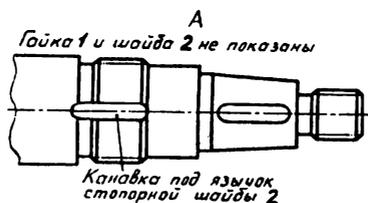
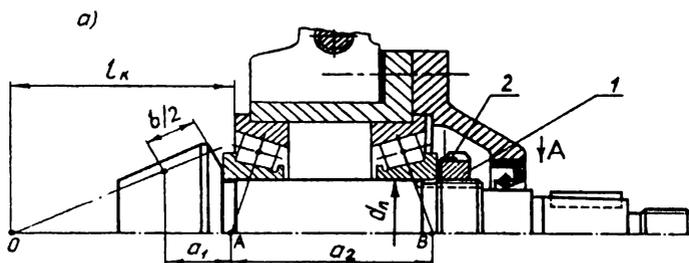


Рис. 5.6

$$a = 0,5\left(T + \frac{d + D}{3}e\right) = 0,5 \cdot \left(24 + \frac{60 + 110}{3}0,4\right) = 23 \text{ мм}.$$

Длина консоли вала со стороны шестерни:

$$a_1 = T - a + b_{\delta,n} + b'' + 0,5b' = 24 - 23 + 4 + 1,2 + 0,5 \cdot 33,4 = 22,9 \text{ мм}.$$

Размер l_k :

$$l_k = R_c \cos \delta_1 + b'' + b_{\delta,n} + T - c = 129,41 \cos 17,45655^\circ + 1,2 + 4 + 24 - 19 = 133,7 \text{ мм}$$

Тогда соотношения размеров: $1,3a_1 = 1,3 \cdot 22,9 = 29,8$ мм, что меньше диаметра подшипника $d = 60$ мм; $a'_2 = 2,5a_1 = 2,5 \cdot 22,9 = 57,3$ мм; $a''_2 = 0,6l_k = 0,6 \cdot 133,7 = 80,2$ мм. В качестве расчетного расстояния a_2 между точками А и В приложения радиальных реакций принимаем большее из полученных значений a'_2 и a''_2 , а именно $a_2 = a'_2 \cong 80$ мм. Тогда расстояние между торцами наружных колец подшипников $l_T = a_2 - 2a = 80 - 2 \cdot 23 = 34$ мм.

Такая величина l_T обеспечивает весьма компактную конструкцию быстроходного вала конической шестерни. С целью повышения его жесткости, полученную величину l_T в обоснованных случаях увеличивают в 1,5...2,5 раза или принимают в зависимости от диаметра подшипника: $l_T \approx (0,8...1,4)d$.

Окончательно принятое расстояние l_T между подшипниками позволяет окончательно определить длину четвертой ступени вала.

Шестой ступенью быстроходного вала является коническая шестерня, размеры которой были определены ранее расчетом в главе 2.

Так как быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя упругой втулочно-пальцевой муфтой МУВП, то разработка конструкции данного вала завершается выбором стандартной муфты МУВП по ГОСТ 21424 – 93 (табл. 2П.39 приложения 2П). Муфта МУВП соединяет вал электродвигателя 4А160М6У3 цилиндрической формы диаметром $d_2 = 48$ мм и длиной $l_2 = 110$ мм (табл. 1П.2 приложения 1П) с концом быстроходного вала редуктора цилиндрической формы диаметром $d_1 = 45$ мм и длиной $l_1 = 82$ мм. Расчетный вращающий момент для выбора муфты согласно условия (5.5) при коэффициенте режима нагрузки $K_p = 1,8$ (конвейер цепной) и вращающем моменте на валу муфты $T_M = T_1 = 125$ Н·м:

$$T_p = K_p T_M = 1,8 \cdot 125 = 225 \text{ Н·м}.$$

Для соединяемых валов диаметрами 48 и 45 мм ГОСТ 21424 – 93 предусматривает муфту с номинальным вращающим моментом $T = 710$ Н·м ($D = 190$ мм). Данная муфта подходит, так как выполняется условие $T_p = 225 \text{ Н·м} < T = 710$ Н·м. Примем исполнения полумуфт. На вал электродвигателя устанавливается полумуфта исполнения 1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080 – 66 (длина ступицы $l_{\text{шп}} = 110$ мм). На входной конец быстроходного вала устанавливается полумуфта исполнения 2 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080 – 66 (длина ступи-

цы $l_{\text{ши}} = 82$ мм). Длины ступиц соответствуют длинам соединяемых концов валов. Обозначение муфты МУВП с номинальным вращающим моментом $T = 710$ Н·м, одна из полумуфт диаметром $d = 48$ мм, исполнения 1, другая диаметром $d_1 = 45$ мм, исполнения 2, климатического исполнения У (для районов с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):

Муфта упругая втулочно-пальцевая
710-48-1-45-2 УЗ ГОСТ 21424 - 93.

Разработка конструкции промежуточного вала. На промежуточном валу заодно целое с валом выполнена косозубая шестерня тихоходной цилиндрической ступени ($m_n = 4$ мм; $\beta = 13,72915^\circ$; $d_1 = 86,471$ мм; $d_{a1} = 94,471$ мм; $d_{f1} = 76,471$ мм) и установлено насадное коническое колесо быстроходной ступени редуктора. Согласно рекомендаций, изложенных в п. 5.1, конструирование промежуточного вала начинаем с определения диаметра второй ступени, на которой установлено насадное коническое колесо. По формуле (5.4) диаметр вала под ступицей насадного конического колеса (обозначим его d_k) при $[\tau] = 15 \dots 25$ МПа и $T = T_{II} = 381$ Н·м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 381}{0,2(15 \dots 25)}} = 50 \dots 42 \text{ мм.}$$

По ряду Ra40 (см. табл. 1П.13 приложения 1П) принимаем $d_2 = d_k = 48$ мм. Между ступицей конического колеса и левым подшипником предполагаем установку распорного (дистанционного) кольца. С целью снижения концентрации напряжений предусматриваем минимальный перепад диаметров d_1 и d_2 соответственно первой и второй ступеней вала. Принимаем $d_1 = 45$ мм, что соответствует диаметрам d внутренних колец подшипников качения. Исходя из размера $d_1 = 45$ мм, по табл. 2П.15 приложения 2П выбираем роликовый конический однорядный подшипник легкой серии 7209А (ГОСТ 27365 - 87). Второй подшипник, устанавливаемый на шестой ступени вала, принимаем такого же размера.

Распорное кольцо между ступицей конического колеса и левым подшипником выполняет роль буртика как для подшипника, так и для колеса (см. выносные элементы I и II на рис. 5.8). Наружный диаметр распорного кольца со стороны подшипника, служащего для него буртиком (заплечиком), согласно табл. 2П.18 приложения 2П составляет $d_{6,n} = 52 \dots 61$ мм. По табл. 2П.3 приложения 2П размер фаски в отверстии ступицы насадного конического колеса $f = 1,6$ мм. Тогда наружный диаметр распорного кольца со стороны ступицы конического колеса, выполняющего роль буртика для колеса (обозначим его $d_{6,x}$), согласно условия (5.1):

$$d_{6,x} \geq d_2 + 2h_{6,x} = 48 + 2 \cdot 3,2 = 54,4 \text{ мм,}$$

где $h_{6,x}$ - высота буртика для конического колеса; $h_{6,x} = 2f = 2 \cdot 1,6 = 3,2$ мм.

Выполняем распорное кольцо цилиндрическим с наружным диаметром $d_p = d_{6,n} = d_{6,x} = 55$ мм. Если наружные диаметры распорного кольца $d_{6,n}$ и $d_{6,x}$ значи-

тельно отличаются один от другого, то, согласно рекомендаций, изложенных в п. 5.1, распорное кольцо выполняют ступенчатой формы (рис. 5.3, б).

Третья ступень вала диаметром d_3 служит в качестве буртика для упора ступицы конического колеса и принимается такого же размера, какой имеет распорное кольцо со стороны ступицы этого же колеса, т.е. $d_3 = d_{6,k} = 55$ мм.

Четвертой ступенью вала является косозубая цилиндрическая шестерня, размеры которой были определены ранее расчетом в главе 2. Так как $d_{r1} = 76,471$ мм $> d_3 = 55$ мм, то при нарезании зубьев шестерни обеспечивается свободный выход инструмента.

Диаметр шестой ступени вала $d_6 = d_1 = 45$ мм. Тогда диаметр пятой ступени, служащей в качестве буртика (запленника) для правого подшипника, принимаем равным наружному диаметру распорного кольца со стороны левого подшипника, выполняющего ту же функцию: $d_5 = d_{6,n} = 55$ мм.

Согласно табл. 2П.4 приложения 2П размеры канавок для выхода шлифовального круга (см. выносные элементы I, II и III на рис. 5.8) приняты одинаковыми, что в свою очередь обеспечивает технологичность конструкции вала:

$$c_k = 3 \text{ мм}; h_k = 0,25 \text{ мм}; r_k = 1,0 \text{ мм}.$$

Длины ступеней промежуточного вала будут определены в дальнейшем после разработки конструкции конического колеса и составления компоновочного чертежа. Расстояние между коническим колесом и косозубой цилиндрической шестерней определяется из условия симметричного расположения опор вала относительно оси вала конической шестерни, которая является осью симметрии корпуса коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора.

Разработка конструкции тихоходного (выходного) вала. На тихоходном валу (рис. 5.8) установлено насадное цилиндрическое колесо тихоходной ступени редуктора и на выходном конце вала закрепляется консольно ведущая звездочка цепной передачи.

Определим предварительно по формуле (5.4) диаметр выходного конца вала (под ступицей ведущей звездочки), т.е. диаметр первой ступени:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 1421}{0,2 \cdot 25}} = 66 \text{ мм},$$

где $[\tau] = 25$ МПа (при консольной установке ведущей звездочки); $T = T_{III} = 1421$ Н·м – вращающий момент на тихоходном валу.

По ГОСТ 12080-66 на цилиндрические концы валов (см. табл. 2П.1 приложения 2П) $d_T = d = 70$ мм. Длина конца тихоходного вала $l_T = l = 105$ мм (исполнение 2 – короткие). Таким образом, размеры первой ступени вала: $d_1 = d_T = 70$ мм, $l_1 = l_T = 105$ мм.

Вторая ступень вала предназначена для установки подшипника и служит одновременно в качестве буртика для упора ступицы ведущей звездочки, устанавливаемой на выходном конце вала, т.е. на первой ступени. По табл. 2П.3 приложения 2П размер фаски в отверстии ступицы звездочки $f=2$ мм. Тогда диаметр второй ступени, исходя из обеспечения надежного осевого фиксирования ступицы звездочки, по условию (5.1):

$$d_2 \geq d_1 + 2h_{6,36} = 70 + 2 \cdot 4 = 78 \text{ мм},$$

где $h_{6,36} = 2f = 2 \cdot 2 = 4$ мм – высота буртика для упора ступицы звездочки (см. выносной элемент IV на рис. 5.8).

Согласовываем d_2 с диаметрами d внутренних колец подшипников и принимаем $d_2 = 80$ мм.

В то же время диаметр второй ступени желательно иметь такой величины, чтобы можно было снять левый подшипник, не вынимая призматическую шпонку, установленную на выходном конце вала. Однако такая операция возможна при выполнении условия (5.2):

$$d_2 \geq d_1 + 2(h - t_1) + 1 = 70 + 2(12 - 7,5) + 1 = 80 \text{ мм},$$

где $h = 12$ мм – высота шпонки; $t_1 = 7,5$ мм – глубина паза вала (см. табл. 2П.9 приложения 2П).

Съем подшипника возможен при установленной шпонке. Окончательно принимаем $d_2 = 80$ мм.

По табл. 2П.15 приложения 2П выбираем роликовый конический подшипник легкой серии 7216А (ГОСТ 27365 – 87) с внутренним диаметром $d = 80$ мм.

Определим размеры третьей ступени, являющейся буртиком (запечником) для левого подшипника. По табл. 2П.18 приложения 2П для подшипника 7216А легкой серии с $d = 80$ мм диаметр буртика $d_{6,n} = 90 \dots 105$ мм. Тогда диаметр третьей ступени $d_3 = d_{6,n} = 95$ мм.

Перейдем теперь к определению диаметра шестой ступени, учитывая, что правый подшипник должен быть такого же размера, как и левый. Соответственно $d_6 = d_2 = 80$ мм. Перепад диаметров пятой и шестой ступеней принимаем минимальным. Тогда $d_5 = d_6 + 5 = 80 + 5 = 85$ мм. По табл. 2П.3 приложения 2П в отверстии ступицы цилиндрического колеса, устанавливаемого на пятой ступени, принимаем фаску размером $f = 2,5$ мм (для $d_5 = 85$ мм).

Тогда диаметр наружной поверхности распорного кольца со стороны ступицы цилиндрического колеса (выполняет функцию буртика для колеса)

$$d_{6,4} = d_5 + 2h_{6,4} = 85 + 2 \cdot 5 = 95 \text{ мм},$$

где $h_{6,4}$ – высота буртика для цилиндрического колеса; $h_{6,4} = 2f = 2 \cdot 2,5 = 5$ мм. Со стороны правого подшипника наружный диаметр распорного кольца должен быть равен диаметру буртика $d_{6,n}$ для подшипника. Причем, величина $d_{6,n}$ принимается из того же диапазона, что и для левого подшипника, а именно: $d_{6,n} = d_3 = 90 \dots 105$ мм. Принимаем решение выполнять распорное кольцо цилиндрическим с диаметром наружной поверхности $d_p = d_{6,4} = 95$ мм, что также соответствует диапазону $d_{6,n} = 90 \dots 105$ мм.

Тогда диаметр буртика вала слева от ступицы цилиндрического колеса (четвертая ступень) $d_4 = d_p = d_{6,4} = 95$ мм.

Ширину буртика b_6 , выполняемого на валу, согласно [7] принимают

$$b_6 = (0,07 \dots 0,1) d_5 = (0,07 \dots 0,1) 85 = 6,0 \dots 8,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_6 = 8$ мм.

Таким образом, мы определили диаметры всех ступеней тихоходного вала. Все канавки для выхода шлифовального круга, выполняемые между ступенями (см. рис. 5.8, выносные элементы IV...VII), согласно табл. 2П.4 приложения 2П

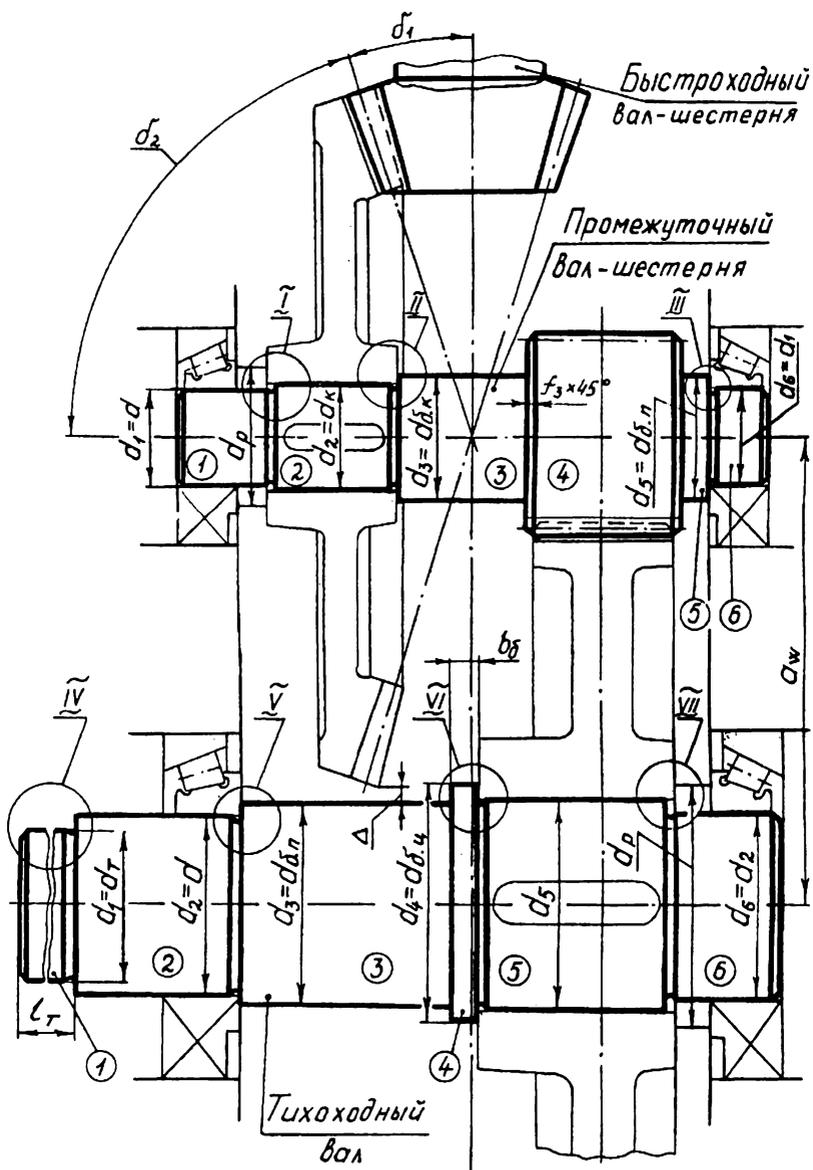


Рис. 5.8

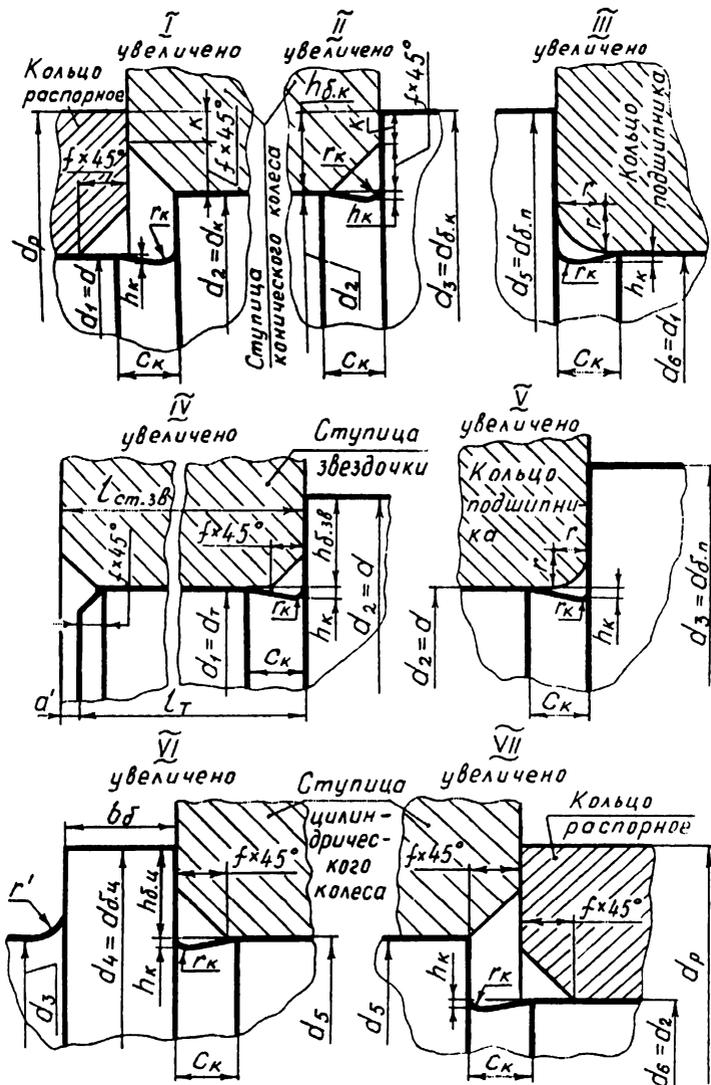


Рис. 5.8 (продолжение)

имеют одинаковые размеры: $c_k = 5$ мм; $h_k = 0,5$ мм; $r_k = 1,6$ мм, что в свою очередь обеспечивает технологичность конструкции.

Для принятых размеров тихоходного вала проверяют зазор Δ между коническим колесом и третьей ступенью вала d_3 :

$$\Delta = a_w - \left(\frac{d_{ae2}}{2} + \frac{d_3}{2} \right) \geq \Delta_{min} = 5 \dots 10 \text{ мм},$$

где a_w – межосевое расстояние тихоходной ступени редуктора; d_{ae2} – внешний диаметр вершин зубьев конического колеса, установленного на промежуточном валу.

Если получили $\Delta < \Delta_{min}$ или коническое колесо пересекает третью ступень тихоходного вала, то тогда, исходя из Δ_{min} , следует уменьшить диаметр d_3 третьей ступени до величины $d_3 = 2a_w - 2\Delta_{min} - d_{ae2}$ и выбрать подшипники меньшего размера.

Если эти подшипники обеспечат потребный ресурс работы, то прочность вала с уменьшенными диаметрами ступеней можно обеспечить выбором соответствующего материала или исключением консольной нагрузки на вал цепной передачи, располагая ведущую звездочку на собственных подшипниках, установленных на специальной втулке (рис 5.9).

Кроме этого, зазор между коническим колесом и тихоходным валом можно увеличить, уменьшив размеры колеса. Для этого выбирают другой вариант термообработки или, если разрабатывалась конструкция конической прямозубой передачи, то прямые зубья можно заменить круговыми.

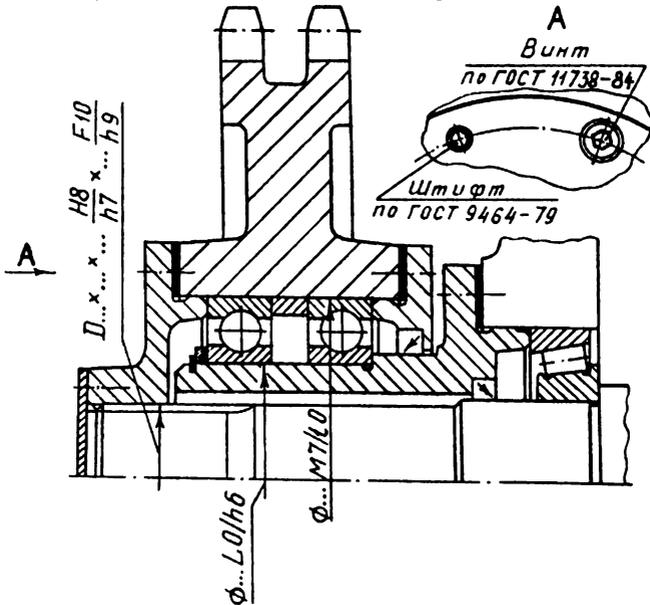


Рис. 5.9

Глава 6
КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ
ПРИВОДОВ

6.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цилиндрические зубчатые колеса. Конструкции цилиндрических зубчатых колес представлены на рис. 6.1...6.2. Как известно, меньшее из пары зубчатых колес называется шестерней, большее – колесом. Термин “зубчатое колесо” является общим и относится как к шестерне, так и колесу. Шестерни чаще всего изготавливают за одно целое с валом, получая так называемые валы-шестерни. На рис. 6.1, *а, б* показаны быстроходные (входные) валы-шестерни, а на рис. 6.1, *в, г* – промежуточные валы-шестерни. Жесткость и точность вала-шестерни выше, чем вала и насадной шестерни, а стоимость производства ниже за счет уменьшения числа посадочных поверхностей и отсутствия соединения (например, шпоночного). Насадные шестерни применяют в открытых зубчатых передачах, а также в тех случаях, когда по условиям сборки невозможна установка одного из зубчатых колес на валу, например, колеса быстроходной ступени, устанавливаемого на промежуточном валу двухступенчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 4.22). В данном случае одну шестерню выполняют за одно целое с валом, а вторую насадной. При этом, по условиям прочности минимальная толщина S_{\min} тела насадной шестерни (рис. 6.1, *д*) принимается согласно рекомендаций [13] в зависимости от модуля m :

m , мм.....	1,5	2,0	2,5	4,0	5,0	6,0
S_{\min} , мм.....	$4m$	$3,8m$	$3,5m$	$3m$	$2,8m$	$2,5m$

В конструкции промежуточного вала-шестерни на рис. 6.1, *г* обе шестерни раздвоенной косозубой тихоходной ступени выполнены за одно целое с валом, так как диаметр ступени вала под ступицей насадного колеса $d_x > d_{a1}$, что обеспечивает его установку.

В зависимости от соотношения диаметров впадин зубьев шестерни d_n и вала зубья нарезают со свободным входом и выходом инструмента (рис. 6.1, *а, в*), либо углубляясь в тело вала частично (рис. 6.1, *б*) или полностью (рис. 4.12, *в*). При углублении зуба в тело вала следует учитывать выход фрезы l_{\max} (рис. 6.1, *б, г*), который определяют графически по диаметру фрезы D_ϕ , принимаемому в зависимости от модуля m по табл. 2П.42 приложения 2П. При этом допускается выход фрезы на буртик (заплечик) для подшипника (рис. 4.12, *в*). По возможности следует предусматривать вход фрезы со стороны заплечика для подшипника (рис. 6.1, *г*). С целью обеспечения достаточной жесткости вала-шестерни ее делительный диаметр d_1 не должен быть меньше диаметра ступени вала, на которой устанавливается подшипник. Методика определения размеров ступеней вала-шестерни (диаметров буртика d_6 для упора детали, устанавливаемой на конце быстроходного вала, буртика d_{6n} для упора подшипника и бурти-

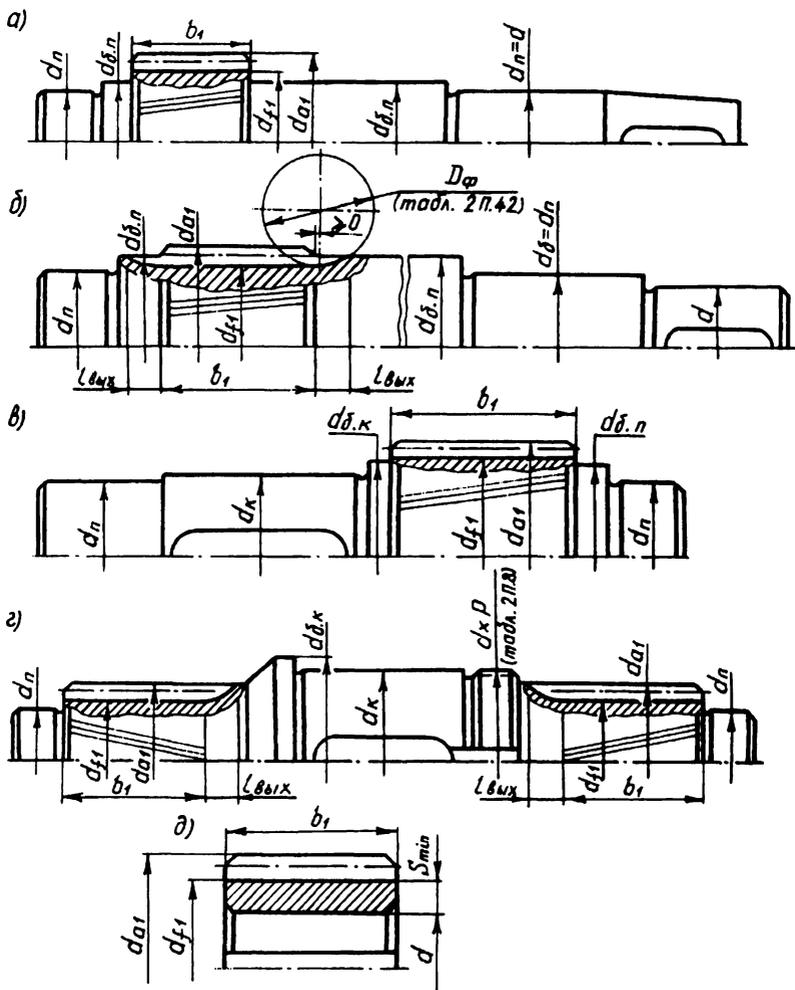


Рис. 6.1

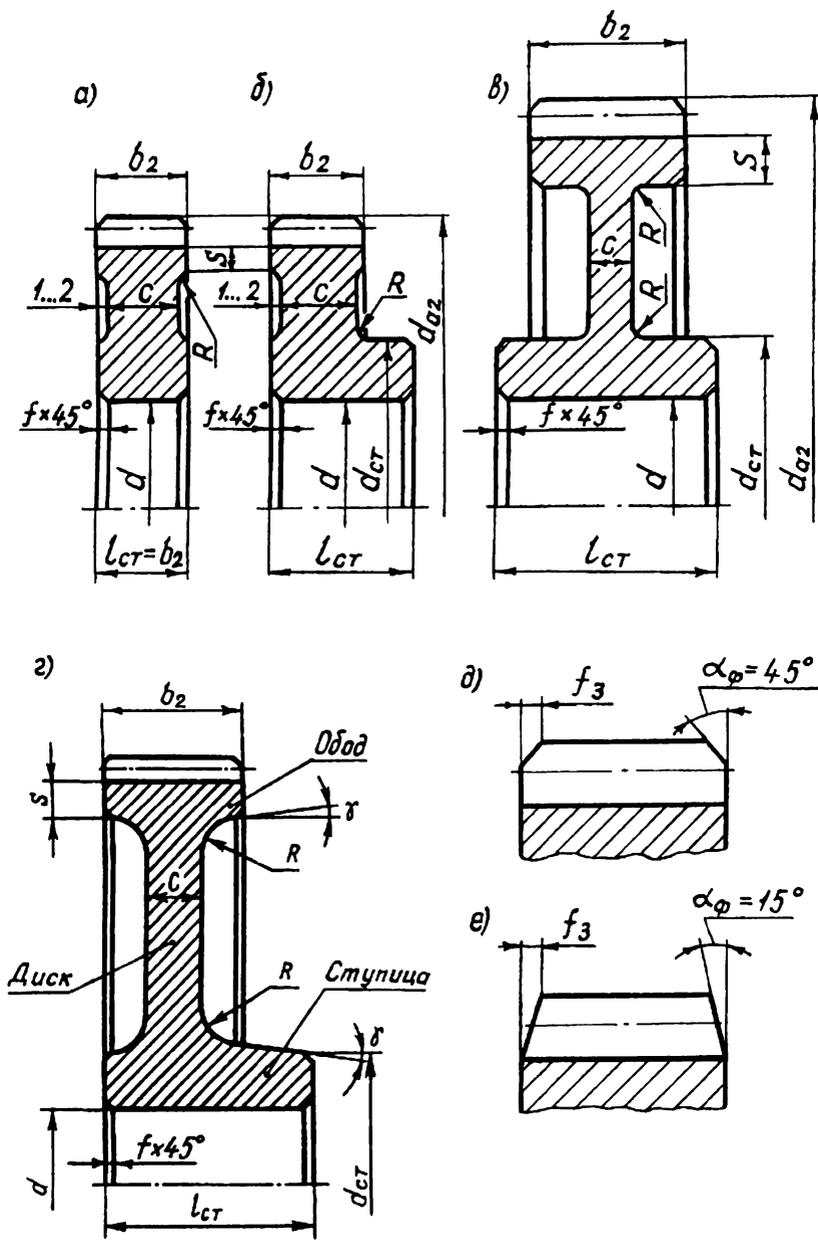


Рис. 6.2
 183

ка d_{6x} для упора насадного колеса) подробно изложена в главе 5 при конструировании быстроходных (входных) и промежуточных валов двухступенчатых редукторов.

Заготовкой для вала-шестерни при единичном типе производства служит круглый прокат, при серийном и массовом – поковка.

Основными элементами цилиндрического насадного колеса являются обод (или зубчатый венец), диск и ступица (рис. 6.2, *в, з*). В ряде конструкций колес диск может отсутствовать, а обод объединяться со ступицей (рис. 6.2, *а, б*).

На рис. 6.2, *а...в* показаны формы насадных цилиндрических колес, применяемые при единичном и мелкосерийном производствах. Колеса небольших размеров ($d_{a2} < 100$ мм) изготавливают точением из круглого проката. При $d_{a2} = 100...500$ мм в качестве заготовок используют поковки, получаемые свободной ковкой. У колес, заготовки которых получают из круглого проката или свободной ковкой, обрабатывают все поверхности. Колеса небольшого размера ($d_{a2} < 80$ мм) выполняют преимущественно в виде сплошных дисков. При $d_{a2} \geq 80$ мм, для уменьшения объема точной обработки резанием базовых поверхностей, на дисках выполняют небольшие выточки глубиной 1...2 мм с более грубой обработкой (рис. 6.2, *а, б*). В целях уменьшения массы колес диаметрами $d_{a2} = 250...500$ мм глубину выточек по торцам увеличивают, получая при этом колесо с диском (рис. 6.2, *в*). В мелкосерийном производстве наряду со свободной ковкой для получения заготовок малых и средних размеров находит применение ковка в односторонних подкладных штампах (форма колеса, полученная из такой заготовки, приведена на рис. 4.18, *а*). Колесо в данном случае имеет глубокую одностороннюю выемку с расположением ступицы со стороны подкладного штампа. С этой же стороны заготовка, с целью облегчения ее выемки из штампа, имеет уклоны $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусы закруглений $R \geq 6$ мм. С противоположной стороны на торце колеса выполняют выточку глубиной 1...2 мм.

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах заготовки колес диаметрами $d_{a2} \leq 500$ мм получают в основном штамповкой в двухсторонних штампах. Заготовка в данном случае максимально приближена к форме готового колеса (рис. 6.2, *з*), имеет достаточно чистую поверхность и не требует обработки нерабочих поверхностей. Облегчение выемки заготовки из двухстороннего штампа обеспечивается, как и в односторонних подкладных штампах, назначением уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусов закруглений $R \geq 6$ мм. При крупносерийном и массовом производствах нарезание зубьев производится при обработке колес пакетами. По этой причине длину ступицы колеса $l_{ст}$ принимают равной или меньше ширины венца b_2 . Если ступица выступает с одной стороны, то нарезание в пакете возможно только двух колес. Во всех остальных случаях ступица колеса может располагаться симметрично или несимметрично относительно обода в зависимости от конструкции редуктора. При этом нарезание зубьев проводят отдельно для каждого колеса.

При диаметрах колес $d_{a2} > 500$ мм их изготавливают литыми из углеродистых или легированных сталей (кроме единичного производства). При единичном производстве для колес таких размеров применяют сварную заготовку.

Основные размеры конструктивных элементов цилиндрических зубчатых колес, изготовленных из круглого проката и заготовок, полученных свободной ковкой или штамповкой, приведены в табл. 6.1. Рекомендации по определению размеров элементов сварных и литых колес приведены в учебном пособии [13].

Следует отметить, что окончательная длина ступицы колеса l_{cm} может быть принята только после расчета соединения колеса с валом (шпоночного, шлицевого или с натягом).

С целью облегчения обработки и транспортировки колес, в дисках иногда выполняют четыре отверстия, размеры которых принимают конструктивно.

Конические зубчатые колеса. Как и цилиндрические, конические зубчатые колеса изготавливают заодно целое с валом в виде валов-шестерен (рис. 6.3, *a*) или насадной конструкции (рис. 6.3, *б* и 6.4). Варианты конструктивного исполнения конических валов-шестерен, являющихся быстроходными (входными) валами коническо – цилиндрических редукторов, подробно рассмотрены в главе 5 (см. пример 5.3). Если коническая шестерня выполняется насадной конструкции, то по условиям прочности следует выдержать минимальную толщину ее тела S_{\min} (рис. 6.3, *б*), которая принимается по рекомендациям, изложенным для насадных цилиндрических шестерен по рис. 6.1, *д*, где $m = m_x$. При единичном типе производства конические валы-шестерни изготавливают из круглого проката, при серийном и массовом – из поковок.

Формы насадных конических колес при внешнем диаметре вершин зубьев $d_{a\alpha} \leq 120$ мм показаны на рис. 6.4, *a, б*. Если угол делительного конуса $\delta \leq 30^\circ$, то коническое колесо выполняют по рис. 6.4, *a*, при $\delta \geq 45^\circ$ – по рис. 6.4, *б*. В диапазоне делительных углов $\delta = 30 \dots 45^\circ$ допускаются обе формы конических колес.

При единичном и мелкосерийном типах производств конические колеса больших размеров ($d_{a\alpha} < 100$ мм) изготавливают течением из круглого проката, а при $d_{a\alpha} = 100 \dots 500$ мм в качестве заготовок используют поковки, полученные свободной ковкой (конструктивные формы таких колес показаны на рис. 6.4, *a \dots б*). В серийном, крупносерийном и массовом производствах при $d_{a\alpha} \leq 500$ мм конические колеса изготавливают из заготовок, полученных штамповкой в двухсторонних штампах (форма такого колеса показана на рис. 6.4, *з*).

При конструировании конических колес определяют (см. рис. 6.4): размеры обода g_0 , g и S (ширина обода b получена при расчете передачи), толщину диска C , радиусы скруглений R , а для заготовок, полученных штамповкой – уклон γ . Кроме этого, рассчитывают размеры ступицы колеса: диаметр $d_{cm} = 1,55d$ и длину $l_{cm} = (1,0 \dots 1,2)d$, где $d = d_x$, здесь d_x – диаметр вала под колесом.

Таблица 6.1

Размеры конструктивных элементов цилиндрических зубчатых колес, мм

Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		Круглый прокат (рис. 6.2, а)	Свободнаяковка (рис. 6.2, б, в)	Штамповка (рис. 6.2, з)
Обод	Диаметр	$d_{a2} < 100$ мм	б) $d_{a2} = 100 \dots 250$ мм в) $d_{a2} = 250 \dots 500$ мм	$d_{a2} = 100 \dots 500$ мм
	Толщина	$S = (2 \dots 4)m \geq 10$ мм		
	Ширина	b_2		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_k$ (здесь d_k – диаметр вала под колесом)		
	Диаметр наружный	$d_{cm} = 1,55d$		
	Длина	$l_{cm} = b_2$	$l_{cm} = (0,8 \dots 1,5)d$ [оптимальное значение $l_{cm} = (1,0 \dots 1,2)d$]	
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$ мм	$C = b_2 - (2 \dots 4)$ мм – рис. 6.2, б $C = (0,3 \dots 0,4)b_2 \geq 10$ мм – рис. 6.2, в, з	
	Радиусы скруглений	$R \geq 1$ мм		$R \geq 6$ мм
	Уклон	–	–	$\gamma \geq 7^\circ$
Примечания:				
1. Размер фаски f в отверстиях ступицы диаметром d принимают по табл. 2П.3 приложения 2П. Размеры фасок по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса принимают такого же размера f .				
2. На торцах зубьев выполняют фаски $f_3 = (0,5 \dots 0,7)m$ (см. рис. 6.2, д, е) и округляют до ближайшего стандартного значения, выбираемого из ряда: 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0.				
3. Угол фаски α_ϕ (см. рис. 6.2, д, е): на колесах с прямыми зубьями $\alpha_\phi = 45^\circ$; на колесах с косыми зубьями при твердости рабочих поверхностей $H_2 \leq 350$ НВ $\alpha_\phi = 45^\circ$, при $H_2 > 350$ НВ $\alpha_\phi = 15 \dots 20^\circ$.				

Внешние углы конических колес притупляют фаской $f_3 \approx 0,5 m_n$. Размер k (рис. 6.4, в, з) принимают конструктивно. Размер фаски f по торцам ступицы принимают по табл. 2П.3 приложения 2П в зависимости от диаметра отверстия d .

Рекомендации по конструированию литых и составных (сборных) конических колес см. учебное пособие [13].

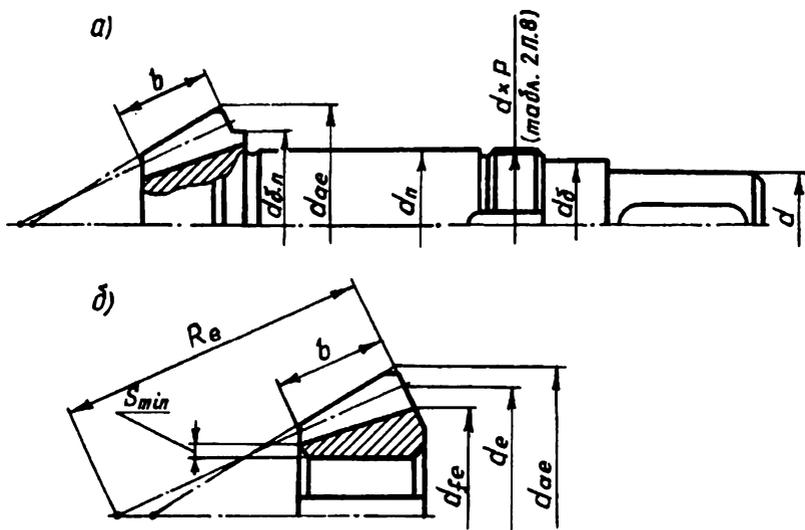


Рис. 6.3

Пример 6.1. Разработать конструкции цилиндрических зубчатых колес косо-зубой тихоходной ступени коническо – цилиндрического двухступенчатого редуктора (рис. 2.2, а) на основании ранее выполненных расчетов: передачи – в примере 2.1 главы 2, валов – в примере 5.3 главы 5. Производство среднесерийное.

Решение. Шестерня тихоходной ступени данного редуктора выполнено заодно целое с промежуточным валом, конструкция которого разработана в примере 5.3. Колесо выполняется насадным и устанавливается на тихоходном валу редуктора. Диаметр вала под ступицей колеса $d_x = 85$ мм. Основные размеры колеса: $d_{a2} = 341,529$ мм; $d_2 = 333,529$ мм; $d_{f2} = 323,529$ мм; $b_2 = 63$ мм; $m_n = 4$ мм; $\beta = 13,72915^\circ$.

Учитывая среднесерийный тип производства, принимаем для изготовления колеса заготовку, полученную штамповкой в двухсторонних штампах (форма такого колеса показана на рис. 6.2, з). Размеры конструктивных элементов колеса определяем на основании табл. 6.1.

Размеры обода: диаметр $d_{a2} = 341,529$ мм; ширина $b_2 = 63$ мм; толщина $S = (2 \dots 4) m_n = (2 \dots 4) 4 = 8 \dots 16$ мм; принимаем $S = 12$ мм > 10 мм.

Размеры диска: толщина $C = (0,3 \dots 0,4) b_2 = (0,3 \dots 0,4) 63 = 18,9 \dots 25,2$ мм; принимаем $C = 24$ мм > 10 мм; радиусы скруглений $R = 7$ мм; уклон $\gamma = 7^\circ$.

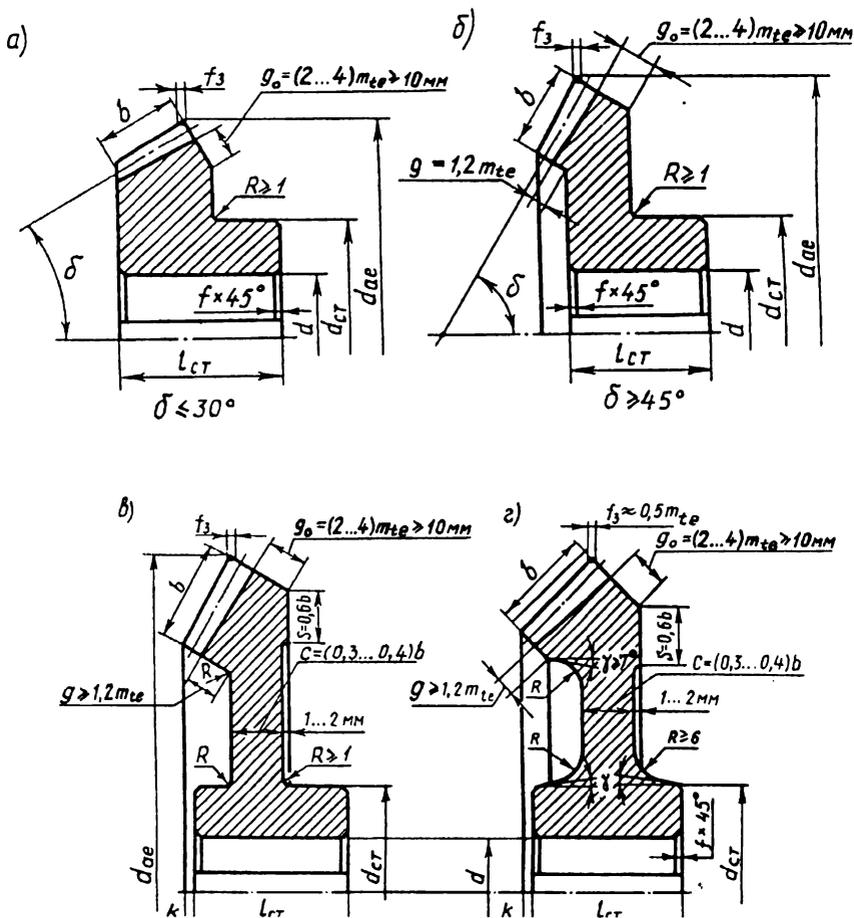


Рис. 6.4

Размеры ступицы: диаметр $d_{cm} = 1,55d = 1,55 \cdot 85 = 132$ мм, где $d = d_x = 85$ мм; длина $l_{cm} = (1,0 \dots 1,2)d = (1,0 \dots 1,2)85 = 85 \dots 102$ мм; принимаем $l_{cm} = 100$ мм. С целью использования пространства в средней части редуктора ступицу колеса выполняем несимметричной относительно обода, смещая ее в сторону конического колеса (см. рис. 5.8).

Размер фасок в отверстии ступицы по табл. 2П.3 приложения 2П $f = 2,5$ мм. Такой же размер фасок принимаем по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса. Размер фасок на торцах зубьев $f_3 = (0,5 \dots 0,7)m_n = (0,5 \dots 0,7)4 = 2 \dots 2,8$ мм; принимаем стандартное значение $f_3 = 2,5$ мм (см. примечание 2 к

табл. 6.1). Так как средняя твердость поверхности зубьев колеса $H_2 = 285,5HВ < 350HВ$, то принимаем угол фасок на торцах зубьев $\alpha_\phi = 45^\circ$ (см. примечание 3 к табл. 6.1).

Пример 6.2. По данным примера 6.1 разработать конструкции конических зубчатых колес с круговыми зубьями быстроходной ступени коническо – цилиндрического двухступенчатого редуктора. Расчет конической зубчатой передачи – см. пример 2.5 главы 2.

Решение. Коническая шестерня данного редуктора выполнена заодно целое с быстроходным (входным) валом, конструкция которого разработана в примере 5.3 главы 5. Коническое колесо выполняется насадным и устанавливается на промежуточном валу. Диаметр вала под ступицей колеса $d_x = 48$ мм. Основные размеры конического колеса: $d_{a2} = 248,338$ мм; $d_{e2} = 247,030$ мм; $d_{f2} = 244,372$ мм; $b = 35$ мм; $m_x = 3,529$ мм; $\delta_2 = 72,54345^\circ$. Для изготовления конического колеса, как и цилиндрического, учитывая среднесерийный тип производства, принимаем заготовку, полученную штамповкой в двухсторонних штампах. Форма такого колеса изображена на рис. 6.4, з, на основании которого и определяем размеры его конструктивных элементов.

Размеры обода: диаметр $d_{a2} = 248,338$ мм; $b = 35$ мм; $g_0 = (2...4)m_x = (2...4)3,529 = 7,1...14,1$ мм; принимаем $g_0 = 12$ мм > 10 мм; $g \geq 1,2 m_x = 1,2 \cdot 3,529 = 4,2$ мм; принимаем $g = 5$ мм; $S = 0,6b = 0,6 \cdot 35 = 21$ мм.

Размеры диска: толщина $C = (0,3...0,4)b = (0,3...0,4)35 = 10,5...14$ мм; принимаем $C = 12$ мм > 10 мм; радиусы скруглений $R = 7$ мм; уклон $\gamma = 7^\circ$.

Размеры ступицы: диаметр $d_{cm} = 1,55d = 1,55 \cdot 48 = 74$ мм, где $d = d_x = 48$ мм; длина $l_{cm} = (1,0...1,2)d = (1,0...1,2)48 = 48...57,6$ мм; принимаем $l_{cm} = 55$ мм.

Размер фасок в отверстии ступицы по табл. 2П.3 приложения 2П $f = 1,6$ мм. Фаски по углам наружной поверхности ступицы принимаем такого же размера. Коническое колесо притупляем фаской $f_3 = 0,5 m_x = 0,5 \cdot 3,529 = 1,8$ мм; принимаем стандартное значение $f_3 = 2,5$ мм (см. примечание 2 к табл. 6.1). Размер $k = 2$ мм.

6.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Червяки. Червяки выполняют из стали за одно целое с валом. При единичном производстве в качестве заготовки используют круглый прокат, при серийном и массовом – поковки (полученные свободной ковкой – при мелкосерийном производстве и штамповкой – при среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах). На данной стадии проектирования вид червяка, его материал, термообработка и основные размеры нарезаемой части уже известны после расчета червячной передачи. При конструировании вала червяка желательно, чтобы был обеспечен свободный выход инструмента при нарезании витков (рис. 6.5, а...е), что дает свободу выбора метода их нарезания и удобства шлифования вследствие свободного выхода шлифовального круга. При малом

диаметре червяка его выполняют по рис. 6.5, г. В данном случае с двух сторон от полной нарезки витков имеется сбеги резьбы для выхода инструмента $l_{ам}$, величину которого назначают по технологическим условиям.

Использование в качестве опор вала червяка однорядных радиально – упорных шариковых или роликовых конических подшипников, установленных по схеме 1 “враспор”, характерно в основном для одноступенчатых червячных редукторов. В двухступенчатых червячно – цилиндрических (рис. 4.30, а, б) или цилиндрическо – червячных (рис. 4.35) редукторах вал червяка устанавливают обычно по схеме 3 (вариант 3.2) – одна опора сдвоенная фиксирующая, расположенная в стакане, вторая – плавающая. В данном случае в конструкции вала червяка предусматривается ступень с резьбой и пазом для круглой шлицевой гайки и стопорной многолапчатой шайбы. Такое конструктивное исполнение подшипниковых узлов вала червяка упрощает обработку отверстий под подшипники, их регулировку и сборку редуктора. С целью обеспечения высокой жесткости червяка, расстояние между его опорами стараются делать как можно меньше.

Червячные колеса выполняют обычно составными: центр – из стали или чугуна, венец – из бронзы (реже из латуни). При единичном и мелкосерийном производствах венец червячного колеса с наибольшим диаметром $d_{ам2} < 300$ мм соединяют с центром посадкой с натягом (рис. 6.6, а). При этом посадочная поверхность центра может выполняться с буртиком или без буртика. Предпочтение следует отдавать конструкции без буртика, так как он, хотя и обеспечивает осевую фиксацию венца при сборке, но в то же время усложняет конструкцию центра. Отсутствие буртика может привести к некоторому смещению венца относительно центра, которое однако может быть устранено при последующей токарной обработке сборного червячного колеса. При $d_{ам2} = 300 \dots 600$ мм допускается крепление венца к центру посредством болтов для отверстий из – под развертки по ГОСТ 7817-80 (рис. 6.6, б). Размеры этих болтов даны в табл. 2П32. приложения 2П.

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах применяют червячные колеса с наплавленным венцом (рис. 6.6, в). Такое колесо изготавливают посредством заливки расплавленной бронзой предварительно нагретого центра, вставленного в форму. Для более надежного соединения наплавленного венца с центром на ободе последнего выполняют 4...6 углублений, пазов или выступов (рис. 6.6, в, вид В). После заливки венца и остывания червячного колеса выполняют механическую обработку и нарезание зубьев.

По виду обода центра и диска, связывающего его со ступицей, червячные колеса могут быть:

а) с симметрично расположенным диском, выполненным с отверстием или без отверстий (рис. 6.6, а) при $d_{ам2} = 150 \dots 300$ мм;

б) с несимметрично расположенным диском (рис. 6.6, б) при $d_{ам2} = 300 \dots 600$ мм;

в) со сплошным центром (толщина диска равна ширине обода) (рис. 6.6, в и 4.32, а) при $d_{\text{дм}2} = 80 \dots 150$ мм.

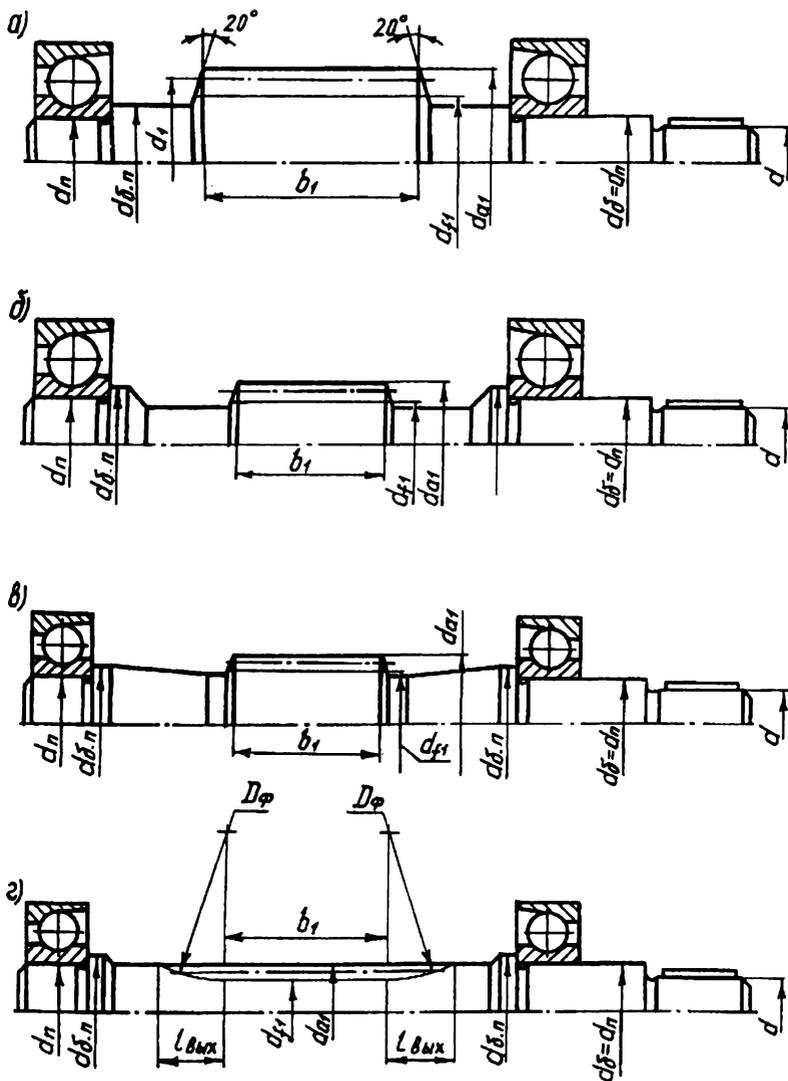


Рис. 6.5

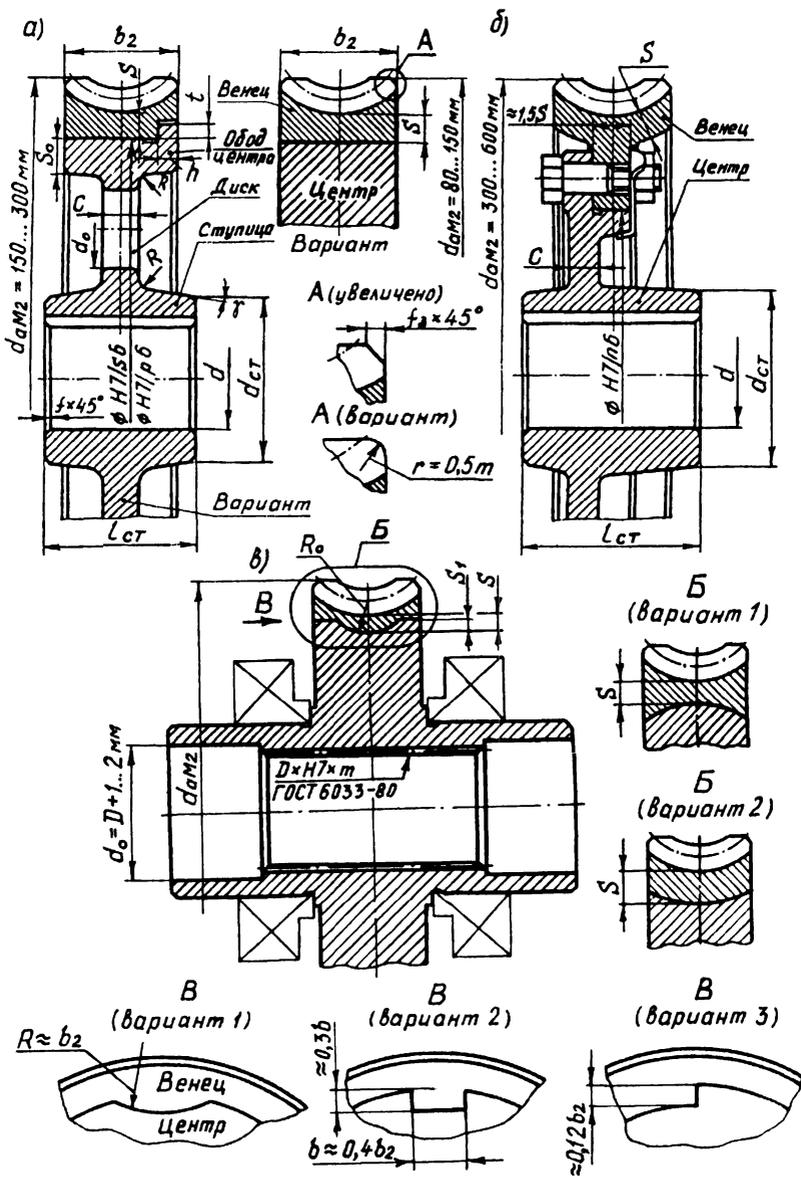


Рис. 6.6
192

Червячное колесо, показанное на рис. 6.6, в, предназначено для редукторов с полым тихоходным валом (навесное исполнение), что не требует установки муфты между редуктором и приводным валом. Эвольвентные шлицы, выполненные внутри поллой удлиненной ступицы червячного колеса, предназначены для передачи вращающего момента с тихоходного вала редуктора на приводной вал машины.

Ориентировочные рекомендации по выбору размеров конструктивных элементов червячных колес (рис. 6.6) таковы: $S = 2m + 0,5b_2 \geq 10$ мм; $S_0 = (1,0 \dots 1,25)S$; $C = (0,2 \dots 0,35)b_2$; $h = (0,15 \dots 0,2)b_2$; $t = 0,8h$; $S_1 = (1,0 \dots 1,2)m \geq 5$ мм; $R_0 = (0,4 \dots 0,5)b_2$; $d_0 \geq 25$ мм (число отверстий $n_0 = 4 \dots 6$); $d_{cm} = 1,55d$ – сталь; $d_{cm} = 1,6d$ – чугун; $l_{cm} = (1,0 \dots 1,5)d$; фаски: f – по табл. 2П.3 приложения 2П; $f_3 = 0,5m$ с округлением до стандартного значения по табл. 6.1 (примечание 2); радиусы скруглений R и уклон γ – по табл. 6.1 в зависимости от способа получения заготовки стального центра колеса (для литых центров R и γ – для отливок).

Пример 6.3. Разработать конструкцию червячного колеса по данным примера 2.6 главы 2. Конструкция вала червяка, сопряженного с проектируемым колесом, разработана в примере 5.2 главы 5. Диаметр вала под ступицей червячного колеса $d = 45$ мм. Производство мелкосерийное.

Решение. После расчета червячной передачи (см. пример 2.6) получены следующие размеры червячного колеса: наибольший диаметр $d_{ам2} = 205$ мм; ширина венца $b_2 = 54$ мм; модуль $m = 5$ мм.

Учитывая мелкосерийный тип производства и наибольший диаметр червячного колеса $d_{ам2} = 205$ мм, принимаем форму колеса по рис. 6.6, а: венец соединяется со стальным центром посадкой с натягом; посадочная поверхность центра выполняется без буртика; обод центра и ступицу колеса связывает диск без отверстий.

Размеры конструктивных элементов червячного колеса:

толщина венца $S = 2m + 0,05b_2 = 2 \cdot 5 + 0,05 \cdot 54 = 13$ мм > 10 мм;

толщина обода центра $S_0 = (1,0 \dots 1,25)S = (1,0 \dots 1,25)13 = 13 \dots 16,3$ мм; принимаем $S_0 = 15$ мм;

толщина диска $C = (0,2 \dots 0,35)b_2 = (0,2 \dots 0,35)54 = 10,8 \dots 18,9$ мм; принимаем $C = 15$ мм.

размеры стальной ступицы: диаметр $d_{cm} = 1,55d = 1,55 \cdot 45 = 70$ мм; длина $l_{cm} = (1,0 \dots 1,5)d = (1,0 \dots 1,5)45 = 45 \dots 67,5$ мм; принимаем $l_{cm} = 60$ мм (окончательная длина ступицы будет установлена после расчета соединения вальстельная); ступицу располагаем симметрично относительно венца колеса;

размер фасок в отверстиях ступицы принимаем по табл. 2П.3 приложения 2П: $f = 1,6$ мм для $d = 45$ мм; фаски по углам наружной поверхности ступицы и обода центра принимаем такого же размера; размер фаски по торцам зубьев колеса

$f_3 = 0,5m = 0,5 \cdot 5 = 2,5$ мм, что соответствует стандартному значению согласно примечания 2 к табл. 6.1.

Учитывая мелкосерийный тип производства, для изготовления стального центра принимаем заготовку, полученную свободной ковкой. Тогда, как и для зубчатых колес, по табл. 6.1: радиусы скруглений $R \geq 1$ мм; принимаем $R = 5$ мм; уклон $\gamma = 0$.

6.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ. НАТЯЖНОЕ УСТРОЙСТВО

Шкивы. Исходными данными для конструирования шкивов клиноременной передачи являются следующие параметры, полученные после ее расчета: тип и сечение ремня; число ремней z ; расчетный диаметр шкива d_p (диаметр окружности по нейтральной линии ремня): ведущего d_{p1} и ведомого d_{p2} ; диаметр d , длина l и форма (цилиндрическая или коническая) конца вала электродвигателя и быстроходного (входного) вала редуктора, а также тип производства.

При окружной скорости $v \leq 30$ м/с шкивы для клиновых ремней изготавливают литыми из чугуна СЧ15, СЧ20 (ГОСТ 1412 – 85), при $v = 30 \dots 40$ м/с – литыми из стали 25Л (ГОСТ 3977 – 88). При расчетном диаметре шкивов $d_p < 200$ мм для их изготовления используют прокат сталь Ст 3 (ГОСТ 380 – 88). В зависимости от типа производства шкивы изготавливают литыми, коваными или штампованными. При этом конструкция шкива может быть цельной или составной (сборной).

Шкивы диаметром $d_p \leq 100$ мм изготавливают монолитными типов 1...3 (рис. 6.7, а...в). У монолитного шкива обод объединен со ступицей. Шкивы диаметром $d_p > 100$ мм изготавливают с диском, который объединяет в одно целое обод и ступицу (см. шкивы типов 4...6 на рис. 6.7 г...е).

Размеры профиля канавок, обода и толщина S диска шкива даны в табл. 1П.37 приложения 1П. Диаметр ступицы d_{cm} : $d_{cm} = 1,55d$ – сталь; $d_{cm} = 1,6d$ – чугун, здесь d – диаметр отверстия ступицы. Длина ступицы должна соответствовать размерам стандартных концов валов: цилиндрических – по ГОСТ 12080 – 66, конических – по ГОСТ 12081 – 72. При установке шкива на цилиндрическом конце вала и осевой фиксации, например, с помощью круглой шлицевой гайки со стопорной многолапчатой шайбой, допускается длину ступицы l_{cm} не согласовывать с длиной стандартных концов валов, а принимать $l_{cm} = (1,2 \dots 1,5)d$ с обязательной проверкой на прочность соединения ступица-вал (шпоночного или шлицевого).

Радиусы скруглений R и уклон γ : для литых шкивов $R = 4 \dots 5$ мм, γ – по табл. 7.1 главы 7; для заготовок шкивов, полученных свободной ковкой $R \geq 1$ мм; $\gamma = 0$; для заготовок шкивов, полученных штамповкой $R \geq 6$ мм; $\gamma \geq 7^\circ$.

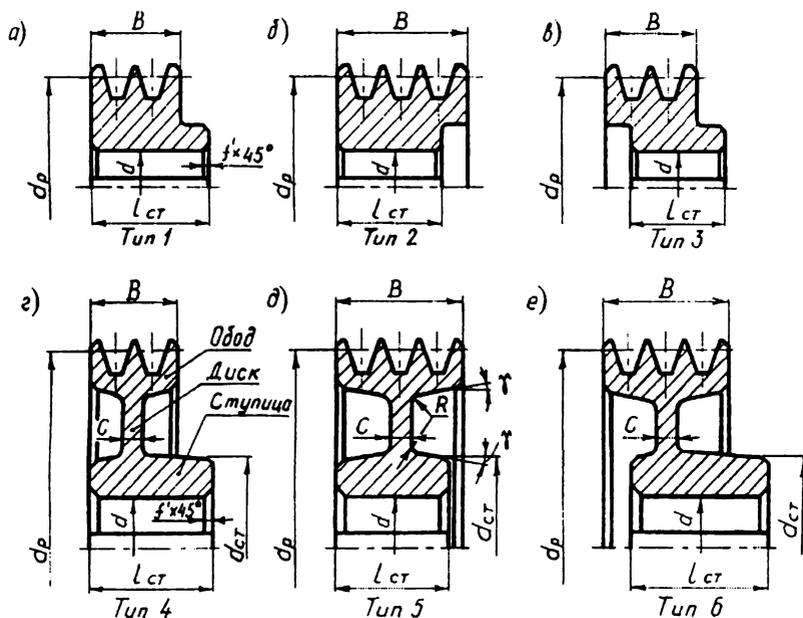


Рис. 6.7

Размер фаски f' в отверстии ступицы принимают по табл. 2П.3 приложения 2П. Размеры фасок по углам наружной поверхности ступицы и обода принимают такого же размера f' .

Пример 6.4. Разработать конструкции шкивов клиноременной передачи, расчет которой выполнен в примере 3.1 главы 3. После расчета передачи получены следующие данные: тип ремня – клиновой нормального сечения B ; число ремней $z = 4$; расчетные диаметры шкивов: ведущего $d_{p1} = 140$ мм, ведомого $d_{p2} = 280$ мм. Размеры цилиндрических концов валов: электродвигателя 4А132S4У3 – $d_1 = 38$ мм; $l_1 = 80$ мм, быстроходного (входного) вала редуктора – $d = 40$ мм; $l = 82$ мм. Производство среднесерийное.

Решение. Так как расчетные диаметры шкивов d_{p1} и d_{p2} больше 100 мм и учитывая среднесерийный тип производства, принимаем решение изготавливать оба шкива с диском литыми из чугуна СЧ20. По табл. 1П.37 приложения 1П для клинового ремня нормального сечения B размеры профиля канавок обода: $t = 4,2$ мм; $l_p = 14$ мм; $p = 19$ мм; $f = 12,5$ мм; $h = 10,8$ мм. Угол α профиля канавки шкива: ведущего $\alpha = 34^\circ$ для $d_{p1} = 140$ мм и ведомого $\alpha = 38^\circ$ для

$d_{p2} = 280$ мм. Толщина обода чугунного шкива $\delta = (1,1 \dots 1,3)h = (1,1 \dots 1,3)10,8 = 12 \dots 14$ мм; принимаем $\delta = 13$ мм.

Наружные диаметры шкивов: $d_{e1} = d_{p1} + 2t = 140 + 2 \cdot 4,2 = 148,4$ мм;
 $d_{e2} = d_{p2} + 2t = 280 + 2 \cdot 4,2 = 288,4$ мм.

При числе канавок на шкиве $n = z = 4$ ширина шкивов $B = (n - 1)p + 2f = (4 - 1)19 + 2 \cdot 12,5 = 82$ мм.

Толщина диска $C = (1,2 \dots 1,3)\delta = (1,2 \dots 1,3)13 = 15,6 \dots 16,9$ мм; принимаем $C = 16$ мм.

Размеры ступицы ведущего шкива: $d_{cm1} = 1,6d_g = 1,6 \cdot 38 = 61$ мм; $l_{cm1} = l_s = 80$ мм. Фиксацию ступицы ведущего шкива на валу электродвигателя от случайных осевых смещений осуществляем установочным винтом М6 длиной 12 мм: Винт В.М6 – 6g × 12.14H.05 ГОСТ 1478 – 93 (см. табл. 2П.35 приложения 2П).

Размеры ступицы ведомого шкива: $d_{cm2} = 1,6d = 1,6 \cdot 40 = 64$ мм; $l_{cm2} = l + c = 82 + 3 = 85$ мм, здесь $c = 3$ мм – зазор между концевой шайбой и торцом выходного конца быстросходного вала редуктора [крепление шкива осуществляем с помощью шайбы 7019 – 0629 ГОСТ 14734 – 69 (см. табл. 2П.24 приложения 2П)].

Принимаем типы шкивов: ведущий – тип 5 (рис. 6.7, д), ведомый – тип 4 (рис. 6.7, з).

Принимаем литейные радиусы $R = 4 \dots 5$ мм и литейные уклоны $\gamma = 1^\circ$.

Размер фаски f' в отверстии ступицы шкива по табл. 2П.3 приложения 2П: ведущего – $f' = 1,2$ мм; ведомого – $f' = 1,6$ мм. Размеры фасок по углам наружной поверхности ступицы и обода соответствующего шкива принимаем такого же размера f' .

Натяжное устройство и требования монтажа. Важным элементом любой ременной передачи, в том числе и клиноременной, является натяжное устройство, которое оказывает значительное влияние на нагрузочную способность передачи и ресурс ее работы. Натяжное устройство должно обеспечивать изменение межосевого расстояния a в пределах от $0,97a$ до $1,06a$. Уменьшение величины a необходимо для надевания новых клиновых ремней, увеличение – для компенсации неизбежной вытяжки ремней в процессе их эксплуатации. Наибольшее распространение получили натяжные устройства с периодическим подтягиванием ремней путем прямолинейного перемещения электродвигателя или с помощью качающейся плиты. Конструкции данных натяжных устройств подробно рассмотрены в учебных пособиях [1] и [13].

Для нормальной работы привода с клиноременной передачей и натяжным устройством предусмотрены следующие технические условия:

а) прогиб ветви клинового ремня (мм) под воздействием силы Q (Н) – по ГОСТ 1284.3 – 96;

б) непараллельность осей шкивов на 100 мм межосевого расстояния a не более: 0,5 мм – при $n > 1500$ 1/мин и 0,8 мм – при $n \leq 1500$ 1/мин;

в) смещение рабочих поверхностей шкивов – не более 0,2 мм на 100 мм межосевого расстояния.

6.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

Конструирование звездочек рассмотрим на конкретном примере, который, однако, имеет общий характер.

Пример 6.5. Разработать конструкции звездочек цепной передачи, рассчитанной в примере 3.2 главы 3:

а) тип цепи – двухрядная приводная роликовая цепь 2ПР с шагом $p_y = 38,1$ мм и разрушающей нагрузкой 254000 Н;
Цепь 2ПР-38.1-254000 ГОСТ 13568 – 75;

б) числа зубьев звездочек – ведущей $z_1 = 25$, ведомой $z_2 = 51$;

в) делительные диаметры звездочек – ведущей $d_{\delta 1} = 303,99$ мм, ведомой $d_{\delta 2} = 618,90$ мм.

Размеры выходного конца тихоходного вала редуктора, на котором закрепляется ведущая звездочка: диаметр $d_r = 70$ мм, длина $l_r = 105$ мм, форма – цилиндрическая.

Решение. Конструкцию звездочек разрабатывают с учетом ГОСТ 591 – 69, который регламентирует метод расчета и построение профиля зубьев звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей, а также поперечное сечение венца. От цилиндрических зубчатых колес конструкции звездочек отличаются только зубчатым венцом. Размеры ступицы (диаметр d_{cm} и длину l_{cm}) определяют по формулам для зубчатых колес (см. табл. 6.1).

Определение размеров венца ведущей и ведомой звездочек (рис. 6.8 и 6.9) рекомендуется проводить в следующей последовательности.

Диаметр окружности выступов D_e :

$$D_{e1} = p_y \left[0,5 + \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) \right] = 38,1 \left[0,5 + \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{25} \right) \right] = 320,6 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = p_y \left[0,5 + \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) \right] = 38,1 \left[0,5 + \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{51} \right) \right] = 636,8 \text{ мм}.$$

По табл. 1П.31 приложения 1П диаметр ролика цепи $d_l = 22,23$ мм.

Радиус впадин (для ведущей и ведомой звездочек)

$$r = 0,5025d_l + 0,05 = 0,5025 \cdot 22,23 + 0,05 = 11,22 \text{ мм}.$$

Радиус сопряжения (для ведущей и ведомой звездочек)

$$r_1 = 0,08d_l + r = 0,08 \cdot 22,23 + 11,22 = 13,00 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин D_i :

$$D_{i1} = d_{\delta 1} - 2r = 303,99 - 2 \cdot 11,22 = 281,55 \text{ мм};$$

$$D_{i2} = d_{\delta 2} - 2r = 618,90 - 2 \cdot 11,22 = 596,46 \text{ мм}.$$

Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев) L_x :

$$L_{x1} = d_{a1} \cos\left(\frac{95^\circ}{z_1}\right) - 2r = 303,99 \cdot \cos\left(\frac{95^\circ}{25}\right) - 2 \cdot 11,22 = 280,88 \text{ мм};$$

$$L_{x2} = d_{a2} \cos\left(\frac{95^\circ}{z_2}\right) - 2r = 618,90 \cdot \cos\left(\frac{95^\circ}{51}\right) - 2 \cdot 11,22 = 596,13 \text{ мм}.$$

Половина угла впадины α :

$$\alpha_1 = 55^\circ - \left(\frac{60^\circ}{z_1}\right) = 55^\circ - \left(\frac{60^\circ}{25}\right) = 52,6^\circ = 52^\circ 36';$$

$$\alpha_2 = 55^\circ - \left(\frac{60^\circ}{z_2}\right) = 55^\circ - \left(\frac{60^\circ}{51}\right) = 53,82^\circ = 53^\circ 49'.$$

Угол сопряжения β :

$$\beta_1 = 18^\circ - \left(\frac{60^\circ}{z_1}\right) = 18^\circ - \left(\frac{60^\circ}{25}\right) = 15,6^\circ = 15^\circ 36';$$

$$\beta_2 = 18^\circ - \left(\frac{60^\circ}{z_2}\right) = 18^\circ - \left(\frac{60^\circ}{51}\right) = 16,82^\circ = 16^\circ 49'$$

Половина угла зуба φ :

$$\varphi_1 = 17^\circ - \left(\frac{64^\circ}{z_1}\right) = 17^\circ - \left(\frac{64^\circ}{25}\right) = 14,44^\circ = 14^\circ 26';$$

$$\varphi_2 = 17^\circ - \left(\frac{64^\circ}{z_2}\right) = 17^\circ - \left(\frac{64^\circ}{51}\right) = 15,75^\circ = 15^\circ 45'.$$

Радиус головки зуба r_2 :

$$r_{21} = d_1 (1,24 \cos \varphi_1 + 0,8 \cos \beta_1 - 1,3025) - 0,05 = 22,23 \cdot (1,24 \cdot \cos 14,44^\circ + 0,8 \cos 15,6^\circ - 1,3025) - 0,05 = 14,80 \text{ мм};$$

$$r_{22} = d_1 (1,24 \cos \varphi_2 + 0,8 \cos \beta_2 - 1,3025) - 0,05 = 22,23 \cdot (1,24 \cdot \cos 15,75^\circ + 0,8 \cos 16,82^\circ - 1,3025) - 0,05 = 14,55 \text{ мм}.$$

Прямой участок профиля FG :

$$(FG)_1 = d_1 (1,24 \sin \varphi_1 - 0,8 \sin \beta_1) = 22,23 \cdot (1,24 \sin 14,44^\circ - 0,8 \sin 15,6^\circ) = 2,09 \text{ мм};$$

$$(FG)_2 = d_1 (1,24 \sin \varphi_2 - 0,8 \sin \beta_2) = 22,23 \cdot (1,24 \sin 15,75^\circ - 0,8 \sin 16,82^\circ) = 2,34 \text{ мм}.$$

Расстояние от центра дуги впадины до центра головки зуба

$$OO_2 = 1,24 d_1 = 1,24 \cdot 22,23 = 27,57 \text{ мм}.$$

Смещение центров дуг впадины

$$e = 0,03 p_n = 0,03 \cdot 38,1 = 1,14 \text{ мм}.$$

Координаты точки O_1 :

а) для ведущей звездочки

$$X_1 = 0,8 d_1 \sin \alpha_1 = 0,8 \cdot 22,23 \sin 52,6^\circ = 14,13 \text{ мм};$$

$$Y_1 = 0,8 d_1 \cos \alpha_1 = 0,8 \cdot 22,23 \cos 52,6^\circ = 10,80 \text{ мм};$$

Рис. 6.9

б) для ведомой звездочки

$$X_1 = 0,8 d_1 \sin \alpha_2 = 0,8 \cdot 22,23 \sin 53,82^\circ = 14,35 \text{ мм};$$

$$Y_1 = 0,8 d_1 \cos \alpha_2 = 0,8 \cdot 22,23 \cos 53,82^\circ = 10,50 \text{ мм}.$$

Координаты точки O_2 :

а) для ведущей звездочки

$$X_2 = 1,24 d_1 \cos\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) = 1,24 \cdot 22,23 \cos\left(\frac{180^\circ}{25}\right)^\circ = 27,35 \text{ мм};$$

$$Y_2 = 1,24 d_1 \sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) = 1,24 \cdot 22,23 \sin\left(\frac{180^\circ}{25}\right)^\circ = 3,45 \text{ мм};$$

б) для ведомой звездочки

$$X_2 = 1,24 d_1 \cos\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) = 1,24 \cdot 22,23 \cos\left(\frac{180^\circ}{51}\right)^\circ = 27,51 \text{ мм};$$

$$Y_2 = 1,24 d_1 \sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) = 1,24 \cdot 22,23 \sin\left(\frac{180^\circ}{51}\right)^\circ = 1,70 \text{ мм}.$$

Для принятой двухрядной цепи ведущая и ведомая звездочки выполняются двухрядными (рис. 6.10, б).

По табл. 1П.31 приложения 1П: ширина пластины цепи $h = 36,2$ мм; расстояние между внутренними плоскостями пластин одного ряда $B_{вн} = 25,4$ мм; расстояние между осями симметрии рядов цепи $A = 45,44$ мм.

Радиус закругления зуба r_3 :

$$r_3 = 1,7 d_1 = 1,7 \cdot 22,23 = 37,8 \text{ мм}.$$

Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений

$$h_1 = 0,8 d_1 = 0,8 \cdot 22,23 = 17,8 \text{ мм}.$$

Следует отметить, что широкое распространение получил профиль зуба в осевом сечении со скосом (рис. 6.9, з). Угол скоса принимают $\gamma \approx 20^\circ$, а размер фаски $f \approx 0,2 b$.

Наибольший диаметр обода (диаметр проточки) D_c :

$$D_{c1} = p_u \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) - 1,3 h = 38,1 \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{25}\right) - 1,3 \cdot 36,2 = 255 \text{ мм};$$

$$D_{c2} = p_u \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) - 1,3 h = 38,1 \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{51}\right) - 1,3 \cdot 36,2 = 571 \text{ мм}.$$

Радиус закруглений r_4 :

$$\text{при шаге } p_u \leq 35 \text{ мм} \quad r_4 = 1,6 \text{ мм};$$

$$\text{при шаге } p_u > 35 \text{ мм} \quad r_4 = 2,5 \text{ мм};$$

В нашем примере $r_4 = 2,5$ мм.

Ширина зуба звездочки:

а) однорядной

$$b_1 = 0,93 B_{вн} - 0,15 \text{ мм};$$

б) двухрядной и трехрядной

$$b_2 = 0,90 B_{вн} - 0,15 \text{ мм}$$

В нашем примере для двухрядной звездочки (рис 6.10, б)

$$b_2 = 0,90 B_{BH} - 0,15 = 0,90 \cdot 25,4 - 0,15 = 22,7 \text{ мм.}$$

Ширина венца

$$B = (n - 1) A + b,$$

где n – число рядов; b – ширина зуба.

Тогда для двухрядной звездочки ширина венца

$$B_2 = (n - 1) A + b_2 = (2 - 1) \cdot 45,44 + 22,7 = 68,1 \text{ мм.}$$

Толщина обода S для многорядных цепей

$$S = 1,5 (D_e - d_o)$$

В нашем случае:

$$S_1 = 1,5 (D_{e1} - d_{o1}) = 1,5 \cdot (320,6 - 303,99) = 25 \text{ мм;}$$

$$S_2 = 1,5 (D_{e2} - d_{o2}) = 1,5 \cdot (636,8 - 618,90) = 27 \text{ мм.}$$

Толщина диска для однорядных цепей:

$$C = b_1 - \text{рис. 6.9, а;}$$

$$C = b_1 - 2 r_4 - \text{рис. 6.9, б;}$$

$$C = b_1 + 2 r_4 - \text{рис. 6.9, в, г;}$$

Толщина диска для многорядных цепей

$$C = (1,2 \dots 1,3) S.$$

В нашем примере:

$$C_1 = (1,2 \dots 1,3) S_1 = (1,2 \dots 1,3) 25 = 30 \dots 32,5 \text{ мм}$$

принимаем $C_1 = 32 \text{ мм;}$

$$C_2 = (1,2 \dots 1,3) S_2 = (1,2 \dots 1,3) 27 = 32,4 \dots 35,1 \text{ мм}$$

принимаем $C_2 = 35 \text{ мм;}$

Для звездочек больших диаметров при числе рядов $n \leq C \leq n A$

По табл. 6.1 диаметр ступицы ведущей звездочки (см. рис. 6.10) при $d = d_T = 70 \text{ мм:}$

$$d_{cm} = 1,55 d_T = 1,55 \cdot 70 = 109 \text{ мм,}$$

где d_T – диаметр выходного конца тихоходного вала редуктора.

Принимаем $d_{cm} = 110 \text{ мм.}$

Длину ступицы ведущей звездочки согласуем с длиной выходного конца вала $l_T = 105 \text{ мм.}$ Звездочку предполагаем закреплять на конце вала с помощью концевой шайбы. Для надежного прижатия ступицы к буртику между концевой шайбой и валом предусматриваем зазор $1 \dots 3 \text{ мм.}$ Тогда длина ступицы ведущей звездочки

$$l_{cm} = l_T + (1 \dots 3) = 105 + (1 \dots 3) = 106 \dots 108 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{cm} = 107 \text{ мм.}$

Размеры d_{cm} и l_{cm} ступицы ведомой звездочки будут приняты после расчета приводного вала, на конце которого эта звездочка устанавливается консольно.

Звездочки изготавливаются из среднеуглеродистых и легированных сталей 40, 45, 40X и 40XH с термообработкой до $45 \dots 50 \text{ HRC}_{\Sigma}$. Кроме конструкции с диском (рис. 6.10, а, б), звездочки выполняют сварной (рис. 6.10, в) или сотовой (рис. 6.10, г) конструкции. Последняя предпочтительна при $D_e > 200 \text{ мм,}$ когда ступица может быть выполнена из чугуна. При износе венца замена его в сборной конструкции не представляет трудности. В некоторых конструкциях звездочек в диске предусматривают $4 \dots 6$ отверстий диаметром d_o , который принимают конструктивно (рис. 6.10, в).

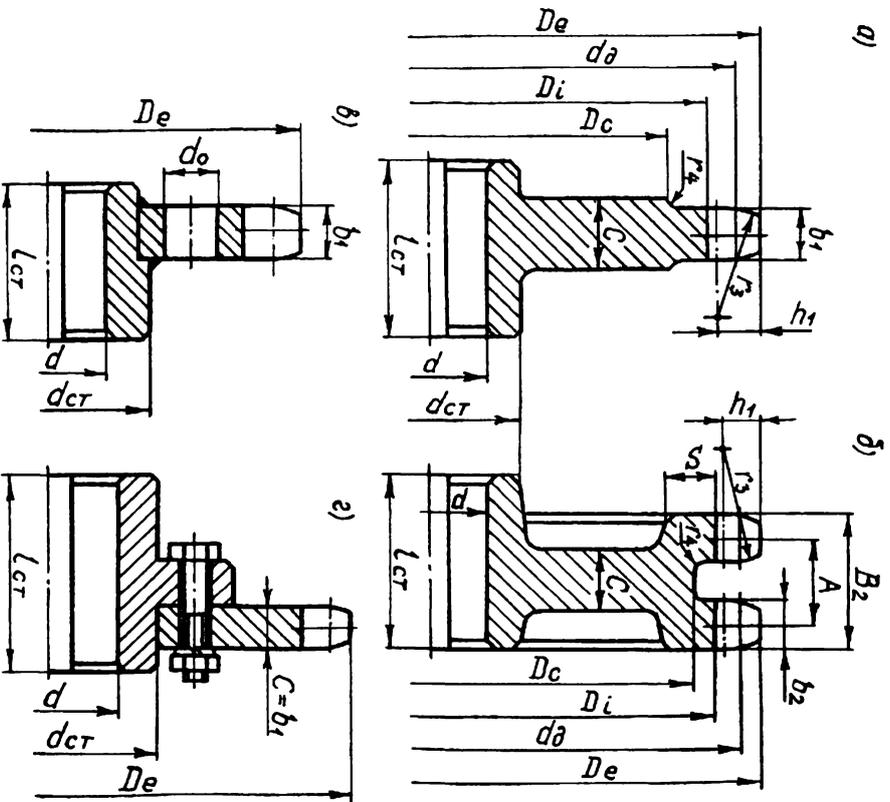


Рис. 6.10

КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСА И КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА.
СМАЗЫВАНИЕ И СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

7.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Конструкция корпуса редуктора определяется его главным параметром и характером производства (серийностью выпуска).

Для цилиндрических, коническо-цилиндрических, червячно-цилиндрических и цилиндрическо-червячных двухступенчатых редукторов главным параметром является межосевое расстояние тихоходной ступени $a_{вт}$.

По размеру главного параметра редукторы подразделяют на мелкие ($a_{вт} \leq 250$ мм), средние ($250 < a_{вт} \leq 630$ мм) и крупные ($a_{вт} > 630$ мм).

Годовой выпуск редукторов определяется типом производства и составляет:

- а) при единичном и мелкосерийном производстве – не более 100 штук в год;
- б) при среднесерийном производстве - 100...10000 штук в год;
- в) при крупносерийном производстве – более 10000 штук в год.

При серийном производстве корпуса редукторов изготавливают литыми из серого чугуна марки не ниже СЧ 15 (ГОСТ 1412-85). В ответственных конструкциях используют стальное литьё марки 25Л, а при ограничении массы – легкие сплавы (например, силумин).

Ранее выпускаемые редукторы имели форму, показанную на рис.7.1, а, б.

В соответствии с современными требованиями технической эстетики корпус редуктора должен иметь строгую геометрическую форму: рёбра с внешней поверхности перенесены внутрь корпуса; верх крышки выполнен горизонтальным; для строповки взамен грузовых винтов применяются крючья или проушины, отлитые заодно с корпусом; стяжные винты расположены в основном по продольной стороне корпуса в нишах и ввёртываются в гнезда, нарезанные непосредственно в корпусе; фундаментные болты расположены в выемках корпуса; фундаментные лапы не выступают за габариты корпуса.

Примеры современных конструкций корпусов редукторов показаны на рис.7.1, в...и.

При конструировании корпуса редуктора необходимо придерживаться следующих рекомендаций.

Формовочные уклоны обычно задают углом β , который принимают в зависимости от размера h (см. табл. 7.1). Если плоскости стенок корпуса образуют прямой или тупой угол, то их сопрягают радиусами $r \approx 0,5\delta$, $R \approx 1,5\delta$, здесь δ – толщина стенки (рис. 7.2, а). Если плоскости стенок образуют острый угол (рис. 7.2, б), то их соединяют вертикальной стенкой (здесь r и R те же, что и на рис. 7.2, а). Радиусы r и R , рассчитанные выше, округляют до ближайшего целого числа. В местах расположения бобышек, фланцев, приливов толщину стенки увеличивают.

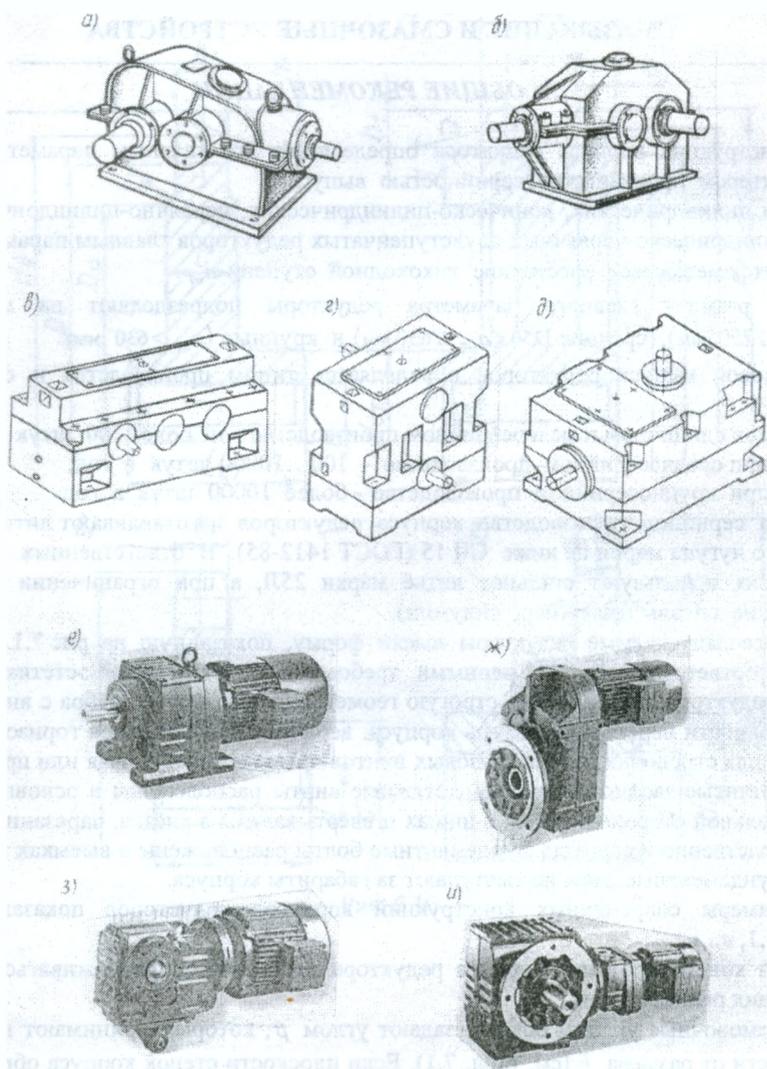


Рис. 7.1

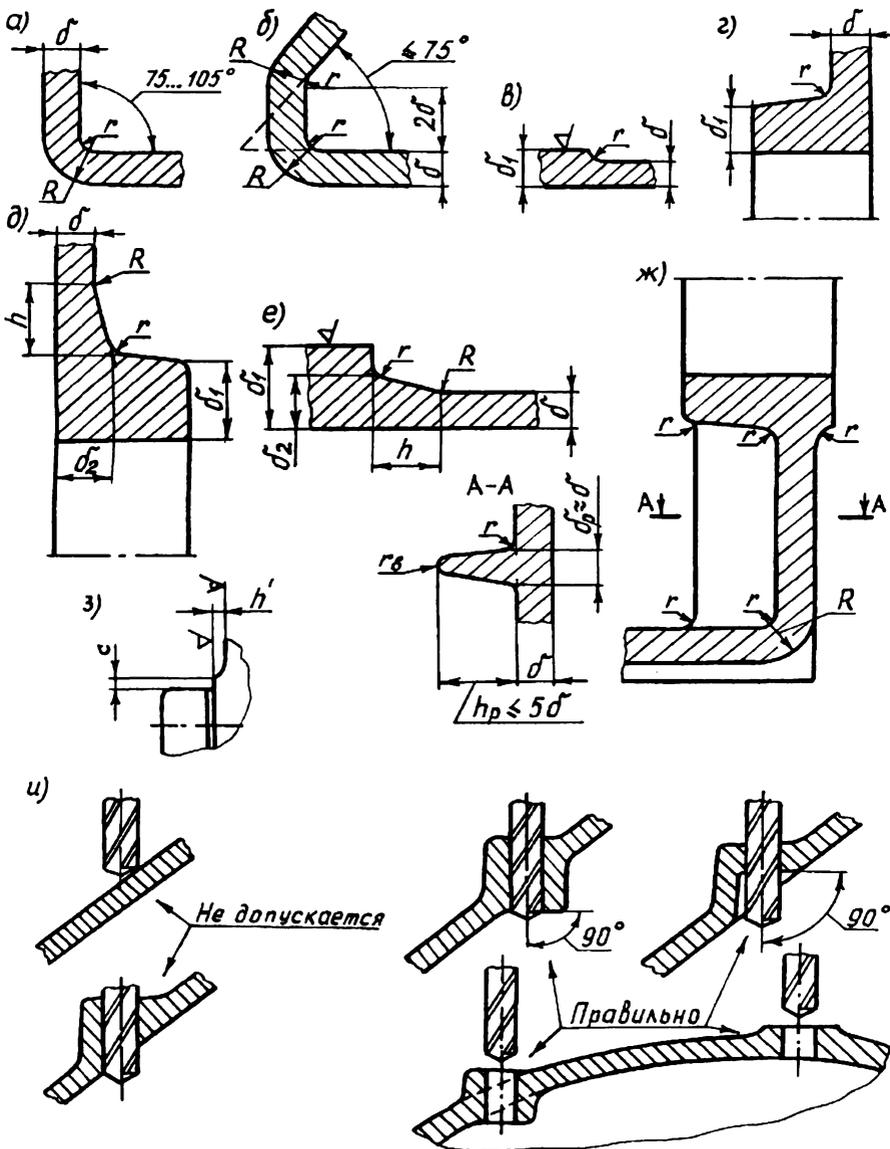
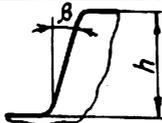


Рис. 7.2

Если отношение толщин $\delta_1/\delta \leq 2$ (рис. 7.2, в, з), то стенки сопрягают радиусом $r \approx 0,5\delta$. При $\delta_1/\delta > 2$ должен быть обеспечен плавный переход в виде клина одного сечения в другое (рис. 7.2, д, е). С этой целью принимают: $h \geq 4(\delta_2 - \delta)$; $\delta_2 = 1,5\delta$; $r \approx 0,5\delta$.

Таблица 7.1

Формовочные уклоны

			
h , мм	β , град	h , мм	β , град
До 10	2° 55'	Св. 40 до 63	45'
Св. 10 до 16	1° 55'	Св. 63 до 100	35'
Св. 16 до 25	1° 30'	Св. 100 до 250	25'
Св. 25 до 40	1° 05'	Св. 250 до 630	20'

Размеры внутренних рёбер (рис. 7.2, ж): $\delta_p \approx \delta$; $h_p \leq 5\delta$. Поперечное сечение ребра выполняют с уклоном. У верхушки ребро с обеих сторон скругляют радиусом $r_s > 1$ мм. Если же толщина ребра у верхушки меньше 8 мм, то его верхушку закругляют радиусом $r_s \approx 0,5\delta$.

Все обрабатываемые поверхности корпуса в обязательном порядке следует отделять от необрабатываемых (черновых) на величину $h' \approx (0,4...0,5)\delta$ (см. рис 7.2, з).

Фланцы крышек, стаканов, и других деталей, прикрепляемых к корпусу, могут быть смещены относительно платиков, предусмотренных на поверхности корпуса. По этой причине размеры опорных платиков принимают больше размеров прикрепляемых деталей на величину $s=3...5$ мм (см. рис. 7.2, з).

В местах сверления отверстий в корпусе следует предусматривать перпендикулярность поверхности, с которой соприкасается сверло в начале сверления, к оси сверла (рис. 7.2, и). На выходе сверла поверхность также должна быть перпендикулярна его оси.

7.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА И КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Прежде, чем приступить к компоновке редуктора, следует провести анализ существующих конструкций, предлагаемых различными литературными источниками. На основе этого анализа выбирают прототип конструкции проектируемого редуктора и намечают его конструктивные изменения.

Корпус любого редуктора состоит из нижней части и крышки. Корпус цилиндрического вертикального редуктора, кроме этого, имеет ещё одну или две промежуточные части.

Основными элементами корпуса редуктора являются: стенки; рёбра; фланцы, объединенные с приливами (бобышками) для подшипниковых гнёзд; стакан (для вала конической шестерни и червяка); подшипниковые крышки (привертные или закладные); опорная часть; проушины; крышка люка; маслоуказатель и маслосливная пробка. Точное положение крышки относительно нижней части корпуса или промежуточных частей у вертикального редуктора фиксируется штифтами, а для соединения их используют винты и болты. Выходные концы валов снабжены уплотнениями. Конструирование корпуса редуктора и заключается в определении размеров или выборе по стандартам выше перечисленных элементов. Кроме этого, на данной стадии проектирования решается вопрос смазывания передач, подшипников и выбора сорта масла.

Однако независимо от типа редуктора можно выделить некоторые общие требования, которых должен придерживаться студент при разработке конструкции его корпуса :

а) внешний вид корпуса должен соответствовать современным требованиям технической эстетики (см. п.7.1);

б) плоскость разъема и верхнюю поверхность крышки располагают параллельно плоскости основания, что обеспечивает удобство обработки корпуса;

в) торцы подшипников со стороны внутренней части редуктора совмещают с внутренними торцами приливов для подшипниковых гнезд. Допускается отодвигать их от внутренних торцов приливов на 3...6 мм, учитывая неровность и возможную неточность положения литой поверхности;

г) для соединения крышки с нижней частью корпуса (а также с промежуточной частью у вертикальных редукторов) по всему контуру плоскости разъема выполняются специальные фланцы, объединенные вместе с приливами для подшипниковых гнезд;

д) длина подшипниковых гнезд для всех валов может быть одинаковой и равной длине подшипникового гнезда тихоходного вала. Допускается подшипниковое гнездо каждого вала выполнять различной длины внутрь от стенки корпуса;

е) ширина фланца может быть одинаковой по всему периметру плоскости разъема и равной длине подшипникового гнезда тихоходного вала. Допускается ширину фланца вдоль продольных и поперечных сторон корпуса выполнять меньшей ширины, чем в месте установки приливов для подшипниковых гнезд, но не менее двойной толщины стенки нижней части корпуса;

ж) наружные торцы приливов подшипниковых гнезд, расположенные на одной стенке корпуса редуктора и подлежащие обработке, должны лежать в одной плоскости и быть отделены от внешней необрабатываемой стенки корпуса (это касается как привертных так и закладных подшипниковых крышек);

з) канавки в корпусе для кольцевых выступов закладных подшипниковых крышек должны быть одинаковыми (принимаются по размеру канавки для за-

кладной крышки подшипников тихоходного вала) и выполняться на одинаковом расстоянии от наружных торцов приливов на внешней стенке корпуса;

и) стяжные винты (болты) для соединения крышки с нижней частью корпуса располагают главным образом по продольным сторонам и принимают в большинстве случаев одинаковой длины, равной максимальному значению.

Рассмотрим особенности конструкции некоторых типов двухступенчатых редукторов.

Коническо-цилиндрические горизонтальные редукторы. Конструкции корпусов этих редукторов обычно выполняют разъемными с плоскостью разъема, проходящей через оси валов (табл. 3П.1 приложения 3П). Разъем корпуса позволяет каждый вал редуктора со всеми расположенными на нем деталями (колеса, подшипники и пр.) собирать и контролировать заранее и независимо от других валов. Параллельное расположение плоскости разъема плоскости основания, обеспечивает удобство обработки корпуса. По всему периметру плоскости разъема предусмотрены фланцы, соединяющие крышку с нижней частью корпуса, которые в свою очередь объединены с массивными приливами (бобышками) для подшипниковых гнезд. Толщины фланцев выбирают по условиям жесткости, что в свою очередь обеспечивает плотность стыка. Дополнительно при сборке поверхности стыка покрывают пастой типа Герметик.

Корпус коническо-цилиндрического редуктора выполняют симметричным относительно оси вала конической шестерни независимо от конструктивного исполнения тихоходной ступени (нераздвоенной или раздвоенной). Отличительной особенностью корпуса является наличие прилива, в котором размещается стакан вала конической шестерни с подшипниками и крышкой. С крышкой корпуса и нижней частью прилив связан ребрами, что повышает жесткость конструкции. Боковые стенки крышки смещены относительно стенок нижней части корпуса к средней плоскости редуктора (см. табл. 3П.1 приложения 3П), что обеспечивает установку и завинчивание винтов (болтов). Возможно также расположение стенок крышки в одной плоскости со стенками нижней части корпуса. Однако в данном случае в крышке требуется выполнение специальных ниш для стяжных винтов (см. табл. 3П.10 приложения 3П). Места крепления корпуса к раме оформляют чаще всего в виде ниш, расположенных по углам нижней части корпуса или вынесенных на боковую стенку (см. табл. 3П.11 приложения 3П). В качестве конструктивного варианта используется крепление корпуса к раме снизу (табл. 3П.12 приложения 3П).

Цилиндрические редукторы. Корпуса горизонтальных цилиндрических редукторов отличаются от коническо-цилиндрических только отсутствием прилива для вала конической шестерни и параллельным расположением осей валов (рис. 4.10). В остальном их конструкции схожи. Вариант конструктивного исполнения нижней части корпуса цилиндрического горизонтального редуктора приведен в табл. 3П.6 приложения 3П.

Корпуса цилиндрических вертикальных редукторов имеют несколько плоскостей разъема (две или три). Если в крышке корпуса выполнить монтажные отверстия достаточными для прохода быстроходного вала-шестерни с установ-

ленными на нем подшипниками и применить привертные крышки, то корпус двухступенчатого вертикального редуктора будет иметь две плоскости разъема. В противном случае будет три плоскости разъема.

Известны конструкции вертикальных редукторов, корпуса которых имеют две взаимно перпендикулярные плоскости разъема: одна нижняя горизонтальная по оси зубчатого колеса и вторая вертикальная – по осям остальных зубчатых колес.

Цилиндрические соосные редукторы. Нижние части корпусов соосных цилиндрических редукторов отличаются наличием дополнительной внутренней стенки для установки одного из подшипников соосно расположенных быстроходного и тихоходного валов и образования так называемой средней или промежуточной опоры (табл. ЗП.3 приложения ЗП). Примерно в середине нижней части корпуса внутренняя стенка замыкается на днище (известны конструкции со сплошной внутренней стенкой по всей длине нижней части редуктора). Вверху стенку выполняют с Т-образным сечением с целью повышения жесткости конструкции. Прилив для двух подшипников соосно расположенных валов выполняют массивным и закрывают отдельной съемной крышкой. Установка подшипников средней опоры в специальном литом фланце (рис. 4.20) позволило отказаться от внутренней стенки в нижней части корпуса и упростить его конструкцию. В данном случае корпус соосного редуктора практически не отличается от корпуса цилиндрического горизонтального редуктора (имеет меньшую длину).

Конструктивное исполнение крышки корпуса соосного горизонтального редуктора такое же, как и в других типах горизонтальных редукторов.

Вертикальные соосные редукторы (рис 4.43) имеют в нижней части корпуса сплошную внутреннюю стенку Т - образного сечения по всей длине корпуса, в которой предусмотрен прилив для средней опоры соосных валов. Конструктивное исполнение этой опоры аналогично конструкции средней опоры горизонтального соосного редуктора. Так как внутренняя стенка полностью перекрывает нижнюю часть корпуса, то при общей масляной ванне для сообщения обеих ее частей во внутренней стенке предусматривают окно квадратной или прямоугольной формы.

Цилиндрическо-червячный редуктор. Корпус редуктора имеет только одну плоскость разъема по оси червячного колеса (рис 4.35). Вал червяка с закрепленными на нем подшипниками устанавливают в нижнюю часть корпуса без зубчатого колеса. И только после этого на концевом участке червяка устанавливают колесо. По этой причине в соединении вал-ступица цилиндрического колеса недопустимы большие натяги. При разработке данной конструкции студенту рекомендуется шпоночное соединение ступицы колеса с валом заменить на шлицевое, что является лучшим вариантом. Быстроходная цилиндрическая ступень небольших размеров закрывается отдельной крышкой, прикрепляемой к нижней части корпуса редуктора 8-ю винтами. Точное положение крышки обеспечивается установкой двух штифтов. После установки колеса проводится монтаж быстроходного вала -шестерни с закрепленными на нем подшипника-

ми. Эта операция возможна в том случае, если зубья колеса не перекрывают отверстие в нижней части корпуса под правый подшипник (зазор $c \geq 1$ мм на рис. 4.35).

Крепление редуктора к раме осуществляется снизу. Стяжные винты у подшипниковых гнезд (сечение Б-Б на рис. 4.35) и во фланце (сечение В-В) имеют различную длину. Положение крышки редуктора относительно нижней части корпуса обеспечивается установкой двух конических штифтов с внутренней резьбой (сечение Г-Г). Проушины для подъема собранного редуктора отлиты заодно с крышкой корпуса.

Червячно-цилиндрические редукторы с внутренней опорой вала червяка. Конструкции данных редукторов отличаются расположением червяка: верхним (рис. 4.30,а), нижним (рис. 4.30,б) или вертикальным (рис. 4.34). Приливы для внешней сдвоенной фиксирующей опоры червяка на поперечной стенке корпуса и плавающей опоры внутри корпуса отливают заодно: с крышкой корпуса – при верхнем расположении червяка и нижней частью корпуса – при нижнем расположении червяка. При вертикальном расположении червяка прилив для фиксирующей сдвоенной опоры отливают заодно с нижней частью корпуса, а для плавающей опоры - с крышкой корпуса. Ось вала червяка в червячно-цилиндрических редукторах не совпадает с плоскостью симметрии корпуса. Исключение составляют редукторы с раздвоенной тихоходной ступенью.

При конструировании тихоходной ступени редуктора с верхним или нижним расположением червяка необходимо предусматривать зазор между наружной поверхностью прилива внутренней плавающей опоры вала червяка и цилиндрическим колесом (рис. 4.32,а).

В остальном конструкция корпуса червячно-цилиндрического редуктора аналогична конструкции корпуса цилиндрического горизонтального редуктора.

Конструктивное оформление места соединения корпуса редуктора с фланцем электродвигателя исполнения ИМ 3081. Фланцевый электродвигатель обычно присоединяют к специальному опорному фланцу на корпусе или с использованием промежуточного элемента с двумя фланцами, один из которых крепится к корпусу, а к другому присоединяется электродвигатель (см. табл. 3П.23 приложения 3П). Толщина опорного фланца

$\delta_\phi = (1,4 \dots 2,0)d$, где d – диаметр болта или шпильки для крепления электродвигателя, принимаемого с учетом диаметра отверстий в его фланце.

При использовании промежуточного опорного элемента толщину его стенки принимают равной толщине нижней части корпуса δ или крышки корпуса δ_1 . Конструирование корпуса редуктора и его элементов рассмотрим на конкретном примере. При этом, последовательность и методика определения размеров основных элементов корпуса, выбор способов смазки подшипников качения и передач, а также сорта масла, используются студентом при конструировании корпуса редуктора для заданной схемы привода.

ПРИМЕР

Разработать конструкцию корпуса, выбрать способы смазывания подшипников качения и передач, а также сорт масла для коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора привода цепного конвейера с горизонтальной цепной передачей (рис. 1.1). Межосевое расстояние тихоходной ступени $a_{вт} = 210$ мм. Вращающий момент на тихоходном (выходном) валу $T_{ш} = 1421$ Н*м. Фактические контактные напряжения σ_H : для тихоходной ступени (цилиндрическая косозубая передача) $\sigma_H = 554$ МПа; для быстроходной ступени (коническая зубчатая передача с круговыми зубьями) $\sigma_H = 409$ МПа. Окружная скорость колеса: тихоходной ступени $v = 1,4$ м/с, быстроходной ступени с круговыми зубьями $v = 3,4$ м/с. Разработка конструкций валов редуктора и предварительный выбор подшипников качения выполнены в примере 5.3 главы 5. Конструкция цилиндрического косозубого колеса разработана в примере 6.1, конического колеса с круговыми зубьями - в примере 6.2 главы 6, ведущей звездочки цепной передачи - в примере 6.5 (глава 6). Производство среднесерийное.

ПОРЯДОК РАЗРАБОТКИ

1. Толщина стенок корпуса

Толщина стенки нижней части корпуса

$$\delta = 2,6 \sqrt[4]{0,1T_T} \geq 6 \text{ мм},$$

где T_T - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

В нашем примере $T_T = T_{ш} = 1421$ Н·м.

Тогда

$$\delta = 2,6 \sqrt[4]{0,1 \cdot 1421} = 9 \text{ мм},$$

что больше 6 мм.

Толщина стенки крышки корпуса

$$\delta_1 \approx 0,9 \cdot \delta = 0,9 \cdot 9 = 8,1 \text{ мм}.$$

Величина δ_1 также должна быть больше 6 мм. Принимаем $\delta_1 = 8$ мм. Если по расчёту получилось $\delta_1 < 6$ мм, то принимают $\delta_1 = 6$ мм.

2. Конструктивное оформление фланцев корпуса

Для соединения крышки с нижней частью корпуса предусматриваем фланцы по всему периметру плоскости разъёма. Фланцы объединяем с приливами (бобышками) для подшипниковых гнёзд.

В конструкции корпуса, представленного в табл. 3П.1 приложения 3П, на продольных длинных сторонах фланцы нижней части корпуса расположены внутрь от стенки, а фланцы крышки - наружу. На коротких поперечных сторонах оба фланца расположены внутрь. Возможно расположение фланцев крышки и нижней части корпуса внутрь от стенки по всему кон-

туру плоскости развѐма. Другие варианты конструктивного исполнения фланцев представлены в табл. ЗП.4...ЗП.6 приложения ЗП.

Размеры фланцев (рис. 7.4):

$$b = 1,5\delta = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ мм}; \text{ принимаем } b = 14 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,5\delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

$$l_\phi = (2...2,2)\delta = (2...2,2)9 = 18...19,8 \text{ мм}; \text{ принимаем } l_\phi = 19 \text{ мм}.$$

В ряде конструкций (см. табл. ЗП.2 приложения ЗП) для того, чтобы скрыть несоответствие контуров крышки и нижней части корпуса по причине погрешности изготовления, крышку выполняют с некоторым напуском на величину $f = (0,4...0,5)\delta$.

3. Конструирование стакана и крышек подшипников

Конструирование стакана. Стакан предназначен для установки подшипников быстроходного вала конической шестерни. Так как в качестве опор данного вала используются конические роликоподшипники с упорным кольцом на наружном кольце, то по табл. ЗП.21 приложения ЗП принимаем конструкцию стакана, представленную на рис.3. При этом в конструкцию стакана вносим некоторые изменения [см. рис. 7.4. (продолжение 2)].

По табл. ЗП.21 приложения ЗП: толщина стенки стакана $\delta_{ст} = 8$ мм для $D = 110$ мм; толщина фланца $\delta_\phi = 1,2\delta_{ст} = 1,2 \cdot 8 = 9,6$ мм, принимаем $\delta_\phi = 10$ мм; $D_a = D + 2\delta_{ст} = 110 + 2 \cdot 8 = 126$ мм; размер винтов d_ϕ принимаем М10, число винтов $n_\phi = 6$; диаметр фланца стакана

$$D_{\phi,ст} = D_\phi = D_a + (4...4,4) d_\phi = 126 + (4...4,4)10 = 166...170 \text{ мм}; \text{ с целью уменьшения диаметра фланца крышки } D_{\phi,кр} (D_{\phi,кр} = D_{\phi,ст}), \text{ принимаем } D_{\phi,ст} = 166 \text{ мм}.$$

При $c = d_\phi = 10$ мм диаметр окружности расположения винтов

$$D_\phi = D_a + 2c = 126 + 2 \cdot 10 = 146 \text{ мм} \text{ (такой же диаметр } D_\phi \text{ принимаем и для крышки)}.$$

Диаметр отверстия во фланце для винта М10 по табл. ЗП.22 $d_\phi = 11$ мм (2-й ряд).

С учётом наружного диаметра бортов подшипников D_1 (по табл. 2П.16 приложения 2П для подшипника 7212А по ГОСТ 27365-87 $D_1 = 116$ мм) принимаем диаметр расточки $D' = 118$ мм [см. рис. 7.4. (продолжение 2)].

Размер канавки c_k принимаем по табл. 2П.4 приложения 2П.

Посадка стакана в корпус – Н7/Js6 (необходимость перемещения стакана при регулировании осевого положения конической шестерни).

Стакан выполняем литым из чугуна СЧ15 (ГОСТ 1412-85).

Конструирование крышек. В качестве варианта конструктивного исполнения для проектируемого редуктора принимаем привертные крышки (табл. ЗП.19 приложения ЗП). Крепление крышек к корпусу производим винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением “под ключ” по ГОСТ 11738-84. Материал крышек чугун СЧ15 (ГОСТ 1412-85). Определим основные размеры крышек.

Быстроходный вал [рис. 7.4 (продолжение 2)]

Расчетная толщина крышки при диаметре отверстия $D=D'=118$ мм по табл. 3П.19 приложения 3П $\delta_{кр}=7$ мм. Толщину крышки в месте установки манжеты принимаем конструктивно с учётом ширины манжеты. Толщина фланца при креплении крышки винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением “под ключ” по ГОСТ 11738-84 $\delta_1 = H + 0,8\delta_{кр} = 10 + 0,8 \cdot 7 = 16$ мм (здесь $H=d_s$); крышку и стакан крепят к корпусу одними и теми же винтами d_s М10, число которых n_s при конструировании стакана было принято $n_s = 6$. Толщина прокладок между фланцем стакана и корпусом редуктора $\Delta_{пр} = 1,5 \dots 2$ мм, принимаем $\Delta_{пр} = 1,5$ мм. По табл. 3П.22 приложения 3П: глубина завинчивания винта в чугунный корпус $L_1 \approx 1,5d = 1,5 \cdot 10 = 15$ мм, запас глубины сверления L_2 при нормальном недорезе $a_{мин}$ $L_2 = 12$ мм, $L_s = L_1 + L_2 = 15 + 12 = 27$ мм. Приняв толщину пружинной шайбы $s = 2,5$ мм для винта М10 (см. табл. 2П.23 приложения 2П), определим длину l винта: $l = L_1 + \Delta_{пр} + \delta_{ф} + (\delta_1 - H) + s = 15 + 1,5 + 10 + (16 - 10) + 2,5 = 35$ мм; по табл. 2П.31 приложения 2П принимаем длину винта $l = 35$ мм; обозначение винта М10, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной $l = 35$ мм, класса прочности 6.6 с покрытием 05: Винт М10-6g×35.66.05 ГОСТ 11738-84. По табл. 2П.4 приложения 2П размер канавки $c_k = 8$ мм для $D'=118$ мм. Размеры центрирующего пояса: ширина $c_n = (1,0 \dots 1,5)c_k = (1,0 \dots 1,5)8 = 8 \dots 12$ мм, принимаем $c_n = 10$ мм; толщина $\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \delta_{кр} \approx 7$ мм. Размер фаски f по табл. 2П.3 приложения 2 для $D'=118$ мм $f = 3$ мм. Диаметр фланца крышки $D_{ф,кр}$ принимаем равным диаметру фланца стакана $D_{ф,ст}$, тогда $D_{ф,кр} = D_{ф,ст} = 166$ мм. Диаметр окружности расположения винтов был принят ранее при конструировании стакана ($D_s = 146$ мм); диаметр отверстия d_0 для винта во фланце крышки, как и для стакана $d_0 = 11$ мм. Посадка крышки в стакан с учётом установки манжеты Н7/h8.

Промежуточный вал [рис. 7.4 (продолжение 3)]

Обе крышки имеют одинаковую конструкцию (глухие). Толщина крышки по табл. 3П.19 приложения 3П $\delta_{кр} = 6$ мм для $D = 85$ мм. Размер винта d_s М8, число винтов $n_s = 4$. При $H = d_s$ толщина фланца $\delta_1 = H + 0,8\delta_{кр} = 8 + 0,8 \cdot 6 = 13$ мм; диаметр фланца $D_{ф} = D + (4 \dots 4,4)d_s = 85 + (4,0 \dots 4,4)8 = 117 \dots 120$ мм, принимаем $D_{ф} = 118$ мм; $c = d_s = 8$ мм; диаметр окружности расположения винтов $D_s = D + 2c = 85 + 2 \cdot 8 = 101$ мм. Приняв толщину прокладок между крышкой и корпусом $\Delta_{пр} = 1,5$ мм, а также глубину завинчивания винта в чугунный корпус $L_1 \approx 1,5d = 1,5 \cdot 8 = 12$ мм, размер $H = d_s$, толщину пружинной шайбы $s = 2,0$ мм, определим длину винта l :

$l = L_1 + \Delta_{np} + (\delta_1 - H) + s = 12 + 1,5 + (13 - 8) + 2,0 = 20,5$ мм; принимаем $l = 20$ мм (табл. 2П.31 приложения 2П). Уточнив размер

$L_1 = l - \Delta_{np} - (\delta_1 - H) - s = 20 - 1,5 - (13 - 8) - 2,0 = 11,5$ мм и приняв $L_3 = 10,5$ мм при нормальном недорезе (табл. 3П.22 приложения 3П) окончательно $L_4 = L_1 + L_3 = 11,5 + 10,5 = 22$ мм. Обозначение винта: Винт М8-6g×20.66.05 ГОСТ 11738-84. Другие размеры: $c_k = 5$ мм (табл. 2П.4 приложения 2П); $c_n = (1,0...1,5)c_k = (1,0...1,5)5 = 5...8$ мм, принимаем $c_n = 6$ мм; $\delta_2 = (0,9...1,0)\delta_{cp} = (0,9...1,0)6 = 5,4...6,0$ мм, принимаем $\delta_2 = 6$ мм; $d_0 = 9$ мм (табл. 3П.22 приложения 3П). Посадки обеих крышек в корпус при отсутствии манжет Н7/d11.

Тихоходный вал [рис. 7.4 (продолжение 4)]

Одна крышка глухая, другая с отверстием для выходного вала. Толщина глухой крышки $\delta_{cp} = 7$ мм для $D = 140$ мм; толщину крышки с отверстием принимаем конструктивно с учётом ширины манжеты. Размер винта d , М10, число винтов $n_s = 6$. При $H = d$, толщина фланца $\delta_1 = H + 0,8\delta_{cp} = 10 + 0,8 \cdot 7 = 15,6$ мм, принимаем $\delta_1 = 16$ мм. Диаметр фланца $D_\phi = D + (4...4,4)d_s = 140 + (4,0...4,4)10 = 180...184$ мм; принимаем $D_\phi = 182$ мм. Диаметр окружности расположения винтов $D_s = D + 2c = 140 + 2 \cdot 10 = 160$ мм (здесь $c = d_s = 10$ мм). Как и для промежуточного вала, приняв толщину прокладок между крышкой и корпусом $\Delta_{np} = 1,5$ мм, $L_1 = 1,5d = 1,5 \cdot 10 = 15$ мм, $H = d$, толщину пружинной шайбы $s = 2,5$ мм для винта М10, определим длину винта l : $l = L_1 + \Delta_{np} + (\delta_1 - H) + s = 15 + 1,5 + (16 - 10) + 2,5 = 25$ мм; принимаем $l = 25$ мм (табл. 2П.31 приложения 2П). По табл. 3П.22 приложения 3П при нормальном недорезе a_{\min} $L_3 = 12$ мм окончательно размер $L_4 = L_1 + L_3 = 15 + 12 = 27$ мм; обозначение винта: Винт М10-6g×25.66.05 ГОСТ 11738-84. Другие размеры: $c_k = 8$ мм (табл. 2П.4 приложения 2П); $c_n = (1,0...1,5)c_k = (1,0...1,5)8 = 8...12$ мм, принимаем $c_n = 10$ мм; $\delta_2 = (0,9...1,0)\delta_{cp} = (0,9...1,0)7 = 6,3...7,0$ мм, для обеих крышек принимаем $\delta_2 = 7$ мм; $d_0 = 11$ мм (по табл. 3П.22 приложения 3П для второго ряда); размер фаски f по торцам крышки (см. табл. 2П.3 приложения 2П) при $D = 140$ мм составляет $f = 4$ мм. Посадка глухой крышки в корпус Н7/d11, крышки с отверстием и манжетой - Н7/h8.

4. Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнёзд

Фланцы корпуса редуктора объединены с приливами (бобышками) для подшипниковых гнёзд. Конструктивное исполнение прилива зависит от типа крышки подшипника (привертной или закладной).

Размер прилива D_{np} , расположенного внутри корпуса (табл. 3П.1 и 3П.2 приложения 3П) не зависит от типа применяемой крышки подшипника и определяется для соответствующего подшипникового гнезда в зависимости от диаметра D растачиваемого отверстия под подшипник или стакан (при установке конической шестерни):

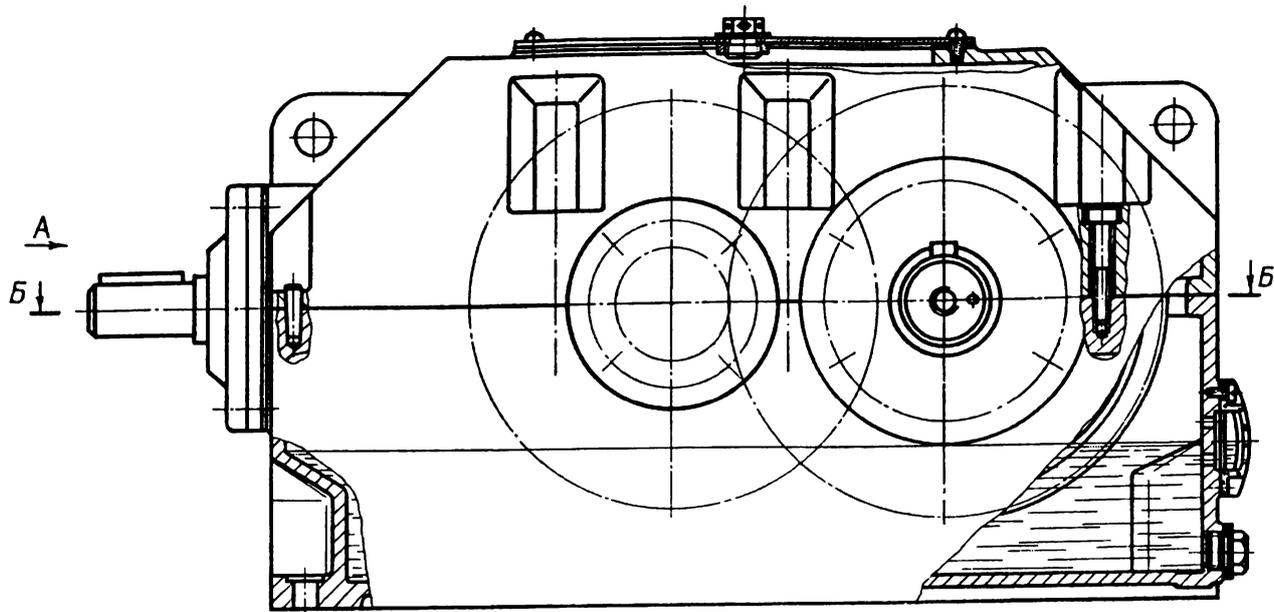


Рис. 7.3

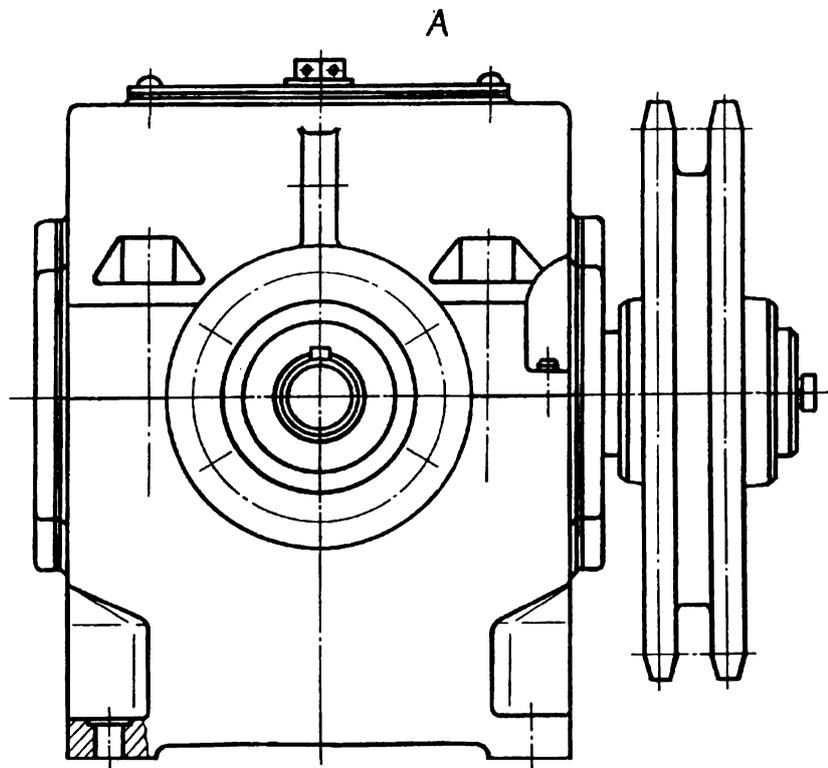


Рис. 7.3 (продолжение 1)

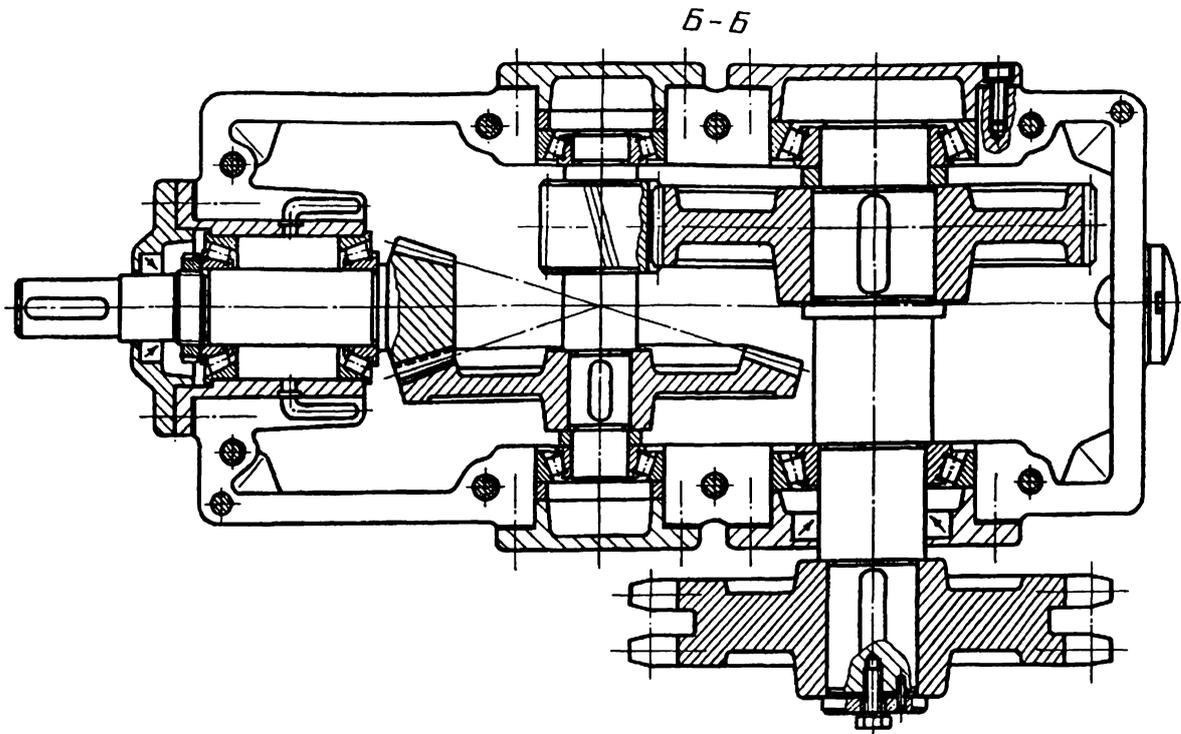


Рис. 7.3 (продолжение 2)

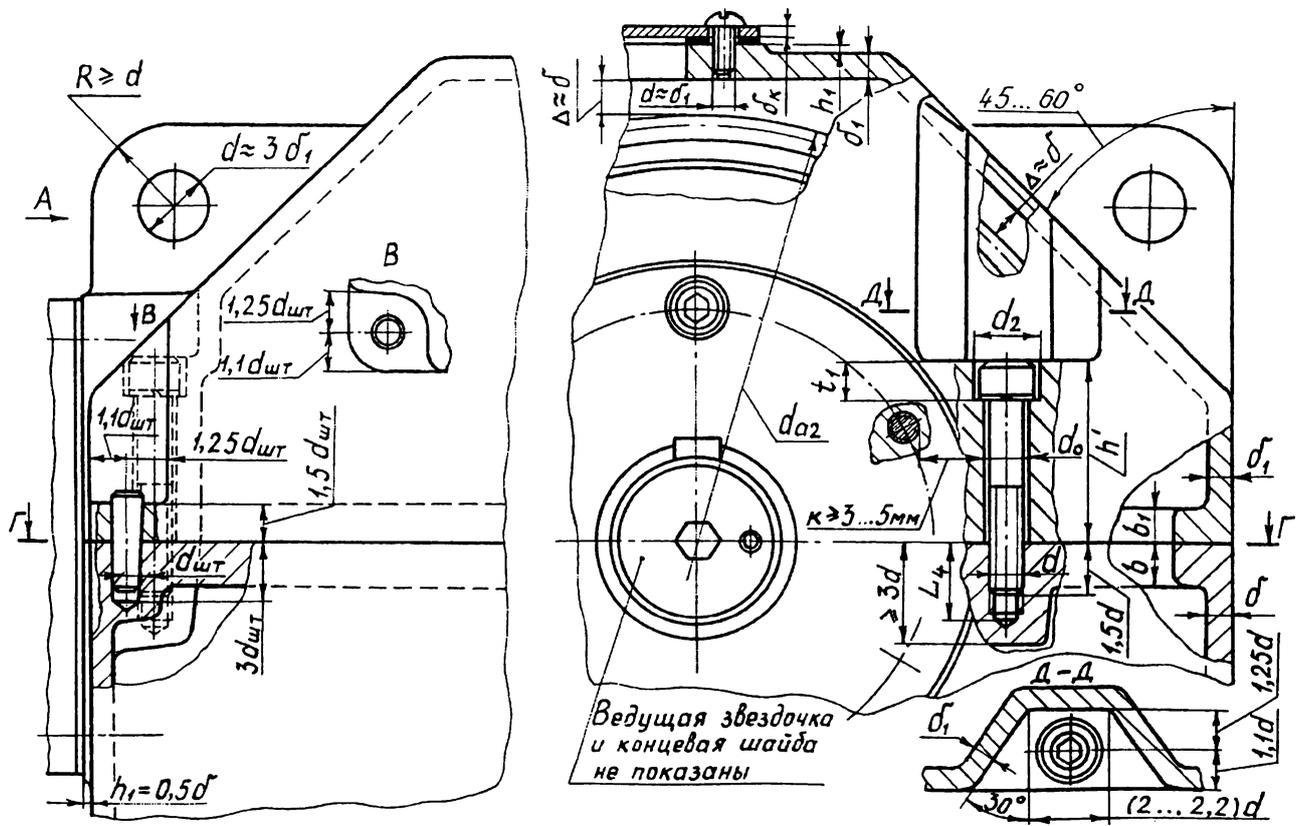
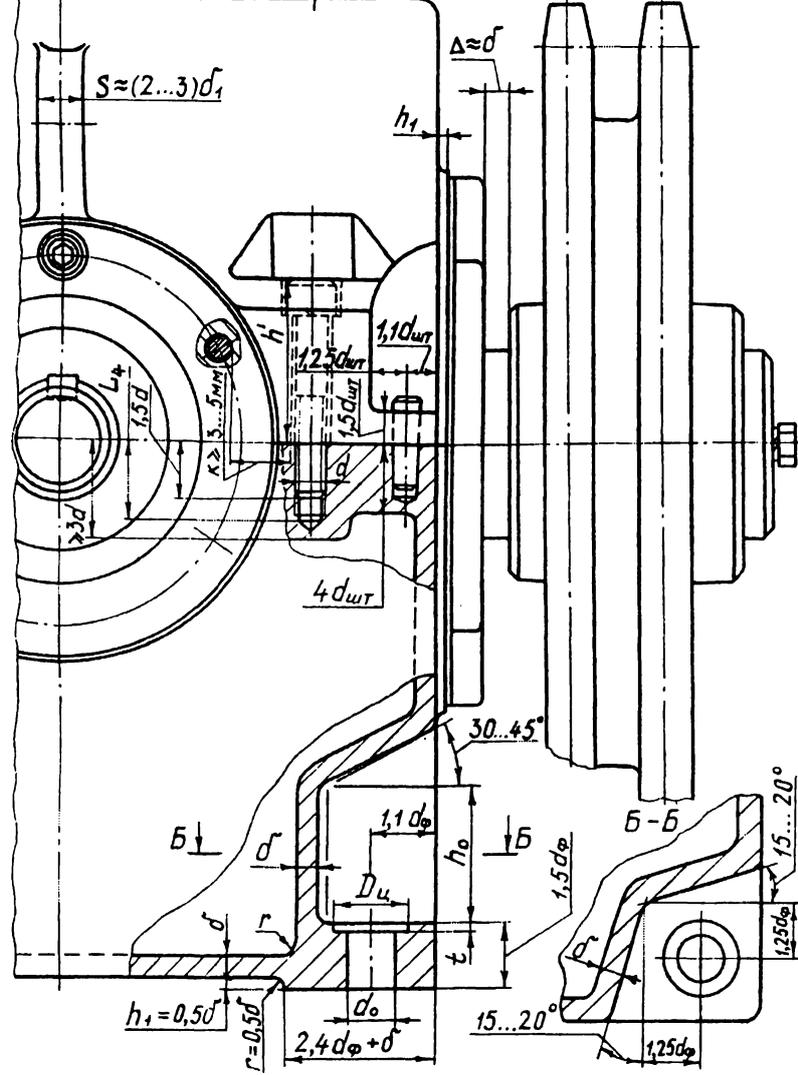


Рис. 7.4



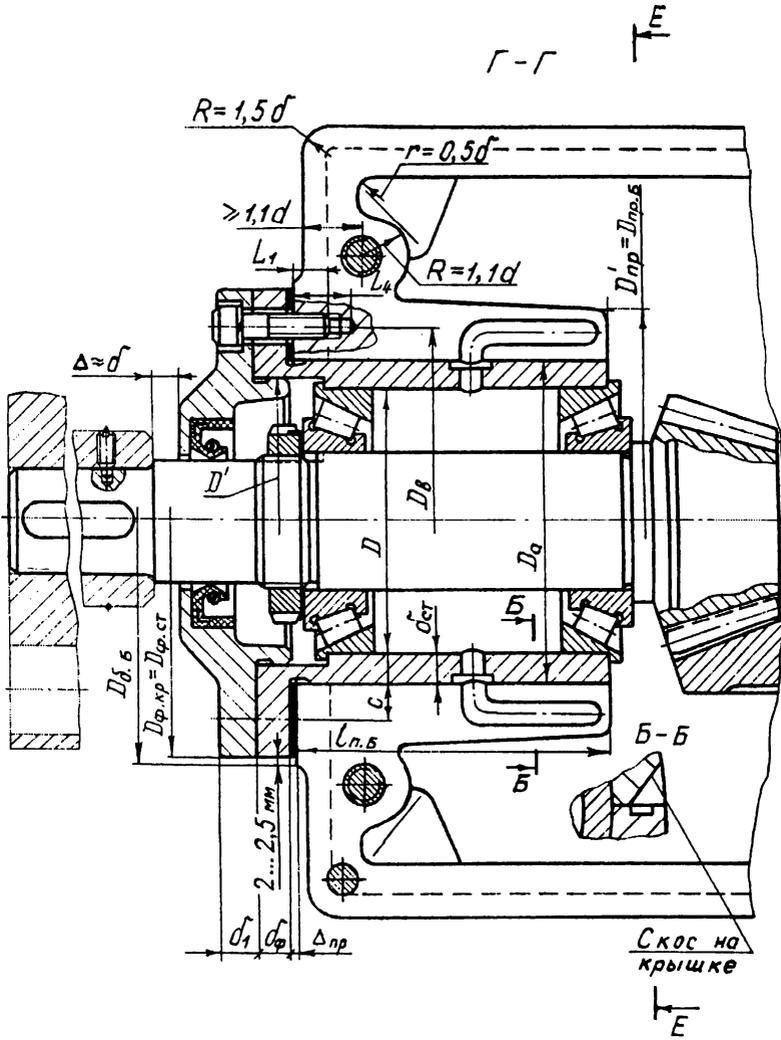


Рис. 7.4 (продолжение 2)

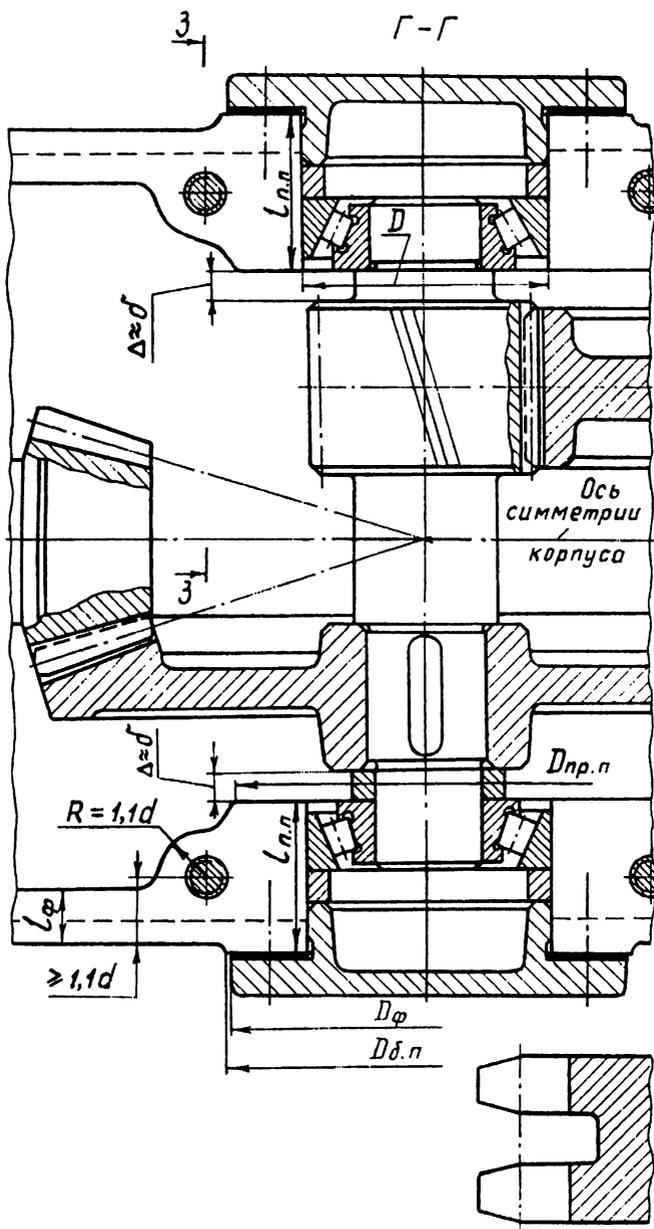


Рис. 7.4 (продолжение 3)

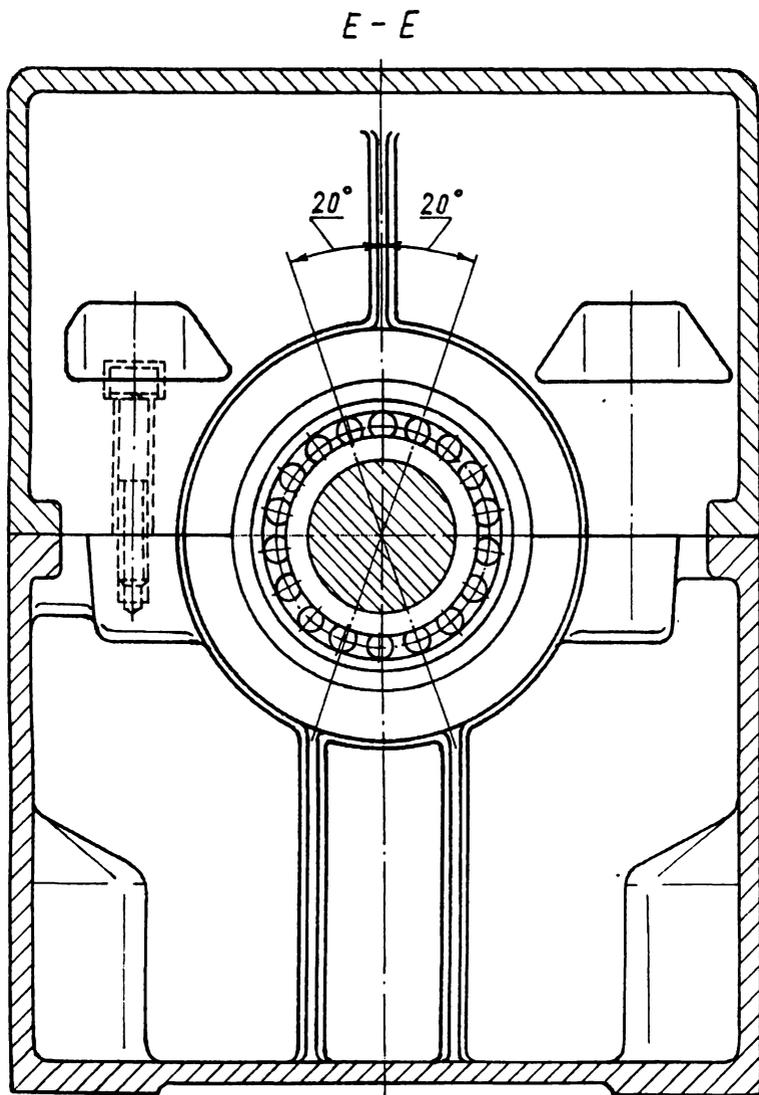


Рис. 7.4 (продолжение 5)

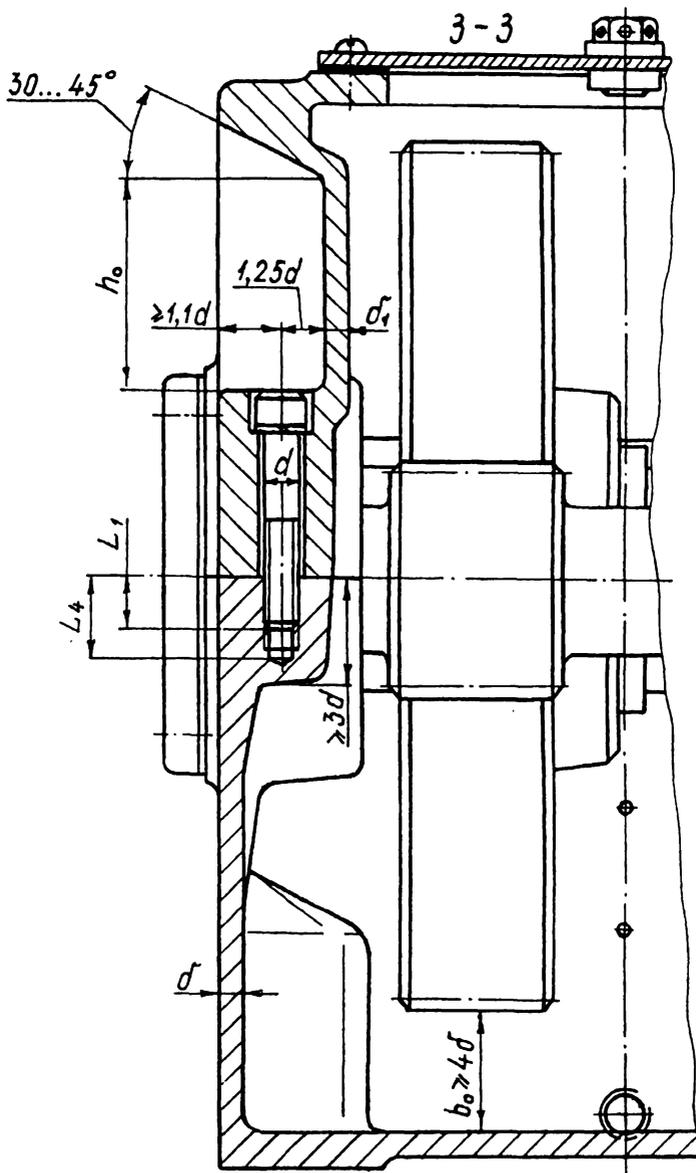


Рис. 7.4 (продолжение б)

$$D_{np} = 1,25D + 10 \text{ мм.}$$

Определим размер D_{np} для подшипниковых гнёзд валов редуктора (рис. 7.4):

а) быстроходного вала [рис. 7.4 (продолжение 2)]

$$D_{np,Б} = D'_{np} = 1,25D_a + 10 = 1,25 \cdot 126 + 10 = 168 \text{ мм;}$$

б) промежуточного вала [рис. 7.4 (продолжение 3)]

$$D_{np,П} = 1,25D + 10 = 1,25 \cdot 85 + 10 = 116 \text{ мм;}$$

в) тихоходного вала [рис. 7.4 (продолжение 4)]

$$D_{np,Т} = 1,25D + 10 = 1,25 \cdot 140 + 10 = 185 \text{ мм.}$$

Размер прилива (бобышки) $D_б$ со стороны установки крышки подшипника определяют только в случае применения привертных крышек по формуле

$$D_б = D_ф + (4...5) \text{ мм,}$$

где $D_ф$ - диаметр фланца соответствующей крышки.

При использовании закладных крышек

$$D_б = D_{np}.$$

Размеры приливов $D_б$ со стороны крышек соответствующего вала [рис. 7.4 (продолжения 2...4)]:

$$D_{б,Б} = D_{ф,кр} + (4...5) = 166 + (4...5) = 170...171 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б,Б} = 171 \text{ мм;}$

$$D_{б,П} = D_ф + (4...5) = 118 + (4...5) = 122...123 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б,П} = 123 \text{ мм;}$

$$D_{б,Т} = D_ф + (4...5) = 182 + (4...5) = 186...187 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б,Т} = 187 \text{ мм.}$

Определим длины подшипниковых гнёзд $l_{п.}$

Определение начинаем с подшипниковых гнёзд тихоходного вала, где установлены подшипники наибольшей ширины [см. рис. 7.4. (продолжение 4)].

Тогда

$$l_{п.т} = T + f + c_n + c_k - \Delta_{np} = 28,5 + 4 + 10 + 8 - 1,5 = 49 \text{ мм,}$$

где T - ширина подшипника тихоходного вала; f - размер фаски по торцам крышки (см. табл. 2П.3 приложения 2П), для $D = 140 \text{ мм}$ $f = 4 \text{ мм;}$ c_n , c_k и Δ_{np} - см. размеры крышки тихоходного вала.

Для промежуточного вала принимаем $l_{п.п} = l_{п.т} = 49 \text{ мм}$ [см. рис. 7.4 (продолжение 3)], т.е. глубина подшипникового гнезда будет такой же, как и для тихоходного вала. Учитывая, что ширина подшипника для промежуточного вала меньше ширины подшипника тихоходного вала и составляет $T = 21 \text{ мм}$ (подшипник № 7209А), предусматриваем в подшипниковых гнездах промежуточного вала установку кольца между крышкой и подшипником.

Для быстроходного вала длина прилива $l_{п.б}$ [см. рис. 7.4 (продолжение 2)], в котором устанавливается стакан с коническими роликоподшипниками, принимается конструктивно с учётом ранее установленного расстояния l_t между торцами наружных колец подшипников.

5. Крепление крышки к нижней части корпуса редуктора

Для соединения крышки с нижней частью корпуса редуктора используем винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением “под ключ” класса точности А (ГОСТ 11738-84, см. табл. 2П.33 приложения 2П). Применение данных винтов обеспечивает наименьшую ширину фланца. При этом винты (а также болты, если их используют) должны быть класса прочности не менее 6.6.

В разрабатываемой конструкции стяжные винты размещаем в специально выполненных в крышке редуктора нишах, размеры которых даны в табл. 3П.10 приложения 3П. Винт заворачивают в резьбовое отверстие, выполненное в нижней части корпуса.

Исходя из межосевого расстояния тихоходной ступени редуктора $a_{\text{т}} = 210$ мм по табл. 3П.8 приложения 3П принимаем диаметр резьбы d стяжного винта М14, а также другие размеры, зависящие от данного диаметра: $d_2 = 24$ мм; $t_1 = 18$ мм; $d_0 = 16$ мм.

Примечание. Выбор диаметра d стяжного винта для других типов редукторов (цилиндрических, червячно-цилиндрических и т.п.) также проводится исходя из межосевого расстояния тихоходной ступени.

С целью увеличения жесткости соединения стяжной винт стараются приблизить к минимальному расстоянию к отверстию под подшипник. Учитывая, что привертные крышки также крепятся к корпусу винтами, минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий должно составлять величину $k \geq 3 \dots 5$ мм [см. рис. 7.4 и рис. 7.4 (продолжение 1)], а также табл. 3П.2 приложения 3. Для закладных крышек величину k выдерживают между стенками отверстий диаметрами D_p и d_0 (см. табл. 3П.2 приложения 3П).

Стяжной винт, расположенный между подшипниковыми гнездами, устанавливают посередине отверстий под подшипники.

Если боковая сторона редуктора имеет значительную длину, то на фланцах меньшей толщины также устанавливают стяжные винты такого же диаметра d , располагая их друг от друга на расстоянии $(10 \dots 12)d$. Размеры винтов (болтов) в данном случае принимают по табл. 3П.9 приложения 3П.

Обычно стяжные винты (болты) располагают преимущественно по продольным сторонам корпуса. Однако для коническо-цилиндрических редукторов их в обязательном порядке следует устанавливать на поперечной стороне вблизи стакана с коническими подшипниками вала конической шестерни [см. рис. 7.3 (продолжение 2) и рис. 7.4 (продолжение 2)]. На поперечной стороне корпуса устанавливают стяжные винты в соосных редукторах (см. табл. 3П.3 приложения 3П), а также в червячно-цилиндрических с раздвоенной тихоходной ступенью. Такая установка возможна и для других конструкций редукторов (см. рис. 4.10, 4.20, 4.34, а также табл. 3П.4 приложения 3П).

Высоту прилива h' [см. рис. 7.4 и рис. 7.4 (продолжение 1)] под стяжной винт вблизи подшипникового гнезда выбирают такой, чтобы на плоской опорной поверхности прилива крышки можно было разместить головку винта. При

этом вблизи подшипниковых гнёзд высота h' для всех стяжных винтов принимается одинаковой и равной максимальному значению.

6. Фиксирование крышки относительно нижней части корпуса

При сборке редуктора необходимо точно фиксировать положение крышки относительно нижней части корпуса. Такое фиксирование достигается штифтами, диаметр $d_{шт}$ которых выбирают по соотношению

$$d_{шт} = (0,7 \dots 0,8)d,$$

где d - диаметр стяжного винта у подшипниковых гнёзд.

Чаще всего применяют два конических штифта с внутренней резьбой (ГОСТ 9464-79), которые устанавливают на максимальном расстоянии друг от друга (обычно по срезам углов, см. рис. 7.1, ϵ , δ , рис. 7.3 и табл. 3П.14 приложения 3П). Находит также применение фиксирование крышки четырьмя цилиндрическими штифтами (ГОСТ 3128-70), поставленными по одному в стык корпуса со стороны каждой стенки (табл. 3П.14 приложения 3П).

Размеры конических штифтов с внутренней резьбой (ГОСТ 9464 -79) приведены в табл. 2П.26 приложения 2П, цилиндрических (ГОСТ 3128-70) – в табл. 2П.27 приложения 2П.

В проектируемом редукторе крышку корпуса относительно его нижней части фиксируем двумя коническими штифтами с внутренней резьбой, диаметр $d_{шт}$ которых составляет $d_{шт} = (0,7 \dots 0,8) \cdot 14 = 9,8 \dots 11,2$ мм.

По табл. 2П.26 приложения 2П принимаем $d_{шт} = 10$ мм (в табл. 2П.26 диаметр штифта обозначен d).

Установим длину штифта l . На основании рекомендаций, приведенных в табл. 3П.14 приложения 3П и в соответствии с рис. 7.4 и рис. 7.4 (продолжение 1) необходимая длина штифта

$$l > 3,5d_{шт} = 3,5 \cdot 10 = 35 \text{ мм.}$$

По табл. 2П.26 приложения 2П принимаем $l = 40$ мм. Обозначение штифта:

Штифт 2.10×40 ГОСТ 9464-79.

7. Конструирование опорной части корпуса

Опорная часть корпуса предназначена для крепления редуктора к раме и выполняется в виде платиков в пределах габарита корпуса по одному из вариантов, представленных на рис. 7.5.

Диаметр d_ϕ болтов для крепления корпуса редуктора к раме (фундаментных болтов) и их число n принимают по табл. 3П.11 приложения 3П. Места крепления корпуса к раме или плите оформляют в виде ниш, расположенных по углам корпуса, размеры которых также приведены в табл. 3П.11.

В проектируемом редукторе:

$$d_\phi = 1,25d = 1,25 \cdot 14 = 17,5 \text{ мм.}$$

По табл. 2П.29 приложения 2П принимаем d_ϕ М18.

Число фундаментных болтов $n = 4$ при $a_{\text{в.т}} < 250$ мм.

Размеры конструктивных элементов указаны на рис. 7.4 (продолжение 1). Форма опорных платиков принята по варианту, представленному на рис. 7.5, a .

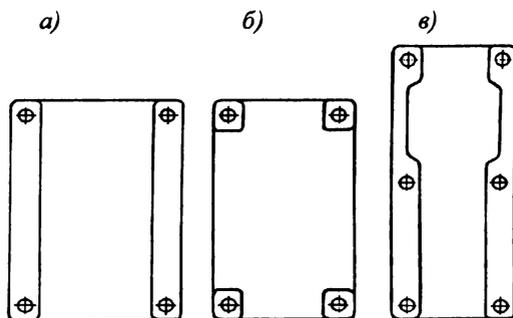


Рис. 7.5

Следует отметить, что широкое применение находит крепление редуктора к раме снизу (см. табл. 3П.12 приложения 3П).

8. Проушины

Проушины предназначены для подъема крышки корпуса и собранного редуктора. Их отливают заодно с крышкой. В ряде конструкций предусматривают проушины в нижней части корпуса. Варианты конструктивного исполнения проушин крышки и нижней части корпуса приведены в табл. 3П.15 приложения 3П.

В проектируемом редукторе предусматриваем проушины, отлитые заодно с крышкой [см. рис. 7.4 и рис. 7.4 (продолжение 1)].

9. Крышки люков

Для контроля сборки и наблюдения за зацеплением передач при эксплуатации редуктора в конструкции корпуса предусматривают люк. Люк выполняют чаще всего прямоугольной формы и закрывают плоской или штампованной крышкой (табл. 3П.16 приложения 3П) такой же формы. Для удобства осмотра люк располагают на верхней части крышки корпуса редуктора, что позволяет использовать его для заливки масла. Под крышку в обязательном порядке следует поставить уплотняющие прокладки из картона (толщиной 1...1,5 мм) или резины (толщиной 2...3 мм), что предотвращает попадание пыли внутрь корпуса.

Нередко с крышкой совмещают пробку-отдушину, варианты конструктивного исполнения которой, а также её установку в крышке см. табл. 3П.16 приложения 3П.

В проектируемом редукторе предусматриваем в крышке корпуса люк прямоугольной формы размерами 310х210 мм, который закрывает плоская крышка из листа такой же формы с размерами 350х250 мм.

Толщина крышки

$$\delta_k = (0,010...0,012)L = (0,010...0,012) \cdot 350 = 3,5...4,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_k = 4 \text{ мм.}$

Крышку крепим винтами $n_s \approx \delta_1 = 6$ мм. Принимаем винт М6 длиной $l = 16$ мм (табл. 2П.34 приложения 2П). Обозначение принятого винта класса точности В, класса прочности 5.6 с покрытием 05: Винт В.М6-6g×16.56.05 ГОСТ 1491-80.

Шаг расположения винтов

$$t = (12...15)d_s = (12...15) \cdot 8 = 96...120 \text{ мм.}$$

Принимаем число винтов $n_s = 10$.

В крышке люка предусматриваем пробку-отдушину [см. рис. 7.3 и рис 7.3 (продолжение 1)].

10. Смазывание. Смазочные устройства

При проектировании привода смазыванию подлежат передачи (кроме ременных) и подшипники. Цель смазывания – защита от коррозии, снижение интенсивности износа трущихся поверхностей, отвод тепла и продуктов износа от контактируемых поверхностей, а также снижение шума.

Смазывание зубчатых и червячных передач. Для смазывания закрытых зубчатых и червячных передач широко используют картерную систему смазки – окунание зубьев зубчатых колёс в масло, залитое в корпус. Данный способ применяется при окружных скоростях до 12,5 м/с. Для червячных передач с цилиндрическим червяком данный способ допустим до скорости скольжения $v_s \leq 10$ м/с независимо от того, окунается в масло червяк или червячное колесо.

При картерном смазывании достаточно, чтобы в масло погружалось только одно зубчатое колесо из смазываемой пары.

Глубину погружения в масло рекомендуется принимать:

а) для цилиндрических зубчатых колёс – две высоты зубьев, но не менее 10 мм и не более $0,25d_2$. При этом в двухступенчатой цилиндрической горизонтальной передаче при окружной скорости тихоходной ступени $v \geq 1$ м/с достаточно погрузить в масло только колесо тихоходной ступени (колесо быстроходной ступени допускается не погружать). Если для тихоходной ступени $v < 1$ м/с, в масло необходимо погружать колёса обеих ступеней. В осевых горизонтальных цилиндрических редукторах в масло погружают колёса, а не шестерни, каждой ступени. Для двухступенчатых цилиндрических передач с валами, расположенными в вертикальной плоскости, с целью смазывания выше расположенной над масляной ванной ступени, предусматривают установку специальных смазочных колёс (допускается их выполнение из полимерных материалов, см. рис. 4.43);

б) в коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторах в масло погружают зубья конического колеса на всю длину зуба независимо от окружной скорости v тихоходной цилиндрической ступени;

в) в червячных передачах с нижним расположением червяка его погружают в масло не глубже высоты витка, при этом желательно, чтобы уровень масла не превышал центра нижнего тела качения подшипника (шарика или ролика). Если уровень масла окажется выше центра нижнего тела качения подшипника, тогда уровень масла понижают до центра нижнего тела качения. Но так как в таком случае червяк окажется погруженным не на всю высоту витка или даже

может быть не погруженным в масло, с целью обеспечения нормальной смазки червячного зацепления на валу червяка устанавливают разбрызгиватели. Следует отметить, что ряд исследователей, например [1], допускают максимальное погружение червяка в масло на глубину до $0,5d_1$ (при низкой частоте вращения и работе с перерывами). При боковом или верхнем расположении червяка в масло будет погружено только червячное колесо. При этом минимальная глубина его погружения рекомендуется не менее $2,2m$, максимальная – не более $2,2m + 0,25d_2$;

г) в открытых передачах при окружной скорости до 4 м/с наибольшее распространение получило смазывание пластичными смазками, которые наносят на зубья через определённые промежутки времени.

Смазывание подшипников качения. Уплотнения. В проектируемых приводах для смазывания подшипников рекомендуется применять жидкие масла и пластичные смазки.

При картерном способе смазывания подшипники обычно смазываются за счёт разбрызгивания масла зубчатыми колёсами, образования масляного тумана и попадания масла в подшипники за счёт стекания его с валов и стенок корпуса. Однако надёжная смазка разбрызгиванием возможна при окружной скорости погруженного в масло колеса $v \geq 1$ м/с. При $v < 1$ м/с смазка разбрызгиванием невозможна. Тогда подшипники смазывают пластичным смазочным материалом. В этом случае полость подшипника должна быть отделена от внутренней части корпуса, а свободное пространство внутри подшипникового узла заполнено смазочным материалом. Изолирование подшипникового узла от внутренней полости редуктора необходимо по причине возможного вытекания внутрь корпуса разогретой при работе узла пластичной смазки, а также возможного её вымывания жидким маслом, применяемым для смазывания зацепления. Для этой цели в подшипниковом узле используют так называемые внутренние уплотнения: мазеудерживающие кольца или стальные уплотнительные шайбы.

Мазеудерживающее кольцо имеет на наружной поверхности от двух до четырёх канавок треугольного сечения (рис.7.6) и вращается вместе с валом. Зазор между кольцом и корпусом редуктора (или стаканом) составляет 0,1...0,3 мм и на чертежах не показывается. Наружная поверхность кольца должна выходить за торец корпуса или стакана на 1...2 мм, что обеспечивает отбрасывание жидкого масла выступающим участком кольца за счёт центробежных сил.

Стальные уплотнительные шайбы обеспечивают надёжную защиту подшипникового узла и получили в настоящее время широкое распространение (см. рис. 7.7). Основные их размеры приведены в табл. 2П.21 приложения 2П.

В качестве наружных уплотнений подшипниковых узлов с выходными концами валов используют в основном резиновые армированные манжеты (см. рис. 7.8...7.10). Основные размеры манжет приведены в табл. 2П.10 приложения 2П. Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса, обеспечивая тем самым хороший доступ масла к рабочей кромке манжеты. Для предотвращения вытекания масла из корпуса при его высоком уровне рядом ставят

две манжеты (см. рис. 4.43). При высокой запыленности внешней среды устанавливаются манжеты с пыльником.

Эффективное уплотнение подшипниковых узлов с выходными концами валов может быть создано при использовании комбинированного уплотнения, состоящего из стальной шайбы и щелевого уплотнения (рис. 7.11). Формы канавок щелевых уплотнений приведены на рис. 7.12. Ширину канавки b принимают в зависимости от диаметра вала d (мм):

d	св. 20 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120
b	2	3	4

Для того, чтобы в подшипниковый узел извне не могли попасть различные загрязнения, зазор в щелевом уплотнении заполняют пластичной смазкой.

В ряде конструкций шестерня передачи оказывается погружённой в масло, залитое в картер. Выжимаясь из зубчатого зацепления вместе с продуктами износа, оно направляется в подшипник, расположенный рядом с шестерней. В этом случае подшипник от чрезмерного залива маслом должен быть закрыт со стороны корпуса маслозащитной шайбой толщиной 1,2...2,0 мм (рис. 7.8 и 7.9). Если шайба выполняется со ступицей (рис. 7.8), то последняя должна на 2...3 мм перекрывать канавку для выхода шлифовального круга, что обеспечивает центрирование шайбы относительно вала. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала (рис. 7.9), то её центрирование обеспечивается с помощью дополнительного кольца, перекрывающего канавку.

Подшипники валов, расположенных в вертикальной плоскости, а также опоры червяка, установленного над колесом, смазывают, как правило, пластичными смазками с установкой внутренних уплотнений.

В проектируемом коническо-цилиндрическом редукторе предусматриваем смазывание зацеплений конической и цилиндрической передач картерным способом. Как уже было указано выше, для коническо-цилиндрического редуктора в масло должны быть погружены зубья конического колеса на всю длину зуба. Из чертежа (см. рис. 7.4) определяем, что при таком погружении в масло конического колеса цилиндрическое колесо тихоходной ступени окажется погруженным на глубину, составляющую $\approx 0,23d_{a2}$, что меньше допустимой величины, принимаемой $0,25d_2$.

Расстояние между дном корпуса и наружной поверхностью наибольшего по размерам колеса (а это колесо тихоходной ступени) принимаем

$$b_0 \geq 4\Delta = 4 \cdot 9 = 36 \text{ мм},$$

где $\Delta = \delta = 9 \text{ мм}$.

Учитывая, что в масло будут погружены колеса каждой ступени, при окружных скоростях, которые превышают 1 м/с, будет обеспечено интенсивное разбрызгивание масла, создание масляного тумана и надёжное смазывание подшипников валов. В несколько худших условиях будет находиться подшипник вала конической шестерни со стороны выходного конца вала, как наиболее удалённый от масляной ванны. Для улучшения его смазывания на фланце корпуса в плоскости разёма выполняем канавки, а на крышке корпуса скосы [(см.

рис. 7.4 (продолжение 2)]. Стекая со стенок крышки корпуса в эти канавки, масло далее через отверстия в стакане будет попадать к данному подшипнику.

В качестве наружных уплотнений подшипниковых узлов быстроходного и тихоходного валов с выходными концами используем резиновые армированные манжеты 1-55×80 и 1-80×105 по ГОСТ 8752-79 (см табл. 2П.10 приложения 2П).

Выбор сорта масла. Сорт масла для смазывания передач рекомендуется выбирать по табл. 7.2 в зависимости от контактного напряжения σ_H и окружной скорости передачи v . В качестве пластичных смазок для подшипников качения наибольшее распространение получили солидол жировой (ГОСТ 1033-79) и консталин жировой УТ-1 (ГОСТ 1957-73), а также ЦИАТИМ 202 и ЛИТОЛ 24.

Выбираем сорт масла для передач проектируемого редуктора. По табл. 7.2 принимаем масло промышленное И-Г-А-46. Этим же маслом за счет разбрызгивания будут смазываться и подшипники редуктора.

Таблица 7.2

Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4-87)

Передача	Контактные напряжения σ_H , МПа	Окружная скорость зубчатых передач v , м/с Скорость скольжения червячных передач v_s , м/с		
		До 2	Св. 2 до 5	св. 5
Зубчатая	До 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
	Св. 600 до 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
	Св. 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-68
Червячная	До 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
	Св. 200 до 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
	Св. 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220
<p>Примечание. В обозначении промышленных масел: И – промышленное; Г – для гидравлических систем; Т – для тяжело нагруженных узлов; А – масло без присадок; С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками; Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками; число в обозначении – класс кинематической вязкости, который для диапазона кинематической вязкости при 40°C в мм²/с составляет соответственно: 29...31 – 32, 41...51 – 46; 61...75 – 68; 90...100 – 100; 135...165 – 150; 198...242 – 220; 414...506 – 460; 612...748 – 680.</p>				

Контроль уровня масла. Наблюдение за уровнем масла в корпусе редуктора проводится с помощью маслоуказателя.

Широкое распространение получил маслоуказатель с использованием маслосливных пробок с конической резьбой (табл. 3П.17 приложения 3П). При этом используются две маслосливные пробки: одна для контроля за верхним уровнем масла, вторая – за нижним.

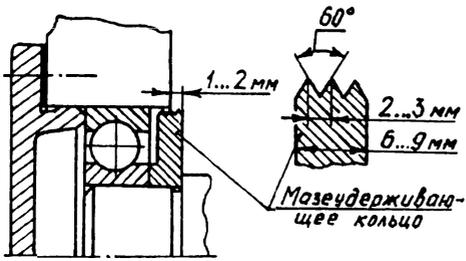


Рис. 7.6

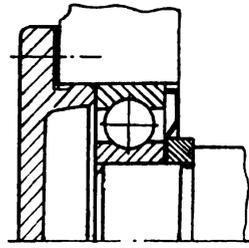


Рис. 7.7

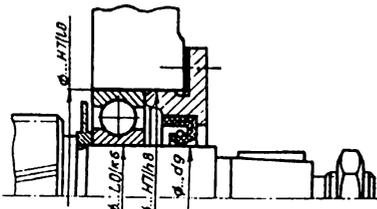


Рис. 7.8

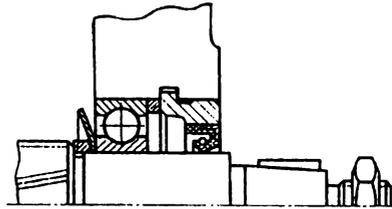


Рис. 7.9

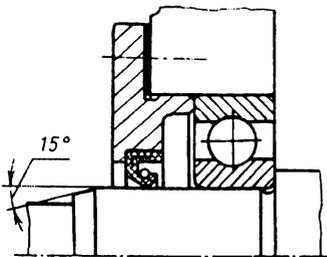


Рис. 7.10

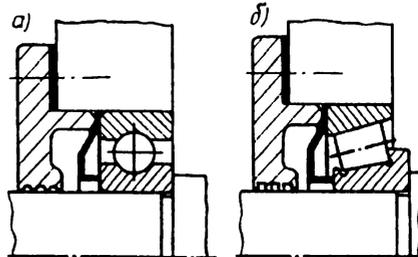


Рис. 7.11

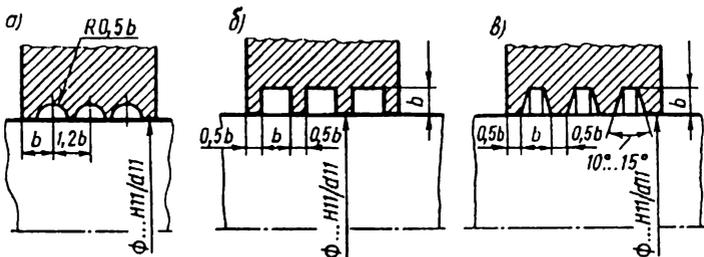


Рис. 7.12

Весьма удобны для осмотра при контроле уровня масла жезловые маслоуказатели (табл. 3П.17 приложения 3П), конструкция которых достаточно проста и надёжна.

Маслоуказатели из прозрачного материала (круглые и удлиненные) удобны для корпусов, расположенных над уровнем пола не менее 400 мм (табл. 3П.18 приложения 3П).

В проектируемом редукторе контроль уровня масла проводим с помощью круглого маслоуказателя из прозрачного материала, размеры которого принимаем по табл. 3П.18 приложения 3П.

Слив масла. С течением времени свойства масла, залитого в корпус, ухудшаются. Это связано с тем, что оно постепенно стареет, загрязняется продуктами износа передач. Поэтому через определённые промежутки времени масло подлежит замене. Для слива отработанного масла в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое маслосливной пробкой с цилиндрической или конической резьбой (табл. 3П.17 приложения 3П).

Так как цилиндрическая резьба не обеспечивает надёжное уплотнение, под пробку с цилиндрической резьбой следует устанавливать уплотняющую прокладку (паронит, фибра и др.). Для этой цели используют также кольцо из маслостойкой резины, которое следует размещать в углублении, предотвращающем его выдавливание пробкой при её завинчивании.

Коническая резьба обеспечивает герметичное соединение, что не требует дополнительного уплотнения.

В проектируемом редукторе для слива масла предусматриваем сливное отверстие, закрываемое маслосливной пробкой с цилиндрической резьбой $M16 \times 1,5$ с уплотняющей прокладкой. Размеры маслосливной пробки принимаем по табл. 3П.17 приложения 3П. Так как поверхность нижней части корпуса в месте установки сливной пробки фрезеруется, предусматриваем отделение данного участка внешней поверхности от обрабатываемой на высоту $h_1 \approx 0,5\delta$. На такую же высоту отделяется и обрабатываемая поверхность в месте установки круглого маслоуказателя. Для улучшения слива масла у сливного отверстия предусматриваем местное углубление, выполняемое в дне нижней части корпуса.

Глава 8 РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ-СТУПИЦА

Для соединения валов со ступицами деталей (зубчатые и червячные колеса, шкивы ременных передач, звёздочки цепных передач, муфты) применяют шпоночные и шлицевые соединения, а также соединения с натягом, которые препятствуют относительному повороту вала и установленной на нём детали и передают вращающий момент T .

8.1. ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Основным элементом данного соединения является шпонка. В индивидуальном и серийном производстве наибольшее распространение получили призматические шпонки со скруглёнными или плоскими торцами. Все размеры шпонок и допуски на них стандартизованы. Стандарт предусматривает для каждого диаметра вала d определенные размеры поперечного сечения шпонки (ширину b и высоту h) и глубины пазов (вала t_1 и ступицы t_2) (см. табл. 2П.9 приложения 2П). Стандартной величиной должна быть и полная длина шпонки l .

При проектных расчетах размеры поперечного сечения шпонки $b \times h$ и глубину паза вала t_1 принимают в зависимости от диаметра ступени вала в месте установки шпонки (для ступеней вала цилиндрической формы и цилиндрических концов валов – по табл. 2П.9 приложения 2П, для конических концов валов – по табл. 2П.2). Полную длину шпонки l принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы детали $l_{\text{ст}}$ и затем округляют до стандартного размера, указанного в примечании 1 к табл. 2П.9. В качестве расчетной длины шпонки l_p принимают:

- а) для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные) $l_p = l - b$;
- б) для исполнения 2 (оба торца шпонки плоские) $l_p = l$;
- в) для исполнения 3 (один торец шпонки скругленный, второй плоский) $l_p = l - (b/2)$.

При определении l_p принимают стандартное значение полной длины шпонки l .

После этого проверяют условие прочности шпоночного соединения призматической шпонкой по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (8.1)$$

где $\sigma_{\text{см}}$ – МПа; T – вращающий момент, передаваемый участком вала, где установлена шпонка, Н·м; d – мм (для конического конца вала вместо d подставляют средний диаметр $d_{\text{cp}} = d - 0,05l_k$, здесь d – номинальный диаметр вала; l_k – длина конического участка вала по табл. 2П.2); h – мм; t_1 – мм (для конического конца вала – в среднем сечении по табл. 2П.2 приложения 2П).

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ для неподвижных соединений М.Н. Иванов [3] рекомендует принимать: при переходных посадках $[\sigma_{см}] = 80...150$ МПа, при посадках с натягом $[\sigma_{см}] = 110...200$ МПа (большие значения при стальной ступице детали, меньшие – при чугунной). При колебаниях нагрузки $[\sigma_{см}]$ иногда снижают на 20...25 %. В подвижных (в осевом направлении) соединениях с целью предупреждения задира и уменьшения износа рекомендуется $[\sigma_{см}] = 20...30$ МПа. Следует отметить, что стандартные призматические шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_s не ниже 500 МПа.

Если по условию (8.1) получилось $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$, то следует увеличить длину ступицы $l_{ст}$. При этом новое значение $l_{ст}$ не должно превышать $1,5d$. Если $l_{ст} > 1,5d$, то шпоночное соединение следует заменить соединением с натягом или шлицевым (при этом сохраняется предварительно принятое значение $l_{ст}$).

Опыт эксплуатации неподвижных шпоночных соединений показал, что их нормальная работа обеспечивается при установке на вал ступицы детали по посадке с натягом. Применение посадки с зазором не допускается. Для коробок передач, корпуса которых не имеют плоскости разъёма по осям валов, с целью облегчения сборки деталей внутри корпуса рекомендуется применять переходные посадки.

При курсовом проектировании для шпоночного соединения призматической шпонкой рекомендуются следующие посадки колёс на валы:

- а) цилиндрических прямозубых – Н7/р6 (Н7/г6);
- б) цилиндрических косозубых и червячных – Н7/г6 (Н7/с6);
- в) конических – Н7/с6 (Н7/т6);
- г) коробок передач – Н7/к6 (Н7/м6);

Посадки без скобок относятся к нереверсивным передачам, посадки в скобках – к реверсивным.

Установка полумуфт, шкивов ременных передач и звёздочек цепных передач на цилиндрические концы валов при шпоночном соединении проводится по следующим посадкам:

- а) при нереверсивной работе и умеренной нагрузке ($\tau \leq 15$ МПа) – Н7/к6; Н7/м6;
- б) при реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах ($\tau > 15$ МПа) Н7/н6.

Посадки призматических шпонок регламентированы ГОСТ 23360-78. Ширину призматической шпонки выполняют по h9. Поля допусков остальных размеров следующие:

- а) ширины шпоночного паза вала – Р9;
- б) ширины шпоночного паза в ступице детали: соединение неподвижное нереверсивной передачи – Js9; соединение неподвижное реверсивной передачи –

P9; соединение подвижное в осевом направлении для любой передачи – D10.

При установке деталей на валы по посадке с натягом в случае использования шпоночного соединения очень трудно совместить шпоночный паз в ступице детали со шпонкой вала. Поэтому для облегчения сборки в данном случае рекомендуется предусматривать направляющий цилиндрический участок вала с допуском по d_{11} (см. рис. 4.14, б). В таком случае путём свободного поворота колеса относительно вала можно предварительно совместить шпоночный паз колеса со шпонкой, а затем напрессовать колесо на вал.

Цилиндрические посадочные поверхности при использовании шпоночного соединения обычно шлифуют, для чего перед упорным буртиком предусматривают канавку для выхода шлифовального круга шириной c_k (см. рис. 4.14, в). С целью надёжного прижатия ступицы к упорному буртику длина ступицы детали должна быть больше длины посадочной поверхности вала на величину $c \geq 1$ мм (рис. 4.14, в).

Для уменьшения напряжений смятия $\sigma_{см}$ в шпоночном соединении шпонку с закругленными торцами (исполнение 1) можно заменить шпонкой с плоскими торцами (исполнение 2), что увеличивает расчетную длину шпонки l_p . При этом допускается выход шпоночного паза вала на соседние ступени (см. рис. 4.10).

Если на валу предусмотрено несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их располагают вдоль одной образующей вала и выполняют одной ширины, принятой по меньшему диаметру вала.

Пример 8.1. Рассчитать шпоночные соединения валов коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора, конструкция которого разработана в примере главы 7.

Решение

Быстроходный (входной) вал

Шпонка установлена только под полумуфтой МУВП на конце входного вала цилиндрической формы. Диаметр вала $d = d_1 = 45$ мм, длина входного конца вала $l_1 = 82$ мм, длина ступицы полумуфты $l_{ст} = l_{цил} = 82$ мм. Для неревверсивной передачи установку полумуфты на вал осуществляем по переходной посадке H7/k6. Полумуфты упругой втулочно-пальцевой муфты МУВП изготавливают из чугуна марки СЧ 20 (ГОСТ 1412-85) или стали 35Л (ГОСТ 977-88). Принимаем материал полумуфт – чугун СЧ 20. Тогда для переходной посадки и чугунной ступицы $[\sigma_{см}] = 80$ МПа.

По табл. 2П.9 приложения 2П для $d = 45$ мм принимаем: $b = 14$ мм; $h = 9$ мм; $t_1 = 5,5$ мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{ст} - (5 \dots 10) = 82 - (5 \dots 10) = 77 \dots 72 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $l = 70$ мм (см. примечание 1 к табл. 2П.9 приложения 2П).

Расчетная длина шпонки для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b = 70 - 14 = 56 \text{ мм.}$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на валу $T = T_I = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 125}{45(9 - 5,5)56} = 28 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}] = 80 \text{ МПа}$.

Промежуточный вал

Шпонка установлена только под коническим колесом, длина ступицы которого составляет $l_{ст} = 55 \text{ мм}$. Диаметр вала $d = d_k = 48 \text{ мм}$. Материал ступицы конического колеса с круговыми зубьями – сталь 40Х. Принимаем посадку колеса на вал с натягом Н7/с6. Тогда $[\sigma_{см}] = 200 \text{ МПа}$.

По табл. 2П.9 приложения 2П для $d = 48 \text{ мм}$ принимаем: $b = 14 \text{ мм}$; $h = 9 \text{ мм}$; $t_1 = 5,5 \text{ мм}$. Полная длина шпонки

$$l = l_{ст} - (5 \dots 10) = 55 - (5 \dots 10) = 50 \dots 45 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 45 \text{ мм}$ с учетом того, что посадочная длина ступени вала будет меньше длины ступицы $l_{ст}$. Тем самым будет обеспечено надежное прижатие ступицы конического колеса к третьей ступени вала распорным кольцом [см. рис. 7.4 (продолжение 3)].

Расчетная длина шпонки для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b = 45 - 14 = 31 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на промежуточном валу $T = T_{II} = 381 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 381}{48(9 - 5,5)31} = 146 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}] = 200 \text{ МПа}$.

Тихоходный (выходной) вал

Шпонки установлены на конце вала под ступицей ведущей звездочки цепной передачи и под цилиндрическим косозубым колесом.

Рассмотрим шпоночное соединение ведущей звездочки. Диаметр вала $d = d_T = 70 \text{ мм}$, длина конца вала $l_T = 105 \text{ мм}$, форма конца вала – цилиндрическая. Длина ступицы ведущей звездочки $l_{ст} = 107 \text{ мм}$. Тогда для переходной посадки Н7/к6 (передача неревверсивная) и стальной ступицы $[\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа}$.

По табл. 2П.9 приложения 2П для $d = 70 \text{ мм}$ принимаем: $b = 20 \text{ мм}$; $h = 12 \text{ мм}$; $t_1 = 7,5 \text{ мм}$. Полная длина шпонки

$$l = l_{ст} - (5 \dots 10) = 107 - (5 \dots 10) = 102 \dots 97 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 100 \text{ мм}$ (см. примечание 1 к табл. 2П.9 приложения 2П).

Расчетная длина шпонки l_p для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b = 100 - 20 = 80 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на тихоходном валу $T = T_{III} = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1421}{70(12-7,5)80} = 113 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа}$.

Рассмотрим шпоночное соединение цилиндрического косозубого колеса. Диаметр вала $d = d_s = 85 \text{ мм}$. Длина ступицы $l_{ст} = 100 \text{ мм}$. Материал ступицы – сталь 40Х. Тогда для посадки с натягом Н7/г6 и стальной ступицы $[\sigma_{см}] = 200 \text{ МПа}$.

Как уже указывалось выше, в случае выполнения на валу нескольких шпоночных пазов с целью удобства фрезерования их располагают вдоль одной образующей вала и выполняют одной ширины, принятой по меньшему диаметру вала со шпонкой. Таким образом, предполагаем установку под цилиндрическим косозубым колесом шпонки такого же поперечного сечения, что и под ведущей звездочкой: $b = 20 \text{ мм}$; $h = 12 \text{ мм}$; $t_1 = 7,5 \text{ мм}$. Полная длина шпонки при $l_{ст} = 100 \text{ мм}$

$$l = l_{ст} - (5 \dots 10) = 100 - (5 \dots 10) = 95 \dots 90 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 90 \text{ мм}$ (см. примечание 1 к табл. 2П.9 приложения 2П).

Расчетная длина шпонки l_p для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b = 90 - 20 = 70 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при $T = T_{III} = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1421}{85(12-7,5)70} = 106 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}] = 200 \text{ МПа}$.

8.2. СОЕДИНЕНИЕ С НАТЯГОМ

Соединение с натягом получило в последнее время широкое распространение. Ряд литературных источников данное соединение называют прессовым или соединением с гарантированным натягом.

В соединении с натягом отсутствуют шпонки и пазы в сопряженных деталях, что исключает ослабление вала шпоночным пазом. Это соединение нечувствительно к реверсивным нагрузкам, обеспечивает хорошее базирование, отличается простотой и технологичностью. Недостаток соединения – широкое рассеивание значений коэффициента трения и натяга.

Методику расчета соединения с натягом, суть которого сводится к подбору посадки с натягом, рассмотрим на конкретном примере.

Пример 8.2. Рассчитать соединение с натягом цилиндрического косозубого колеса, установленного на тихоходном (выходном) валу редуктора по следующим исходным данным:

- а) вращающий момент на колесе $T = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- б) диаметр соединения (посадочной поверхности) $d = 90 \text{ мм}$; диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = 140 \text{ мм}$; длина ступицы $l_{\text{ст}} = 100 \text{ мм}$;
- в) диаметр отверстия пустотелого вала d_1 , мм (так как тихоходный вал в месте установки колеса выполнен сплошным, принимаем $d_1 = 0$);
- г) условный наружный диаметр охватываемой детали d_2 , мм (так как цилиндрическое косозубое колесо имеет ступицу диаметром $d_{\text{ст}} = 140 \text{ мм}$, то $d_2 = d_{\text{ст}} = 140 \text{ мм}$); если колесо выполнено без ступицы в виде диска, как показано на рис. 5.1, а, то под размером d_2 в данном случае понимают делительный диаметр зубчатого зацепления для цилиндрического колеса и средний делительный диаметр – для конического;
- д) длина сопряжения (посадочной поверхности) $l = 90 \text{ мм}$ (при длине ступицы цилиндрического косозубого колеса $l_{\text{ст}} = 100 \text{ мм}$ и с учетом размеров двух канавок для выхода шлифовального круга, каждая из которых имеет ширину $c_k = 5 \text{ мм}$);
- е) материал охватываемой детали (вала) – сталь 45 ($\sigma_{T1} = 550 \text{ МПа}$ при диаметре заготовки не более 120 мм и твердости не ниже 240 НВ);
- ж) материал охватывающей детали (ступицы колеса) – сталь 40Х ($\sigma_{T2} = 750 \text{ МПа}$);
- з) выходной конец вала нагружен консольной нагрузкой (ведущая звездочка цепной передачи).

Порядок расчета

1. Выбор коэффициента запаса сцепления деталей. Для уменьшения влияния контактной коррозии в соединениях с натягом предусматривают определенный коэффициент запаса сцепления колеса с валом k в зависимости от того, есть на данном валу консольные нагрузки или нет:

а) конец вала нагружен консольной нагрузкой: $k = 3$ – на конце вала установлена полумуфта; $k = 4$ – на конце вала установлен шкив ременной передачи; $k = 3,5$ – на конце вала установлена звездочка цепной передачи;

б) на валу отсутствует консольная нагрузка (промежуточные валы) – $k = 4,5$.

В нашем примере цилиндрическое косозубое колесо установлено на тихоходном валу, выходной конец которого нагружен консольной нагрузкой, создаваемой ведущей звездочкой цепной передачи. Поэтому коэффициент запаса сцепления принимаем $k = 3,5$.

2. Выбор коэффициентов трения. Сборку соединения с натягом выполняют одним из трех способов: прессованием, температурным деформированием (нагревом колеса) и охлаждением вала.

В нашем примере рассмотрим два способа сборки, получивших наибольшее распространение: сборка прессованием и сборка температурным деформированием. Для стальных колеса и вала по табл. 8.1 выбираем коэффициенты трения:

при сборке прессованием $f = 0,08$, при сборке температурным деформированием $f = 0,14$.

Таблица 8.1

Коэффициент трения f

Материал деталей соединения	При сборке	
	Прессованием	Температурным деформированием
Сталь – сталь	0,08	0,14
Сталь – чугун	0,08	0,14

3. Определение среднего контактного давления на посадочной поверхности. Основной нагрузкой при расчете среднего контактного давления p П. Ф. Дунаев и О. П. Леликов [1] рекомендуют считать только вращающий момент на колесе и не принимать во внимание осевую силу F_a , действующую в зацеплении. Это связано с тем, что влияние этой силы весьма мало. Так, например, при её учете величина p увеличивается для цилиндрических и червячных колес в $\approx 1,005$ раза, а для конических колес с круговым зубом в $\approx 1,02$ раза.

Среднее контактное давление рассчитывают по формуле

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 kT}{\pi d^2 f} \tag{8.1}$$

где p – МПа; T – Н·м; d, l – мм.

Тогда по формуле (8.1):

а) сборка прессованием

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 3,5 \cdot 1421}{3,14 \cdot 90^2 \cdot 90 \cdot 0,08} = 54,3 \text{ МПа};$$

б) сборка температурным деформированием

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 3,5 \cdot 1421}{3,14 \cdot 90^2 \cdot 90 \cdot 0,14} = 31 \text{ МПа}.$$

4. Определение коэффициентов жесткости c_1 и c_2 . Для обоих видов сборки:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{90^2 + 0}{90^2 - 0} - 0,3 = 0,7;$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{140^2 + 90^2}{140^2 - 90^2} + 0,3 = 2,7;$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона охватываемой и охватывающей деталей: для стали $\mu = 0,3$; для чугуна $\mu = 0,25$.

5. Определение деформации деталей. Деформация деталей определяется по формуле

$$\Delta = pd \cdot 10^3 (c_1 / E_1 + c_2 / E_2) \tag{8.2}$$

где Δ - мкм; p - МПа ; d - мм; E_1, E_2 - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей: для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа ; для чугуна $E = 0,9 \cdot 10^5$ МПа.

Тогда по формуле (8.2):

а) сборка прессованием

$$\Delta = 54,3 \cdot 90 \cdot 10^3 [0,7/(2,1 \cdot 10^5) + 2,7/(2,1 \cdot 10^5)] = 78,68 \text{ мкм};$$

б) сборка температурным деформированием

$$\Delta = 31 \cdot 90 \cdot 10^3 [0,7/(2,1 \cdot 10^5) + 2,7/(2,1 \cdot 10^5)] = 44,92 \text{ мкм}.$$

6. Определение поправки на обмятие микронеровностей. Предварительно предполагаем, что точность изготовления вала и отверстия в ступице колеса будет соответствовать 7-му качеству. Тогда по табл. 8.2 для данного качества среднее арифметическое отклонение профиля поверхности Ra : вала $Ra_1 = 1,6$ мкм; отверстия $Ra_2 = 1,6$ мкм.

Поправка на обмятие микронеровностей для обоих видов сборки

$$u = 5,5(Ra_1 + Ra_2) = 5,5(1,6 + 1,6) = 17,6 \text{ мкм}.$$

7. Определение минимального натяга (мкм), требуемого для передачи вращающего момента.

$$[N]_{min} = \Delta + u. \quad (8.3)$$

Тогда по формуле (8.3):

а) сборка прессованием

$$[N]_{min} = 78,68 + 17,6 = 96 \text{ мкм};$$

б) сборка температурным деформированием

$$[N]_{min} = 44,92 + 17,6 = 63 \text{ мкм}.$$

Таблица 8.2

Шероховатость Ra для посадочных поверхностей отверстий и валов

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитеты					
	6, 7	8	9	6, 7	8	9
	Ra , мкм					
Свыше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
Свыше 50 до 120	1,6	1,6	3,2	1,6	3,2	3,2
Свыше 120 до 500	1,6	3,2	3,2	1,6	3,2	3,2

8. Определение максимальной деформации, допускаемой прочностью деталей. Максимальное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали (т.е. вала) для обоих видов сборки определяется по формуле

$$[p]_{max} = 0,5 \sigma_{T1} [1 - (d/d)^2]. \quad (8.4)$$

Для сплошных валов

$$[p]_{max1} = \sigma_{T1} = 550 \text{ МПа.}$$

Максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали (ступица колеса) для обоих видов сборки определяется по формуле

$$[p]_{max2} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 750 [1 - (90/140)^2] = 220 \text{ МПа.} \quad (8.5)$$

Максимально допускаемая деформация деталей (мкм)

$$[\Delta]_{max} = [p]_{max} (\Delta/p). \quad (8.6)$$

В формулу (8.6) подставляют меньшее из $[p]_{max1}$ и $[p]_{max2}$.

Тогда при $[p]_{max} = [p]_{max2}$ по формуле (8.6):

а) сборка прессованием

$$[\Delta]_{max} = 220 (78,68 / 54,3) = 319 \text{ мкм;}$$

б) сборка температурным деформированием

$$[\Delta]_{max} = 220(44,92/31) = 319 \text{ мкм.}$$

9. Максимальный натяг, допускаемый прочностью деталей (мкм).

$$[N]_{max} = [\Delta]_{max} + u. \quad (8.7)$$

Тогда по формуле (8.7):

а) сборка прессованием

$$[N]_{max} = 319 + 17,6 = 337 \text{ мкм;}$$

б) сборка температурным деформированием

$$[N]_{max} = 319 + 17,6 = 337 \text{ мкм.}$$

10. Выбор посадки. По табл. 8.3 выбирают соответствующую посадку для которой выполняется условие:

$$\begin{aligned} N_{min} &\geq [N]_{min}; \\ N_{max} &\leq [N]_{max}, \end{aligned} \quad (8.8)$$

где N_{min} , N_{max} - табличные значения (мкм) минимального и максимального натягов для принятой посадки.

По табл. 8.3 принимаем, что при сборке прессованием условию (8.8) удовлетворяет посадка Н7/у7, для которой $N_{min} = 99$ мкм, $N_{max} = 149$ мкм.

При сборке температурным деформированием условию (8.8) удовлетворяет посадка Н7/т6, для которой $N_{min} = 64$ мкм, $N_{max} = 105$ мкм.

Следует отметить, что в табл. 8.3 в рамках даны посадки, предпочтительно рекомендуемые к применению, двумя чертами подчеркнуты рекомендуемые посадки. Однако при расчетах допускается выбор посадок Н7/с7 и Н8/за8, не входящих в число рекомендуемых.

11. Определение силы запрессовки при сборке прессованием. Сила запрессовки для выбранной посадки (Н)

$$F_n = \pi d l p_{max} f_n, \quad (8.9)$$

где p_{max} - давление от натяга N_{max} выбранной посадки; $p_{max} = (N_{max} - u)p/\Delta$; f_n - коэффициент сцепления при прессовании, который рекомендуется принимать в зависимости от материалов охватываемой и охватывающей деталей: сталь - сталь $f_n = 0,20$; сталь - чугун $f_n = 0,14$.

Для выбранной посадки Н7/у7 при $N_{max} = 149$ мкм

$$p_{max} = (N_{max} - u)p/\Delta = (149 - 17,6) 54,3/78,68 = 91 \text{ МПа.}$$

Тогда по формуле (8.9) при $f_n = 0,20$:

$$F_n = 3,14 \cdot 90 \cdot 90 \cdot 91 \cdot 0,20 = 462899 \text{ Н.}$$

Таблица 8.3

Посадки с натягом

Интервалы диаметров свыше... до (мм)	Значение натягов N_{min} / N_{max} (мкм)										
	Обозначение посадки										
	$H7/p6$	$H7/r6$	$H8/s7$	$H7/s6$	$H7/s7$	$H7/t6$	$H8/u8$	$H7/u7$	$H8/x8$	$H8/z8$	$H8/za8$
30...40	7/36	15/44	13/59	24/53	25/61	29/58	32/88	42/78	52/107	84/140	120/175
40...50	7/36	15/44	13/59	24/53	25/61	35/64	42/98	52/88	69/125	108/164	152/207
50...65	9/44	18/53	18/72	30/65	32/74	43/78	55/119	66/108	90/154	140/204	193/258
65...80	9/44	20/55	24/78	36/71	38/80	52/87	70/134	81/123	114/178	178/242	241/306
80...100	10/51	24/65	29/93	44/85	46/96	64/105	86/162	99/149	140/216	220/296	297/373
100...120	10/51	27/68	37/101	52/93	54/104	77/118	106/182	119/169	172/248	272/348	362/438
120...140	12/59	32/79	43/117	61/108	64/120	91/138	126/214	142/193	204/292	320/410	425/514
140...160	12/59	34/81	51/125	69/116	72/128	103/150	155/243	171/227	236/324	370/460	490/579
160...180	12/59	37/84	59/133	77/124	80/136	115/162	166/254	182/238	266/354	420/510	555/644
180...200	14/69	41/95	66/152	86/140	89/155	130/184	185/287	203/269	299/401	469/571	619/721
200...225	14/69	44/98	74/160	94/148	97/163	144/198	207/309	225/291	334/436	524/626	689/791
225...250	14/69	47/101	84/170	104/158	107/173	160/214	233/335	251/317	374/476	589/691	769/871
250...280	15/77	53/115	95/191	117/179	121/195	177/239	258/372	278/352	418/532	653/767	863/977
280...315	15/77	57/119	107/203	129/191	133/207	199/261	293/407	313/387	468/582	733/847	943/1057

12. Определение температуры нагрева охватывающей детали при сборке температурным деформированием. Температура нагрева ($^{\circ}\text{C}$) охватывающей детали (колеса) определяется по формуле

$$t = 20^{\circ} + \frac{N_{\max} + z_{сб}}{d \cdot 10^3 \alpha} , \quad (8.10)$$

где $z_{сб}$ - зазор для удобства сборки : при d свыше 30 до 80 мм $z_{сб} = 10$ мкм, при d свыше 80 до 180 мм $z_{сб} = 15$ мкм, при d свыше 180 до 400 мм $z_{сб} = 20$ мкм; α - температурный коэффициент линейного расширения материала нагреваемой детали (колеса): для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$; для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$.

При этом температура нагрева детали, рассчитанная по формуле (8.10), не должна превышать допускаемую $[t]$, при которой возможны структурные изменения в материале. Для стали $[t] = 230 \dots 240 \text{ } ^{\circ}\text{C}$.

Тогда для выбранной посадки Н7/т6 при $N_{\max} = 105$ мкм, $z_{сб} = 15$ мкм и $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$ по формуле (8.10):

$$t = 20^{\circ} + \frac{105 + 15}{90 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} = 131 \text{ } ^{\circ}\text{C} ,$$

что меньше допускаемой для стали $[t] = 230 \dots 240 \text{ } ^{\circ}\text{C}$.

8.3. ШЛИЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Шлицевое соединение иначе называют зубчатым. Оно может быть неподвижным и подвижным в осевом направлении. Наибольшее распространение получили прямобочное и эвольвентное шлицевые соединения (см. табл. 2П.44 и 2П.45 приложения 2П).

Соединение с прямобочными шлицами выполняют с центрированием по наружному D или внутреннему d диаметрам, а также по боковым граням b .

Центрирование по диаметрам D или d обеспечивает соосное положение соединяемых деталей. Центрирование по боковым граням b обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между зубьями и поэтому его применяют при реверсивных и ударных нагрузках (карданные валы и др.).

Соединения с эвольвентными зубьями выполняют с центрированием по боковым поверхностям s и реже по наружному диаметру D .

Расчет шлицевых (зубчатых) соединений приведен в учебниках по курсу “Детали машин”, см., например, [3], § 6.7.

Глава 9 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

9.1. СОСТАВЛЕНИЕ СИЛОВОЙ СХЕМЫ НАГРУЖЕНИЯ ВАЛОВ ПРИВОДА

Прежде чем приступить к проверочному расчету валов редуктора, следует составить силовую схему нагружения валов привода, которая является основой для данного расчета.

При составлении силовой схемы нагружения валов привода студенту предварительно необходимо решить вопрос о направлении вращения валов, от которого будет зависеть направление действующих нагрузок. Как уже указывалось ранее, в конвейерах с тяговым элементом верхние грузовые ветви обычно являются набегающими на приводной барабан (в ленточном конвейере) или тяговую звездочку (в цепном конвейере), а холостые ветви – сбегающими. При этом, приводы этих конвейеров, как правило, нереверсивны. В то же время индивидуальные приводы являются реверсивными и здесь можно принимать любое направление вращения (желательно рассмотреть наиболее опасный случай нагружения привода). Для грузоподъемной лебедки силовая схема нагружения валов составляется для случая, когда тихоходный (выходной) вал редуктора испытывает наибольшую консольную нагрузку. Как известно, в настоящее время наиболее распространенным конструктивным исполнением лебедки (или механизма подъема груза) является установка барабана на оси и соединение его с выходным валом редуктора посредством зубчатой муфты, встроенной внутри барабана (рис. 4.42). Наибольшая консольная нагрузка тихоходного вала редуктора будет равна по модулю максимальной реакции подшипниковой опоры, устанавливаемой внутри консоли данного вала. Таким образом, в данном случае следует параллельно выполнить некоторые расчеты приводного узла. Для этого необходимо по формуле (11.10) определить максимальное усилие S_{max} в ветви каната, наматываемой на барабан, задаваясь при этом типом полиспаста (одинарным или сдвоенным). Далее в зависимости от принятого типа полиспаста в соответствии с рис. 11.19 или 11.20 составляется расчетная схема барабана. При этом, на данной стадии расчета, когда еще не известны осевые размеры барабана в сборе, приближенно можно принять, что реакция опоры А (подшипника, устанавливаемого внутри консоли выходного конца тихоходного вала) $R_A \approx S_{max}$. Тогда консольная нагрузка для выходного конца тихоходного вала редуктора $R_K = R_A$ и направлена вертикально вниз. Далее студенту предлагается самому проанализировать работу лебедки и выбрать такое направление вращения валов, при котором тихоходный вал редуктора и его опоры будут испытывать наибольшую нагрузку.

В ленточных и цепных конвейерах направление расчетного усилия S для приводного вала принимается горизонтальным (рис. 9.1...9.4, 11.10), элеваторах – вертикальным вниз.

На рис. 9.1 приведена силовая схема нагружения валов привода цепного конвейера на базе коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора с горизонтально расположенной открытой цепной передачей и даны варианты установки приводного вала.

С целью исключения ошибок при составлении силовой схемы нагружения валов привода, силы в зацеплении быстроходной ступени редуктора рекомендуется обозначать с индексом „Б”, а тихоходной – с индексом „Т”.

На рис 9.2 приведена силовая схема нагружения валов индивидуального при-

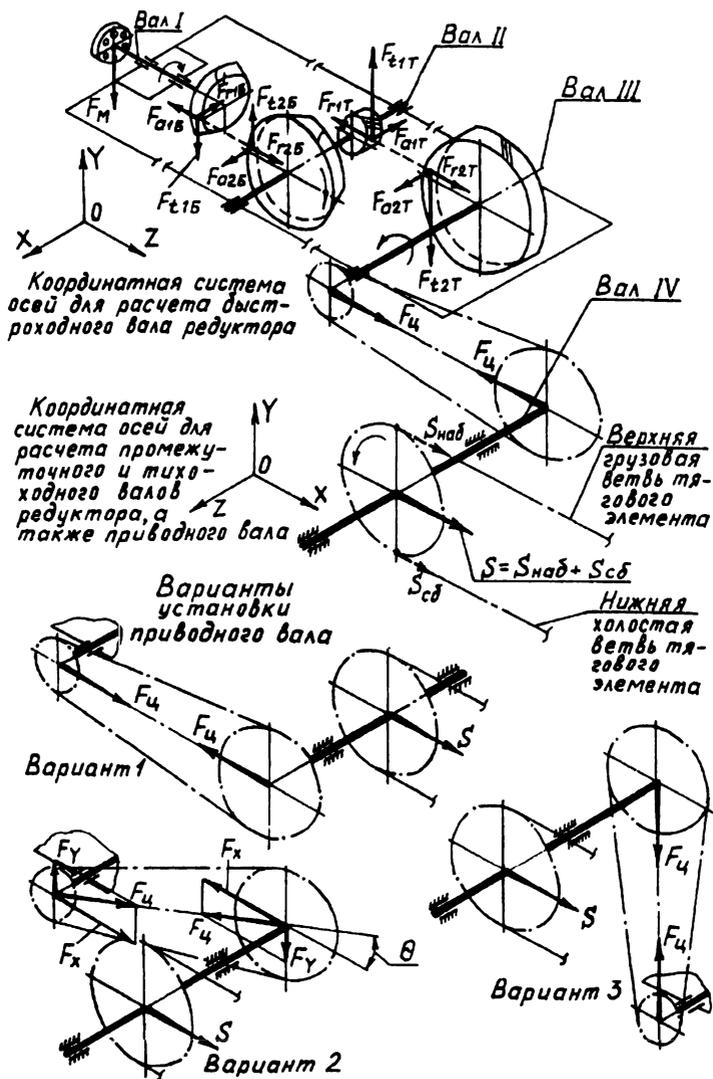


Рис. 9.1

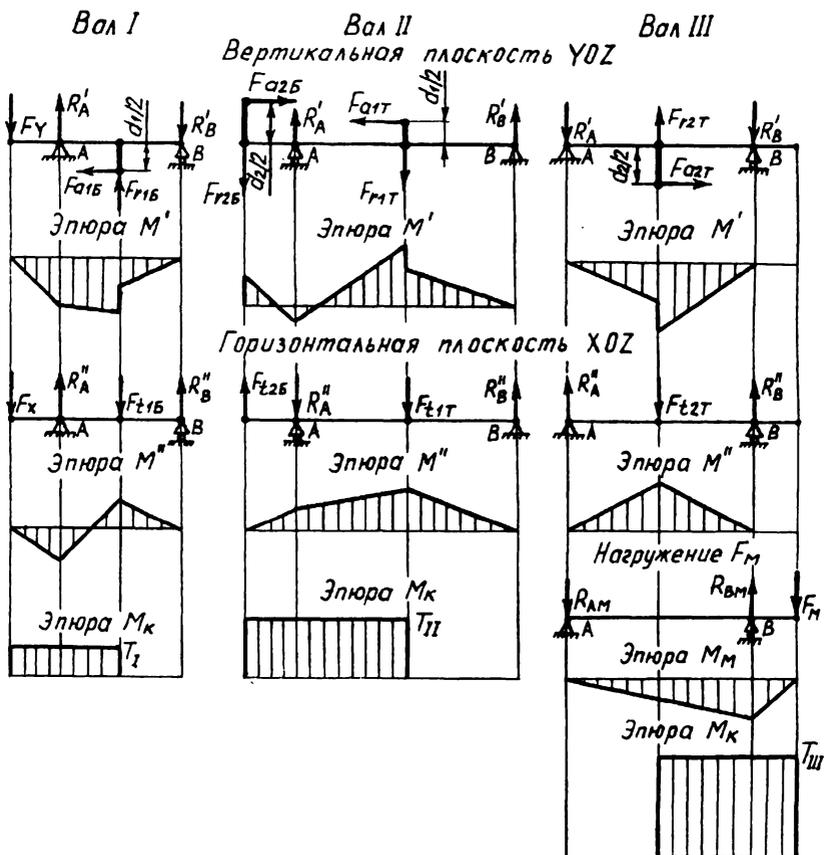
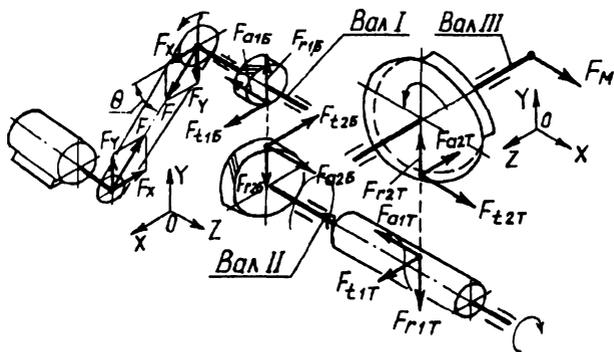


Рис. 9.2
248

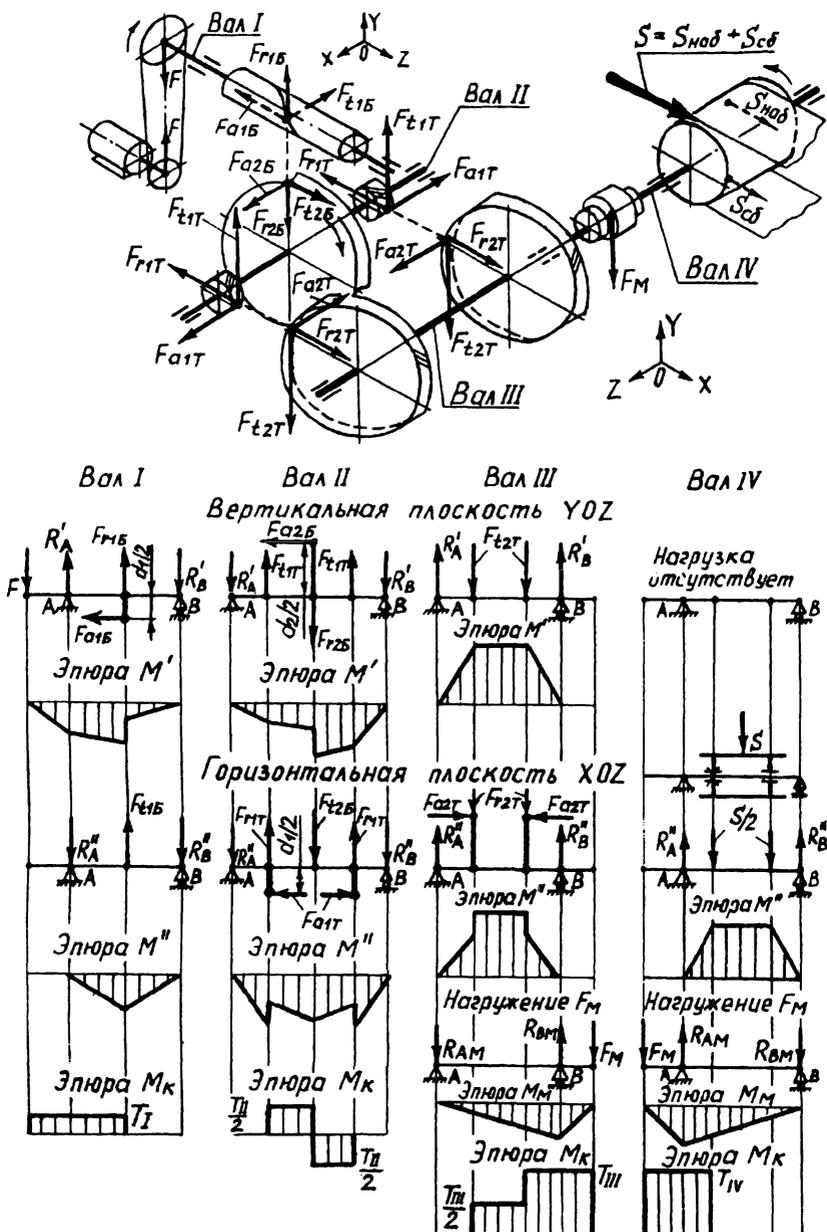


Рис. 9.3

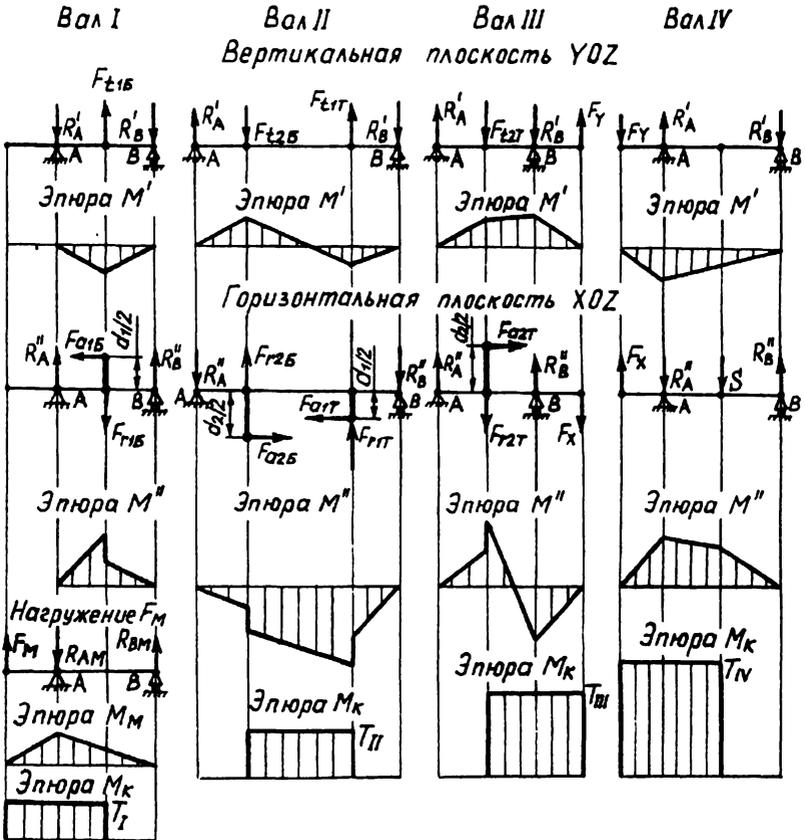
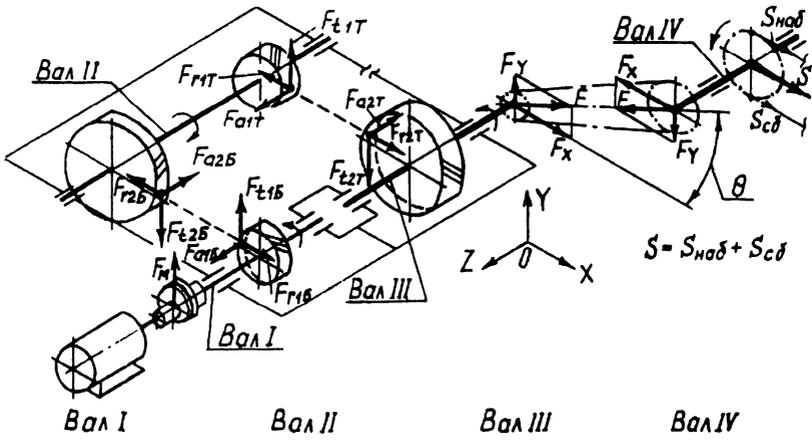


Рис. 9.4

вода с двухступенчатым цилиндрическо-червячным редуктором и открытой ременной передачей, расположенной под углом к горизонту. Характерная особенность редуктора – расположение валов быстроходной косозубой цилиндрической ступени в вертикальной плоскости и нижнее расположение червяка (под червячным колесом) – для тихоходной ступени. Конструктивное исполнение данного редуктора приведено на рис. 4.35. При этом, с целью уменьшения результирующей осевой нагрузки, действующей на опоры червяка, направление линии зуба на цилиндрическом косозубом колесе необходимо выбирать таким образом, чтобы осевые нагрузки на нем и червяке были направлены в разные стороны.

Привод ленточного конвейера (рис. 9.3) включает в себя открытую ременную передачу, расположенную вертикально, и двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор с верхним расположением червяка (над червячным колесом). Косозубая цилиндрическая тихоходная ступень выполнена раздвоенной.

Привод цепного конвейера (рис. 9.4) состоит из двухступенчатого горизонтального соосного цилиндрического косозубого редуктора и открытой цепной передачи, расположенной под углом к горизонту.

Для индивидуального привода на рис. 9.2 направление вращения принято произвольно, для конвейеров на рис. 9.1,9.3...9.4 направление вращения приводного вала указано на схеме привода.

Для облегчения работы студента над проектом для приводов на рис. 9.2... 9.4 приведены расчетные схемы валов редукторов и приводных валов, а также эпюры изгибающих M и крутящего M_k моментов.

9.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ОПОР ВАЛОВ И ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР МОМЕНТОВ

Вал, установленный на подшипниках, условно рассматривают в виде двухопорной балки на шарнирных опорах. При этом принимают, что радиальная реакция R опоры с одним подшипником будет приложена в точке пересечения с осью вала нормали к середине поверхности контакта наружного кольца подшипника и его тела качения:

а) для шариковых радиальных однорядных подшипников эта точка располагается на середине подшипника (см. точки А и В на рис. 4.12, а);

б) для радиально-упорных подшипников точка приложения радиальной реакции смещается на величину a от широкого торца наружного кольца (см. рис. 4.12, б, в):

$$a = 0,5(B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha) - \text{ для радиально-упорных однорядных шариковых;}$$

$$a = 0,5(T + \frac{d+D}{3} e) - \text{ для конических однорядных роликоподшипников,}$$

где d, D, B, T – геометрические размеры подшипников; α – угол контакта; e – коэффициент влияния осевого нагружения (см. табл. 2П.13, 2П.15 и 2П.16 приложения 2П).

Для фиксирующей опоры, состоящей из сдвоенных однорядных радиально-упорных подшипников (шариковых или роликовых) принимают, что точка приложения реакции будет расположена посередине между ними.

Силы, нагружающие валы, принимают сосредоточенными и приложенными в середине ширины венца (в зубчатой и цепной передаче) или обода (в ременной передаче). Консольная сила от муфты F_M приложена между полумуфтами, поэтому ориентировочно можно считать, что она приложена в торцовой плоскости к концу вала.

Так как силы в зацеплении зубчатых и червячных передачах представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t, F_r и F_a , то их приводят к оси вала и изображают раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом точка приложения этих сил остаётся в той же торцовой плоскости. В результате приведения окружной силы F_t к оси вала возникает пара сил, равная $T = F_t d_{(m)}/2$, где $d_{(m)}$ – делительный (средний делительный для конической передачи) диаметр. Осевая сила F_a создаёт в рассматриваемом сечении сосредоточенный изгибающий момент $M_a = F_a d_{(m)}/2$. Радиальную силу в зацеплении F_r переносят к оси вала вдоль линии её действия. Консольные силы от ременной и цепной передач приложены к оси вала и направлены вдоль линии действия, соединяющей центры шкивов или звездочек. При этом, для наклонно расположенных ременных и цепных передач консольную силу раскладывают на вертикальную и горизонтальную составляющие.

При определении радиальных реакций опор А и В удобно сначала найти суммарные радиальные реакции R_A и R_B от сил определенного направления, т.е. от сил, создаваемых передачами. Так как консольная сила от муфты является силой неопределенного направления и зависит в основном от случайных неточностей монтажа, рекомендуется отдельно для нее составить расчетную схему вала и определить радиальные реакции R_{AM} и R_{BM} . Полная радиальная реакция R_r в каждой опоре будет равна арифметической сумме этих реакций: $R_{rA} = R_A + R_{AM}$; $R_{rB} = R_B + R_{BM}$. Возможная ошибка при таком подходе идет в запас ресурса подшипника.

Аналогичным образом следует поступить и при построении эпюр изгибающих моментов. Вначале рекомендуется построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной M и горизонтальной M' плоскостях от сил определенного направления (при этом консольная сила от муфты F_M не учитывается). Затем следует к валу приложить силу F_M и построить эпюру изгибающего момента M_M , создаваемого этой силой. Затем в соответствующем сечении определяют результирующий изгибающий момент M , создаваемый силами определенного направления, геометрически складывая M' и M'' , т.е. $M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2}$. Результирующий изгибающий момент M_H в рассматриваемом сечении будет равен арифметической сумме изгибающих моментов M и M_M , то есть

$M_H = M + M_M$. При таком подходе будет учтен худший случай в нагружении рассматриваемого вала.

Пример 9.1. По данным примера 5.3 главы 5 и примера главы 7 определить радиальные реакции опор и построить эпюры моментов для валов коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора привода цепного конвейера с открытой горизонтальной цепной передачей (см. рис. 1.1 главы 1). Силовая схема нагружения валов привода приведена на рис. 9.1, конструкцию редуктора – см. рис. 9.5.

Решение

Силы в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями, являющейся быстроходной ступенью редуктора (см. пример 2.5 главы 2):

$$\begin{aligned} F_{t1Б} &= 3567 \text{ Н}; & F_{r1Б} &= 763 \text{ Н}; & F_{a1Б} &= 2857 \text{ Н}; \\ F_{t2Б} &= 3567 \text{ Н}; & F_{r2Б} &= 2857 \text{ Н}; & F_{a2Б} &= 763 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Силы в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора (см. пример 2.1 главы 2):

$$F_{t1T} = F_{t2T} = 8521 \text{ Н}; \quad F_{r1T} = F_{r2T} = 3193 \text{ Н}; \quad F_{a1T} = F_{a2T} = 2082 \text{ Н}.$$

Консольная нагрузка на концевые участки тихоходного и приводного валов, создаваемая цепной передачей (см. пример 3.2 главы 3) $F_v = 10527 \text{ Н}$. В соответствии с рекомендациями табл. 1П.23 приложения 1П силу F_v направляем по линии, соединяющей центры ведущей и ведомой звездочек.

Консольная нагрузка на быстроходный (входной) вал редуктора от упругой втулочно-пальцевой муфты МУВП, установленной между двигателем и редуктором (см. рекомендации в табл. 1П.23 приложения 1П):

$$F_M = 0,25F_{IM} = 0,25 \cdot 1786 = 447 \text{ Н},$$

где $F_{IM} = 2 \cdot 10^3 T_l / D_0 = 2 \cdot 10^3 \cdot 125 / 140 = 1786 \text{ Н}$ – окружная сила муфты на диаметре окружности расположения пальцев D_0 (выбор муфты см. пример 5.3 главы 5).

Направление силы от муфты F_M выбираем произвольно.

Быстроходный (входной) вал (рис. 9.6)

Величина смещения a точки приложения радиальной реакции от широкого торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника легкой серии 7212А, выбранного предварительно и имеющего следующие данные: $d = 60 \text{ мм}$; $D = 110 \text{ мм}$; $T = 24 \text{ мм}$; $e = 0,4$:

$$a = 0,5 \left(T + \frac{d+D}{3} e \right) = 0,5 \left(24 + \frac{60+110}{3} \cdot 0,4 \right) = 23 \text{ мм}.$$

Из рис. 9.5 с учетом полученной величины a линейные размеры: $l_{1Б} = 130 \text{ мм}$; $l_{2Б} = 106 \text{ мм}$; $l_{3Б} = 23 \text{ мм}$. Размер $l_{2Б}$ принят для $l_T = d = 60 \text{ мм}$ (см. рис. 5.7 главы 5).

Силы на шестерне конической передачи с круговыми зубьями: $F_{t1Б} = 3567 \text{ Н}$; $F_{r1Б} = 763 \text{ Н}$; $F_{a1Б} = 2857 \text{ Н}$. Консольная сила от муфты (МУВП), устанавливаемой между двигателем и редуктором $F_M = 447 \text{ Н}$.

254

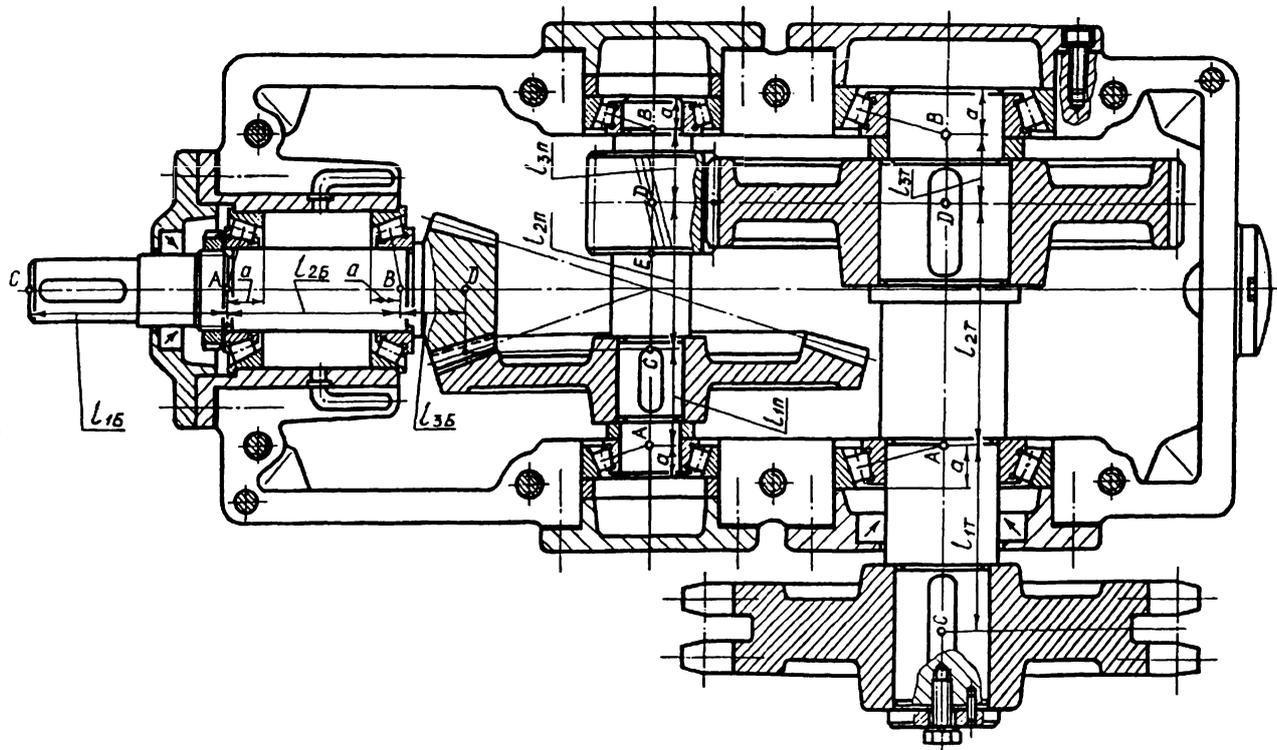


Рис 9.5

Вначале определим радиальные реакции опор от сил на конической шестерне, являющихся силами определенного направления (при этом консольная сила от муфты F_M не учитывается):

а) в плоскости YOZ

$$\sum M_A = 0; F_{r1B} (l_{2B} + l_{3B}) - R'_B l_{2B} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{r1B} (l_{2B} + l_{3B})}{l_{2B}} = \frac{3567(106 + 23)}{106} = 4341 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; F_{r1B} l_{3B} - R'_A l_{2B} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{r1B} l_{3B}}{l_{2B}} = \frac{3567 \cdot 23}{106} = 774 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y = -R'_A + R'_B - F_{r1B} = -774 + 4341 - 3567 = 0$ – реакции найдены правильно;

б) в плоскости XOZ

$$\sum M_A = 0; F_{a1B} \frac{d_{m1}}{2} - F_{r1B} (l_{2B} + l_{3B}) + R''_B l_{2B} = 0;$$

$$R''_B = \frac{1}{l_{2B}} [-F_{a1B} \frac{d_{m1}}{2} + F_{r1B} (l_{2B} + l_{3B})] = \frac{1}{106} [-2857 \frac{67,144}{2} + 763 (106 + 23)] = 24 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; R''_A l_{2B} - F_{r1B} l_{3B} + F_{a1B} \frac{d_{m1}}{2} = 0;$$

$$R''_A = \frac{1}{l_{2B}} (-F_{a1B} \frac{d_{m1}}{2} + F_{r1B} l_{3B}) = \frac{1}{106} (-2857 \frac{67,144}{2} + 763 \cdot 23) = -739 \text{ Н.}$$

Изменяем направление реакции.

Проверка: $\sum X = -R''_A + R''_B - F_{r1B} = 739 + 24 - 763 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор от сил в зацеплении:

$$R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{774^2 + 739^2} = 1070 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{4341^2 + 24^2} = 4341 \text{ Н.}$$

Реакции от консольной силы, создаваемой муфтой, находим отдельно для расчетной схемы вала, нагруженного только данной силой (на рис. 9.6 нагружение F_M):

$$\sum M_A = 0; -F_M l_{1B} + R_{BM} l_{2B} = 0;$$

$$R_{BM} = \frac{F_M l_{1B}}{l_{2B}} = \frac{447 \cdot 130}{106} = 548 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; -F_M (l_{1B} + l_{2B}) + R_{AM} l_{2B} = 0;$$

$$R_{AM} = \frac{F_M (l_{1B} + l_{2B})}{l_{2B}} = \frac{447(130 + 106)}{106} = 995 \text{ Н.}$$

Проверка: $-F_M + R_{AM} - R_{BM} = -447 + 995 - 548 = 0$ – реакции найдены правильно.

Y Вертикальная плоскость YOZ (рис. 9.1)
 Z Быстроходный вал-шестерня
 O

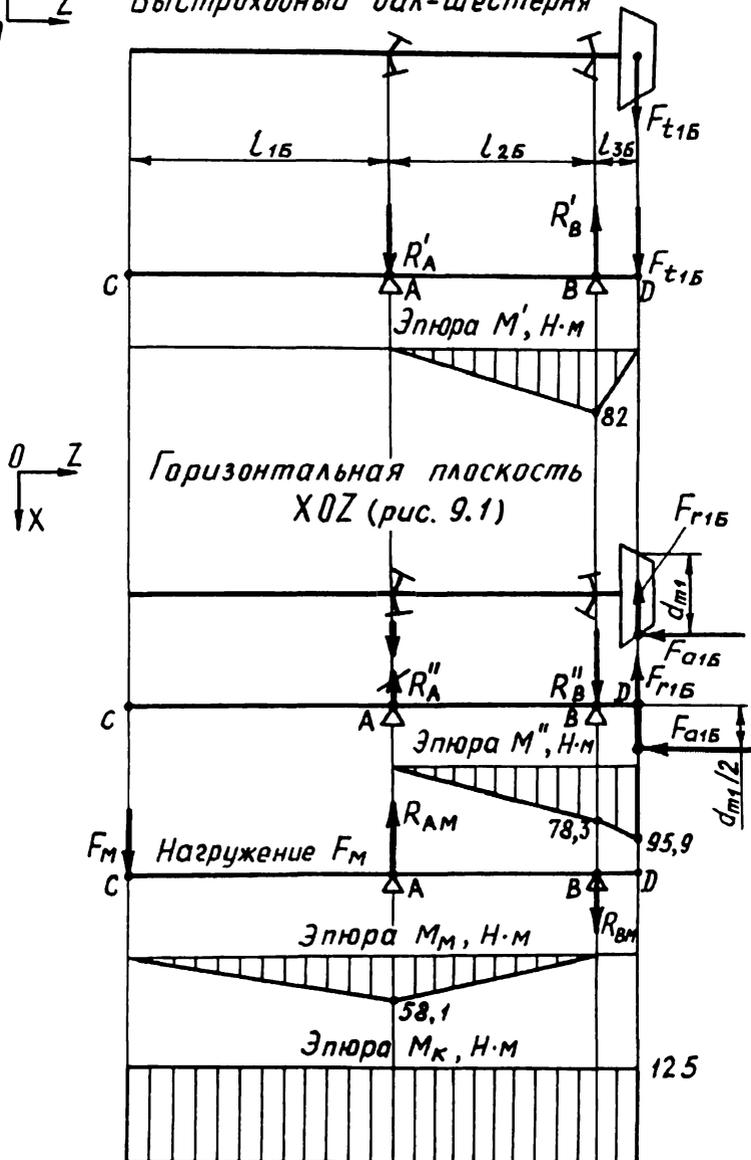


Рис. 9.6

Радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A + R_{AM} = 1070 + 995 = 2065 \text{ Н};$$

$$R_{rB} = R_B + R_{BM} = 4341 + 548 = 4889 \text{ Н}.$$

Далее приступаем к построению эпюр изгибающих моментов M (в вертикальной плоскости YOZ) и M' (в горизонтальной плоскости XOZ), а также эпюры крутящего момента M_k .

Как и при определении реакций опор, вначале строим эпюры изгибающих моментов без учета консольной силы от муфты. При этом для построения эпюр необходимо определить значения изгибающих моментов, создаваемых силами определенного направления в характерных сечениях вала (в торцовых плоскостях, перпендикулярных оси вала и обозначенных на рис. 9.5 и 9.6: А, В, С и D).

Вертикальная плоскость YOZ:

сечение С: $M = 0$;

сечение А: $M = 0$;

сечение В: $M = -F_{11B} l_{1B} = -3567 \cdot 23 \cdot 10^{-3} = -82 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

сечение D: $M = 0$.

Горизонтальная плоскость XOZ:

сечение С: $M' = 0$;

сечение А: $M' = 0$;

сечение В: $M' = -R'_A l_{2B} = -739 \cdot 106 \cdot 10^{-3} = -78,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

сечение D: $M' = -M_a = -F_{a1B} \frac{d_{m1}}{2} = -2857 \frac{67,144}{2} 10^{-3} = -95,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Нагружение от муфты:

сечение С: $M_M = 0$;

сечение А: $M_M = -F_M l_{1B} = -447 \cdot 130 \cdot 10^{-3} = -58,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

сечение В: $M_M = 0$;

сечение D: $M_M = 0$.

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка от сечения С до сечения D (см. эпюру крутящего момента M_k). При этом $M_k = T_j = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Промежуточный вал (рис. 9.7, а)

Величина смещения a точки приложения радиальной реакции от широкого торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника легкой серии 7209А, выбранного предварительно и имеющего следующие данные: $d = 45 \text{ мм}$; $D = 85 \text{ мм}$; $T = 21 \text{ мм}$; $e = 0,4$:

$$a = 0,5(T + \frac{d+D}{3}e) = 0,5(21 + \frac{45+85}{3} \cdot 0,4) = 19 \text{ мм}.$$

Из рис. 9.5 с учетом полученной величины a линейные размеры: $l_{1П} = 60 \text{ мм}$; $l_{2П} = 82 \text{ мм}$; $l_{3П} = 46 \text{ мм}$.

Силы на колесе конической передачи с круговыми зубьями: $F_{12B} = 3567 \text{ Н}$; $F_{r2B} = 2857 \text{ Н}$; $F_{a2B} = 763 \text{ Н}$. Силы на шестерне косозубой цилиндрической передачи: $F_{11T} = 8521 \text{ Н}$; $F_{r1T} = 3193 \text{ Н}$; $F_{a1T} = 2082 \text{ Н}$.

Радиальные реакции опор от сил в вертикальной плоскости YOZ:

$$\sum M_A = 0; R'_B (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{r1T} (l_{1П} + l_{2П}) - F_{r2B} l_{1П} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{r1T}(l_{1П} + l_{2П}) + F_{r2B} l_{1П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} = \frac{8521(60 + 82) + 3567 \cdot 60}{60 + 82 + 46} = 7574 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; -R'_A (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) + F_{r2B} (l_{2П} + l_{3П}) + F_{r1T} l_{3П} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{r2B}(l_{2П} + l_{3П}) + F_{r1T} l_{3П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} = \frac{3567(82 + 46) + 8521 \cdot 46}{60 + 82 + 46} = 4514 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y = -R'_A + F_{r2B} + F_{r1T} - R'_B = -4514 + 3567 + 8521 - 7574 = 0$ – реакции найдены правильно.

Радиальные реакции опор от сил в горизонтальной плоскости XOZ:

$$\sum M_A = 0; R''_B (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{r1T} (l_{1П} + l_{2П}) - F_{a1T} \frac{d_1}{2} - F_{a2B} \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2B} l_{1П} = 0;$$

$$R''_B = \frac{F_{r1T}(l_{1П} + l_{2П}) + F_{a1T} \frac{d_1}{2} + F_{a2B} \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2B} l_{1П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} =$$

$$= \frac{3193(60 + 82) + 2082 \frac{86,471}{2} + 763 \frac{213,64}{2} - 2857 \cdot 60}{60 + 82 + 46} = 2412 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; R''_A (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{a2B} \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2B} (l_{2П} + l_{3П}) - F_{a1T} \frac{d_1}{2} + F_{r1T} l_{3П} = 0;$$

$$R''_A = \frac{F_{r2B}(l_{2П} + l_{3П}) + F_{a1T} \frac{d_1}{2} + F_{a2B} \frac{d_{m2}}{2} - F_{r1T} l_{3П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} =$$

$$= \frac{2857(82 + 46) + 2082 \frac{86,471}{2} + 763 \frac{213,64}{2} - 3193 \cdot 46}{60 + 82 + 46} = 2076 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X = -R''_A + F_{r2B} - F_{r1T} + R''_B = -2076 + 2857 - 3193 + 2412 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{4514^2 + 2076^2} = 4968 \text{ Н;}$$

$$R_{rB} = R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{7574^2 + 2412^2} = 7949 \text{ Н.}$$

Определив значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала А, С, D и В, строим эпюры изгибающих моментов M (в плоскости YOZ) и M' (в плоскости XOZ). При этом на эпюре M' отмечаются скачки на величину сосредоточенных изгибающих моментов, создаваемых осевыми силами в зацеплении: в сечении С – осевой силой F_{a2B} , в сечении D – осевой силой F_{a1T} .

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от сечения С к сечению D (эпюра M_k): $M_k = T_{II} = 381 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Тихоходный (выходной) вал (рис. 9.7, б)

Величина смещения a точки приложения радиальной реакции от широкого

торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника легкой серии 7216А, выбранного предварительно и имеющего следующие данные: $d = 80$ мм; $D = 140$ мм; $T = 28,5$ мм; $e = 0,43$:

$$a = 0,5\left(T + \frac{d+D}{3}e\right) = 0,5\left(28,5 + \frac{80+140}{3} \cdot 0,43\right) = 30 \text{ мм.}$$

Из рис. 9.5 с учетом полученной величины a линейные размеры: $l_{1T} = 125$ мм; $l_{2T} = 138$ мм; $l_{3T} = 43$ мм.

Силы на колесе косозубой цилиндрической передачи: $F_{t2T} = 8521$ Н; $F_{r2T} = 3193$ Н; $F_{a2T} = 2082$ Н. Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи, $F_{\psi} = 10527$ Н. При этом сила F_{ψ} направлена по линии, соединяющей центры ведущей и ведомой звездочек. Линия центров звездочек по условию расположена горизонтально. Силы, нагружающие тихоходный вал, являются силами определенного направления.

Радиальные реакции опор от сил в вертикальной плоскости YOZ:

$$\sum M_A = 0; -R'_B(l_{2T} + l_{3T}) + F_{t2T}l_{2T} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{t2T}l_{2T}}{l_{2T} + l_{3T}} = \frac{8521 \cdot 138}{138 + 43} = 6497 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; R'_A(l_{2T} + l_{3T}) - F_{t2T}l_{3T} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{t2T}l_{3T}}{l_{2T} + l_{3T}} = \frac{8521 \cdot 43}{138 + 43} = 2024 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y = R'_A - F_{t2T} + R'_B = 2024 - 8521 + 6497 = 0$ – реакции найдены правильно.

Радиальные реакции опор от сил в горизонтальной плоскости XOZ:

$$\sum M_A = 0; -R''_B(l_{2T} + l_{3T}) + F_{r2T}l_{2T} - F_{a2T}\frac{d_2}{2} - F_{\psi}l_{1T} = 0;$$

$$R''_B = \frac{-F_{r2T}l_{2T} + F_{a2T}\frac{d_2}{2} + F_{\psi}l_{1T}}{l_{2T} + l_{3T}} = \frac{-3193 \cdot 138 + 2082 \frac{333,529}{2} + 10527 \cdot 125}{138 + 43} = 6754 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; -F_{\psi}(l_{1T} + l_{2T} + l_{3T}) + R''_A(l_{2T} + l_{3T}) - F_{r2T}l_{2T} - F_{a2T}\frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R''_A = \frac{F_{\psi}(l_{1T} + l_{2T} + l_{3T}) + F_{r2T}l_{2T} + F_{a2T}\frac{d_2}{2}}{l_{2T} + l_{3T}} = \frac{10527(125 + 138 + 43) + 3193 \cdot 43 + 2082 \frac{333,529}{2}}{138 + 43} = 20474 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X = F_{\psi} - R''_A + F_{r2T} + R''_B = 10527 - 20474 + 3193 + 6754 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{2024^2 + 20474^2} = 20574 \text{ Н;}$$

$$R_{rB} = R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{6497^2 + 6754^2} = 9372 \text{ Н.}$$

Для построения эпюр определяем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала.

Вертикальная плоскость YOZ:

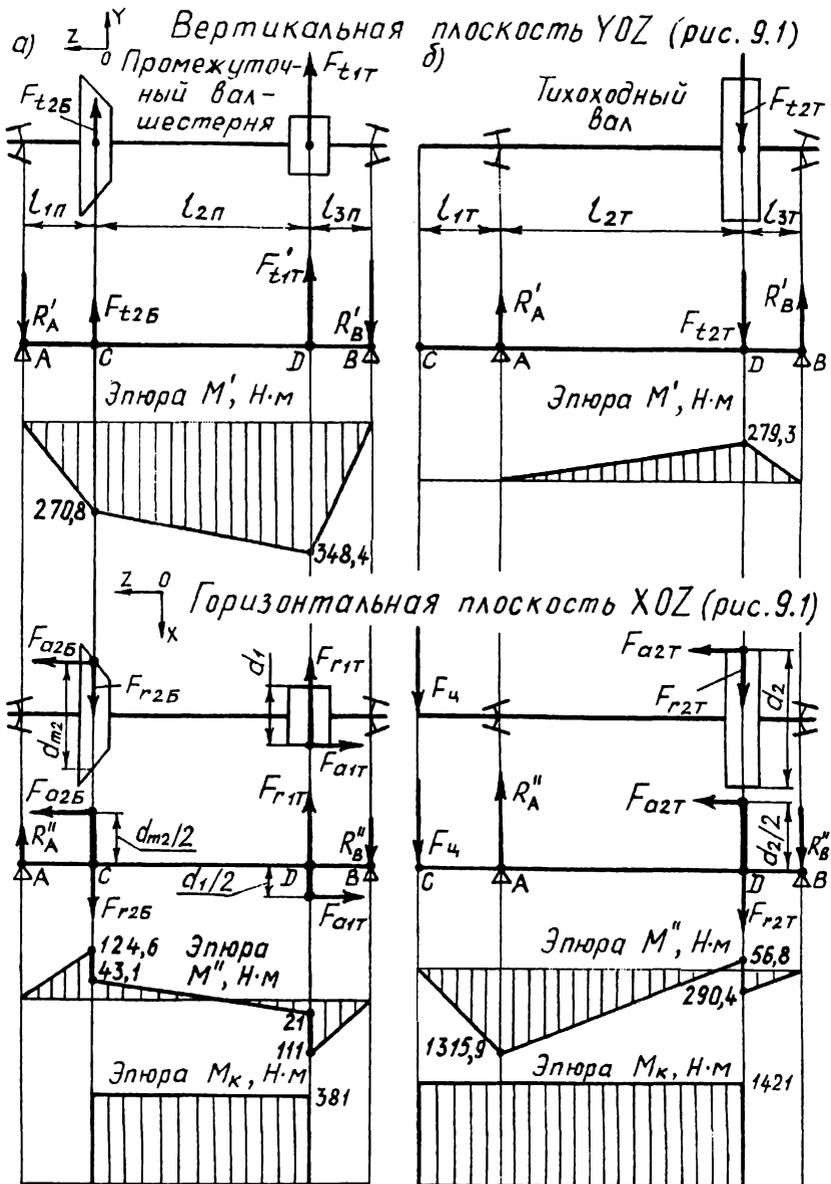


Рис. 9.7

сечение С: $M' = 0$;
сечение А: $M' = 0$;
сечение D: $M' = R'_A l_{2T} = 2024 \cdot 138 \cdot 10^{-3} = 279,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
сечение В: $M' = 0$.

Горизонтальная плоскость XOZ:

сечение С: $M'' = 0$;
сечение А: $M'' = -F_y l_{1T} = -10527 \cdot 125 \cdot 10^{-3} = -1315,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
сечение D слева: $M'' = -F_y (l_{1T} + l_{2T}) + R''_A l_{2T} = -10527(125 + 138) \cdot 10^{-3} + 20474 \cdot 138 \cdot 10^{-3} = 56,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
сечение D справа: $M'' = -R''_B l_{3T} = -6754 \cdot 43 \cdot 10^{-3} = -290,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
сечение В: $M'' = 0$.

В плоскости XOZ на эпюре M'' наблюдается скачок на величину сосредоточенного момента $M_a = F_{a2T} \frac{d_2}{2} = 2082 \frac{333,529}{2} 10^{-3} = 347,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ в сечении D.

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от сечения D к сечению С (эпора M_k): $M_k = T_{III} = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

9.3. РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА НА ПРОЧНОСТЬ

Опыт эксплуатации различных механизмов и машин показал, что основным видом разрушения валов является усталостное разрушение. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным.

Статическое разрушение валов наблюдается реже и происходит в основном при перегрузке. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

Расчет на сопротивление усталости

Приступая к данному расчету, следует предварительно наметить опасные сечения вала, подлежащие проверке. При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящих моментов, а также места концентрации напряжений. Для опасных сечений вала определяют коэффициент запаса прочности по усталости S и сравнивают его с допусковым значением $[S]$, принимаемым обычно 1,5...2,5:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (9.1)$$

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m}. \quad (9.2)$$

Здесь σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости материала (гладких образцов) соответственно при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом,

МПа (табл. 9.1); $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты, учитывающие для данного сечения вала влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma}/K_d + K_F - 1)/K_V; K_{\tau D} = (K_{\tau}/K_d + K_F - 1)/K_V,$$

K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений (табл. 9.3...9.5); K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 9.6); K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 9.7); K_V – коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением (табл. 9.8); σ_a и τ_a – амплитуды напряжений цикла, МПа; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла, МПа; ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений (для сталей $\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B$, где σ_B – предел прочности в МПа; $\psi_{\tau} = 0,5 \psi_{\sigma}$).

При расчете валов на сопротивление усталости принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу: $\sigma_a = \sigma_H$ и $\sigma_m = 0$, а касательные напряжения – по отнулевому циклу: $\tau_a = \tau_K/2$ и $\tau_m = \tau_a$.

Амплитуду напряжений цикла определяют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W}; \tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K},$$

где σ_H – напряжение изгиба, МПа; $M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2}$ – результирующий изгибающий момент, Н·мм; W – осевой момент сопротивления сечения вала, мм³ (табл. 9.2); τ_K – напряжение кручения, МПа; M_K – крутящий момент, Н·мм; W_K – полярный момент сопротивления сечения вала, мм³ (табл. 9.2).

Таблица 9.1

Материалы валов и осей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_I	τ_I
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	120	240	800	550	300	350	210
45	80	270	900	650	390	380	230
40X	200	240	800	650	390	360	210
40X	120	270	900	750	450	410	240
40XH	200	270	920	750	450	420	250
20X	120	197	650	400	240	300	160
12ХНЗА	120	260	950	700	490	420	210
18ХГТ	60	330	1150	950	665	520	280

Таблица 9.2

Осевые и полярные моменты сопротивления сечения вала, мм³

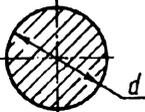
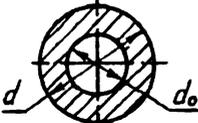
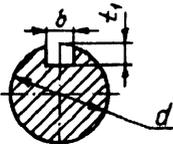
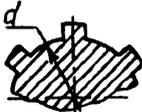
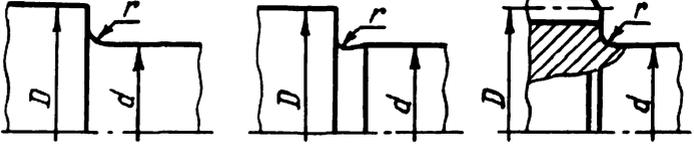
Сечение вала	W	W_K
Круглое сплошное 	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Круглое полое 	$(\pi d^3/32) (1-c^4)$	$(\pi d^3/16) (1-c^4)$
Здесь $c = \frac{d_o}{d}$		
Вал со шпоночным пазом 	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
Вал с прямобочными шлицами 	$\frac{\xi \pi d^3}{32}$	$\frac{\xi \pi d^3}{16}$
Для шлицев серии: легкой $\xi = 1,125$; средней $\xi = 1,205$; тяжелой $\xi = 1,265$.		
Вал с эвольвентными шлицами и вал-шестерня 	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Вал-червяк и резьба 	$\frac{\pi d_n^3}{32}$	$\frac{\pi d_n^3}{16}$
Для резьбы $d_n = d_1$		

Таблица 9.3

Коэффициенты K_σ и K_τ для ступенчатого перехода с галтелью



$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_B , МПа					K_τ при σ_B , МПа				
		600	700	800	900	≥ 1000	600	700	800	900	≥ 1000
До 1,1	0,02	1,96	2,08	2,20	2,35	2,50	1,30	1,35	1,41	1,45	1,50
	0,04	1,66	1,69	1,75	1,81	1,87	1,20	1,24	1,27	1,29	1,32
	0,06	1,51	1,52	1,54	1,57	1,60	1,16	1,18	1,20	1,23	1,24
Св. 1,1 до 1,2	0,02	2,34	2,51	2,68	2,89	3,10	1,50	1,59	1,67	1,74	1,81
	0,04	1,92	1,97	2,05	2,13	2,22	1,33	1,39	1,45	1,48	1,52
	0,06	1,71	1,74	1,76	1,80	1,84	1,26	1,30	1,33	1,37	1,39
Св. 1,2 до 2	0,02	2,40	2,60	2,80	3,0	3,25	1,70	1,80	1,90	2,0	2,10
	0,04	2,0	2,10	2,15	2,25	2,35	1,46	1,53	1,60	1,65	1,70
	0,06	1,85	1,88	1,90	1,96	2,0	1,35	1,40	1,45	1,50	1,53

Таблица 9.4

Коэффициенты K_σ и K_τ для шлицевых, шпоночных и резьбовых участков валов и валов-шестерен

σ_B , МПа	K_σ для шлицев прямо- бочных, эволь- вентных и валов- шестерен	K_τ для прямо- бочных шлицев	K_τ для эволь- вентных шлицев и валов- шестерен	K_σ для ва- лов со шпон- ками	K_τ для ва- лов со шпон- ками	K_σ для резьбы (витков червяка)	K_τ для резь- бы (вит- ков чер- вяка)
500	1,45	2,25	1,43	1,6	1,4	1,8	1,4
600	1,55	2,36	1,46	1,75	1,5	1,95	1,55
700	1,60	2,45	1,49	1,9	1,7	2,2	1,7
800	1,65	2,55	1,52	2,05	1,9	2,3	1,85
900	1,70	2,65	1,55	2,2	2,0	2,45	2,0
1000	1,72	2,70	1,58	2,3	2,2	2,6	2,2

Таблица 9.5

Отношения K_{σ}/K_d и K_{τ}/K_d для участков вала в месте посадки деталей

Диаметр вала d , мм	Посадка	σ_B , МПа					
		600	700	800	900	1000	1200
K_{σ}/K_d (изгиб)							
30	I	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	II	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	III	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	I	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	II	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	III	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
100 и более	I	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,6
	II	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	III	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	3,64
K_{τ}/K_d (кручение)							
30	I	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	II	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	III	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	I	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	II	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	III	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100 и более	I	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	II	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	III	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58
<p>Примечания: 1. Обозначение посадок: I – посадки с гарантированным натягом (например, Н7/с6); II – посадки переходные (Н7/к6); III – посадки типа скользящей (Н/н). 2. В месте посадки колец подшипников качения значения K_{σ}/K_d и K_{τ}/K_d выбирают по строке, соответствующей посадке I. 3. Величина K_{τ}/K_d определяется по формуле $K_{\tau}/K_d \approx 1 + 0,6(K_{\sigma}/K_d - 1)$.</p>							

Таблица 9.6

Коэффициент K_d

Напряженное состояние	Материал	Значения K_d при диаметре вала, мм							
		15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб	Углеродистая сталь	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Кручение		0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Изгиб, кручение	Легированная сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица 9.7

Коэффициент K_F

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra , мкм	Значения K_F при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200
Обточка	2,5...0,63	1,05	1,10	1,15	1,25
Шлифование	0,32...0,16	1	1	1	1

Таблица 9.8

Коэффициент K_V

Вид упрочнения	σ_B , МПа	K_V		
		для гладких валов	при $K_\sigma \leq 1,5$	при $K_\sigma = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	—	—
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом	—	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0
Цементация	700...800	1,4...1,5	—	—

Примечания: 1. Для участков вала в месте посадки деталей влияние на сопротивление усталости существенно зависит от диаметра вала. Поэтому в данном случае при определении коэффициентов $K_{\sigma D}$ и K_D принимают не отдельные независимые коэффициенты K_σ и K_n , а используют общие коэффициенты K_σ/K_d и K_τ/K_d , принимаемые по табл. 9.5. 2. Для нарезки витков червяка значения K_σ и K_τ принимают как для резьбы по табл. 9.4. 3. Посадочные поверхности под подшипники и детали передач при выборе коэффициента K_F по табл. 9.7 принимают шлифованными. 4. При наличии нескольких концентраторов напряжений в рассматриваемом опасном сечении вала (или вблизи опасного сечения) в расчет принимается тот концентратор напряжений, у которого больше отношение K_σ/K_d , несмотря на то, что у других концентраторов могут быть большими отношения K_τ/K_d . Если отношения K_σ/K_d для рассматриваемых концентраторов напряжений получились одинаковыми, то в расчет принимается тот, у которого больше отношение K_τ/K_d .

Расчет на статическую прочность

Проверку статической прочности вала проводят, как правило, для более напряженного сечения (с наименьшей величиной коэффициента запаса прочности

по усталости S) в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске). При этом определяют эквивалентное напряжение σ_E с учетом коэффициента перегрузки $K_{II} = T_{ник} / T_{max}$, который указывается в техническом задании на проектирование.

Проверка статической прочности вала проводится по условию

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{II} M / W)^2 + 3(K_{II} M_K / W_K)^2} \leq [\sigma], \quad (9.3)$$

где σ_E – эквивалентное напряжение, МПа; $M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2}$ – результирующий изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Н·мм; M_K – крутящий момент в данном сечении, Н·мм; W и W_K – осевой и полярный моменты сопротивления рассматриваемого сечения, мм³; $[\sigma] \cong 0,8\sigma_T$ – предельное допускаемое напряжение, МПа (здесь σ_T – предел текучести материала вала, принимаемый по табл. 9.1).

Пример 9.2. По данным примера 9.1 рассчитать на прочность валы коническочилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора привода цепного конвейера с открытой горизонтальной передачей (см. рис. 1.1 главы 1). Коэффициент перегрузки $K_{II} = T_{ник} / T_{max} = 1,6$.

Решение

Быстроходный (входной) вал

Материал вала тот же, что и для конической шестерни с круговыми зубьями (коническая шестерня выполнена заодно с валом), т.е. сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ, диаметр заготовки $D_{заз} \approx 91$ мм. Из табл. 9.1 для стали 40Х при диаметре заготовки не более 120 мм и твердости не ниже 270 НВ выписываем: $\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа.

Анализ конструкции вала (рис. 9.5), а также эпюр изгибающих M' , M'' и крутящего M_K моментов (рис. 9.6) показывает, что предположительно опасным сечением является сечение В.

Расчет сечения В на сопротивление усталости. Концентратор напряжений в сечении В – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. Рядом с опасным сечением В справа имеется второй концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d = 60$ мм к диаметру $D = d_3 = d_{6,n} = 70$ мм с радиусом $r = r_K = 1,6$ мм (см. рис. 5.7, выносной элемент II).

Определим отношения K_σ / K_d и K_τ / K_d для каждого из концентраторов напряжений.

Концентратор напряжений – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. По табл. 9.5 с учетом примечания 2 при $\sigma_B = 900$ МПа для $d = 60$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_\sigma / K_d = 3,92$ и $K_\tau / K_d = 3,09$.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d = 60$ мм к диаметру $D = d_s = 70$ мм при радиусе канавки для выхода шлифовального круга $r = r_k = 1,6$ мм. Определим отношения: $D/d = 70/60 = 1,17$; $r/d = 1,6/60 = 0,03$. По табл. 9.3 при $\sigma_B = 900$ МПа, $K_\sigma = 2,51$ и $K_\tau = 1,61$. По табл. 9.6 линейным интерполированием для $d = 60$ мм (сталь легированная) коэффициент $K_d = 0,68$ (при изгибе и кручении). Тогда для данного концентратора напряжений: $K_\sigma/K_d = 2,51/0,68 = 3,69$; $K_\tau/K_d = 1,61/0,68 = 2,37$.

Согласно п. 4 примечания, указанного выше, в расчет принимаем первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом, так как у него больше отношение K_σ/K_d .

Посадочная поверхность вала под подшипник шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент $K_F = 1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется. Тогда коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1) / K_V = (3,69 + 1 - 1) / 1 = 3,69;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1) / K_V = (2,37 + 1 - 1) / 1 = 2,37.$$

Результирующий изгибающий момент в рассматриваемом сечении В (см. рис. 9.6)

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{82^2 + 78,3^2} = 113 \text{ Н}\cdot\text{м} = 113 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 125 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ (см. эпюру M_K на рис. 9.6).

Для круглого сплошного сечения В диаметром $d = 60$ мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21206 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 60^3}{16} = 42412 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{113 \cdot 10^3}{21206} = 5,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K / 2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{125 \cdot 10^3}{2 \cdot 42412} = 1,5 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 1,5 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ :

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900 = 0,2;$$

$$\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_{\sigma} + \psi_{\sigma}\sigma_{m}} = \frac{410}{3,92 \cdot 5,3 + 0,2 \cdot 0} = 19,7;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\sigma}\tau_{\sigma} + \psi_{\tau}\tau_{m}} = \frac{240}{3,09 \cdot 1,5 + 0,1 \cdot 1,5} = 50,2.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении В

$$S = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{19,7 \cdot 50,2}{\sqrt{19,7^2 + 50,2^2}} = 18,3 > [S] = 2,5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении В обеспечивается.

Следует отметить, что такой большой коэффициент запаса прочности $S = 18,3$ объясняется особенностью конструкции вала-шестерни, а также использованием высокопрочной легированной стали 40Х. По этой причине проверять прочность в сечении А (см. рис. 9.6) нет необходимости.

Расчет сечения В на статическую прочность. Проверку статической прочности вала в сечении В проводим по условию (9.3) при коэффициенте перегрузки $K_L = T_{min}/T_{max} = 1,6$.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_E = \sqrt{(K_L M / W)^2 + 3(K_L M_K / W_K)^2} = \sqrt{(1,6 \cdot 113 \cdot 10^3 / 21206)^2 + 3(1,6 \cdot 125 \cdot 10^3 / 42412)^2} = 11,8 \text{ МПа.}$$

Предельное допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа.}$$

Статическая прочность вала в сечении В обеспечивается, т.к. $\sigma_E < [\sigma]$.

Промежуточный вал

Промежуточный вал представляет собой вал-шестерню, т.к. заодно с валом выполнена цилиндрическая шестерня тихоходной косозубой передачи (см. рис. 9.5). Поэтому материал промежуточного вала будет тот же, что и для шестерни: сталь 40Х, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности 45...50 HRC₃, диаметр заготовки $D_{заг} \approx 100$ мм. Из табл. 9.1 для стали 40Х при диаметре заготовки не более 120 мм и твердости не ниже 270 НВ выписываем: $\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, $\sigma_I = 410$ МПа, $\tau_I = 240$ МПа.

Анализ конструкции промежуточного вала и эпюр изгибающих M' , M'' и крутящего M_K моментов (рис.9.7,а) показывает, что предположительно опасными сечениями являются сечения С и D. Однако, учитывая, что в сечении D диаметр впадин зубьев шестерни $d_f = 76,471$ мм, что значительно больше диаметров соседних с ней ступеней вала, принимаем решение производить проверку прочности вала не в сечении D, а в сечении E у края шестерни (см. рис. 9.5).

Расчет сечения С на сопротивление усталости. Диаметр вала в этом сечении $d = d_2 = 48$ мм. Концентраторы напряжений в сечении С – посадка с натягом ступицы конического колеса на вал, а также шпоночный паз. Рядом с опасным сечением С находится третий концентратор напряжений – ступенчатый переход с канавкой для выхода шлифовального круга.

Для каждого из концентраторов напряжений определим отношения K_{σ}/K_d и K_{τ}/K_d .

Концентратор напряжений – посадка на вал с натягом ступицы конического колеса. По табл. 9.5 при $\sigma_B = 900$ МПа для диаметра вала $d = 48$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_{\sigma}/K_d = 4,20$ и $K_{\tau}/K_d = 3,01$.

Концентратор напряжений – шпоночный паз. По табл. 9.4 при $\sigma_B = 900$ МПа для валов со шпонками $K_{\sigma} = 2,2$ и $K_{\tau} = 2,0$. По табл. 9.6 для $d = 48$ мм (сталь легированная) линейным интерполированием коэффициент $K_d = 0,71$ (при изгибе и кручении). Тогда $K_{\sigma}/K_d = 2,2/0,71 = 3,10$ и $K_{\tau}/K_d = 2,0/0,71 = 2,82$.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход с канавкой для выхода шлифовального круга. Для ступенчатого перехода от ступени вала диаметром $d = d_2 = 48$ мм к ступени диаметром $D = d_3 = 55$ мм при радиусе канавки для выхода шлифовального круга $r = r_k = 1$ мм (см. рис. 5.8, выносной элемент II) определим отношения: $D/d = 55/48 = 1,15$; $r/d = 1/48 = 0,02$. По табл. 9.3 при $\sigma_B = 900$ МПа коэффициенты $K_{\sigma} = 2,89$ и $K_{\tau} = 1,74$. По табл. 9.6 для легированной стали при изгибе и кручении для $d = 48$ мм (сталь легированная) линейным интерполированием коэффициент $K_d = 0,71$. Тогда отношения: $K_{\sigma}/K_d = 2,89/0,71 = 4,07$; $K_{\tau}/K_d = 1,74/0,71 = 2,45$.

Таким образом, из трех концентраторов напряжений в качестве расчетного принимаем посадку на вал с натягом ступицы конического колеса, так как для данного концентратора напряжений получены наибольшие отношения K_{σ}/K_d и K_{τ}/K_d .

Посадочная поверхность вала дополнительно не упрочняется и коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$:

$$K_{\sigma d} = (K_{\sigma}/K_d + K_F - 1) / K_V = (4,20 + 1 - 1) / 1 = 4,20;$$

$$K_{\tau d} = (K_{\tau}/K_d + K_F - 1) / K_V = (3,01 + 1 - 1) / 1 = 3,01.$$

Результирующий изгибающий момент в рассматриваемом сечении С (см. рис. 9.7,а)

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{270,8^2 + 124,6^2} = 298,1 \text{ Н}\cdot\text{м} = 298,1 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 381 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ (см. эпюру M_K на рис. 9.7,а).

Для круглого сплошного сечения С диаметром $d = 48$ мм (размеры шпоночного паза приближенно не учитываем) в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 48^3}{32} = 10857 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 48^3}{16} = 21715 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{298,1 \cdot 10^3}{10857} = 27,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K / 2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{381 \cdot 10^3}{2 \cdot 21715} = 8,8 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 8,8 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ :

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900 = 0,2;$$

$$\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{410}{4,20 \cdot 27,5 + 0,2 \cdot 0} = 3,5;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{240}{3,01 \cdot 8,8 + 0,1 \cdot 8,8} = 8,8.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении С

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,5 \cdot 8,8}{\sqrt{3,5^2 + 8,8^2}} = 3,3 > [S] = 2,5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении С обеспечивается.

Расчет сечения Е на сопротивление усталости. Концентрация напряжений в данном сечении обусловлена ступенчатым переходом с галтелью r от ступени вала $d_3 = 55$ мм к цилиндрической шестерне (см. рис. 5.8). Делительный диаметр шестерни $d_1 = 86,471$ мм. По табл. 2П.3 приложения 2П размер галтели $r = 1,6$ мм. Для ступенчатого перехода с размерами $d = d_3 = 55$ мм, $D = d_1 = 86,471$ мм и $r = 1,6$ мм определяем отношения: $D/d = 86,471/55 = 1,6$; $r/d = 1,6/55 = 0,03$. По табл. 9.3 для $\sigma_B = 900$ МПа линейным интерполированием коэффициенты $K_\sigma = 2,63$ и $K_\tau = 1,83$.

По табл. 9.6 для легированной стали при изгибе и кручении для $d = 55$ мм линейным интерполированием коэффициент $K_d = 0,69$.

По табл. 9.7 для обточка коэффициент $K_F = 1,15$ (при $\sigma_B = 900$ МПа).

Поверхность вала дополнительно не упрочняется и коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$:

$$K_{\sigma d} = (K_\sigma / K_d + K_F - 1) / K_V = (2,63 / 0,69 + 1,15 - 1) / 1 = 3,96;$$

$$K_{\tau d} = (K_\tau / K_d + K_F - 1) / K_V = (1,83 / 0,69 + 1,15 - 1) / 1 = 2,80.$$

Так как в примере 9.1 изгибающие моменты были определены в сечении D, а в сечении Е не рассчитывались, величины M' и M'' найдем в сечении Е, приняв из рис. 9.5 расстояние между сечениями В и Е $l = 81$ мм. Тогда изгибающие моменты в сечении Е с учетом ранее принятых знаков (см. рис. 9.7,а):

в вертикальной плоскости YOZ

$M' = -R_B' \cdot l + F_{HT}(l - l_{3П}) = -7574 \cdot 81 + 8521 \cdot (81 - 46) = -315,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$
в горизонтальной плоскости ХОZ

$$M'' = -R_B'' \cdot l + F_{HT}(l - l_{3П}) + F_{aIT} \frac{d_1}{2} = -2412 \cdot 81 + 3193 \cdot (81 - 46) + 2082 \cdot \frac{86,471}{2} = 6,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении E

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{315,3^2 + 6,4^2} \cdot 10^3 = 315,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Крутящий момент в сечении E $M_K = 381 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (см. эпюру M_K на рис. 9.7,а).

Для круглого сплошного сечения E диаметром $d = d_3 = 55 \text{ мм}$ в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16334 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 55^3}{16} = 32668 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{315,4 \cdot 10^3}{16334} = 19,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K / 2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{381 \cdot 10^3}{2 \cdot 32668} = 5,8 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 5,8 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты $\psi_\sigma = 0,2$ и $\psi_\tau = 0,1$ (см. расчет выше для сечения С).

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{410}{3,96 \cdot 19,3 + 0,2 \cdot 0} = 5,4;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\sigma \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{240}{2,80 \cdot 5,8 + 0,1 \cdot 5,8} = 14,3.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении E

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{5,4 \cdot 14,3}{\sqrt{5,4^2 + 14,3^2}} = 5,1 > [S] = 2,5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении E обеспечивается.

Расчет сечений С и E на статическую прочность. По условию (9.3) определим эквивалентное напряжение σ_E для каждого из сечений:

сечение С

$$\sigma_E = \sqrt{(K_H M / W)^2 + 3(K_H M_K / W_K)^2} = \sqrt{(1,6 \cdot 298,1 \cdot 10^3 / 10857)^2 + 3(1,6 \cdot 381 \cdot 10^3 / 21715)^2} = 65,5 \text{ МПа};$$

сечение E

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{II} M / W)^2 + 3(K_{II} M_K / W_K)^2} = \sqrt{(1,6 \cdot 315,4 \cdot 10^3 / 16334)^2 + 3(1,6 \cdot 381 \cdot 10^3 / 32668)^2} = 44,7 \text{ МПа},$$

где $K_{II} = 1,6$ – коэффициент перегрузки.

Предельное допускаемое напряжение для промежуточного вала при $\sigma_T = 750$ МПа:

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность промежуточного вала обеспечивается, т.к. для сечений С и E выполняется условие $\sigma_E < [\sigma]$.

Тихоходный (выходной) вал

В качестве материала тихоходного вала примем сталь 45 (см. табл. 9.1): диаметр заготовки не более 120 мм (наибольший диаметр вала 95 мм), твердость не ниже 240 НВ, $\sigma_B = 800$ МПа, $\sigma_T = 550$ МПа, $\sigma_1 = 350$ МПа, $\tau_1 = 210$ МПа.

Анализ конструкции вала (рис. 9.5), а также эпюр изгибающих M' , M'' и крутящего M_K моментов (рис. 9.7, б) показывает, что предположительно опасными являются сечения А и D.

Расчет сечения А на сопротивление усталости. Из рис. 9.5 видно, что в сечении А имеется два концентратора напряжений: первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом и второй ступенчатый переход от диаметра $d = d_2 = 80$ мм к диаметру $D = d_3 = 95$ мм.

Определим отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d для каждого из концентраторов напряжений.

Концентратор напряжений – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. По табл. 9.5 с учетом примечания 2 при $\sigma_B = 800$ МПа для $d = d_2 = 80$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_\sigma/K_d = 4,13$ и $K_\tau/K_d = 2,88$.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d = d_2 = 80$ мм к диаметру $D = d_3 = 95$ мм при радиусе канавки для выхода шлифовального круга $r = r_K = 1,6$ мм. Определим отношения: $D/d = 95/80 = 1,19$; $r/d = 1,6/80 = 0,02$. По табл. 9.3 при $\sigma_B = 800$ МПа коэффициенты $K_\sigma = 2,68$ и $K_\tau = 1,67$. По табл. 9.6 линейным интерполированием для вала из углеродистой стали диаметром $d = 80$ мм коэффициент K_d : при изгибе $K_d = 0,74$, при кручении $K_d = 0,63$. Тогда отношения: $K_\sigma/K_d = 2,68/0,74 = 3,62$; $K_\tau/K_d = 1,67/0,63 = 2,65$.

Согласно п.4 примечания, указанного выше, в расчет принимаем первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом, так как у него больше отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d .

Посадочная поверхность вала под подшипник шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент $K_F = 1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется и коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$:

$$K_{\sigma d} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1) / K_V = (4,13 + 1 - 1) / 1 = 4,13;$$

$$K_{zd} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V = (2,88+1-1)/1 = 2,88.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении А (см. рис. 9.7,б) $M = M'' = 1315,9 \cdot 10^3$ Н·мм.

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 1421 \cdot 10^3$ Н·мм (см. эпюру M_K на рис. 9.7,б).

Для круглого сплошного сечения А диаметром $d=80$ мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50265 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 80^3}{16} = 100531 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{1315,9 \cdot 10^3}{50265} = 26,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{1421 \cdot 10^3}{2 \cdot 100531} = 7,1 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 7,1 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ :

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800 = 0,18;$$

$$\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,18 = 0,09.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{zd} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{350}{4,13 \cdot 26,2 + 0,18 \cdot 0} = 3,2;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{zd} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2,88 \cdot 7,1 + 0,09 \cdot 7,1} = 9,96.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении А

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,2 \cdot 9,96}{\sqrt{3,2^2 + 9,96^2}} = 3,0 > [S] = 2,5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении А обеспечивается.

Расчет сечения D на сопротивление усталости. Диаметр вала в сечении D $d = d_s = 85$ мм. Концентраторы напряжений в данном сечении – посадка с натягом ступицы цилиндрического косозубого колеса, а также шпоночный паз.

Для каждого из концентраторов напряжений определим отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d .

Концентратор напряжений – посадка на вал с натягом ступицы цилиндрического косозубого колеса. По табл. 9.5 при $\sigma_B = 800$ МПа для диаметра вала $d = 85$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_\sigma/K_d = 4,16$ и $K_\tau/K_d = 2,90$.

Концентратор напряжений – шпоночный паз. По табл. 9.4 при $\sigma_B = 800$ МПа для валов со шпонками $K_\sigma = 2,05$ и $K_\tau = 1,9$. По табл. 9.6 для $d = 85$ мм (сталь углеродистая) линейным интерполированием коэффициент K_d : при изгибе $K_d = 0,73$, при кручении $K_d = 0,62$. Тогда $K_\sigma/K_d = 2,05/0,73 = 2,81$ и $K_\tau/K_d = 1,9/0,62 = 3,06$.

Согласно п.4 примечания, указанного выше, в расчет принимаем первый концентратор напряжений – посадка на вал с натягом ступицы цилиндрического косозубого колеса, так как у него больше отношения K_σ/K_d (хотя отношение K_τ/K_d меньше, чем у второго концентратора напряжений).

Посадочная поверхность вала под колесом шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент $K_F = 1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется. Тогда коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1)/K_V = (4,16 + 1 - 1)/1 = 4,16;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V = (2,90 + 1 - 1)/1 = 2,90.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении D (см. рис. 9.7,б)

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{279,3^2 + 347,2^2} \cdot 10^3 = 445,6 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 1421 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ (см. эпюру M_K на рис. 9.7,б).

Для круглого сплошного сечения со шпоночным пазом мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 85^3}{32} - \frac{22 \cdot 9(85-9)^2}{2 \cdot 85} = 53564 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 85^3}{16} - \frac{22 \cdot 9(85-9)^2}{2 \cdot 85} = 113856 \text{ мм}^3;$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{445,6 \cdot 10^3}{53564} = 8,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{1421 \cdot 10^3}{2 \cdot 113856} = 6,2 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 6,2 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты $\psi_\sigma = 0,18$ и $\psi_\tau = 0,09$ (см. расчет выше для сечения А).

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{350}{4,16 \cdot 8,3 + 0,18 \cdot 0} = 10,1;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{210}{2,90 \cdot 6,2 + 0,09 \cdot 6,2} = 11,3.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении D

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{10,1 \cdot 11,3}{\sqrt{10,1^2 + 11,3^2}} = 7,5 > [S] = 2,5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении D обеспечивается.

Если аналогичным образом выполнить расчет для второго концентратора напряжений в сечении D – шпоночного паза (для него ранее мы получили $K_{\sigma}/K_d = 2,81$ и $K_{\tau}/K_d = 3,06$), то будем иметь следующее: $S_{\sigma} = 15,0$; $S_{\tau} = 10,8$ и $S = 8,8$. Это подтверждает п.4 примечания выше, что в расчет следует принимать тот концентратор напряжений, у которого больше отношение K_{σ}/K_d .

Расчет сечений А и D на статическую прочность. Эквивалентное напряжение σ_E для рассматриваемых сечений вала:

сечение А

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{II} M / W)^2 + 3(K_{II} M_K / W_K)^2} = \\ = \sqrt{(1,6 \cdot 1315,9 \cdot 10^3 / 50265)^2 + 3(1,6 \cdot 1421 \cdot 10^3 / 100531)^2} = 57,3 \text{ МПа};$$

сечение D

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{II} M / W)^2 + 3(K_{II} M_K / W_K)^2} = \\ = \sqrt{(1,6 \cdot 445,6 \cdot 10^3 / 53564)^2 + 3(1,6 \cdot 1421 \cdot 10^3 / 113856)^2} = 23,2 \text{ МПа},$$

где $K_{II} = 1,6$ – коэффициент перегрузки.

Предельное допускаемое напряжение для тихоходного вала при $\sigma_T = 550$ МПа:

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 550 = 440 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность тихоходного (выходного) вала обеспечивается, т.к. для сечений А и D выполняется условие $\sigma_E < [\sigma]$.

Примечания: 1. Расчет на статическую прочность промежуточного и тихоходного (выходного) валов редуктора выполнен для каждого из опасных сечений только с методической точки зрения. При этом расчеты показали, что наибольшие величины эквивалентных напряжений σ_E получаются в наиболее напряженных сечениях (где меньший коэффициент запаса S по усталости). Тем самым подтверждаются рекомендации, изложенные в п. 4 примечаний (см. выше), что расчет на статическую прочность допускается проводить только для одного наиболее напряженного сечения вала, что и рекомендуется выполнять при курсовом проектировании.

2. Подробно рассмотренная в примере 9.2 методика расчета на прочность быстроходного, промежуточного и тихоходного валов коническо-цилиндрического редуктора может быть принята за основу при расчете валов других типов редукторов: цилиндрических, цилиндрическо-червячных, червячно-цилиндрических и т.п. При этом в табл. 9.1...9.8 содержатся все

необходимые справочные данные для выполнения этих расчетов. Нагрузки валов соответствующей передачи принимают по табл. 1П.23 приложения 1П.

3. Аналогичным образом рассчитывают и приводные валы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов, грузоподъемных лебедок (механизмов подъема груза) и других приводных узлов. Методика расчета приводного вала рассмотрена на примере цепного конвейера в главе 11.

4. Расчет осей является частным случаем расчета валов и приводится только на изгиб ($M_k=0$). При этом принимают, что для вращающихся осей нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, для неподвижных – по отнулевому.

5. Короткие валы, какими являются валы редукторов (за исключением вала червяка) на жесткость обычно не проверяют, так как прогибы и углы закручивания таких валов невелики и жесткость их, как правило, обеспечивается.

Глава 10
ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ВЫБРАННЫХ
ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ВЫБОР ПОСАДОК

10.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Предварительно выбранные подшипники качения подлежат проверке на динамическую грузоподъемность (на заданный ресурс или долговечность), а при низкой частоте вращения – на статическую грузоподъемность.

Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъемности (долговечности) для предупреждения усталостного выкрашивания выполняют при частоте вращения кольца $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$.

Если подшипники воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или вращаясь с частотой $n < 10 \text{ мин}^{-1}$, то их проверяют по статической грузоподъемности на предотвращение возникновения пластических деформаций.

Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности (на заданный ресурс или долговечность) регламентирует ГОСТ 18855-93, по статической грузоподъемности – ГОСТ 18854-93.

Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъемности (на заданный ресурс или долговечность)

Пригодность предварительно выбранного подшипника при частоте вращения $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности $C_{расч}$ с базовой C или базовой долговечности (расчетного ресурса) при 90%-ой надежности L_{10h} с требуемой L_h :

$$C_{расч} \leq C \quad \text{или} \quad L_{10h} \geq L_h. \quad (10.1)$$

Для радиальных и радиально-упорных подшипников условие (10.1) имеет вид:

$$C_{r\text{ расч}} = P_r p \sqrt{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} \leq C_r \quad \text{или} \quad L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^p \geq L_h. \quad (10.2)$$

Для упорных и упорно-радиальных подшипников условие (10.1) записывают следующим образом:

$$C_{a\text{ расч}} = P_a p \sqrt{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} \leq C_a \quad \text{или} \quad L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HE}} \left(\frac{C_a}{P_a}\right)^p \geq L_h. \quad (10.3)$$

В формулах (10.2) и (10.3): $C_{r\text{ расч}}$, $C_{a\text{ расч}}$ - расчетные радиальная и осевая динамические грузоподъемности, Н; P_r , P_a - радиальная и осевая эквивалентные динамические нагрузки, Н; $p = 3$ - для шариковых и $p = 10/3 \approx 3,33$ - для роликовых подшипников; n - частота вращения одного из колец подшипника, мин^{-1} ; L_h - требуемая долговечность (ресурс) подшипника, ч; K_{HE} - коэффициент режима нагрузки (табл. 10.1); a_{23} - коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс подшипника качества металла колец, тел качения и условий эксплуатации (для обычных условий применения подшипников коэффициент

a_{23} принимают по табл. 10.2); C_r, C_a - базовые радиальная и осевая динамические грузоподъемности подшипника (Н), принимаемые по табл. 2П.11...2П.16 приложения 2П [при проверке сдвоенной опоры с двумя одинаковыми радиальными или радиально-упорными подшипниками на динамическую грузоподъемность по условию (10.2), вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность комплекта $C_{r\tau}$ из двух подшипников: для шарикоподшипников $C_{r\tau} = 1,625 C_r$, для роликоподшипников $C_{r\tau} = 1,714 C_r$].

Эквивалентная динамическая нагрузка P :

а) для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_r = (VXR_r + YR_a)K_B K_T; \quad (10.4)$$

б) для упорных подшипников

$$P_a = R_a K_B K_T; \quad (10.5)$$

в) для упорно-радиальных подшипников

$$P_r = (XR_r + YR_a)K_B K_T. \quad (10.6)$$

В формулах (10.4)...(10.6): R_r, R_a - радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, Н; X, Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, принимаемые по табл. 10.3; V - коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного - $V = 1,2$); K_B - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (для редукторов всех типов $K_B = 1,3...1,5$); K_T - температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника $t \leq 100^\circ\text{C}$ $K_T = 1$).

Таблица 10.1

Коэффициент режима нагрузки K_{HE}

Типовой режим нагружения	K_{HE}
0 (постоянный)	1,0
1 (тяжелый)	0,50
2 (средний)	0,25
3 (средний нормальный)	0,18
4 (легкий)	0,125
5 (особо легкий)	0,063

Таблица 10.2

Коэффициент a_{23}

Тип подшипника	a_{23}
Для шарикоподшипников (кроме сферических)	0,7...0,8
Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных	0,5...0,6
Для роликоподшипников конических	0,6...0,7
Для роликоподшипников сферических двухрядных	0,3...0,4

Таблица 10.3

Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок

Тип подшипника	α	iR_d/Cor	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				Коэффициент осевого нагружения e	
			$R_d(VR_r) > e$		$R_d(VR_r) \leq e$		$R_d(VR_r) > e$			
			X	Y	X	Y	X	Y		
Шариковый радиальный	0°	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19	
		0,028		1,99				1,99	0,22	
		0,056		1,71				1,71	0,26	
		0,084		1,55				1,55	0,28	
		0,110		1,45				1,45	0,30	
		0,170		1,31				1,31	0,34	
		0,280		1,15				1,15	0,38	
		0,420		1,04				1,04	0,42	
	0,560	1,00	1,00	0,44						
Шариковый радиально-упорный	12°	0,014	0,45	1,81	1,0	1,39	0,74	2,94	0,30	
		0,029		1,62				1,84	2,63	0,34
		0,056		1,46				1,69	2,37	0,37
		0,084		1,34				1,52	2,18	0,41
		0,110		1,22				1,39	1,98	0,45
		0,170		1,13				1,30	1,84	0,48
		0,280		1,04				1,20	1,69	0,52
		0,420		1,01				1,16	1,64	0,54
		0,560	1,00	1,16	1,62	0,54				
	15°	0,015	0,44	1,47	1,0	1,34	0,72	2,39	0,38	
		0,029		1,40				1,57	2,38	0,40
		0,058		1,30				1,46	2,11	0,43
		0,087		1,23				1,38	2,00	0,46
		0,114		1,19				1,34	1,93	0,47
		0,176		1,12				1,26	1,82	0,50
		0,290		1,02				1,14	1,66	0,55
		0,440		1,00				1,12	1,63	0,56
		0,580		1,00				1,12	1,63	0,56

Тип подшипника	α	iR_d/C_{or}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				Коэффициент осевого нагружения e
			$R_d/(VR_r) > e$		$R_d/(VR_r) \leq e$		$R_d/(VR_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковый радиально-упорный	25°	-	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41	0,68
	26°	-	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07	0,95
	40°	-	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93	1,14
Конический роликоподшипник	-	-	0,40	По табл. 2П. 15	см. п. 4 примечаний				По табл. 2П.15

Примечания: 1. Для всех однорядных подшипников, указанных в таблице, при $R_a/(VR_r) \leq e$ $X = 1$; $Y = 0$. 2. В таблице i – число рядов тел качения. 3. Коэффициенты Y и e для промежуточных величин отношений iR_d/C_{or} определяются интерполяцией. 4. Для двухрядных (сдвоенных) конических роликоподшипников коэффициент осевого нагружения e принимают по каталогу или по табл. 2П.15 приложения 2П для однорядного роликоподшипника, входящего в сдвоенную опору. Для такой опоры: при $R_a/(VR_r) \leq e$ $X = 1$ и $Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha$; при $R_a/(VR_r) > e$ $X = 0,67$ и $Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha$. При этом угол контакта α определяют по формуле: $\alpha = \operatorname{arctg}(e/1,5)$, здесь e – коэффициент осевого нагружения однорядного конического роликоподшипника. 5. C_{or} – базовая статическая радиальная грузоподъемность подшипника (для сдвоенной опоры принимается базовая статическая радиальная грузоподъемность комплекта из двух подшипников $C_{or\Sigma} = 2C_{or}$).

Рассмотрим более подробно определение радиальной R_r и осевой R_a сил, нагружающих подшипник.

При проверочном расчете подшипников качения радиальная сила R_r – суммарная радиальная реакция соответствующей опоры (для опоры А – R_{rA} , для опоры В – R_{rB}).

Относительно осевой силы R_a необходимо отметить следующее. При установке вала на шариковых радиальных подшипниках осевая сила R_a , нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_a , действующей на вал (более точно F_a – это результирующая внешняя сила для вала, на котором установлено несколько зубчатых колес с осевыми усилиями в зацеплении). При этом считают, что осевую силу F_a воспринимает подшипник, ограничивающий осевое перемещение вала под действием этой силы. Например, при установке вала на шариковых радиальных подшипниках по схеме 1 “враспор” (вариант 1.2 на рис. 4.1) для случая, когда внешняя сила F_a направлена в сторону левой опоры А имеем: $R_{aA} = F_a$; $R_{aB} = 0$. При изменении направления F_a в сторону правой

опоры В получим: $R_{aA} = 0$; $R_{aB} = F_a$. Если эти же подшипники установлены по схеме 3 вариант 3.1 (например, левая опора А фиксирующая, правая В – плавающая, см. рис. 4.1) и вал нагружен осевой силой F_a , направленной в сторону левой фиксирующей опоры А, тогда: $R_{aA} = F_a$; $R_{aB} = 0$. При изменении направления силы F_a (будет направлена в сторону плавающей правой опоры В) имеем: $R_{aA} = F_a$; $R_{aB} = 0$. Если $F_a = 0$ (для прямоугольных зубчатых колес), то для опор А и В: $R_{aA} = 0$; $R_{aB} = 0$.

Более сложным является определение осевых сил R_a , нагружающих подшипники, при установке вала на радиально-упорных подшипниках (шариковых или роликовых). В данном случае осевые силы R_a находят с учетом осевых составляющих R_s от действия радиальных нагрузок R_r . Появление осевых составляющих R_s в радиально-упорных подшипниках связано с наклоном контактных линий, причем, значение этих сил зависит от типа используемого подшипника и угла контакта α . Следует отметить, что на величину R_s оказывают влияние также условия сборки подшипникового узла и принятая схема установки подшипников. Рассмотрим определение осевых составляющих R_s для радиально-упорных подшипников, используемых при курсовом проектировании приводов.

Для шариковых радиально-упорных подшипников

$$R_s = e R_r, \quad (10.7)$$

где e – коэффициент осевого нагружения, принимаемый по табл. 10.3 в зависимости от отношения iR_d/C_{or} .

Если в опоре установлен один радиально-упорный шариковый подшипник с числом рядов тел качения $i = 1$, то выше указанное отношение имеет вид R_d/C_{or} , где C_{or} – базовая статическая радиальная грузоподъемность данного подшипника, принимаемая по табл. 2П.13 приложения 2П. Если в опоре устанавливают два одинаковых радиально-упорных шарикоподшипника (сдвоенная опора), то отношение iR_d/C_{or} будет записано $2R_d/C_{or\Sigma}$, где $i = 2$ – число рядов тел качения сдвоенной опоры (двухрядного подшипника); $C_{or\Sigma}$ – базовая статическая радиальная грузоподъемность комплекта из двух подшипников: $C_{or\Sigma} = 2C_{or}$, здесь C_{or} – для одного подшипника сдвоенной опоры.

Для конических роликоподшипников

$$R_s = 0,83eR_r, \quad (10.8)$$

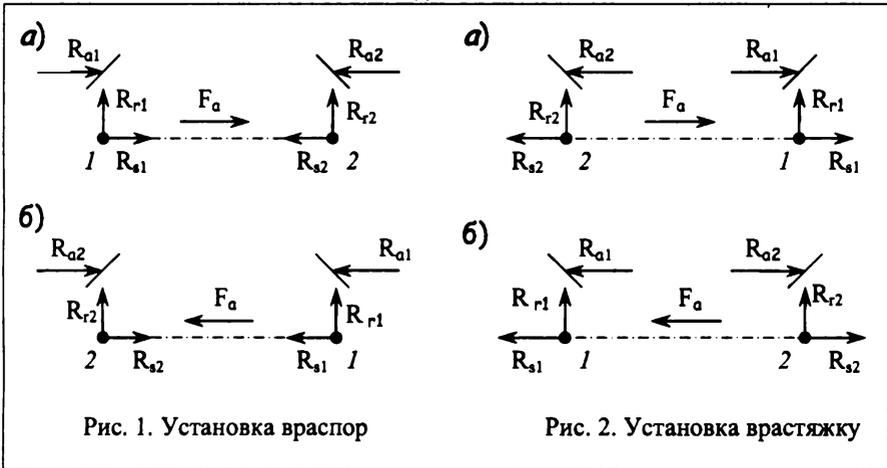
где коэффициент осевого нагружения e указывается в табл. 2П.15 приложения 2П для данного подшипника.

Осевые составляющие R_s от действия радиальных нагрузок R_r стремятся раздвинуть кольца подшипников в осевом направлении. Этому препятствуют упорные буртики вала и корпуса с соответствующими реакциями R_{a1} и R_{a2} (см. табл. 10.4). Условие нераздвижения колец, что обеспечивает нормальную работу радиально-упорных подшипников:

$$R_{a1} \geq R_{s1}; R_{a2} \geq R_{s2}. \quad (10.9)$$

В табл. 10.4 приведены формулы для определения осевых сил R_{a1} и R_{a2} в отдельных частных случаях.

Осевые нагрузки R_{a1} и R_{a2} для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников



Соотношение сил	Осевая нагрузка
$R_{s1} \geq R_{s2}$; $F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}$; $R_{a2} = R_{a1} + F_a$
$R_{s1} < R_{s2}$; $F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	
$R_{s1} < R_{s2}$; $F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2}$; $R_{a1} = R_{a2} - F_a$

Примечания: 1. Цифрой 2 обозначен подшипник, воспринимающий осевую результирующую внешнюю силу F_a . 2. На рассматриваемых рисунках и схемах суммарные радиальные реакции R_{r1} и R_{r2} , а также их осевые составляющие R_{s1} и R_{s2} приведены к оси вала. 3. По стандарту нагрузки R_r и R_a обозначены соответственно F_r и F_a .

Проверочный расчет подшипников по статической грузоподъемности

Проверяют (и подбирают) подшипники по статической грузоподъемности при малых частотах вращения $n < 10 \text{ мин}^{-1}$, когда число циклов нагружений мало и не вызывает усталостных разрушений.

Условие проверки или подбора радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_{or} \leq C_{or}, \quad (10.10)$$

где P_{or} – эквивалентная радиальная статическая нагрузка, Н; C_{or} – базовая радиальная статическая грузоподъемность, Н (см. табл. 2П.11 ... 2П.16 приложения 2П).

Для радиальных и радиально-упорных подшипников $P_{ор}$ определяют по формуле

$$P_{ор} = (X_0 R_r + Y_0 R_д) \geq R_r, \quad (10.11)$$

где $R_r, R_д$ – радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник Н; X_0, Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок, принимаемые по табл. 10.5.

Примечания: 1. Если по формуле (10.11) получилось $P_{ор} < R_r$, то принимают $P_{ор} = R_r$.
2. Ряд авторов, например, М.Н. Иванов [3], рекомендуют дополнительно для подшипников, выбранных по динамической грузоподъемности (из расчета на заданный ресурс или долговечность) и работающих при переменных режимах нагрузки также производить проверку на статическую грузоподъемность.

Выбор посадок подшипников качения

В большинстве проектируемых приводов внутреннее кольцо подшипника вращается вместе с валом относительно радиальной нагрузки, подвергаясь так называемому циркуляционному нагружению. В то же время наружное кольцо остается неподвижным относительно радиальной нагрузки, подвергаясь местному нагружению. Однако в ряде конструкций, например, в соосных цилиндрических редукторах без внутренней стенки (см. рис. 4.20) циркуляционному нагружению подвергается наружное кольцо подшипника, которое вращается вместе с колесом тихоходной ступени, а внутреннее кольцо – местному нагружению.

Таблица 10.5

Коэффициенты радиальной X_0 и осевой Y_0 статической нагрузки

Тип подшипника	X_0		Y_0	
	Для опоры с одним подшипником	Для опоры с двумя подшипниками	Для опоры с одним подшипником	Для опоры с двумя подшипниками
Шариковые радиальные	0,6	0,6	0,5	0,5
Шариковые радиально-упорные с углом контакта: $\alpha = 12^\circ(15^\circ)$ $\alpha = 26^\circ(25^\circ)$ $\alpha = 36^\circ(40^\circ)$	0,5(0,5) 0,5(0,5) 0,5(0,5)	1,0(1,0) 1,0(1,0) 1,0(1,0)	0,47(0,46) 0,37(0,38) 0,28(0,26)	0,94(0,92) 0,74(0,76) 0,56(0,52)
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся подшипники, а также конические роликоподшипники	0,5	1,0	0,22ctg α (можно по каталогу)	0,44ctg α

Опыт эксплуатации подшипниковых узлов показывает, что их надежная работа обеспечивается только в том случае, если соединение колец подшипников с

вращающимися деталями выполнено с натягом. Тем самым исключается проворачивание кольца относительно сопряженной детали и, как следствие, отсутствует развальцовка посадочных поверхностей.

Неподвижное относительно радиальной нагрузки кольцо подшипника устанавливается по посадке с зазором. Такая посадка обеспечивает нерегулярное проворачивание невращающегося кольца, что гарантирует при местном нагружении более равномерный износ беговых дорожек. Кроме того, посадка с зазором обеспечивает осевое перемещение колец подшипников при монтаже и регулировании зазоров.

При курсовом проектировании для подшипников класса точности 0 выбор полей допусков вала и отверстия корпуса можно производить по табл.10.6 и 10.7.

Таблица 10.6

Поле допуска вала

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипника	Поля допуска вала при установке подшипников	
		шариковых	роликовых
Местное	Требуется перемещение внутреннего кольца на валу	g6	g6
	Не требуется перемещение внутреннего кольца на валу	h6	h6
Циркуляционное	$P, \leq 0,15C,$	k6; js6	k6; m6
	$P, > 0,15C,$	m6	p6
Примечание. $P,$ – эквивалентная динамическая нагрузка; $C,$ – базовая радиальная динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу.			

Таблица 10.7

Поле допуска отверстия корпуса

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы подшипника	Поле допуска отверстия корпуса
Местное	Наружное кольцо имеет возможность перемещения в осевом направлении	H7
Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	N7

10.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 10.1. По данным примера 5.3 главы 5 и примера 9.1 главы 9 выполнить проверочный расчет предварительно выбранных подшипников качения валов коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора привода цепного конвейера (рис.1.1 главы 1) и выбрать для них посадки. Частота вращения валов: быстроходного (входного) $n=n_1=975 \text{ мин}^{-1}$; промежуточного $n=n_{II}=308 \text{ мин}^{-1}$; тихоходного (выходного) $n=n_{III}=80 \text{ мин}^{-1}$. Требуемый ресурс (долговечность) подшипников $L_h=12 \cdot 10^3 \text{ ч}$. Типовой режим нагружения – 1 (тяжелый). Условия эксплуатации подшипников-обычные. Рабочая температура подшипников $t < 100^\circ\text{C}$.

Решение

Быстроходный (входной) вал

Для быстроходного вала предварительно был выбран конический однорядный роликоподшипник легкой серии 7212А, для которого по табл. 2П.15 приложения 2П: $d=60 \text{ мм}$; $D=110 \text{ мм}$; $T=24 \text{ мм}$; $C_r=91,3 \text{ кН}$; $C_{or}=70 \text{ кН}$; $e=0,4$; $Y=1,5$.

Схема установки подшипников – вращающую (схема 2). По табл. 4.2 для данной схемы установки при $d=60 \text{ мм}$ расстояние между подшипниками должно быть не более $l_{\max}=7d-7 \cdot 60=420 \text{ мм}$. В проектируемом редукторе расстояние между подшипниками $l_{2Б}=106 \text{ мм}$ (см. рис. 9.5), что значительно меньше l_{\max} .

На опоры вала действуют силы: радиальные реакции опор $R_{r1}=2065 \text{ Н}$ и $R_{r2}=4889 \text{ Н}$; внешняя осевая сила $F_{a1Б}=2857 \text{ Н}$. Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 9.6) к виду, представленному на рис. 2,б в табл. 10.4. Получим $R_{r1}=R_{rA}=2065 \text{ Н}$, $R_{r2}=R_{rB}=4889 \text{ Н}$, $F_a=F_{a1Б}=2857 \text{ Н}$.

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок:

$$R_{s1}=0,83eR_{r1}=0,83 \cdot 0,4 \cdot 2065=686 \text{ Н};$$

$$R_{s2}=0,83eR_{r2}=0,83 \cdot 0,4 \cdot 4889=1623 \text{ Н}.$$

Так как $R_{s1} < R_{s2}$ ($686 < 1623$) и $F_a > R_{s2} - R_{s1}$ [$2857 > (1623 - 686) = 937$], то в соответствии с табл. 10.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1}=R_{s1}=686 \text{ Н}; R_{a2}=R_{a1}+F_a=686+2857=3543 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1})=686/(1 \cdot 2065)=0,33 < e=0,4$ и для опоры 1 имеем (см. табл. 10.3): $X=1$; $Y=0$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2})=3543/(1 \cdot 4889)=0,72 > e=0,4$ и для опоры 2: $X=0,4$; $Y=1,5$.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле (10.4) при $K_B=1,4$ и $K_T=1$:

$$P_{r1}=(VXR_{r1}+YR_{a1})K_BK_T=(1 \cdot 1 \cdot 2065+0 \cdot 686) \cdot 1,4 \cdot 1=2891 \text{ Н};$$

$$P_{r2}=(VXR_{r2}+YR_{a2})K_BK_T=(1 \cdot 0,4 \cdot 4889+1,5 \cdot 3543) \cdot 1,4 \cdot 1=10178 \text{ Н}.$$

По условию (10.2) проверяем более нагруженный подшипник опоры 2, приняв $K_{HE}=0,5$ (по табл. 10.1) и $a_{23}=0,65$ (табл. 10.2):

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p = 0,65 \frac{10^6}{60 \cdot 975 \cdot 0,5} \left(\frac{91,3 \cdot 10^3}{10178} \right)^{3,33} = 33,1 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

Предварительно принятый подшипник 7212А подходит, так как расчетный ресурс подшипника L_{10h} больше требуемого L_h .

Промежуточный вал

При проектном расчете промежуточного вала предварительно было намечено использование в качестве его опор роликового конического однорядного подшипника легкой серии 7209А со следующими данными (см. табл. 2П.15 приложения 2П): $d=45$ мм; $D=85$ мм; $T=21$ мм; $C_r=62,7$ кН; $C_{or}=50$ кН; $e = 0,4$; $Y = 1,5$.

Схема установки подшипников – враспор (схема 1). По табл. 4.2 для данной схемы установки при $d = 45$ мм расстояние между подшипниками должно быть не более $l_{max} = 8d = 8 \cdot 45 = 360$ мм. Для промежуточного вала расстояние между подшипниками составляет (рис. 9.5) $l = l_{1л} + l_{2л} + l_{3л} = 60 + 82 + 46 = 188$ мм, что меньше l_{max} .

На опоры вала действуют силы: радиальные реакции опор $R_{rA}=4968$ Н и $R_{rB}=7949$ Н, осевая сила на колесе конической передачи с круговыми зубьями $F_{a2B}=763$ Н, осевая сила на шестерне косозубой цилиндрической передачи $F_{a1Г}=2082$ Н. Рассчитаем внешнюю осевую силу, действующую на вал:

$$F_a = F_{a1Г} - F_{a2B} = 2082 - 763 = 1319 \text{ Н}.$$

Сила F_a направлена в данном случае в сторону правой опоры В.

Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 9.7, а) к виду, представленному на рис. 1, а табл.10.4 (с учетом направления силы F_a). Получим $R_{r1}=R_{rA}=4968$ Н, $R_{r2}=R_{rB}=7949$ Н, $F_a=1319$ Н.

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок:

$$R_{S1} = 0,83e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 4968 = 1649 \text{ Н};$$

$$R_{S2} = 0,83e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 7949 = 2639 \text{ Н}.$$

Так как $R_{S1} < R_{S2}$ ($1649 < 2639$) и $F_a > R_{S2} - R_{S1}$ [$1319 > (2639 - 1649) = 990$], то в соответствии с табл. 10.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{S1} = 1649 \text{ Н}; R_{a2} = R_{a1} + F_a = 1649 + 1319 = 2968 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 1649/(1 \cdot 4968) = 0,33 < e = 0,4$ и для опоры 1 имеем: $X = 1$; $Y = 0$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 2968/(1 \cdot 7949) = 0,37 < e = 0,4$ и для опоры 2: $X=1$; $Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле (10.4) при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$P_{r1} = VXR_{r1} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 4968 \cdot 1,4 \cdot 1 = 6955 \text{ Н};$$

$$P_{r2} = VXR_{r2} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 7949 \cdot 1,4 \cdot 1 = 11129 \text{ Н}.$$

По условию (10.2) проверяем более нагруженный подшипник опоры 2, приняв $K_{HE} = 0,5$ (по табл. 10.1) и $a_{23} = 0,65$ (табл. 12.2):

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p = 0,65 \frac{10^6}{60 \cdot 308 \cdot 0,5} \left(\frac{62,7 \cdot 10^3}{11129} \right)^{3,33} = 22,3 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

Предварительно выбранный подшипник 7209А подходит, так как расчетный ресурс подшипника L_{10h} больше требуемого L_h .

Тихоходный(выходной) вал

При проектном расчете тихоходного вала предварительно был принят роликовый конический однорядный подшипник легкой серии 7216А, имеющий следующие данные (см. табл. 2П.15 приложения 2П): $d=80$ мм; $D=140$ мм; $T=28,5$ мм; $C_r=140$ кН; $C_{or}=114$ кН; $e = 0,43$; $Y = 1,4$.

Схема установки подшипников – враспор (схема 1). По табл. 4.2 для данной схемы установки при $d = 80$ мм расстояние между подшипниками должно быть не более $l_{max} = 6d = 6 \cdot 80 = 480$ мм. Для тихоходного вала расстояние между опорами составляет (рис. 9.5) $l = l_{2T} + l_{3T} = 138 + 43 = 181$ мм, что значительно меньше l_{max} .

На опоры вала действуют силы: радиальные реакции опор $R_{rA}=20574$ Н и $R_{rB}=9372$ Н, осевая сила на колесе косозубой цилиндрической передачи $F_{a2T}=2082$ Н. Таким образом, на вал действует только одна внешняя осевая сила $F_a = F_{a2T} = 2082$ Н, которая в соответствии со схемой нагружения вала (см. рис. 9.7,б) направлена в сторону опоры А. Приведем данную схему нагружения вала к виду, представленному на рис. 1, б табл.10.4. Получим $R_{r1}=R_{rB}=9372$ Н, $R_{r2}=R_{rA}=20574$ Н, $F_a=2082$ Н.

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок:

$$R_{S1} = 0,83e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 9372 = 3345 \text{ Н};$$

$$R_{S2} = 0,83e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 20574 = 7343 \text{ Н}.$$

Так как $R_{S1} < R_{S2}$ ($3345 < 7343$) и $F_a < R_{S2} - R_{S1}$ [$2082 < (7343 - 3345) = 3998$], то в соответствии с табл. 10.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{S2} = 7343 \text{ Н}; R_{a1} = R_{a2} - F_a = 7343 - 2082 = 5261 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 5261/(1 \cdot 9372) = 0,56 > e = 0,43$ и для опоры 1 в соответствии с табл. 10.3 имеем: $X = 0,4$; $Y = 1,4$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 7343/(1 \cdot 20574) = 0,36 < e = 0,43$ и для опоры 2: $X = 1$; $Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле(10.4) при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$P_{r1} = (VXR_{r1} + YR_{a1})K_B K_T = (1 \cdot 0,4 \cdot 9372 + 1,4 \cdot 5261) \cdot 1,4 \cdot 1 = 15560 \text{ Н};$$

$$P_{r2} = VXR_{r2} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 20574 \cdot 1,4 \cdot 1 = 28804 \text{ Н}.$$

По условию (10.2) проверяем более нагруженную опору 2, приняв $K_{HE} = 0,5$ (табл. 10.1) и $a_{23} = 0,65$ (табл. 10.2):

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HB}} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p = 0,65 \frac{10^6}{60 \cdot 80 \cdot 0,5} \left(\frac{140 \cdot 10^3}{28804} \right)^{3,33} = 52,4 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

Предварительно выбранный подшипник 7216А подходит, так как расчетный ресурс подшипника L_{10h} больше требуемого L_h .

Выбор посадок подшипников качения для валов редуктора

В проектируемом редукторе внутренние кольца конических роликоподшипников имеют циркуляционное нагружение, наружные-местное.

При этом отношение P_r / C_r составляет: для быстроходного (входного) вала 10178/91300=0,11; для промежуточного вала 11129/62700=0,18 и для тихоходного (выходного) вала 28804/140000=0,21.

По табл. 10.6 при циркуляционном нагружении внутреннего кольца подшипника выбираем поля допусков быстроходного вала к6, промежуточного и тихоходного валов-п6.

По табл. 10.7 поля допусков отверстий корпуса редуктора Н7 (для местного нагружения).

Пример 10.2. Подобрать подшипники тихоходного (выходного) вала редуктора (рис. 10.1), на котором установлено косозубое цилиндрическое колесо тихоходной ступени и на конце вала – ведущая звездочка цепной передачи (конструктивное исполнение вала см. рис. 4.15, а). Частота вращения вала $n=80 \text{ мин}^{-1}$

Осевая сила на колесе $F_{a2T} = 2082 \text{ Н}$. Суммарные радиальные реакции: опоры А - $R_{rA} = 19679 \text{ Н}$; опоры В $R_{rB} = 8820 \text{ Н}$. Диаметр вала в месте установки подшипников $d=85 \text{ мм}$. Требуемый ресурс подшипников $L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$. Типовой режим нагружения – 1 (тяжелый). Условия эксплуатации подшипников – обычные. Рабочая температура подшипников $t < 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

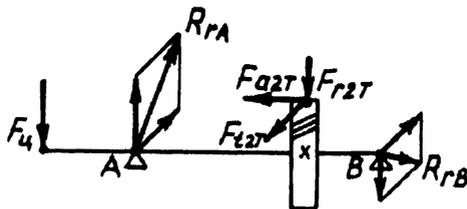


Рис. 10.1

Решение. 1. Исходя из диаметра посадочных поверхностей вала $d = 85 \text{ мм}$ по табл. 2П.11 приложения 2П предварительно назначаем шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии 317, для которых базовая динамическая грузоподъемность $C_r = 133 \text{ кН}$ и базовая статическая грузоподъемность $C_{or} = 90 \text{ кН}$. Схема установки подшипников враспор.

2. Так как в соответствии со схемой нагружения вала (см. рис. 10.1) осевая сила в косозубом зацеплении цилиндрической передачи $F_{a2T} = 2082 \text{ Н}$ направлена в сторону опоры А, то ее воспринимает подшипник данной опоры. Ввиду то-

го, что осевые составляющие от действия радиальных нагрузок в шариковых радиальных подшипниках отсутствуют ($R_{s1} = 0; R_{s2} = 0$), то осевые нагрузки подшипников: опоры А - $R_{aA} = F_{a2T} = 2082$ Н, опоры В - $R_{aB} = 0$.

3. Определяем для опоры А отношение $iR_a/C_{or} = 1 \cdot 2082 / (90 \cdot 10^3) = 0,023$, где $i = 1$ – число рядов тел качения; $R_a = R_{aA} = 2082$ Н.

4. По табл. 10.3 для шарикового радиального подшипника при $iR_a/C_{or} = 0,023$ интерполированием коэффициент осевого нагружения $e = 0,21$.

5. Для подшипника опоры А, воспринимающего осевую силу F_{a2T} , определяем отношение $R_{aA} / (V R_{rA}) = 2082 / (1 \cdot 19679) = 0,11$, где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника).

6. Так как $R_{aA} / (V R_{rA}) = 0,11$, что меньше $e = 0,21$, то по табл. 10.3 коэффициенты $X = 1, Y = 0$. Таким образом, подшипники будем рассчитывать только с учетом радиальных нагрузок R_{rA} и R_{rB} . Но так как $R_{rA} > R_{rB}$, то дальнейший расчет производим для более нагруженного подшипника опоры А.

7. Принимаем коэффициенты: $K_B = 1,4$; $K_T = 1$; $K_{HE} = 0,5$; $a_{23} = 0,75$ (см. табл. 10.2).

8. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для более нагруженной опоры А:

$$P_{rA} = V X R_{rA} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 19679 \cdot 1,4 \cdot 1 = 27551 \text{ Н.}$$

9. Расчетный ресурс подшипника опоры А:

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60 n K_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_{rA}} \right)^p = 0,75 \frac{10^6}{60 \cdot 80 \cdot 0,5} \left(\frac{133 \cdot 10^3}{27551} \right)^3 = 35,2 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

10. Так как расчетный ресурс $L_{10h} = 35,2 \cdot 10^3$ ч больше требуемого $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч, то предварительно назначенный подшипник 317 пригоден.

Пример 10.3. Подобрать подшипники качения для опор вала червяка (рис. 4.30, б). Частота вращения вала $n = 1435$ мин⁻¹. Требуемый ресурс подшипников $L_h = 16 \cdot 10^3$ часов. Диаметр посадочной поверхности вала $d = 40$ мм. На опоры вала действуют нагрузки: суммарные радиальные реакции опор $R_{rA} = 1160$ Н и $R_{rB} = 283$ Н, а также осевая сила на червяке $F_{a1} = 3231$ Н. Типовой режим нагружения – 2 (средний равновероятный). Схема установки подшипников – 3 (одна опора фиксирующая сдвоенная, вторая плавающая). Условия эксплуатации подшипников – обычные. Особенности конструктивного исполнения: подшипниковый узел фиксирующей опоры А образуют два одинаковых конических роликоподшипника, подшипниковый узел плавающей опоры – один шариковый радиальный однорядный подшипник. Рабочая температура подшипников $t < 100$ °С.

Решение. 1. Исходя из диаметра посадочных поверхностей вала червяка $d = 40$ мм, предварительно назначаем подшипники: для опоры А – конические роликоподшипники средней серии 7308 (см. табл. 2П.15 приложения 2П) со

следующей характеристикой: $C_r = 66$ кН; $C_{or} = 47,5$ кН; $e = 0,34$; для опоры В-один шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии 208 (см. табл. 2П.11 приложения 2П) с базовой динамической грузоподъемностью $C_r = 32$ кН.

2. Определяем суммарную базовую динамическую грузоподъемность комплекта из двух конических роликоподшипников $C_{r\Sigma} = 1,714C_r = 1,714 \cdot 66 = 113,124$ кН.

3. Нагрузки для фиксирующей опоры А: радиальная $R_{rA} = 1160$ Н, осевая $R_{oA} = F_{o1} = 3231$ Н. Тогда отношение $R_{oA}/(VR_{rA}) = 3231/(1 \cdot 1160) = 2,79$, где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника).

4. Определяем коэффициенты X и Y . Так как для фиксирующей опоры получилось $R_{oA}/(VR_{rA}) = 2,79 > e = 0,34$, то принимаем для комплекта подшипников, как для двухрядного подшипника: значение угла

$$\alpha = \arctg(e/1,5) = \arctg(0,34/1,5) = 12,77^\circ; \text{ коэффициенты } X = 0,67, \\ Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha = 0,67 \operatorname{ctg} 12,77^\circ = 2,96.$$

Примечание. Если получилось $R_{oA}/(VR_{rA}) \leq e$, то принимают: $\alpha = \arctg(e/1,5)$, $X = 1$, $Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha$.

5. Рассчитываем эквивалентную динамическую нагрузку для опоры А, приняв коэффициенты $V = 1$; $K_F = 1,4$; $K_T = 1$:

$$P_{rA} = (XVR_{rA} + YR_{oA})K_F K_T = (0,67 \cdot 1 \cdot 1160 + 2,96 \cdot 3231) \cdot 1,4 \cdot 1 = 14477 \text{ Н.}$$

6. Приняв по табл. 10.1 коэффициент режима нагрузки $K_{HE} = 0,25$ и по табл. 10.2 коэффициент $a_{23} = 0,65$, определяем расчетный ресурс комплекта конических роликоподшипников опоры А:

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HE}} \left(\frac{C_{r\Sigma}}{P_{rA}} \right)^p = 0,65 \frac{10^6}{60 \cdot 1435 \cdot 0,25} \left(\frac{113,124 \cdot 10^3}{14477} \right)^{3,33} = 28,4 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

7. Комплект подшипников опоры А считается пригодным, если выполняется условие: $L_{10h} > L_h$. В нашем примере это условие выполняется.

8. Проверяем пригодность предварительно назначенного шарикового радиального однорядного подшипника легкой серии 208 для плавающей опоры В. Так как данный подшипник нагружен только радиальной нагрузкой R_{rB} (при осевой нагрузке $R_{oB} = 0$ коэффициенты $X = 1$ и $Y = 0$), то эквивалентная динамическая нагрузка для опоры В при $K_F = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$P_{rB} = VXR_{rB}K_F K_T = 1 \cdot 1 \cdot 283 \cdot 1,4 \cdot 1 = 396 \text{ Н.}$$

9. Определяем расчетный ресурс подшипника опоры В при $a_{23} = 0,75$ (см. табл. 10.2):

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_{rB}} \right)^p = 0,75 \frac{10^6}{60 \cdot 1435 \cdot 0,25} \left(\frac{32 \cdot 10^3}{396} \right)^3 = 18,4 \cdot 10^6 \text{ ч.}$$

10. Так как $L_{10h} = 18,4 \cdot 10^6 \text{ ч} > L_h = 16 \cdot 10^3 \text{ ч}$, то предварительно назначенный шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии 208 пригоден.

Пример 10.4. По данным примера 10.3 проверить возможность применения в фиксирующей двояной опоре А вала червяка радиально-упорных однорядных шарикоподшипников.

Решение. 1. Предварительно назначаем по табл. 2П.13 приложения 2П радиально-упорные однорядные шариковые подшипники легкой серии 46208 с углом контакта $\alpha = 26^\circ$. Базовые грузоподъемности одного подшипника: динамическая $C_r = 36,8$ кН, статическая $C_{or} = 21,3$ кН.

2. Определяем суммарные базовые грузоподъемности комплекта двух подшипников опоры А: динамическая $C_{r\Sigma} = 1,625C_r = 1,625 \cdot 36,8 = 59,8$ кН; статическая $C_{or\Sigma} = 2C_{or} = 2 \cdot 21,3 = 42,6$ кН.

3. Нагрузки для фиксирующей опоры А: радиальная $R_{rA} = 1160$ Н, осевая $R_{oA} = 3231$ Н. Приняв число рядов тел качения в двухрядном подшипнике опоры А $i = 2$, определяем отношение $iR_{oA}/C_{or\Sigma} = 2 \cdot 3231/(42,6 \cdot 10^3) = 0,152$.

4. По табл. 10.3 для $\alpha = 26^\circ$ принимаем коэффициент осевого нагружения $e = 0,68$ (для $\alpha = 26^\circ$ коэффициент e не зависит от отношения $iR_{oA}/C_{or\Sigma}$).

Примечание. Коэффициент e для подшипников с углами контакта $\alpha = 12$ и 15° выбирают в зависимости от отношения $iR_o/C_{or} = iR_{oA}/C_{or\Sigma}$.

5. Определяем отношение $R_{oA}/(VR_{rA}) = 3231/(1 \cdot 1160) = 2,79$, где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника).

6. По табл. 10.3 при $R_o/(VR_o) = R_{oA}/(VR_{rA}) > e$ коэффициенты $X = 0,67$, $Y = 1,41$ (для двухрядных подшипников при $\alpha = 26^\circ$).

7. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку для опоры А при $V = 1$, $K_f = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$P_{rA} = (XVR_{rA} + YR_{oA})K_fK_T = (0,67 \cdot 1 \cdot 1160 + 1,41 \cdot 3231)1,4 \cdot 1 = 7466 \text{ Н.}$$

8. Определяем расчетный ресурс комплекта радиально-упорных однорядных шариковых подшипников опоры А при $a_{23} = 0,75$ (см. табл. 10.2):

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{H\beta}} \left(\frac{C_{r\Sigma}}{P_{rA}} \right)^p = 0,75 \frac{10^6}{60 \cdot 1435 \cdot 0,25} \left(\frac{59,8 \cdot 10^3}{7466} \right)^3 = 17,9 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

9. Так как $L_{10h} = 17,9 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 16 \cdot 10^3 \text{ ч}$, то предварительно назначенный радиально-упорный однорядный шариковый подшипник легкой серии 46208 с углом контакта $\alpha = 26^\circ$ пригоден для использования в комплекте фиксирующей опоры А вала червяка.

Глава 11 **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДНОГО ВАЛА КАК СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ**

11.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

На приводном валу ленточного конвейера устанавливают барабан (рис. 11.1...11.5), цепного – одну или две звёздочки (рис. 11.9). Установка барабана механизма подъёма груза (лебёдки) приведена на рис. 4.42 и 11.6...11.8.

Барабаны ленточных конвейеров изготавливают сварными (рис. 11.1...11.4) или литыми (рис. 11.5). В сварной конструкции за счёт уменьшения толщины элементов возможно сокращение расхода металла и уменьшение массы барабана. Поэтому при курсовом проектировании предпочтение следует отдавать сварной конструкции барабана.

Конструкция барабана, представленная на рис. 11.4, целесообразна для крупносерийного и массового производства, когда окупятся затраты на штампы и другие приспособления.

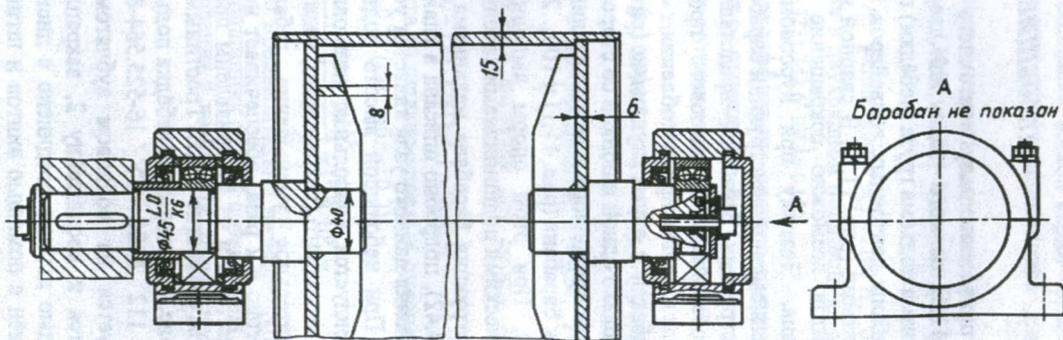
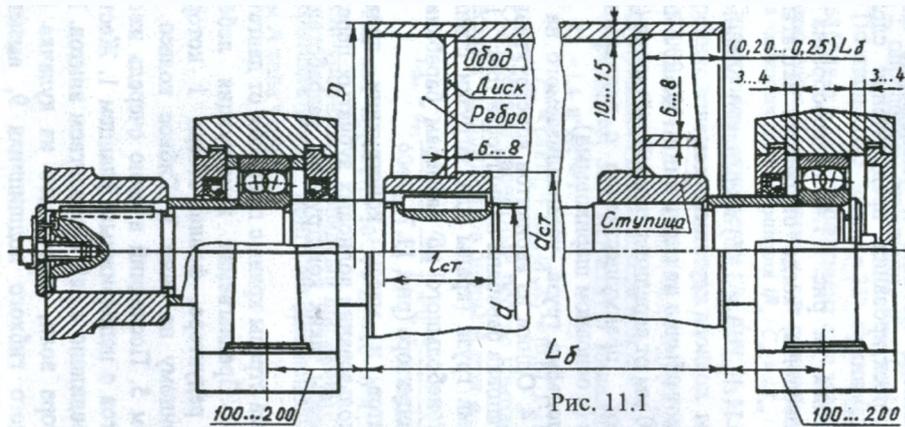
Барабаны с двумя ступицами (рис. 11.1, 11.3 и 11.5) закрепляют обычно на валу только одной шпонкой со стороны подвода крутящего момента.

Опоры приводного вала устанавливают обычно на расстоянии 100...200 мм от кромок барабана (рис. 11.1) и 100...250 мм от середины тяговой звёздочки (рис. 11.9,а). При этом опоры выполняют преимущественно с радиальными сферическими подшипниками качения (в основном шариковыми).

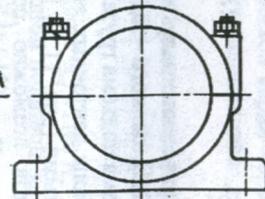
Конструкция барабана механизма подъёма груза, устанавливаемого на оси (рис. 4.42), подробно описана в главе 4. Одним из вариантов конструктивного исполнения данного узла является установка барабана на полуосях (рис. 11.2 и 11.6). При небольшой высоте подъёма груза (краны для загрузки станков) рекомендуется консольная установка небольшого по размерам барабана на конце выходного (тихоходного) вала редуктора (рис. 11.7).

Значительное уменьшение габаритов и массы конструкции привода (примерно в 2 раза) обеспечивает использование волновых зубчатых передач. На рис. 11.8 и 11.14 приведены примеры таких конструкций, разработанные автором совместно с В.И. Тростиним.

На рис. 11.8 показана лебёдка подъёма стрелы крана с приводом от двигателя АИР 112 МВ8 ТУ 16-525.564-84. Предлагаемая конструкция лебёдки базируется на волновом зубчатом редукторе, фланец-стакан 1 которого крепится к кронштейну 2, закреплённому на раме 3. Гибкое колесо 4 с помощью шлицев соединено с диском 5. Последний в свою очередь жестко соединён с помощью винтов и штифтов с неподвижным фланцем 1. Жесткое колесо установлено на крышке 7 и соединено с ней посредством винтов. При этом вращение кулачкового генератора волн, состоящего из кулачка 8 и напрессованного на него специального гибкого подшипника 9, вызывает вращение колеса 6, а значит, и связанного с ним барабана 10 (диаметр барабана



А
 Барабан не показан



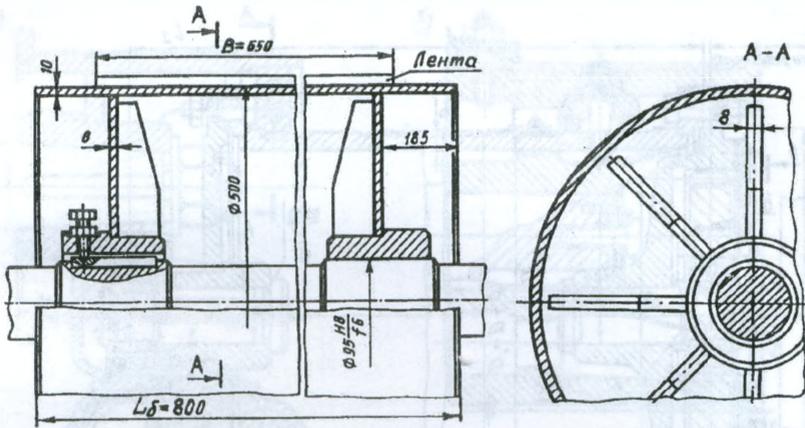


Рис. 11.3

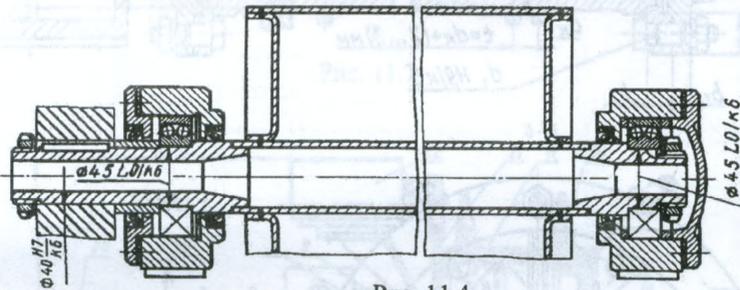


Рис. 11.4

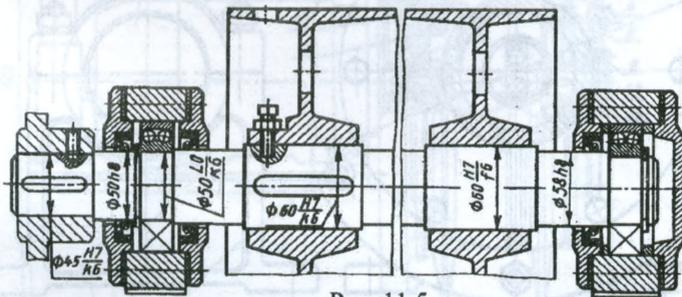


Рис. 11.5

460 мм). Барабан 10 опирается на два радиальных шарикоподшипника 11. Вал 12 генератора опирается на радиальные шарикоподшипники 13 и 14 и жестко соединён с валом двигателя 15, прикрепленного посредством шпилек к кронштейну 2. С целью уменьшения напряжений во впадинах между зубьями

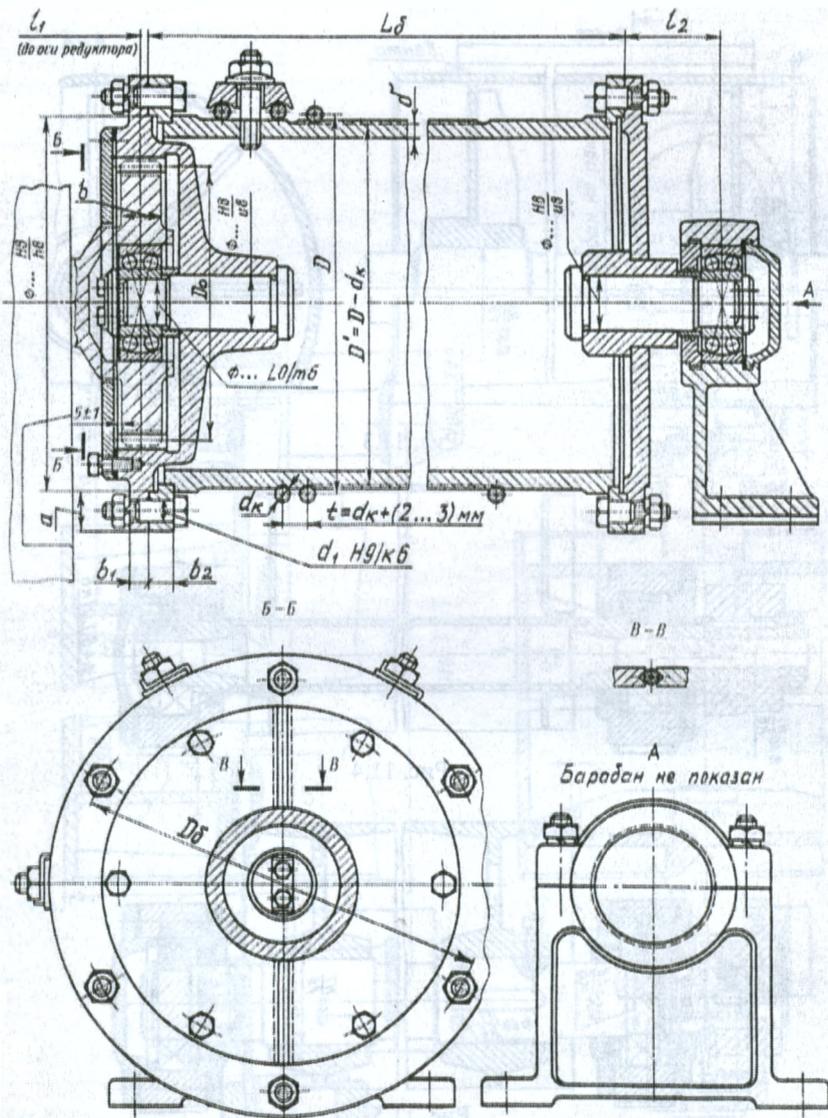


Рис. 11.6

гибкого колеса, неравномерности распределения нагрузки на зуб по ширине зубчатого венца и между зонами зацепления, нагрузки на генератор волн и повышения КПД, надёжности и долговечности редуктора предусмотрено: применение кулачкового генератора, лучше другого генератора сохраняющего

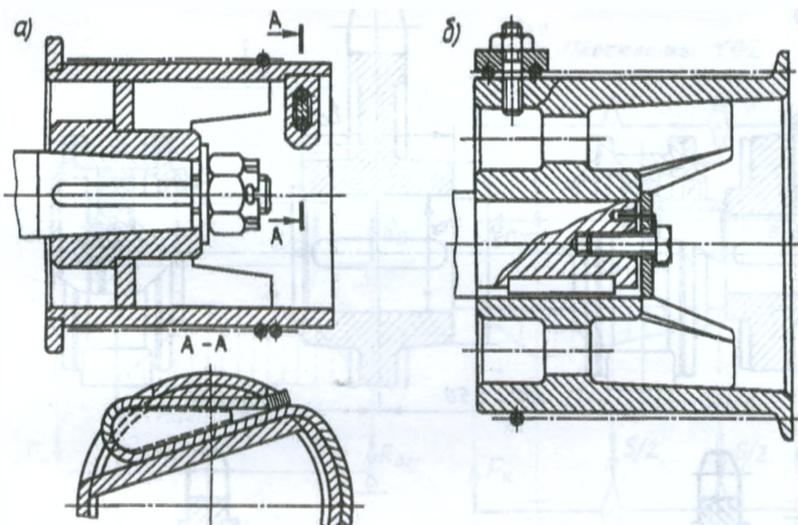


Рис. 11.7

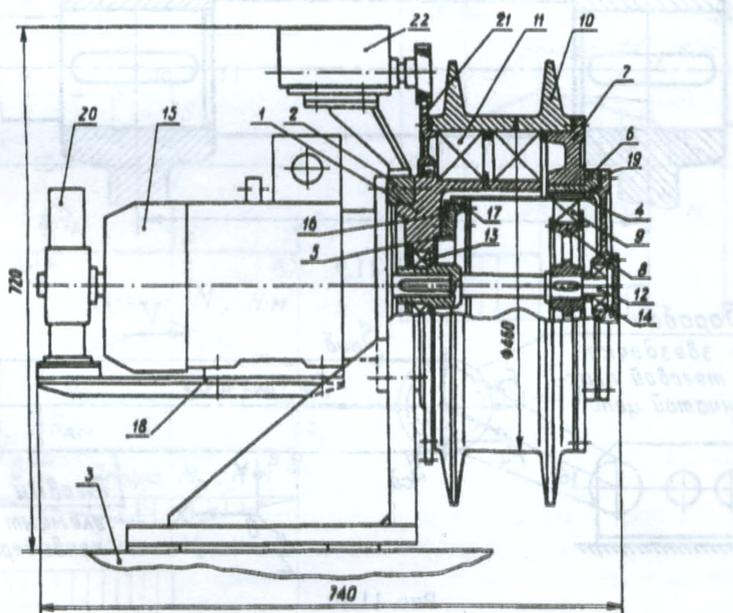


Рис. 11.8

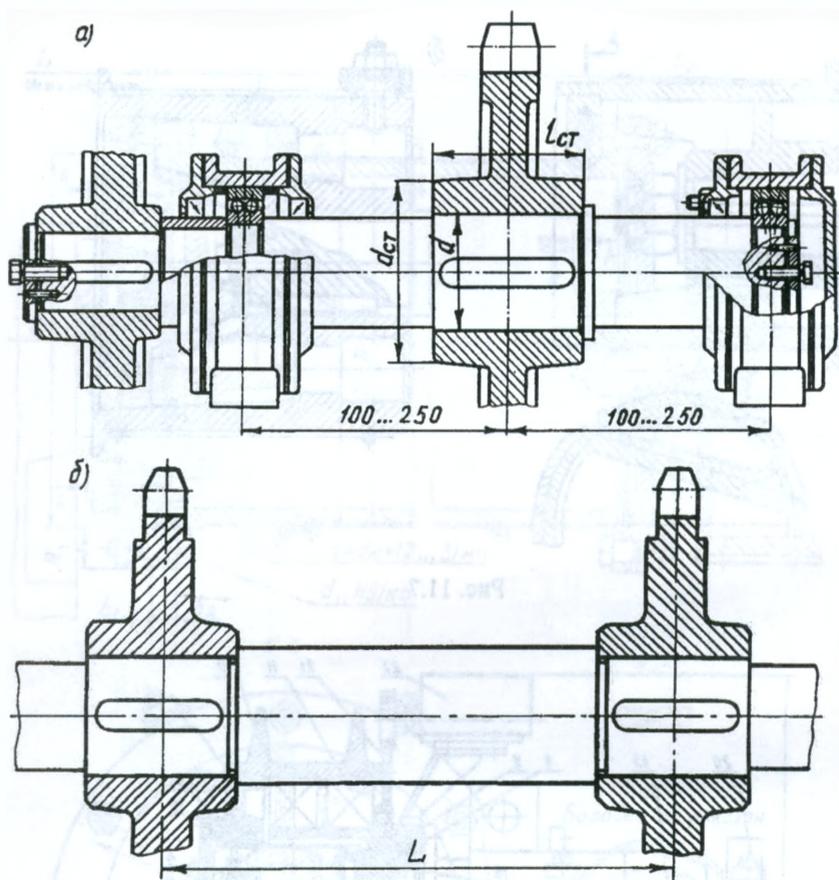


Рис. 11.9

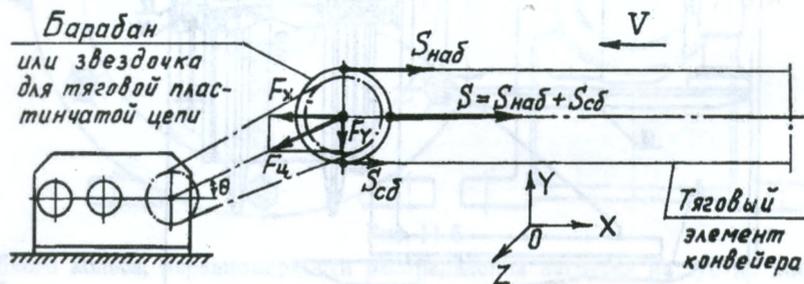


Рис. 11.10

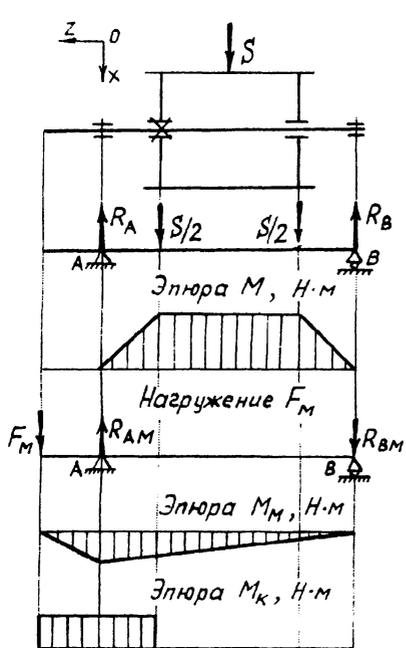


Рис. 11.11

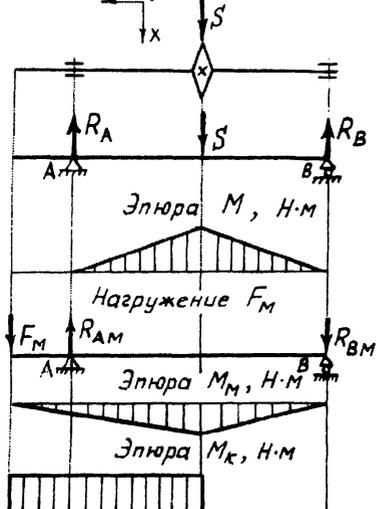


Рис. 11.12
299

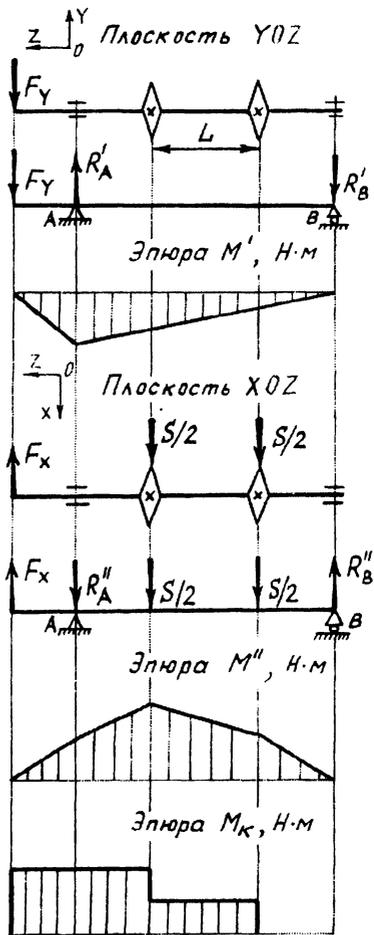
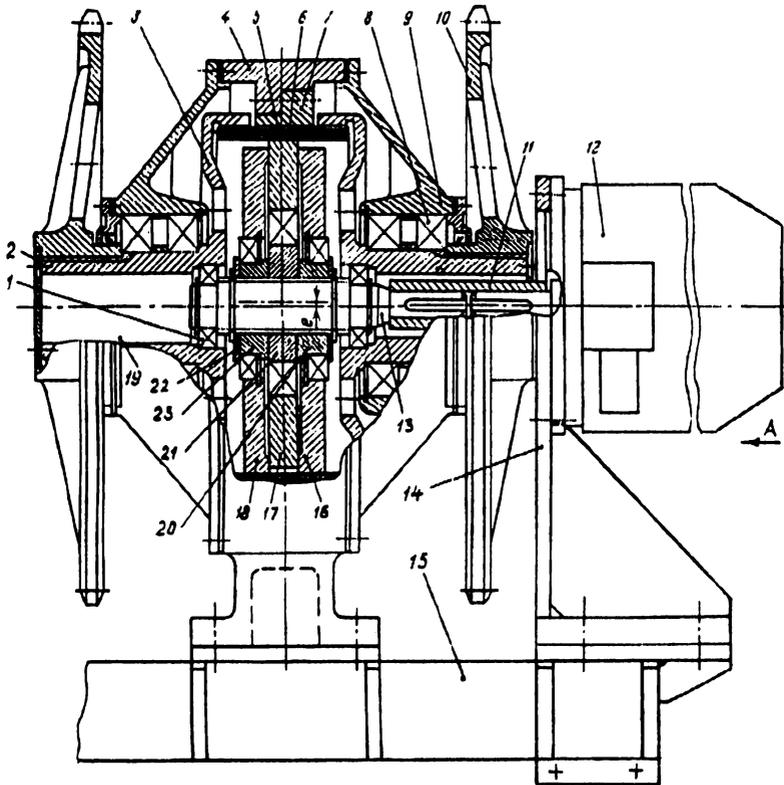


Рис. 11.13

под нагрузкой принятую форму деформирования гибкого колеса; расположение генератора посередине зубчатого венца; деформирование гибкого колеса по форме кольца, растянутого четырьмя силами, расположенными под углом 25° к большей оси генератора (овала деформирования). В соединении диска 5 с гибким колесом 4 предусмотрен зазор 2,5 мм, обеспечивающий колесу осевую подвижность в работающей передаче. Это снижает напряжение в гибком колесе. Дальнейшему его перемещению препятствуют диски 16 и 17. Передаточное отношение данного волнового редуктора при неподвижном гибком колесе $i_{hb}^g = 202$. Число волн деформирования гибкого колеса $U=2$. Коэффициент числа зубьев $Y_z=1$. Числа зубьев колёс: гибкого $Z_g=402$, жесткого $Z_h=404$. Модуль зацепления $m=0,6$ мм. Угол исходного контура инструмента $\alpha=20^\circ$. Величина радиального перемещения гибкого колеса вдоль большой оси генератора $\omega_b=m=0,6$ мм. Внутренний диаметр гибкого колеса $d_k=240$ мм, его длина $l=0,8d_k=192$ мм. Толщина гибкого колеса: по впадине между зубьями $\delta=0,0125d_k=3$ мм, гладкой части $\delta_l=0,6\delta=1,8$ мм. Материал гибкого и жесткого колёс – сталь 45, термообработка – улучшение (твёрдость 28...32 HRC_s). Нормально-замкнутый колодочный тормоз 20 устанавливается на кронштейне 18, прикрепленном к лапам двигателя 15. Крышка – зубчатое колесо 21, прикрепляемое к барабану 10, закрепляется с шестерней ограничителя 22 подъёма и опускания груза.

Предлагаемая конструкция лебёдки может быть использована в качестве механизма подъёма груза при загрузке станков.

На рис. 11.14 приведена конструкция привода двухцепного конвейера на базе волновой передачи. Двигатель 12 привода (АИР 160М6 ТУ 16 – 525.564 – 84) крепится к кронштейну 14, который в свою очередь, как и волновой редуктор, прикреплен к раме 15, установленной между грузовой и холостой ветвями конвейера (на рис. 11.14 дан вид сверху на предлагаемый привод). Редуктор расположен симметрично относительно звёздочек 10 для тяговых пластинчатых цепей, поэтому принято его симметричное исполнение с двусторонним отбором мощности на выходе. Для сокращения осевых габаритов и увеличения его крутильной жёсткости, гибкое колесо 6 выполнено коротким в виде кольца с одним внешним зубчатым венцом (на рис. 11.14 зачернено). При деформировании генератором гибкого колеса его зубья входят в зацепление одновременно с неподвижным жестким колесом 7 и ведомыми зубчатыми полумуфтами 3. При этом гибкое и жесткое колеса образуют волновое зацепление, а полумуфты – волновые зубчатые муфты. Жесткое колесо посажено на посадке Н7/к6 в корпус 4 редуктора и прикреплено к нему болтами. Для предохранения зацепления от изменения зазоров предусмотрены конические штифты. Каждая из полумуфт опирается на два подшипника 8, смонтированных в крышках 9. Передача момента нагрузки с полумуфт звёздочкам 10 осуществляется шлицевым соединением. В редукторе предусмотрен трехдисковый (двухволновой) генератор, состоящий из дисков



A

Звездочки и редуктор условно не показаны

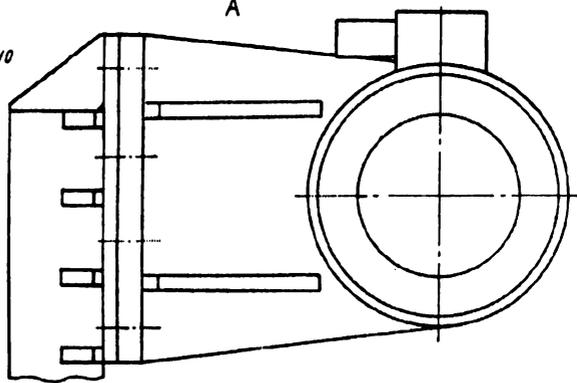


Рис. 11.14

16, 17 и 18, эксцентриковых втулок 20, 21 и 23 и вала 13. Каждый из дисков установлен на однорядном шарикоподшипнике. Втулки соединены с валом шлицами и установлены так, что обеспечивают смещение осей крайних и центрального дисков на величину $2e$ (e – эксцентриситет генератора). Вал опирается на шарикоподшипники 1, установленные в гнездах полумуфт 3. Осевому перемещению втулок вместе с дисками генератора препятствуют кольца 22, расположенные с обеих сторон крайних втулок и фиксируемые относительно вала стопорными кольцами. Для предохранения внутренней поверхности гибкого колеса от раскатывания дисками генератора и увеличения цилиндрической жесткости гибкого колеса предусмотрено подкладное кольцо 5. Осевому перемещению подкладного кольца и гибкого колеса препятствуют полумуфты 3. Отверстие 19 в левой полумуфте, закрываемое крышкой 2, может быть использовано при установке двигателя 12 с левой стороны или, при необходимости, тормоза (для этой цели предусматривают для вала 13 левый консольный участок). Вращение от вала двигателя 12 валу 13 передается через втулочную муфту 11. Передаточное отношение волнового редуктора при неподвижном жестком колесе: $i_{hb}^g = 250$, число волн деформирования гибкого колеса $U=2$ (число зон зацепления), коэффициент числа зубьев $Y_z=1$. Число зубьев колёс: гибкого $z_g=500$, жесткого $z_b=502$, модуль зацепления $m=2,5$ мм, угол исходного контура инструмента $\alpha=20^\circ$. Величина радиального перемещения гибкого колеса вдоль большой оси генератора $\omega_s=m=2,5$ мм, эксцентриситет втулок $e=9$ мм, угол обхвата дисков генератора гибким колесом 30° . Внутренний диаметр гибкого колеса $d_k=480$ мм, его длина $l=0,375d_k=180$ мм. Материал гибкого и жесткого колёс – сталь 45, термообработка – улучшение (твёрдость 28...32 HRC).

Применение волновых передач в приводах позволяет, кроме уменьшения габаритов привода и его массы, повысить способность к кратковременным перегрузкам, обеспечить вследствие симметрии конструкции (рис. 11.14) уравновешенность системы и равнонагруженность её элементов, малые нагрузки на валы и опоры, повысить технологичность привода, снизить дополнительные динамические нагрузки в приводе при реверсивной работе и шум вследствие малого изнашивания зубьев, связанного с малыми скоростями скольжения в зацеплении, и большого числа зубьев в одновременном зацеплении. Предлагаемые приводы будут обладать достаточно высокими КПД, нагрузочной способностью, надёжностью и долговечностью.

Приведем некоторые рекомендации по назначению размеров элементов приводного вала, как сборочной единицы.

11.1.1. Ленточные конвейеры

Как уже указывалось выше, при курсовом проектировании предпочтение следует отдавать сварной конструкции барабана. Обод сварного барабана изготавливают из стандартной трубы или сваривают из листа. Толщина обода

составляет 10...15 мм, поэтому при выборе трубы в обязательном порядке следует учесть припуск на обработку обода по наружному диаметру. Внутреннюю поверхность обода протачивают в местах установки дисков (рис. 11.1...11.2) или не обрабатывают (рис. 11.3). Диски изготавливают из листа толщиной 6...8 мм, ребра – из полосы такой же толщины. Размеры ступицы (рис. 11.1): диаметр $d_{cm}=(1,5...1,55)d$, длина - $l_{cm}\cong 1,2d$, где d – диаметр посадочного отверстия в ступице. Шпоночное соединение предусматривают только в одной ступице со стороны подвода крутящего момента (рис. 11.1). Размеры поперечного сечения шпонки $b \times h$ принимают по табл. 2П.9 приложения 2П. Рекомендации по составлению расчетной схемы приводного вала ленточного конвейера см. п. 11.1.4.

Следует отметить, что при курсовом проектировании наружный диаметр барабана D и его длина L_6 задаются (см. техническое задание). Если величина L_6 не задана, а указана только ширина ленты B , то принимают: $L_6=B+(100...200)$ мм.

11.1.2. Цепные конвейеры

На приводном валу цепного конвейера устанавливают одну (рис. 11.9, а), или две (рис. 11.9, б) звёздочки для тяговых пластинчатых цепей по ГОСТ 588-81. Эти звёздочки иначе называют тяговыми звёздочками.

В техническом задании на курсовое проектирование указывается число зубьев z тяговой звёздочки, а также характеристика тяговой пластинчатой цепи: тип цепи, её исполнение и шаг t .

ГОСТ 588-81 предусматривает следующие типы тяговых пластинчатых цепей (см. рис. 11.15 и табл. 11.1):

- тип 1 – втулочные;
- тип 2 – роликовые;
- тип 3 – катковые с гладкими катками с подшипниками скольжения;
- тип 4 – катковые с ребрами на катках с подшипниками скольжения.

Цепь каждого типа имеет следующие исполнения:

- исполнение 1 – неразборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
- исполнение 2 – разборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
- исполнение 3 – неразборная цепь с полыми валиками (индекс МС).

Пример условного обозначения тяговой пластинчатой цепи М с разрушающей нагрузкой 112 кН типа 2 с шагом 100 мм исполнения 1: Цепь М112-2-100-1 ГОСТ 588-81.

Учитывая, что в табл. 11.1 для каждого номера цепи предусмотрен широкий диапазон шагов t , оказывается недостаточным для выбора цепи указанная в техническом задании лишь одна величина шага t . Цепь может быть выбрана только по расчетной разрушающей нагрузке $S_{расч}$, которая определяется по формуле:

$$S_{расч} = k_c S_{наб}, \quad (11.1)$$

где $k_{\text{ц}}$ – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи: для горизонтальных конвейеров $k_{\text{ц}} = 6 \dots 8$, для цепей конвейеров, имеющих наклонные участки $k_{\text{ц}} = 8 \dots 10$;

$S_{\text{наб}}$ – натяжение в цепи, набегающей на приводную тяговую звёздочку (определение $S_{\text{наб}}$ см. п. 11.1.4).

При наличии двух тяговых пластинчатых цепей (на приводном валу установлены две тяговые звёздочки) величина $S_{\text{разр.расч}}$ для одной цепи с учётом неравномерности распределения нагрузки между цепями определяется по формуле:

$$S_{\text{разр.расч}} = (0,55 \dots 0,63) k_{\text{ц}} S_{\text{наб}}, \quad (11.2)$$

Тогда условие выбора номера цепи по ГОСТ 588 – 81:

$$S_{\text{разр.расч}} \leq S_{\text{разр}}, \quad (11.3)$$

где $S_{\text{разр}}$ – разрушающая нагрузка для цепи по ГОСТ 588 – 81 (см. табл. 11.1).

Основные размеры звёздочек для тяговых пластинчатых цепей определяют по ГОСТ 592 – 81 (см. табл. 11.2).

Пример разработки конструкции приводного вала цепного конвейера см. п. 11.2.

11.1.3. Расчёт предохранительного устройства с разрушающимся элементом для цепного конвейера

В ряде технических заданий на курсовое проектирование цепных конвейеров предусматривается установка в конструкции ведомой приводной звёздочки предохранительного устройства (см. рис. 11.16). Такое устройство иногда компонуют и с компенсирующей муфтой.

Основным элементом предохранительного устройства (см. рис. 11.16) является штифт 1, установленный в стальных закалённых втулках 2, которые запирают резьбовой пробкой 3. При перегрузке привода штифт 1 разрушается и предохранительное устройство разъединяет кинематическую цепь. Для замены штифта необходимо точно совместить отверстия втулок 2. Этой цели служат установочные риски, выполненные в сборе на двух половинах ступицы звёздочки. Уменьшению износа поверхностей скольжения при срабатывании предохранительного устройства способствует подшипниковая втулка 4, выполненная из бронзы или антифрикционного чугуна. Учитывая, что данный подшипник скольжения работает редко (только в момент срабатывания устройства), очень важно, чтобы его поверхность скольжения была покрыта масляной плёнкой даже тогда, когда он не работает, что позволит исключить коррозию этих поверхностей. Для этого в конструкции предусмотрены смазочные канавки 5 (одна круговая и четыре продольные). Смазочный материал подают к подшипнику скольжения специальным шприцем через пресс – маслёнку 6 после срабатывания предохранительного устройства.

Размеры основных элементов предохранительного устройства с разрушающимся элементом в соответствии с нормалью [12] приведены в табл. 11.3. В нормали предусмотрен штифт из стали 45 с твёрдостью 45 ... 55 HRC_э,

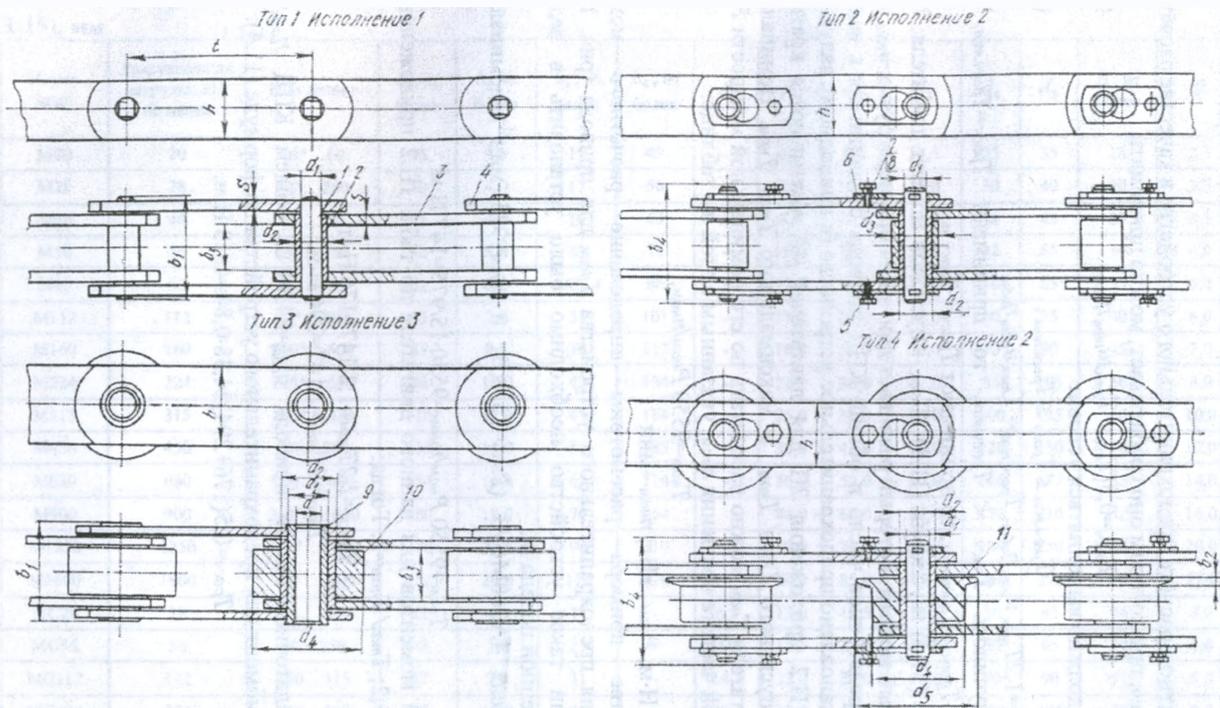


Рис. 11.15

устанавливаемый во втулках из стали 40Х, закалённых до твёрдости 50 ... 60 HRC₃.

При проектном расчёте предохранительного устройства в качестве расчётного момента $T_{расч}$, при котором оно срабатывает, можно принимать

$$T_{расч}=0,5(T_{пуск}+T_{max})u_{общ}n_{общ}. \quad (11.4)$$

При этом должно выполняться условие

$$T_{расч.min} \leq T_{расч} \leq T_{расч.max}, \quad (11.5)$$

где $T_{расч.min}=1,2T_{пуск}u_{общ}n_{общ}$; $T_{расч.max}=T_{max}u_{общ}n_{общ}$.

Если получилось $T_{расч} < T_{расч.min}$, то принимают $T_{расч}=T_{расч.min}$. Если получилось $T_{расч} > T_{расч.max}$, то принимают $T_{расч}=T_{расч.max}$.

В формуле (11.4) и условии (11.5): $T_{пуск}$ – пусковой момент двигателя; T_{max} – максимальный момент, который развивает двигатель при перегрузке; $u_{общ}$ и $n_{общ}$ – общее передаточное число и общий КПД привода от двигателя к валу, на котором установлено предохранительное устройство (к приводному валу).

В табл. 1П.2 приложения 2П для двигателей 4А указываются кратности моментов: пускового $T_{пуск}/T_{ном}$ и максимального $T_{max}/T_{ном}$. Номинальный момент двигателя $T_{ном}$ можно рассчитать по его номинальной мощности $P_{ном}$ и номинальной частоте вращения $n_{ном}$, указанным в этой же таблице:

$$T_{ном}=9550 P_{ном}/n_{ном},$$

где $T_{ном}$ – Н·м; $P_{ном}$ – кВт; $n_{ном}$ – мин⁻¹.

В качестве примера рассмотрим определение расчётного момента срабатывания предохранительного устройства $T_{расч}$ для привода (рис. 1.1) в случае, если такое устройство необходимо было установить в ведомой звёздочке цепной передачи.

Для двигателя 4А160М6У3 ($P_{ном}=15$ кВт и $n_{ном}=975$ мин⁻¹) номинальный момент

$$T_{ном}=9550 P_{ном}/n_{ном}=9550 \cdot 15/975=147 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Кратности моментов для данного двигателя по табл. 1П.2 приложения 2П: $T_{пуск}/T_{ном}=1,2$; $T_{max}/T_{ном}=2$. Тогда:

$$T_{пуск}=1,2T_{ном}=1,2 \cdot 147=176 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{max}=2T_{ном}=2 \cdot 147=294 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При передаточном числе привода $u_{общ}=24,38$ и общем КПД $n_{общ}=0,84$ расчётный момент для предохранительного устройства по формуле (11.4):

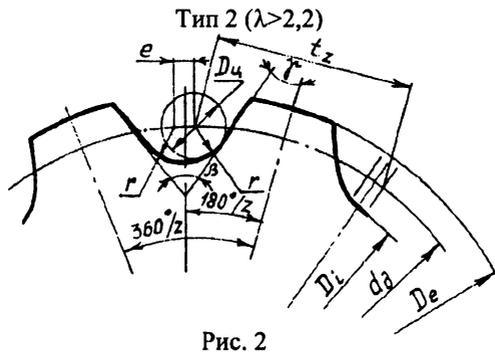
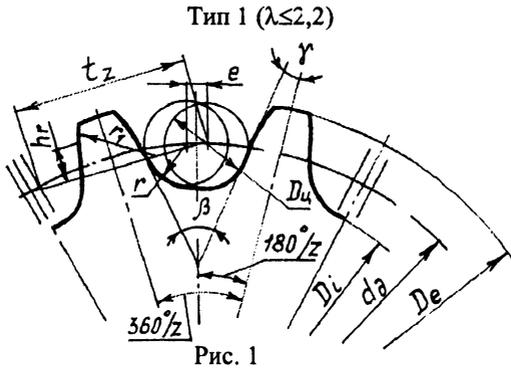
$$T_{расч}=0,5(176+294)24,38 \cdot 0,84=4813 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таблица 11.1. Цепи тяговые пластинчатые по ГОСТ 588-81. Основные параметры и размеры (см. рис. 11.15), мм

Номер цепи	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Шаг цепи t	b_1 , не более	b_2 , не более	b_3 , не менее	b_4 , не более	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h , не более	S
M20	20	40*...60	35	3,5	15	49	-	6,0	9,0	12,5	25	35	18	2,5
M28	28	50*...200	40	4,0	17	56	-	7,0	10,0	15,0	30	40	20	3,5
M40	40	63...250	45	4,5	19	63	-	8,5	12,5	18,0	36	45	25	3,5
M56	56	63*...250	52	5,0	23	72	-	10,0	15,0	21,0	42	55	30	4,0
M80	80	80...315	62	6,0	27	86	-	12,0	18,0	25,0	50	65	35	5,0
M112	112	80*...400	73	7,0	31	101	-	15,0	21,0	30,0	60	75	40	6,0
M160	160	100*...500	85	8,5	36	117	-	18,0	25,0	36,0	70	90	45	7,0
M224	224	125*...630	98	10,0	42	134	-	21,0	30,0	42,0	85	105	56	8,0
M315	315	160*...630	112	12,0	47	154	-	25,0	36,0	50,0	100	125	60	10,0
M450	450	200...800	135	14,0	55	185	-	30,0	42,0	60,0	120	150	70	12,0
M630	630	250...1000	154	16,0	65	214	-	36,0	50,0	70,0	140	175	85	14,0
M900	900	250*...1000	180	18,0	76	254	-	44,0	60,0	85,0	170	210	105	16,0
M1250	1250	315*...1000	230	22,0	90	310	-	50,0	71,0	100,0	200	250	120	20,0
M1800	1800	400...1000	260	24,0	110	370	-	60,0	85,0	118,0	236	276	150	22,0
MC28	28	63...160	42	4,5	17	-	8,3	13,0	17,5	22,5	36	45	26	3,0
MC56	56	80...250	48	5,0	23	-	10,3	15,5	21,0	27,0	50	65	36	4,0
MC112	112	100...315	67	7,0	31	-	14,3	22,0	29,0	38,0	70	90	51	6,0
MC224	224	160...500	90	10,0	42	-	20,3	31,0	41,0	53,0	100	125	72	8,0

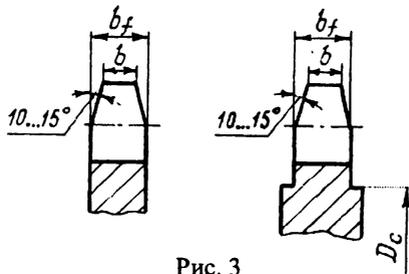
Примечания: 1. Шаг цепи выбирается из ряда: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 мм.
2. Применение шагов, отмеченных *, для катковых цепей не допускается.

Основные зависимости для расчёта и построения профиля
зубьев звёздочек типов 1 и 2 для тяговых пластинчатых цепей
по ГОСТ 588-81 (из ГОСТ 592-81).



Исполнение 1

Исполнение 2



Продолжение табл. 11.2

Параметр	Расчётные формулы		
Шаг цепи t	—		
Диаметр элемента зацепления цепей $D_ц$: втулочных роликовых катковых	$D_ц=d_2$; $D_ц=d_3$; $D_ц=d_4$. где d_2, d_3 и d_4 – по ГОСТ 588-81 (табл. 11.1)		
Геометрическая характеристика зацепления λ	$\lambda=t/D_ц$		
Шаг зубьев звёздочки t_z	$t_z=t$		
Шаг зубьев звёздочки z	$z \geq 6$		
Диаметр делительной окружности d_d	$d_d = \frac{t_z}{\sin(180^\circ/z)}$		
Коэффициент высоты зуба K	z	$D_ц \leq 80$ мм	$D_ц > 80$ мм
	5...10	$K=0,56$	$K=0,56$
	11...25	$K=0,46$	$K=0,35$
	26...60	$K=0,65$	$K=0,50$
Коэффициент числа зубьев K_z	$K_z = ctg(180^\circ/z)$		
Диаметр наружной окружности D_e	$D_e = t[K + K_z - (0,31/\lambda)]$		
Диаметр окружности впадин D_i	$D_i = d_d D_ц$		
Смещение центров дуг впадин e	$e_{min} = 0,01t$; $e_{max} = 0,05t$		
Радиус впадины зубьев r	$r = 0,5D_ц$		
Половина угла заострения зуба γ	$\gamma = 13 \dots 20^\circ$		
Угол впадины зуба β	при $z=6 \dots 8$ $\beta=80^\circ$; при $z=9 \dots 14$ $\beta=66^\circ$; при $z=15 \dots 20$ $\beta=56^\circ$; при $z > 20$ $\beta=48^\circ$		
Радиус закругления головки зуба r_1 при $\lambda \leq 2,2$	$r_1 = (t - 0,5D_ц - 0,5e) \cos \gamma$		
Высота прямолинейного участка профиля зуба h_r при $\lambda \leq 2,2$	$h_r = r_1 \sin \gamma$		
Расстояние между внутренними пластинами b_2 и ширина пластины h	По ГОСТ 588-81 (см. табл. 11.1)		

Параметр		Расчётные формулы
Ширина зуба звёздочки b_f для тяговых цепей по ГОСТ 588-81		Для цепей типов 1,2 и 3: $b_{fmax}=0,9b_3-1$; $b_{fmin}=0,87b_3-1,7$ Для цепей типа 4: $b_{fmax}=0,9(b_3-b_2)-1$; $b_{fmin}=0,87(b_3-b_2)-1,7$
Ширина вершины зуба b для цепей по ГОСТ 588-81	тип 1	$b=0,83b_f$
	тип 2	$b=0,75b_f$
	тип 3	$b=0,72b_f$
	тип 4	$b=0,60b_f$
Диаметр венца D_c для цепей по ГОСТ 588-81	тип 1 и 2	$D_c=tK_z - 1,3h$
	тип 3	$D_c=tK_z -(d_r+0,25h)$
	тип 4	$D_c=tK_z -(d_s+0,25h)$
<p>Примечания: 1. Диаметр делительной окружности d_g вычисляют с точностью до 0,01 мм, остальные линейные размеры с точностью до 0,1 мм, угловые – с точностью до 1'.</p> <p>2. Допускается скругление боковой поверхности зуба радиусом $b_f \leq R \leq 1,6b_f$ вместо скосов под углом 10...15°. 3. Устанавливаются две степени точности изготовления зубьев звёздочек в зависимости от скорости v: при $v = 3...5$ м/с – 1-я степень точности; при $v < 3$ м/с – 2-я степень точности</p>		

При этом: $T_{расч.min}=1,2T_{тук} u_{общ} \eta_{общ} = 1,2 \cdot 176 \cdot 24,38 \cdot 0,84 = 4325$ Н·м; $T_{расч.max} = T_{max} u_{общ} \eta_{общ} = 294 \cdot 24,38 \cdot 0,84 = 6021$ Н·м.

Условие (11.5) выполняется, и окончательно принимаем $T_{расч} = 4813$ Н·м.

Диаметр окружности расположения штифтов предварительно рекомендуется [12] принимать $D_{шт} \approx (2...2,5)d_v$, где d_v – диаметр вала (см. рис. 11.16). Тогда сила среза одного штифта $P'_{ср}$ (Н):

$$P'_{ср} = 2 \cdot 10^3 T_{расч} / (D_{шт} z), \quad (11.6)$$

где $T_{расч}$ – Н·м; $D_{шт}$ – мм; z – количество штифтов.

Первоначально рекомендуется принять $z=1$, так как при этом обеспечивается наибольшая точность срабатывания предохранительного устройства.

По полученному значению силы среза $P'_{ср}$ по табл. 11.3 принимают ближайшее к ней значение $P_{ср}$ (большее или меньшее) и уточняют диаметр окружности $D_{шт}$: $D_{шт} = 2 \cdot 10^3 T_{расч} / (P_{ср} z)$.

Если при этом получили слишком большой диаметр штифта d , а соответственно и большой диаметр втулок D , что вызывает трудности их установки в ступице ведомой звёздочки, рекомендуется принять число штифтов $z=2$ и повторить расчёт. Следует отметить, что предохранительные устройства с двумя штифтами получили наибольшее распространение.

Таблица 11.3

**Размеры предохранительного устройства с разрушающимся элементом
(рис. 11.16)**

Срезающая сила P_{cp} (минимальная), Н	мм					
	d	D	d_H	a	b	d_0
690 1275	1,5 2,0	10	M16	10	12	5
2850 5200 8100	3,0 4,0 5,0	15	M20	12	18	8
11770 20600 32360	6,0 8,0 10,0	20	M30	22	28	12
55000 83000 130000	13,0 16,0 20,0	40	M48	33	42	18

11.1.4. Составление расчётной схемы приводного вала ленточного и цепного конвейеров

Расчётное усилие S (Н) для приводного вала конвейера (см. рис. 11.10) определяют по формуле:

$$S = S_{наб} + S_{сб}, \quad (11.7)$$

где $S_{наб}$ и $S_{сб}$ – натяжение соответственно в набегающей на приводной барабан или звёздочку ветви тягового элемента (ленте или цепи) и сбегающей ветви.

В конвейерах, как правило, верхние грузовые ветви тягового элемента являются набегающими на приводной барабан или звёздочку, а нижние холостые – сбегающими.

При известном вращающем моменте T на приводном валу усилия $S_{наб}$ и $S_{сб}$ можно определить, решая систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} S_{наб} - S_{сб} &= \frac{2 \cdot 10^3 T}{D}; \\ S_{наб} &= c S_{сб}, \end{aligned} \right\} \quad (11.8)$$

где $S_{наб}$ и $S_{сб}$ – Н; T – Н·м; D – диаметр барабана, мм (для цепного конвейера вместо D подставляют делительный диаметр d_0 звёздочки для тяговой

пластинчатой цепи); c – коэффициент, зависящий от типа конвейера.

Коэффициент c :

а) для ленточного конвейера с чугунным или стальным барабаном:

$c=1,44$ – атмосфера очень влажная;

$c=2,08$ – атмосфера влажная;

$c=3,0$ – атмосфера сухая;

б) для цепного конвейера $c \approx 5 \dots 8$.

Консольными нагрузками для приводного вала являются: сила от муфты F_M при соединении выходного вала редуктора с приводным валом посредством компенсирующей муфты; F_C – консольная сила от цепной передачи при ее установке между редуктором и приводным валом. Расчет сил F_M и F_C приведен в табл. 1П.23 приложения 1П (сила F_C в табл. 1П.23 обозначена F).

Расчетные схемы приводных валов ленточных и цепных конвейеров, а также эпюры изгибающих M и крутящих M_k моментов, приведены на рис. 11.11...11.13. При этом для барабанов расстояние между дисками принимают конструктивно, для приводного вала с двумя звездочками расстояние L между ними указывается в техническом задании. Следует также отметить, что при установке между редуктором и приводным валом компенсирующей муфты сила F_M , создаваемая ею, принимается, как и при расчете валов редуктора, в качестве силы неопределенного направления. Поэтому для приводного вала отдельно рассматривается нагружение F_M (см. рис. 11.11 и 11.12), определяются реакции опор R_{AM} и R_{BM} , а также строится эпюра изгибающего момента M_M от данной силы. Тогда для наихудшего случая результирующая реакция наиболее нагруженной опоры A $R_A = R_A + R_{AM}$ и результирующий изгибающий момент в соответствующем опасном сечении вала $M_H = M + M_M$.

При установке между редуктором и приводным валом цепной передачи консольная сила F_C , создаваемая ею на конце приводного вала, направлена по линии, соединяющей центры звездочек. Если цепная передача установлена под углом к горизонту, то данную силу F_C раскладывают на вертикальную F_V и горизонтальную F_H составляющие (см. рис. 11.10 и 11.13), и приводной вал рассматривают отдельно в вертикальной плоскости (определяют реакции R'_A и R'_B и строят эпюру изгибающих моментов M') и в горизонтальной плоскости (соответственно определяют R''_A , R''_B и M'').

Тогда результирующие величины:

$$R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2}, \quad R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2}, \quad M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2}.$$

После этого проводится проверочный расчет шпоночного соединения на смятие, по динамической грузоподъемности проверяется предварительно выбранный радиальный сферический двухрядный шарикоподшипник наиболее нагруженной опоры и в опасном сечении выполняется проверочный расчет вала на сопротивление усталости, а также на статическую прочность (см. пример расчета, приведенный в п.11.2).

11.1.5. Расчет узла барабана механизма подъема груза

Данный узел состоит из барабана, установленного на оси (рис. 4.42 и 11.6), которая в свою очередь опирается на два радиальных сферических двухрядных подшипника, а также полиспаста. Полиспаст – это система подвижных и неподвижных блоков, огибаемых канатом, служащая для выигрыша в силе (рис. 11.17...11.18). Учитывая, что в полиспасте сила тяжести груза $Q \cdot g$ (Q – масса груза в кг или т, называемая грузоподъемностью, $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения) распределяется на определенное число ветвей K_{zp} , то во столько же раз уменьшается натяжение в канате S_{max} . При этом будут различны скорость подъема груза v_{zp} и окружная скорость барабана v_6 :

$$v_6 = \frac{K_{zp}}{K_6} v_{zp}, \quad (11.9)$$

где K_6 – число ветвей каната, одновременно наматываемых на барабан.

Отношение числа перерезов ветвей каната K_{zp} , на которых подвешен груз, к числу ветвей K_6 , одновременно наматываемых на барабан, называют передаточным отношением полиспаста или его кратностью.

Полиспасты, у которых на барабан наматывается одна ветвь каната ($K_6=1$), называют одинарными (рис. 11.17). Одинарные полиспасты широко используют в кранах стрелового типа. При одновременном наматывании на барабан двух ветвей каната ($K_6=2$) полиспаст называют сдвоенным (рис. 11.18). Сдвоенные полиспасты являются основными для кранов мостового типа. Соответственно, у одинарного полиспаста на барабане закрепляется только один конец каната с одной стороны барабана. У сдвоенного полиспаста крепятся два конца каната с обеих сторон барабана.

На поверхности барабана по винтовой линии нарезают канавки, что увеличивает поверхность соприкосновения каната с барабаном, уменьшает напряжения смятия в месте контакта и устраняет трение между соседними витками. Шаг нарезки обычно принимают $t=d_k+(2...3)\text{мм}$ (см. рис. 11.6). Барабаны для одинарных полиспастов имеют только один нарезанный участок для укладки каната, для сдвоенных полиспастов – два. Соответственно в последнем случае увеличивается полная длина барабана L_6 .

Следует отметить, что барабаны с нарезанными винтовыми канавками применяют в основном при однослойной навивке каната. При многослойной навивке наружную поверхность барабана выполняют гладкой.

Нарезные барабаны для одинарных полиспастов должны иметь реборду со стороны, противоположной креплению каната (рис. 4.42, а, 11.6 и 11.7). Реборду со стороны крепления каната можно не предусматривать.

При использовании сдвоенного полиспаста, когда две ветви каната навиваются на барабан от его краев к середине, применение реборд также не обязательно (рис. 4.42, б).

При многослойной навивке каната гладкий барабан в обязательном порядке с обеих сторон должен быть снабжен ребордами, которые должны возвышаться над поверхностью последнего слоя не менее чем на два диаметра каната d_k .

Барабаны выполняют литыми из чугуна или стали, а также сварными из стали.

При изготовлении барабана методом литья, толщина его стенки δ (измеренная по дну винтовой канавки, см. рис. 11.6) должна быть не менее 12 мм и определяется по формулам:

для чугунного барабана $\delta=0,02D+(6\dots 10)$ мм;

для стального барабана $\delta=0,01D+3$ мм.

Расчетной нагрузкой для узла барабана механизма подъема является максимальное усилие S_{max} в ветви каната, наматываемой на барабан при подъеме груза массой Q (в т или кг).

При известном вращающем моменте на оси барабана T максимальное усилие S_{max} можно определить по формуле:

$$S_{max} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{K_\delta D}, \quad (11.10)$$

где S_{max} – Н; T – Н·м; $K_\delta=1$ (для одинарного полиспаста) и $K_\delta=2$ (для сдвоенного полиспаста); D – диаметр барабана по центру укладки каната, мм (указывается в техническом задании).

Тип полиспаста (одинарный или сдвоенный) также может быть указан в техническом задании или принят по аналогии с конструкцией прототипа.

Расчетная схема барабана для одинарного полиспаста приведена на рис. 11.19, для сдвоенного – на рис. 11.20.

На рис. 11.19 вдоль барабана перемещается одна ветвь каната с усилием S_{max} , занимая различные положения при работе механизма. Поэтому при проверке подшипника опоры А в качестве расчетного принимается расположение силы S_{max} над левой ступицей барабана (схема 1). В то же время при проверке подшипника опоры В в качестве расчетной следует принять схему 2. Для каждой из схем строится эпюра изгибающего момента M и определяется опасное сечение оси.

На рис. 11.20 вдоль барабана одновременно перемещаются две ветви каната с усилием S_{max} в каждой. Одновременное расположение сил S_{max} над левой и правой ступицами (показано штриховыми линиями) принимается в качестве расчетного. Для данного положения определяют реакции опор R_A и R_B , а также строят эпюру изгибающего момента M .

Для конструктивного исполнения барабана, показанного на рис. 4.42 и 11.6, левый подшипник опоры А проверяют по статической грузоподъемности, правый опоры В – по динамической грузоподъемности. Ось рассчитывают в опасном сечении на сопротивление усталости и на статическую прочность только по нормальным напряжениям (на изгиб), так как она не нагружена крутящим моментом.

Крутящий момент с тихоходного вала редуктора на барабан передается через

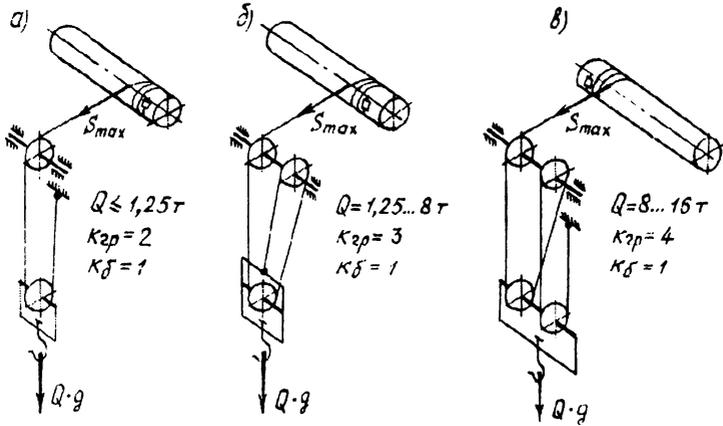


Рис. 11.17

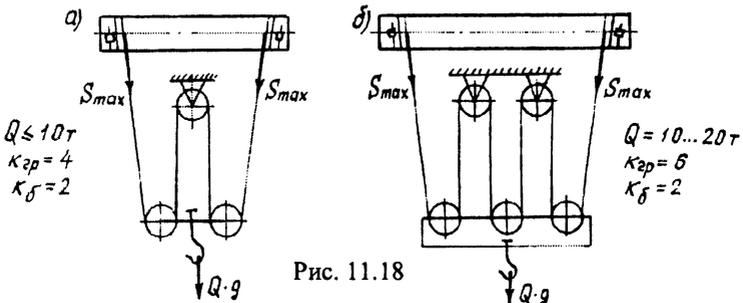


Рис. 11.18

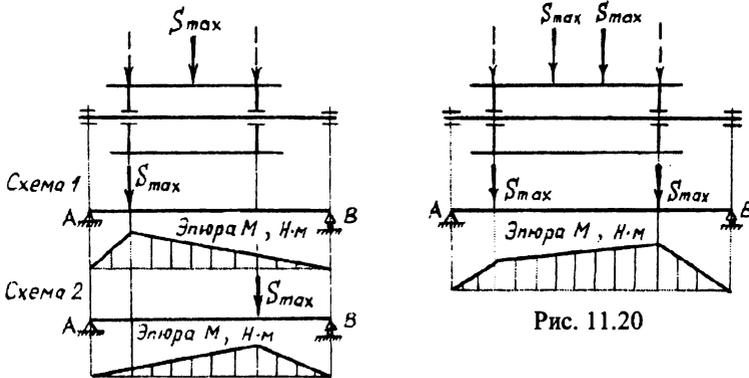


Рис. 11.20

встроенную внутри барабана зубчатую муфту. Её образуют зубчатый венец выходного вала редуктора и левая ступица барабана с внутренними зубьями.

Делительный диаметр зубчатой муфты [3]:

$$D_0 = \sqrt[3]{k_p T / (0,9 [\sigma_{см}] \psi)}, \quad (11.11)$$

где D_0 – мм; $k_p=2\dots3$ – коэффициент режима нагрузки; T – вращающий момент на оси барабана, Н·мм; $[\sigma_{см}]=12\dots15$ МПа;

$\psi=b/D_0=0,12\dots0,16$ – коэффициент ширины зубчатого венца.

Ширина зубчатого венца $b = \psi D_0$.

Число зубьев муфты $z=30\dots80$. Тогда модуль зацепления $m = D_0/z$.

Величина m согласовывается со стандартным значением по табл. 1П.14 приложения 1П. При этом должно быть $m \geq 1,5$ мм.

Левая ступица барабана с внутренними зубьями соединяется с барабаном посредством болтов с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развёртки (ГОСТ 7817-80). Расчётная нагрузка, приходящаяся на один болт (Н):

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 T}{z D_6}, \quad (11.12)$$

где T – вращающий момент на оси барабана, Н·м; z – число болтов; D_6 – диаметр окружности расположения болтов, мм.

Диаметр посадочной поверхности болта d_1 (мм) из условия прочности на срез:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]}}, \quad (11.13)$$

где F – Н; $[\tau]=(0,2\dots0,3)\sigma$ – допускаемое напряжение среза, МПа.

По ГОСТ 7817-80 (см. табл. 2П.32 приложения 2П) принимают размеры болта.

В зависимости от соотношения диаметров D_0 и D решается вопрос о местоположении болтов, соединяющих левую ступицу с барабаном. При этом возможны два варианта: болты устанавливаются внутри барабана (рис. 4.42,б) или над его поверхностью во фланцах (рис. 4.42,а, 11.6). В последнем случае размеры фланцев (рис. 11.6): $a=(2,0\dots2,2)d_1$; $b_1=(1,3\dots1,4)d_1$; $b_2=(1,4\dots1,5)d_1$. После этого окончательно устанавливается длина болта по ГОСТ 7817-80 (табл. 2П.32).

11.2. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДНОГО ВАЛА КАК СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА (рис. 1.1)

Исходные данные:

- а) частота вращения приводного вала $n=40$ мин⁻¹;
- б) вращающий момент на приводном валу $T=T_{IV}=2626$ Н·м;
- в) число зубьев звёздочки для тяговой пластинчатой цепи $z=12$;

г) характеристика тяговой пластинчатой цепи по ГОСТ 588-81: тип 2 – роликовая, исполнение 2 – разборная со сплошными валиками (индекс М), шаг $t=125$ мм;

д) конструктивные особенности: на валу установлена одна звёздочка для тяговой пластинчатой цепи; приводной вал конвейера соединён с выходным валом редуктора посредством горизонтально расположенной цепной передачи, нагружающей конец приводного вала усилием $F_y=10527$ Н;

е) расчётный срок службы $L_h=12 \cdot 10^3$ ч;

ж) кратковременная перегрузка $K_n=1,6$;

з) номер типового режима нагружения – 1 (тяжёлый).

Порядок проектирования

1. Предварительная разработка конструкции приводного вала (рис. 11.21).

Диаметр конца вала под ведомой звёздочкой цепной передачи из расчёта на кручение:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{2626 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 76 \text{ мм.}$$

По табл. 2П.1 приложения 2П размеры конца вала: $d_1 = 80$ мм, $l_{k1} = 130$ мм (в табл. 2П.1 размеры конца вала обозначены d и l).

Диаметр вала под распорной втулкой $d_2=d_1+5=80+5=85$ мм; под подшипником $d_3=d_2+5=85+5=90$ мм, что соответствует размерам отверстий внутренних колец подшипников.

Исходя из посадочного диаметра $d_3=90$ мм по табл. 2П.12 приложения 2П выбираем шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник легкой серии 1218, имеющий следующие данные: $d=d_3=90$ мм; $D=160$ мм; $B=30$ мм; $r=3,0$ мм; $C_r=57$ кН; $C_{or}=39$ кН.

Следующая ступень вала диаметром d_4 выполняет роль буртика (заплевика) для подшипника. По табл. 2П.17 приложения 2П диаметр этого буртика $d_{б.п}=100 \dots 103$ мм. Учитывая, что на данной ступени вала устанавливается крышка подшипника с манжетой, по табл. 2П.10 приложения 2П согласовываем размер $d_{б.п}$ с размером манжет и окончательно принимаем $d_{б.п}=100$ мм. В крышке подшипника будет установлена манжета 1–100×125 ГОСТ 8752-79. Слева данный подшипник также будет закрыт крышкой с манжетой такого же типоразмера. Соответственно наружный диаметр распорной втулки между ступицей ведомой звёздочки и подшипником должен быть также равен 100 мм. Со стороны ступицы звёздочки данная втулка выполняет роль буртика. При диаметре отверстия в ступице звёздочки $d_1=80$ мм по табл. 2П.3 приложения 2П размер фаски в отверстии ступицы $f=2,0$ мм. Тогда наружный диаметр распорной втулки со стороны ступицы звёздочки должен быть

$$d_б \geq d_1 + (3,6 \dots 4)f = 80 + (3,6 \dots 4) \cdot 2 = 87,2 \dots 88 \text{ мм.}$$

Действительный размер $d_5=100$ мм, что обеспечивает осевое фиксирование ступицы ведомой звёздочки.

Диаметр пятой ступени вала

$$d_5 = d_4 + 5 = 100 + 5 = 105 \text{ мм.}$$

Для диаметра отверстия в ступице тяговой звёздочки $d_5=105$ мм по табл. 2П.3 приложения 2П назначаем размер фаски $f=2,5$ мм.

Шестая ступень вала диаметром d_6 выполняет роль буртика для ступицы тяговой звёздочки. Тогда

$$d_6 \geq d_5 + (3,6 \dots 4)f = 105 + (3,6 \dots 4)2,5 = 114 \dots 115 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_6=115$ мм.

Учитывая, что подшипник правой опоры должен быть такого же типоразмера, как и левой, принимаем $d_3=d_4=90$ мм. Соответственно $d_7=d_4=100$ мм.

Канавки для выхода шлифованного круга на переходных участках между ступенями выполняем одного размера (по табл. 2П.4 приложения 2П ширина канавки $c_k=8$ мм).

Ведомая звёздочка цепной передачи закреплена на конце приводного вала посредством концевой шайбы, болта М8×20 (ГОСТ 7798-70) и штифта 2.5×16 (ГОСТ 3128-70) (см. табл. 2П.24 приложения 2П). Аналогичным образом крепится на валу внутреннее кольцо правого подшипника.

Размеры привертных подшипниковых крышек принимаем по табл. 3П.19 приложения 3П: толщина крышки $\delta_{кр}=8$ мм; диаметр d_6 болта М12, число болтов - 6 (одним болтом стягиваем одновременно обе крышки); диаметр фланца крышки $D_{\phi} = D + (4 \dots 4,4)d_6 = 160 + (4 \dots 4,4) \cdot 12 = 208 \dots 213$ мм, принимаем $D_{\phi}=212$ мм; толщина фланца для исполнения 2 $\delta_2 = 1,2\delta_{кр} = 1,2 \cdot 8 = 9,6$ мм, принимаем $\delta_2=10$ мм; размер канавки $c_k=8$ мм; толщина δ_2 , ширина c_n и размер фаски f центрирующего пояска: $\delta_2=(0,9 \dots 1)\delta_{кр}=8$ мм, $c_n=(1,0 \dots 1,5)c_k=10$ мм, $f=5$ мм для $D=160$ мм.

Принимая во внимание ширину подшипника $B=30$ мм, зазор между крышкой и подшипником 4 мм, а также размеры привертной крышки длина болта для крепления обеих крышек $l=120$ мм. Обозначение болта: Болт М12-6g×120.58.05 ГОСТ 7808-70.

2. Выбор тяговой пластинчатой цепи по ГОСТ 588-81 и определение расчётного усилия S .

Делительный диаметр тяговой звёздочки

$$d_d = \frac{t}{\sin(180^\circ/z)} = \frac{125}{\sin(180^\circ/12)} = 482,96 \text{ мм.}$$

Запишем систему уравнений (11.8) для цепного конвейера:

$$\begin{cases} S_{наб} - S_{сб} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_d}; \\ S_{наб} = 5S_{сб}. \end{cases}$$

При вращающем моменте на приводном валу $T=2626$ Н·м и $d_d=482,96$ мм получим: $S_{наб}=13595$ Н; $S_{сб}=2719$ Н.

Для цепных конвейеров обычно $S_{сб}=1000\dots3000$ Н.

По формуле (11.1) для одной тяговой пластинчатой цепи расчётная разрушающая нагрузка

$$S_{разр.расч}=k_{\psi}S_{наб}=9\cdot13595=122355 \text{ Н,}$$

где $k_{\psi}=9$ – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи в предположении, что конвейер будет иметь наклонные участки.

По табл. 11.1 выбираем цепь М160 с разрушающей нагрузкой $S_{разр}=160$ кН, что больше $S_{разр.расч}$. Для цепи М160 предусмотрены шаги t в диапазоне 100...500 мм. Заданный шаг $t=125$ мм находится в рекомендуемом диапазоне.

Выбранная тяговая пластинчатая цепь М160 типа 2 (роликовая) с шагом $t=125$ мм исполнения 2 (разборная со сплошными валиками) имеет условное обозначение: Цепь М160-2-125-2 ГОСТ 588-81.

Расчётное усилие S для приводного вала:

$$S=S_{наб}+S_{сб}=13595+2719=16314 \text{ Н.}$$

3. Определение основных размеров звёздочки для тяговой пластинчатой цепи.

Основные размеры тяговой звёздочки определяем по ГОСТ 592-81 (см. табл. 11.2).

Диаметр элемента зацепления D_{ψ} для тяговой пластинчатой цепи М160 типа 2 исполнения 2 по табл. 11.1: $D_{\psi}=d_3=36$ мм.

Геометрическая характеристика зацепления

$$\lambda = \frac{t}{D_{\psi}} = \frac{125}{36} = 3,47.$$

Диаметр делительной окружности $d_d=482,96$ мм (см.п. 2).

Коэффициент числа зубьев: $K_z=\text{ctg}(180^\circ/z)=\text{ctg}(180^\circ/12)=3,73$.

Диаметр наружной окружности: $D_e=t[K+K_z-(0,31/\lambda)]=125[0,46+3,73-(0,31/3,47)]=512,6$ мм, где $K=0,46$ при $z=12$ и $D_{\psi}<80$ мм.

Диаметр окружности впадин: $D_i=d_d-D_{\psi}=482,96-36=446,96$ мм.

Смещение центров дуг впадин e : $e_{\min}=0,01t=0,01\cdot125=1,25$ мм; $e_{\max}=0,05t=0,05\cdot125=6,25$ мм.

Радиус впадины зубьев: $r=0,5D_{\psi}=0,5\cdot36=18$ мм.

Половина угла заострения зуба $\gamma=13\dots20^\circ$.

Угол впадины зуба $\beta=66^\circ$ при $z=12$.

Расстояние между внутренними пластинами $b_s=36$ мм и ширина пластины $h=45$ мм (табл. 11.1).

Ширина зуба звёздочки для цепи типа 2:

$$b_{f\max}=0,9b_s-1=0,9\cdot36-1=31,4 \text{ мм;}$$

$$b_{f\min}=0,87b_s-1,7=0,87\cdot36-1,7=29,6 \text{ мм,}$$

принимаем $b_f=31$ мм.

Ширина вершины зуба для цепи типа 2:

$$b=0,75b_f=0,75 \cdot 31=23 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр ступицы $d_{cm}=1,55d_s=1,55 \cdot 105=163 \text{ мм.}$

Длина ступицы $l_{cm} \approx 1,2d_s=1,2 \cdot 105=126 \text{ мм.}$ Размер l_{cm} может быть уточнён после проверочного расчёта шпоночного соединения.

4. Проверочный расчёт шпоночных соединений.

Шпоночное соединение предусмотрено для тяговой звёздочки и ведомой звёздочки цепной передачи.

По табл. 2П.9 приложения 2П определяем размеры призматических шпонок по ГОСТ 23360-78:

а) для тяговой звёздочки: $b \times h=28 \times 16 \text{ мм; } t_1=10 \text{ мм; } t_2=6,4 \text{ мм;}$ исполнение шпонки – 1; при длине ступицы тяговой звёздочки $l_{cm}=126 \text{ мм}$ полная длина шпонки $l=110 \text{ мм;}$ рабочая длина шпонки $l_p=l-b=110-28=82 \text{ мм;}$

б) для ведомой звёздочки цепной передачи: $l_{cm}=130 \text{ мм;}$ диаметр ступицы $d_{cm}=1,55d_i=1,55 \cdot 80=124 \text{ мм;}$ размеры шпонки: $b \times h=22 \times 14 \text{ мм}$ для $d_i=80 \text{ мм; } t_1=9 \text{ мм; } t_2=5,4 \text{ мм;}$ исполнение шпонки – 2; полная длина шпонки $l=110 \text{ мм;}$ рабочая длина шпонки $l_p=l=110 \text{ мм;}$ форма конца вала – цилиндрическая.

Так как приводной вал на длине от ведомой звёздочки цепной передачи до тяговой звёздочки нагружен одинаковыми крутящим моментом $T=2626 \text{ Н·м,}$ то проверяем на смятие шпонку с меньшими размерами $b \times h,$ т.е. шпоночное соединение ведомой звёздочки цепной передачи. Тогда для переходной посадки Н7/к6 при стальной ступице $[\sigma_{см}]=150 \text{ МПа}$ (см. п. 8.1 главы 8). Расчётное напряжение смятия при $T=T_{IV}=2626 \text{ Н·м}$ и $d=d_i=80 \text{ мм:}$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2626}{80(14-9)110} = 119 \text{ МПа,}$$

что не превышает $[\sigma_{см}]=150 \text{ МПа.}$

Принимая во внимание, что полученное напряжение смятия $\sigma_{см}$ оказалось довольно большим, следует проверить шпоночное соединение тяговой звёздочки ввиду меньшей величины рабочей длины шпонки $l_p:$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2626}{105(16-10)82} = 102 \text{ МПа.}$$

Если выполнить с целью удобства фрезерования шпоночный паз на валу под тяговой звёздочкой такой же ширины, как и под ведомой звёздочкой цепной передачи, то напряжение смятия :

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2626}{105(14-9)82} = 122 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_{см}]=200 \text{ МПа}$ для посадки с натягом Н7/г6.

5. Определение радиальных реакций опор вала и построение эпюр моментов.

Из рис. 11.21 линейные размеры: $l_1=117 \text{ мм; } l_2=l_3=240 \text{ мм.}$

Так как цепная передача между редуктором и приводным валом расположена горизонтально, то в соответствии с рис. 11.10 $F_x = F_y = 10527 \text{ Н}$ (где F_y – нагрузка на валы цепной передачи), $F_r = 0$ и $S = 16314 \text{ Н}$. Таким образом, силы F_y и S нагружают приводной вал только в горизонтальной плоскости XOZ (расчётная схема вала приведена на рис. 11.21).

Тогда радиальные реакции опор:

$$\sum M_A = 0; \quad -R_B(l_2 + l_3) + S \cdot l_2 + F_y \cdot l_1 = 0;$$

$$R_B = \frac{S \cdot l_2 + F_y \cdot l_1}{l_2 + l_3} = \frac{16314 \cdot 240 + 10527 \cdot 117}{240 + 240} = 10723 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_y(l_1 + l_2 + l_3) - R_A(l_2 + l_3) - S \cdot l_3 = 0;$$

$$R_A = \frac{F_y(l_1 + l_2 + l_3) - S \cdot l_3}{l_2 + l_3} = \frac{10527(117 + 240 + 240) - 16314 \cdot 240}{240 + 240} = 4936 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum X = -F_y + R_A + S - R_B = -10527 + 4936 + 16314 - 10723 = 0$ – реакции найдены правильно.

Для построения эпюр определяем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала:

$$\text{сечение А:} \quad M = F_y \cdot l_1 = 10527 \cdot 117 \cdot 10^{-3} = 1231,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\text{сечение D:} \quad M = R_B \cdot l_3 = 10723 \cdot 240 \cdot 10^{-3} = 2573,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\text{сечения В и С:} \quad M = 0.$$

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от сечения С до сечения D (см. эпюру крутящего момента M_k). При этом $M_k = T_H = 2626 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Под расчётной схемой вала построены эпюры изгибающих M и крутящих M_k моментов (см. рис. 11.21).

6. Проверочный расчёт подшипников по динамической грузоподъёмности.

При разработке конструкции приводного вала (см. выше п.1) в качестве его опор предварительно были выбраны радиальные сферические двухрядные подшипники лёгкой серии 1218. Выполним проверочный расчёт этих подшипников.

Примем коэффициент безопасности $K_B = 1,4$. При вращении внутреннего кольца подшипника коэффициент $V = 1$. Подшипники приводного вала нагружены только радиальными нагрузками R_r (для опоры А $R_r = R_A$, для опоры В $R_r = R_B$). Осевые нагрузки R_a на подшипники отсутствуют.

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка для более нагруженной опоры В:

$$P_r = V R_r K_B = 1 \cdot 10723 \cdot 1,4 = 15012 \text{ Н}.$$

Приняв по табл. 10.1 коэффициент $K_{HE} = 0,5$ (для типового режима нагружения 1) и по табл. 10.2 коэффициент $a_{23} = 0,55$ (для шарикоподшипников сферических двухрядных), а также показатель $p = 3$ (для шариковых подшипников), определим расчётный ресурс (долговечность) подшипника опоры В

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60 n K_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p = 0,55 \frac{10^6}{60 \cdot 40 \cdot 0,5} \left(\frac{57 \cdot 10^3}{15012} \right)^3 = 25,1 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

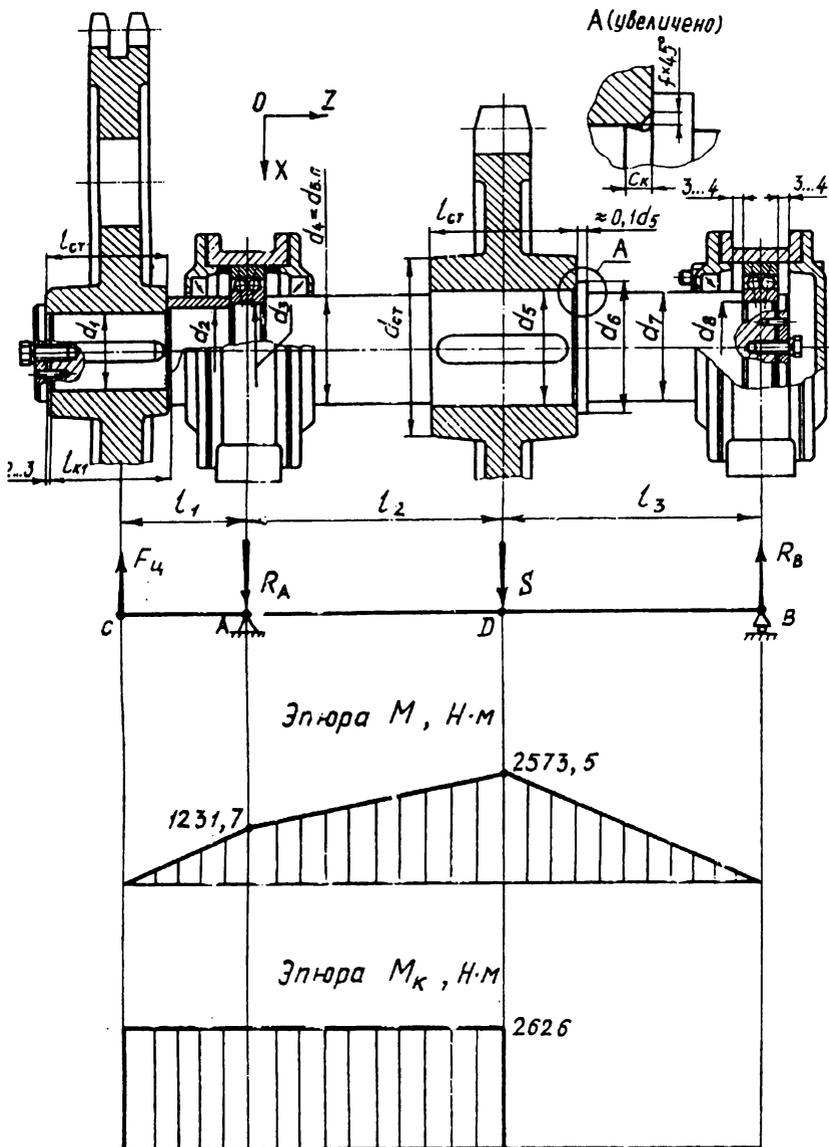


Рис. 11.21

Предварительно выбранный подшипник 1218 подходит, так как

$$L_{10h} = 25,1 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

7. Выбор посадок подшипников.

Подшипники приводного вала установлены по схеме 3 (вариант 3.2): опора А фиксирующая, опора В – плавающая.

Внутренние кольца подшипников имеют циркуляционное нагружение, наружные – местное. Определяем отношение

$$\frac{P_r}{C_r} = \frac{15012}{57 \cdot 10^3} = 0,26.$$

По табл. 10.1 и 10.2 принимаем поля допусков: вала – т6, отверстия – Н7.

8. Расчёт вала на сопротивление усталости.

В качестве материала приводного вала примем сталь 45 (см. табл. 9.1): диаметр заготовки не более 120 мм (наибольший диаметр вала составляет размер буртика для ступицы тяговой звёздочки, равный 115 мм), твёрдость не ниже 240НВ, $\sigma_b=800$ МПа, $\sigma_T=550$ МПа, $\sigma_{-1}=350$ МПа и $\tau_{-1}=210$ МПа.

Анализ конструкции вала, а также эпюр изгибающего М и крутящего M_k моментов (рис. 11.21) показывает, что предположительно опасными являются сечения А и D.

Расчёт сечения А на сопротивление усталости. Из рис. 11.21 видно, что концентратором напряжений в сечении А является посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. Кроме этого, справа рядом с сечением А находится второй концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d=d_3=90$ мм к диаметру $D=d_4=100$ мм.

Определим отношение K_σ/K_d для каждого из концентраторов напряжений.

Концентратор напряжений – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. По табл. 9.5 с учётом примечания 2 при $\sigma_b=800$ МПа для $d=d_3=90$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_\sigma/K_d=4,19$ и $K_\tau/K_d=2,92$.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d=d_3=90$ мм к диаметру $D=d_4=100$ мм. По табл. 2П.4 приложения 2П радиус канавки для выхода шлифовального круга $r=r_k=1,6$ мм. Определяем отношения: $D/d=100/90=1,11$; $r/d=1,6/90=0,02$. По табл. 9.3 при $\sigma_b=800$ МПа $K_\sigma=2,68$ и $K_\tau=1,67$. По табл. 9.6 линейным интерполированием для вала из углеродистой стали диаметром $d=90$ мм коэффициент K_d : при изгибе $K_d=0,72$, при кручении $K_d=0,61$. Тогда отношения: $K_\sigma/K_d=2,68/0,72=3,72$; $K_\tau/K_d=1,67/0,61=2,74$.

В расчёт принимаем первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом, так как у него больше отношение K_σ/K_d (в нашем случае для данного концентратора также больше и отношение K_τ/K_d).

Посадочная поверхность вала под подшипник шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент $K_F=1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется. Тогда коэффициент $K_V=1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma}/K_d + K_F - 1)/K_V = (4,19 + 1 - 1)/1 = 4,19;$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau}/K_d + K_F - 1)/K_V = (2,92 + 1 - 1)/1 = 2,92.$$

Изгибающий момент в сечении А $M=1231,7$ Н·м.

Крутящий момент в данном сечении $M_k=2626$ Н·м.

Для круглого сплошного сечения А диаметром $d=d_s=90$ мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71569 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} = 143139 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{1231,7 \cdot 10^3}{71569} = 17,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_k/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{2626 \cdot 10^3}{2 \cdot 143139} = 9,2 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла: $\sigma_m = 0$; $\tau_m = \tau_a = 9,2$ МПа.

Коэффициенты ψ_{σ} и ψ_{τ} :

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800 = 0,18;$$

$$\psi_{\tau} = 0,5 \psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,18 = 0,09.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{350}{4,19 \cdot 17,2 + 0,18 \cdot 0} = 4,86;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{210}{2,92 \cdot 9,2 + 0,09 \cdot 9,2} = 7,58.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении А

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,86 \cdot 7,58}{\sqrt{4,86^2 + 7,58^2}} = 4,1 > [S] = 2,5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении А обеспечивается.

Расчёт сечения D на сопротивление усталости. Диаметр вала в сечении D $d=d_s=105$ мм. Концентраторы напряжений в данном сечении – посадка с натягом ступицы тяговой звёздочки, а также шпоночный паз.

Для каждого из концентраторов напряжений определим отношения K_{σ}/K_d и K_{τ}/K_d .

Концентратор напряжений – посадка на вал с натягом ступицы тяговой звёздочки. По табл. 9.5 при $\sigma_s=800$ МПа для диаметра вала $d=d_s=105$ мм и посадки I $K_\sigma / K_d=4,25$ и $K_\tau / K_d=2,95$.

Концентратор напряжений – шпоночный паз. По табл. 9.4 при $\sigma_s=800$ МПа для валов со шпонками $K_\sigma=2,05$ и $K_\tau=1,9$. По табл. 9.6 линейным интерполированием для вала из углеродистой стали диаметром: $d=d_s=105$ мм коэффициент K_d : при изгибе $K_d=0,696$, при кручении $K_d=0,587$. Тогда $K_\sigma/K_d=2,05/0,696=2,95$ и $K_\tau/K_d=1,9/0,587=3,24$.

Как уже указывалось ранее, при наличии нескольких концентраторов напряжений в рассматриваемом сечении в расчёт принимается тот концентратор напряжений, у которого больше отношение K_σ/K_d , несмотря на то, что у него отношение K_τ/K_d может оказаться меньше. Именно такой случай мы имеем для сечения D.

Окончательно принимаем для последующего расчёта первый концентратор напряжений - посадка на вал с натягом ступицы тяговой звёздочки, для которого $K_\sigma / K_d=4,25$ и $K_\tau / K_d=2,95$.

Посадочная поверхность под ступицей тяговой звёздочки шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент $K_F=1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется (коэффициент $K_V=1$).

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_d + K_F - 1) / K_V = (4,25 + 1 - 1) / 1 = 4,25;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / K_d + K_F - 1) / K_V = (2,95 + 1 - 1) / 1 = 2,95.$$

Изгибающий момент в сечении D $M=2573,5$ Н·м.

Крутящий момент в данном сечении $M_k=2626$ Н·м.

Для круглого сплошного сечения со шпоночным пазом в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 105^3}{32} - \frac{28 \cdot 10 (105 - 10)^2}{2 \cdot 105} = 101616 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 105^3}{16} - \frac{28 \cdot 10 (105 - 10)^2}{2 \cdot 105} = 215266 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{2573,5 \cdot 10^3}{101616} = 25,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_k / 2 = \frac{M_k}{2W_K} = \frac{2626 \cdot 10^3}{2 \cdot 215266} = 6,1 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \quad \tau_m = \tau_a = 6,1 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ остались такими же, как и для сечения А: $\psi_\sigma=0,18$; $\psi_\tau=0,09$.

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{350}{4,25 \cdot 25,3 + 0,18 \cdot 0} = 3,3;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2,95 \cdot 6,1 + 0,09 \cdot 6,1} = 11,3.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении D

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,3 \cdot 11,3}{\sqrt{3,3^2 + 11,3^2}} = 3,2 > [S] = 2,5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении D обеспечивается.

9. Расчёт вала на статическую прочность. Расчёт вала на статическую прочность проводим для более напряжённого сечения D, так как для него в результате расчёта вала на сопротивление усталости получен наименьший коэффициент запаса прочности $S=3,2$.

При коэффициенте перегрузки $K_D=1,6$ эквивалентное напряжение σ_E для сечения D:

$$\begin{aligned} \sigma_E &= \sqrt{(K_D M/W)^2 + 3(K_D M_K/W_K)^2} = \\ &= \sqrt{(1,6 \cdot 2573,5 \cdot 10^3 / 101616)^2 + 3(1,6 \cdot 2626 \cdot 10^3 / 215266)^2} = 53 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Предельно допускаемое напряжение для приводного вала при $\sigma_T=550$ МПа:

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 550 = 440 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность приводного вала обеспечивается, так как для более напряжённого сечения D выполняется условие $\sigma_E < [\sigma]$.

Глава 12 ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАМЫ

Рама служит для установки на ней двигателя и редуктора. Для разработки её конструкции первоначально на листе бумаги проводят осевые линии концов валов двигателя и быстроходного (входного) вала редуктора. Если в схеме привода предусмотрена установка ременной передачи между двигателем и редуктором, то оси концов валов вычерчивают с учётом её угла наклона к горизонту и межосевого расстояния. Если соединение концов валов осуществляется муфтой, то концы валов расположены соосно (см. рис. 12.1).

После этого тонкими линиями вычерчивают контуры соединительной муфты в разрезе. Далее подрисовывают концы соединяемых валов, закрепляя их с соответствующей полумуфтой. Длины концов валов двигателя $l_{вд}$ и редуктора $l_{вр}$ нам уже известны. Обычно торцы ступиц полумуфт должны упираться в буртики на концах соединяемых валов. Если по какой-то причине длина полумуфты окажется меньше длины посадочного конца вала двигателя, тогда между торцом ступицы и буртиком вала следует установить распорную втулку. Если ступица полумуфты оказалась длиннее конца вала, то длину её можно уменьшить до требуемой длины конца вала с обязательной проверкой прочности соединения вал-ступица. Данных рекомендаций можно придерживаться и при установке на концах валов шкивов ременной передачи.

В качестве примера рассмотрим проектирование сварной рамы для привода цепного конвейера на базе коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора с открытой цепной передачей (рис. 1.1 главы 1). Двигатель привода 4А160М6У4. Конструкция редуктора разработана в примере главы 7. Рама крепится к полу фундаментными болтами с коническим концом.

В нашем примере в качестве соединительной муфты использована упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП), выбор которой приведён в примере 5.3. Для принятой муфты с $D=190\text{мм}$ и $T=710\text{Н}\cdot\text{м}$ (ГОСТ 21424-93) по табл. 2П.39 приложения 2П расстояние между концами соединяемых валов $a=6\text{мм}$.

После вычерчивания муфты и концов соединяемых валов на главном виде тонкими линиями наносят контуры двигателя и редуктора ниже оси валов с присоединительными к раме местами (рис.12.1). На виде сверху можно показать лишь размеры опорной поверхности корпуса редуктора $b_p \times l_p$ и лап двигателя $b_d \times l_d$, размеры отверстий d_d и d_p , а также размеры c_d , c_p , l_{2d} , l_{2p} , определяющие их положение. Размер l в соответствии с главным видом: $l=l_{1d}+l_{вд}+l_{вр}+l_{1p}+a$.

Далее следует вычертить контур рамы и нанести размер h_0 – разность опорных поверхностей двигателя и редуктора ($h_0=h_p-h_d$).

В нашем примере для выбранного двигателя 4А160М6У3 по табл. 1П.2 приложения 2П: $b_d \times l_d=75 \times 270\text{мм}$, $c_d=279\text{мм}$, $l_{2d}=210\text{мм}$, $l_{3d}=30\text{мм}$, $h_d=180\text{мм}$.

По чертежу редуктора: $b_p \times l_p=52 \times 725\text{мм}$, $c_p=295\text{мм}$, $l_{2p}=685\text{мм}$, $l_{3p}=20\text{мм}$, $h_p=220\text{мм}$.

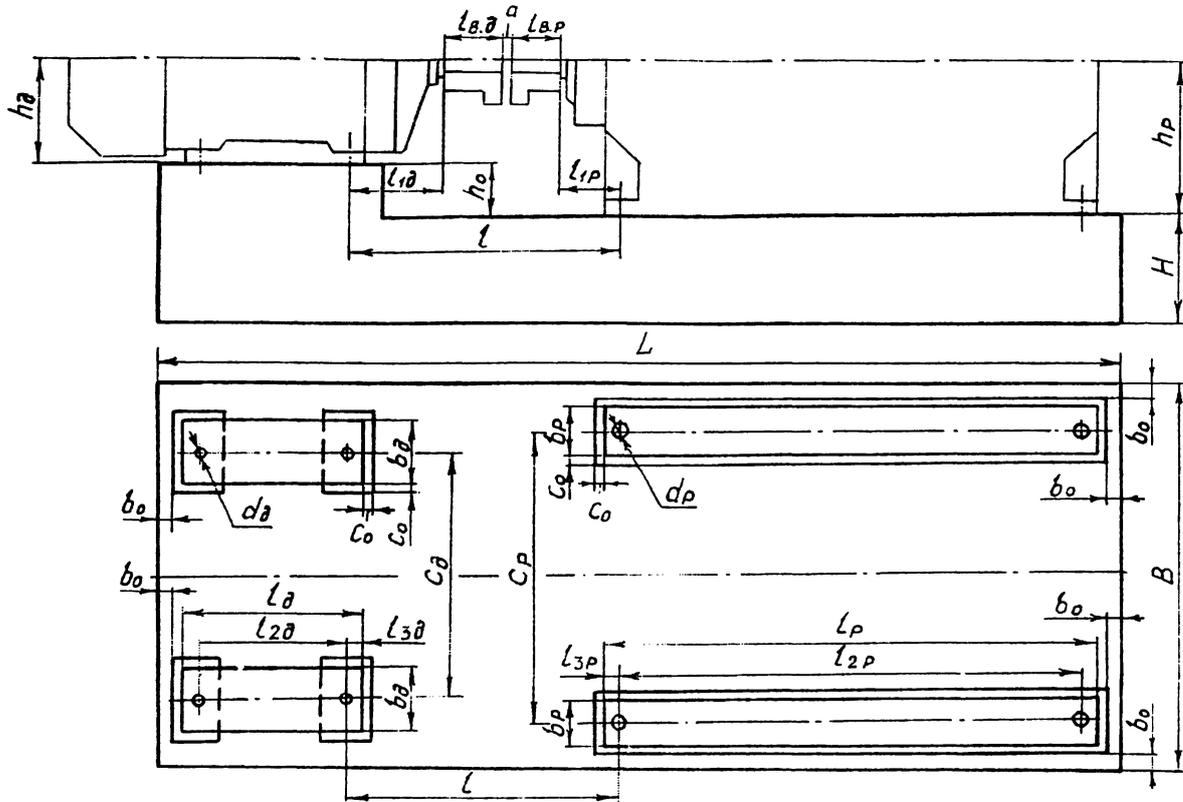


Рис. 12.1

При этом разность высот опорных поверхностей рамы $h_o = h_p - h_d = 220 - 180 = 40$ мм.

Сварная рама состоит из базовой конструкции и надстройки. Базовую конструкцию создаёт обычно нижний пояс, который определяет прочность и жесткость рамы в целом. Надстройка предназначена для установки второй сборочной единицы привода, опорная поверхность которой оказывается поднятой (в нашем примере двигатель).

Для создания базовых поверхностей под двигатель и редуктор на раме следует предусматривать платики высотой $h_n = 5 \dots 6$ мм (без припуска на обработку). Базовые поверхности приводных рам обрабатывают обычно после сварки, отжига и рихтовки (выравнивание на специальных массивных плитах). Это связано с тем, что при сварке возможно коробление рамы, особенно при большом количестве сварных швов.

Учитывая, что поверхность проката (швеллеров, уголков) достаточно чистая и ровная, в ряде случаев платики можно не предусматривать. Тогда ошибки размеров и коробление рамы при сварке компенсируют путём установки прокладок. Однако монтаж привода в данном случае значительно сложнее.

При наличии платиков на раме ширину и длину их принимают больше, чем ширина и длина опорных поверхностей двигателя и редуктора на величину $2c_o$, где по рекомендации [1]: $c_o = 0,05 b_d(b_p) + 1$ мм. В этой формуле $b_d(b_p)$ – ширина опорной поверхности лап двигателя (редуктора). В нашем случае $b_d = 75$ мм и $b_p = 52$ мм. Для наибольшей величины $b_d = 75$ мм определяем $c_o = 0,05 \cdot 75 + 1 = 5$ мм.

Расстояние от платиков до края рамы в плане $b_o = 8 \dots 10$ мм.

Тогда ширина B и длина L рамы:

$$B = c_p + b_p + 2c_o + 2b_o = 295 + 52 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 8 = 373 \text{ мм};$$

$$L = l_{2d} + l_{2p} + l_{3d} + l_{3p} + 2c_o + 2b_o = 210 + 397 + 685 + 30 + 20 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 8 = 1368 \text{ мм},$$

где $l = l_{1d} + l_{e0} + l_{ap} + l_{ip} + a = 121 + 110 + 82 + 78 + 6 = 397$ мм.

Базовую конструкцию рамы составляем из двух продольно расположенных швеллеров 1 (см. рис. 12.2 и 12.3,а) и приваренных к ним трех поперечно расположенных швеллеров: двух крайних 2 и среднего 3.

Некоторые из возможных вариантов конструкции надстройки приведены на рис. 12.4. В нашем примере в целях сокращения сортамента для надстройки будем использовать тот же номер швеллера, что и для базовой конструкции, углубляя его в нижний пояс рамы.

Высота базовой конструкции рамы:

$$H = (0,08 \dots 0,10)L = (0,08 \dots 0,10)1368 = 109 \dots 137 \text{ мм}.$$

Исходя из размера H , выбираем номер швеллера (высоту швеллера h принимают $h \geq H$). По табл. 3П.24 приложения 3П предварительно принимаем швеллер профиля 12 с уклоном внутренних граней полок. Но так как полку швеллера предполагаем использовать для закрепления на раме двигателя и редуктора, а также для крепления рамы к полу цеха, то следует проверить, достаточна ли ширина полки b швеллера профиля 12 для этой цели.

Определим размеры отверстий в полках швеллера при закреплении двигателя и редуктора. Для выбранного двигателя 4A160M6Y3 по табл.1П.2 приложения 2П диаметр отверстий в лапах $d_{10}=15$ мм. Предполагаем использовать для закрепления двигателя болт М12. По табл. 3П.22 приложения 3П диаметр отверстия в полке швеллера под болт М12 $d_0 = d_0 = 14$ мм (2-й ряд).

При конструировании опорной части редуктора был принят диаметр d_f болтов для крепления корпуса редуктора к раме М18. По табл. 3П.22 приложения 3П диаметр отверстия в полке швеллера под болт М18 $d_p = d_0 = 20$ мм (2-й ряд).

Для крепления рамы к полу цеха применяем фундаментные болты с коническим концом, устанавливаемые в скважине с цементным раствором (см. рис.12.3, а, разрез А-А). Диаметр d и число фундаментных болтов ориентировочно можно принимать в зависимости от длины рамы L :

Длина рамы L , мм	до 700	Св.700 до 1000	св.1000 до 1500
Диаметр болтов d , мм	16	18...20	22...24
Минимальное число болтов	4	6	8

В нашем примере при $L=1368$ мм принимаем восемь болтов диаметром М22. По табл.3П.22 приложения 3П диаметр отверстия в полке швеллера под болт М22 $d_0=24$ мм (2-й ряд).

Размеры фундаментного болта с коническим концом (см.рис.12.3,а, разрез А-А) в мм:

d	D	l	H_6	D_0
М16	26	28	150...200	30...40
М18...М20	32	34	200...250	40...50
М22...М24	39	41	250...300	50...60

Принимаем для крепления рамы к полу цеха размеры фундаментного болта М22 с коническим концом: $D=39$ мм, $l=41$ мм, $H_6=250$ мм, $D_0=50$ мм.

Таким образом, наибольшие размеры будет иметь резьбовое соединение, обеспечивающее крепление рамы к полу цеха. Поэтому с размерами данного соединения следует окончательно согласовывать размеры полки швеллера, а соответственно и номер его профиля. Однако предварительно рассмотрим основные конструктивные исполнения резьбовых соединений, используемых в конструкциях сварных рам.

Для удобства закрепления сборочных единиц на раме и рамы к полу цеха швеллеры располагают, как правило, полками наружу. Крепить двигатель и редуктор к раме можно болтами с гайкой (рис. 12.3,а, разрез А-А) или без гайки (рис 12.3,б). Если используется швеллер с уклоном внутренних граней полок, то на их внутреннюю поверхность накладывают стандартные косые шайбы по ГОСТ 10906-78 (табл. 3П.13 приложения 3П) или приваривают нестандартные косые шайбы, выравнивающие опорную поверхность под гайкой или головкой болта. При креплении по варианту, показанному на рис. 12.3,б, глубина завинчивания болта, должна быть равна диаметру резьбы, которая нарезается в

платике и полке швеллера. Если суммарной толщины платика и полки для этого недостаточно, то к полке дополнительно следует приварить шайбу.

Швеллеры без уклона граней полок не требуют установки косых шайб. И тогда при использовании варианта, показанного на рис. 12.3,б, взамен шайбы приваривают при контрольной сборке гайку.

Наиболее простой способ крепления сварной рамы к полу цеха за нижнюю полку швеллера показан на рис 12.3,а, разрез А-А. Однако в данном случае расстояние E от оси болта до стенки швеллера должно быть такой величины, чтобы выполнялось условие $E=(b-s)/2 \geq 1,25d$, здесь b и s – соответственно ширина полки и толщина стенки швеллера. Выполнение данного условия обеспечивает возможность завинчивания гайки. Если это условие не выполняется, то используют вариант, показанный на рис. 12.3,з, когда фундаментный болт проходит через обе полки швеллера. Однако в последнем случае следует предусмотреть в конструкции рамы возможность расположения гайки и её завинчивание. Обычно для этой цели раму удлиняют, обеспечивая возможность расположения гаек крайних фундаментных болтов, а в средней части рамы их устанавливают в свободном пространстве между сборочными единицами.

В целях уменьшения местного прогиба полки швеллера около фундаментных болтов (рис. 12.3, з) между полками устанавливают рёбра жёсткости. Однако следует отметить, что хотя рёбра повышают жёсткость рамы, однако при этом увеличиваются объёмы сварочных работ, коробление рамы и усложняется её конструкция. Поэтому довольно часто рёбра жёсткости конструктор не предусматривает.

Широкое распространение получило крепление нижней полки швеллера за короткую бобышку (рис. 12.3, в).

В нашем примере крепление двигателя и редуктора к раме, а также рамы к полу цеха осуществляем по варианту, представленному на рис. 12.3, а: двигатель и редуктор закрепляем на раме посредством болтов, раму к полу цеха крепим за нижнюю полку швеллера. Под гайки к полкам швеллера привариваем шайбы. Наибольшие размеры имеет резьбовое соединение крепления рамы к полу цеха (болт М22). Для этого соединения проверяем возможность завинчивания гайки. Для швеллера профиля 12 по табл. 3П.24 приложения 3П $b=52$ мм, $s=4,8$ мм. Тогда для болта М22 $1,25d=1,25 \cdot 22=27,5$ мм. Размер $E=(b-s)/2=(52-4,8)/2=23,6$ мм, что меньше $1,25d$. Швеллер профиля 12 не подходит. Принимаем швеллер профиля 18, для которого: $h=180$ мм $> H$; $b=70$ мм; $s=5,1$ мм; $t=8,7$ мм. Размер $E=(70-5,1)/2=32,45$ мм, что больше $1,25d=27,5$ мм и обеспечивает сборку соединения. При ширине опорной поверхности редуктора $b_p=52$ мм ширина полки $b=70$ мм швеллера профиля 18 достаточна для его установки.

Под лапы двигателя предусматриваем четыре платика 6 (см. рис. 12.3, а) в виде коротких прямоугольников, под опорную поверхность редуктора – два

333

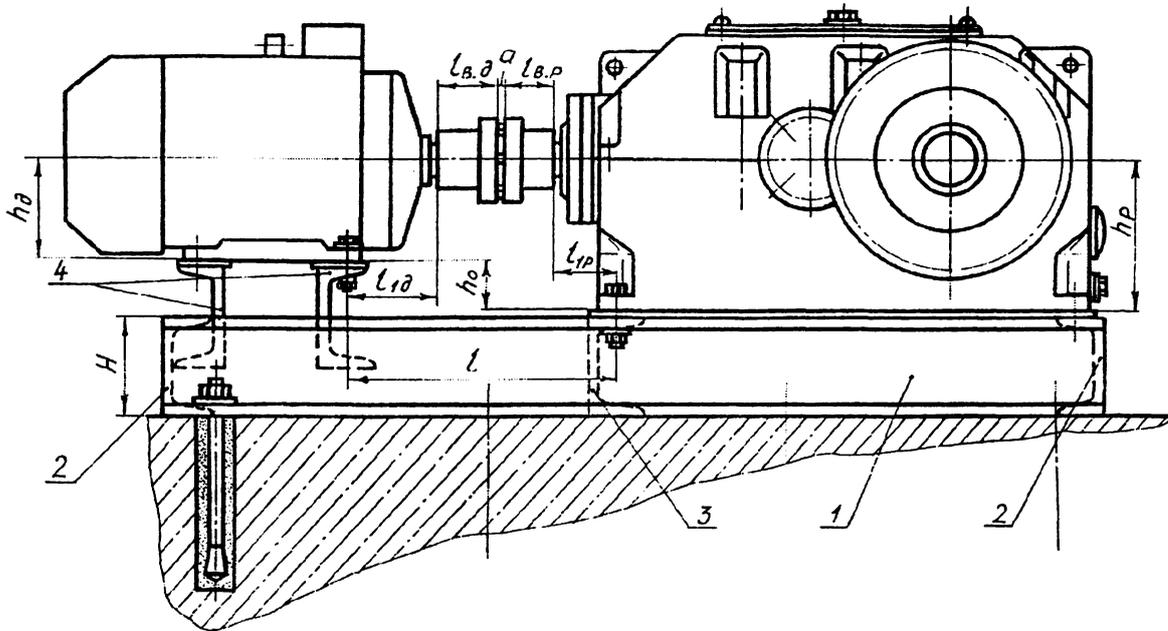


Рис. 12.2

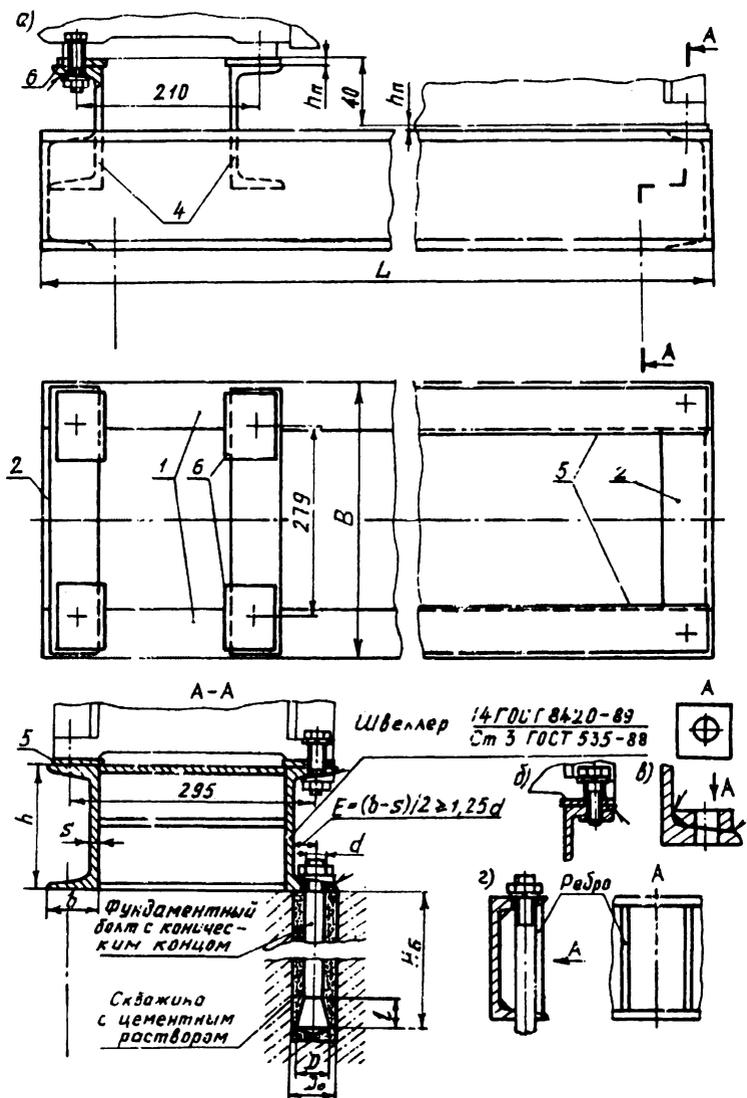


Рис. 12.3

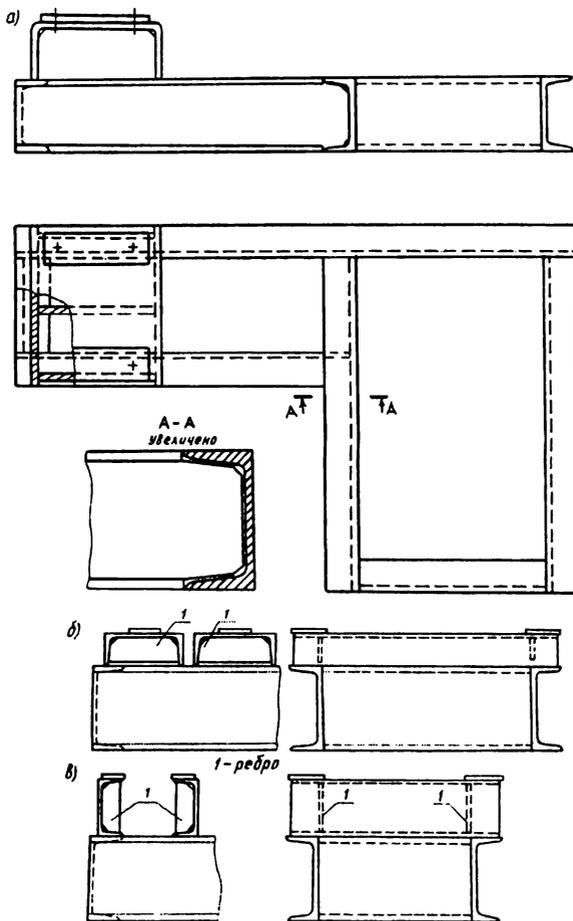


Рис. 12.4

плата 5 в виде узких полос. При обработке платиков обеспечивается разность высот опорных поверхностей рамы $h_0=40$ мм.

В качестве варианта возможна установка двигателя или редуктора непосредственно на полку швеллера, а платики предусматривают только под опорной поверхностью одной из устанавливаемых сборочных единиц.

На рис. 12.4,а приведен вариант конструкции рамы для привода с цилиндрическим горизонтальным редуктором. При серийном выпуске машин иногда более выгодно применение вместо сварных рам литых плит. Рекомендации по проектированию плит см. [1], с. 338...339.

Глава 13

ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

При курсовом проектировании по деталям машин применяют следующие виды конструкторских документов: чертёж общего вида (код ВО), сборочный чертёж (код СБ), рабочий чертёж детали, спецификация и пояснительная записка.

Чертёж общего вида должен содержать полную информацию о конструкции привода, взаимной связи сборочных единиц и принципе работы. Данный чертёж выполняется обычно в двух-трёх проекциях в масштабе уменьшения (1:4; 1:5). При этом, элементы привода следует изображать упрощённо: не показывать фаски, скруления, проточки. Крепёжные изделия допускаются не вычерчивать, а показывать осевыми линиями. Исключения составляют резьбовые соединения для крепления к раме двигателя и редуктора, также рамы к фундаменту. Так как у соответствующего узла привода (например, двигателя) все болты одинаковые, то вычерчивают один болт, а положение остальных показывают осевыми линиями. Также изображают и болты для крепления редуктора к раме, а также фундаментные болты. Иногда места установки болтов двигателя и редуктора выполняют в виде выносных элементов в масштабе 1:1 или 1:2.

Кроме графического изображения разрабатываемого привода чертёж общего вида должен содержать:

- а) габаритные размеры (длину, ширину и высоту);
- б) присоединительные и монтажные размеры (размеры опорных поверхностей корпусов подшипников качения приводного вала; размеры и координаты крепёжных отверстий, выполненных в этих корпусах; зазоры между торцами валов; расстояния между осями сборочных единиц и др.);
- в) номера позиций сборочных единиц и деталей;
- г) техническую характеристику;
- д) технические требования.

В технической характеристике привода, помещаемой на свободном поле чертежа, приводят данные двигателя (мощность и частоту вращения), общее передаточное число привода, скорость движения тягового элемента (для конвейеров и элеваторов).

Технические требования помещают над основной надписью чертежа, не превышая её по ширине. Запись в них производится сверху вниз, причём, каждая позиция нумеруется (точка после номера позиции не ставится). Если над основной надписью чертежа недостаточно места, то запись выполняют слева от основной надписи сверху вниз в пределах такой же ширины текста.

В технических требованиях, помещаемых на чертеже общего вида привода, указывают смещения валов, звёздочек, шкивов, допускаемую радиальную консольную нагрузку на выходном валу редуктора, требования по обкатке привода, а также по защите муфт и открытых передач.

Для удобства контроля угловое смещение (перекос) валов γ задают линейным смещением Δl на длине $l=100$ мм и пишут, например, $0,5/100$ мм/мм. Если допускаемый перекос валов γ указан в градусах, то перевод в $\Delta l/l$ производят по соотношению

$$\Delta l/l, \text{мм/мм} = \gamma, \text{мин}/34,5.$$

Например, при $\gamma=1^\circ$, линейное смещение Δl на длине $l=100$ мм равно

$$\Delta l/100 = 60' / 34,5 = 1,74/100 \text{ мм/мм}$$

Для муфт указывают следующие допускаемые смещения соединяемых валов: осевое (мм), радиальное (мм) и угловое (мм/мм), значения которых принимают по табл. 2П.40 приложения 2П– для муфты упругой втулочно-пальцевой (МУВП) и по табл. 2П.41– для муфты упругой с торообразной оболочкой вогнутого профиля.

Для открытой клиноременной передачи, установленной между двигателем и редуктором, в технических требованиях согласно [13] указывают:

а) прогиб ветви ремня f (мм) под воздействием силы Q (Н) – по ГОСТ 1284.3-96;

б) непараллельность осей шкивов: не более $\pm 25'$ (0,8 мм на 100 мм межосевого расстояния) при частоте вращения ведущего шкива $n_1 \leq 1500$ мин⁻¹; не более $\pm 15'$ (0,5 мм на 100 мм межосевого расстояния) при $n_1 > 1500$ мин⁻¹;

в) смещение рабочих поверхностей шкивов – не более 0,2 мм на 100 мм межосевого расстояния.

Например, при частоте вращения ведущего шкива $n_1=1455$ мин⁻¹ в технических требованиях будет записано:

1 Прогиб ветви ремня под воздействием силы 100 Н не более 6 мм (ГОСТ 1284.3-96).

2 Непараллельность осей шкивов не более 0,8 мм на 100 мм межосевого расстояния. Смещение рабочих поверхностей шкивов не более 0,2 мм на 100 мм межосевого расстояния.

Для открытой цепной передачи, установленной между редуктором и приводным валом, указывают допускаемые угловые смещения звёздочек (мм/мм) от одной плоскости и осей валов, значения которых (в градусах) определяют при расчёте цепной передачи (см. пример 3.2.2, п.8 главы 3).

Ограждение муфт и открытых приводов в учебных проектах обычно не показывают, а в технических требованиях записывают: “Ограждения условно не показаны. Ограждения ременной передачи и муфты установить и красить в оранжевый цвет”.

Пример оформления чертежа общего вида привода приведён на рис. 13.1.

Сборочный чертёж выполняется обычно в трёх проекциях, а при необходимости содержит дополнительные виды, разрезы и сечения, дающие полное представление о конструкции разрабатываемого узла. Сборочный чертёж выполняют в масштабе уменьшения (1:2; 1:2,5). При разработке сборочного чертежа редуктора разрез по осям валов рекомендуется выполнять в масштабе 1:1, остальные виды – в масштабе уменьшения (1:2, 1:2,5). В масштабе 1:1 выполняют также сечения и выносные элементы, относящиеся к этим видам.

При разработке первого конструкторского проекта, каким является для студента курсовой проект по деталям машин, с методической точки зрения не допускается упрощённое изображение деталей на сборочном чертеже, так как в процессе проектирования студент должен глубоко усвоить назначение и конструктивное исполнение различных элементов деталей узлов. По этой причине в резьбовых соединениях обязательно следует показывать зазоры между стержнем винта, болта или шпильки и отверстием детали, запасы резьбы и глубины сверления. Подшипники вычерчивают в разрезе (с одной стороны допускается упрощённое изображение) в соответствии с рекомендациями, приведёнными в табл. 2П.46 приложения 2П. Должны быть также показаны все фаски, канавки для выхода шлифовального круга и резьбонарезного инструмента, выход фрезы при нарезании зубьев (если они расположены в тело вала-шестерни), а также след инструмента при выполнении шлицев и пазов.

Кроме графического изображения, сборочный чертёж должен содержать:

- а) габаритные размеры (длину, ширину и высоту);
- б) основные расчётные параметры передач: межосевые расстояния; числа зубьев; число захода червяка; модуль; угол наклона зубьев;
- в) диаметры и посадки для сопряжённых деталей: насадных зубчатых и червячных колёс; шкивов, звёздочек и полумуфт при установке их на цилиндрические концы валов; подшипников; колец и распорных втулок; стаканов; центрирующих поверхностей подшипниковых крышек и др.;
- г) обозначения шлицевых соединений (при необходимости);
- д) присоединительные размеры: диаметр с посадкой и длина выступающих концов валов, а также резьб на них; размеры сечений шпонок на концевых участках валов и посадку шпонки в паз вала; расстояние от буртика за цилиндрическим концевым участком вала (для конца вала конической формы – от начала конусной поверхности) до оси ближайшего отверстия под фундаментный болт в опорной части корпуса редуктора; размеры опорной части корпуса; расстояние от осей валов до базовой опорной плоскости (высота размещения валов);
- е) номера позиций сборочных единиц и деталей;
- ж) техническую характеристику;
- з) технические требования.

Техническая характеристика содержит дополнительные сведения о разрабатываемой конструкции узла. Например, для редуктора указывают передаточное число, вращающий момент на выходном валу ($N \cdot \text{м}$) и его частоту вращения (мин^{-1}), а также КПД редуктора.

Технические требования, указываемые на сборочном чертеже, как и для чертежа общего вида, записывают сверху вниз над основной надписью, не превышая её ширины. В них указывается, что все параметры и размеры, приведённые на сборочном чертеже – для справок. Для редуктора в технических требованиях записывают: требования по обработке (покраске) корпуса; необходимость покрытия пастой Герметик плоскости разъёма при сборке, а также диапазон вели-

чин суммарного осевого зазора подшипников валов, необходимым для их регулировки. Допускаемые пределы осевых зазоров подшипников принимают на основании рекомендаций, изложенных в главе 4 (см. рис.4.1, табл.4.1 и 4.2).

Пример оформления сборочного чертежа редуктора приведён на рис.13.3, приводного вала – на рис.13.5.

Рабочие чертежи деталей выполняются в соответствии с рекомендациями, изложенными в учебных пособиях [1,13].

Номера позиций сборочных единиц и деталей должны быть показаны как на чертеже общего вида, так и на сборочном чертеже. Их выполняют на полках линий-выносок параллельно основной надписи чертежа и наносят только один раз (без повторений на различных видах, разрезах и сечениях). Позиции обычно группируют в колонку или строчку на одной линии, расположенной горизонтально или вертикально. Для группы крепёжных деталей, которые являются элементами одного соединения (например, болт, гайка и шайба пружинная) допускается использовать одну общую линию-выноску, а полки для номеров позиций деталей этого соединения расположить вертикально и соединить тонкой линией. Шрифт номеров позиций должен быть на один – два размера больше, чем шрифт размерных чисел на том же чертеже.

К чертежу общего вида и сборочному чертежу прилагается текстовый документ – **спецификация**. Она составляется на листах формата А4 в соответствии с ГОСТ2.108-68 и помещается в конце пояснительной записки в виде приложения.

Заполняют спецификацию сверху вниз. В учебном проекте спецификация состоит из следующих разделов:

- а) документация;
- б) сборочные единицы;
- в) детали;
- г) стандартные изделия;
- д) материалы.

Каждый раздел записывают в виде заголовка в графе “Наименование” и не подчёркивают. Выше и ниже заголовка оставляют одну свободную строку.

В разделе “Документация” записывают:

- а) для чертежа общего вида: “Чертёж общего вида”; “Пояснительная записка”;
- б) для сборочного чертежа: “Сборочный чертёж”.

В разделе “Сборочные единицы” записывают изделия, состоящие из составных частей:

- а) для чертежа общего вида привода: “Редуктор”, “Вал приводной”, “Рама”;
- б) для сборочного чертежа редуктора: “Крышка люка” (если она сварная), “Колесо червячное” и др.

В разделе “Детали” записывают детали специфицируемого узла, например, для редуктора: “Корпус”, “Крышка корпуса”, “Колесо зубчатое”, “Вал-шестер-

ня”, “Вал”, “Червяк”, “Стакан”, “Крышка подшипника”, “Кольцо”, “Прокладка регулировочная” и др.

В разделе “Стандартные изделия” записывают изделия, применяемые по следующим категориям стандартов (государственные, отраслевые, предприятий). При этом, изделия группируют по однородным группам, например: подшипники качения, крепежные детали, манжеты, шпонки, штифты. В пределах каждой группы запись производят в алфавитном порядке наименований изделий, в пределах наименования – в порядке возрастания обозначения стандартов, а в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания параметров или размеров изделия. При этом, для стандартного изделия, кроме наименования, указывается условное обозначение в соответствии со стандартом.

В разделе “Материалы” для учебного проекта записывают смазочные материалы.

Рассмотрим заполнение остальных граф спецификации.

Графы “Зона” и “Формат” при курсовом проектировании можно не заполнять.

Для заполнения графы “Обозначение” спецификации, а также основных надписей чертежей, пояснительной записки и спецификаций при выполнении учебных проектов (литера У) рекомендуется следующая **система обозначений**:

а) чертёж общего вида:

ДМ 10 – 05.00.00.00 В0;

б) сборочный чертёж редуктора:

ДМ 10 – 05.01.00.00 СБ;

в) чертёж детали:

ДМ 10 – 05.01.00.05;

г) сборочная единица, входящая в редуктор (например, крышка люка):

ДМ 10 – 05.01.01.00 СБ;

д) пояснительная записка:

ДМ 10 – 05.00.00.00 ПЗ;

е) спецификация (например, сборочного чертежа редуктора):

ДМ 10 – 05.01.00.00.

В обозначении учебной конструкторской документации: ДМ – название дисциплины “Детали машин”; 10 – номер технического задания на курсовое проектирование; 05 – номер варианта задания.

В графе “Кол.” указывают количества сборочных единиц или деталей для специфицируемого изделия (в разделе “Материалы” для данной графы записывают количество масла, заливаемого в редуктор, например: “5л.”; в разделе “Документация” данную графу не заполняют). Для регулировочных прокладок, подбираемых при регулировании подшипников, графу “Кол.” не заполняют, а в графе “Примечание” пишут слово “набор”. Пример оформления спецификации, прилагаемой к чертежу общего вида привода конвейера, приведён на рис.13.2, к сборочному чертежу редуктора – на рис.13.4 и к сборочному чертежу приводного вала – на рис.13.6.

Пояснительная записка включает титульный лист, содержание, техническое задание, текстовую и расчётную часть, литературу и приложение.

Титульный лист является первым листом пояснительной записки. Его выполняют на листе формата А4 по форме, приведённой на рис. 13.7, стандартным шрифтом чёрного цвета.

Содержание приводят в начале пояснительной записки на заглавном и последующих листах (при необходимости). Заглавный лист должен иметь основную надпись по форме 2 (см. рис. 13.8), последующие листы - по форме 2а.

Бланк технического задания приводят после содержания.

Во введении (обычно не нумеруется) приводится краткое описание конструкции проектируемого привода (двигатель, редуктор, муфты, рама) и указывается область его использования.

Расчётную часть пояснительной записки (основной текст) разделяют на разделы (нумеруют одной цифрой: 1, 2, 3, 4 и т.д.) и подразделы (нумеруют двумя цифрами: 1.1; 1.2; 1.3; ...; 2.1; 2.2; 2.3 и т.д.). Пункты в подразделах нумеруют тремя цифрами: 1.1.1; 1.1.2; 1.1.3 и т.д.; подпункты в пунктах – четырьмя цифрами: 1.1.1.1; 1.1.1.2; 1.1.1.3 и т.д.

Разделы и подразделы имеют заголовки. Точку между номером заголовка или подраздела и самим заголовком не ставят. Не ставится точка и в конце заголовка. Переносы слов в заголовках не допускаются. Если заголовок состоит из двух предложений, то их разделяют точкой.

Пункты и подпункты заголовков обычно не имеют.

Расстояние между заголовком и подзаголовком – 10 мм, а между подзаголовком и текстом записки – не менее 8 мм.

Текстовая и расчетная часть пояснительной записки выполняется на писчей бумаге формата А4 с одной стороны листа рукописным способом (с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм) или с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Расстояние от боковых линий до текста принимают: 5 мм – в начале строк и 3 мм – в конце строки. Расстояние от верхней и нижней строки до верхней и нижней линии рамки – не менее 8 мм (см. рис. 13.9).

В тексте выполняемые действия обычно дают во множественном числе, например: “определяем ...”, “уточняем ...”, “принимаем ...” и т.п. При этом текст должен быть изложен аккуратно и грамотно на белорусской мове или русском языке.

При оформлении расчетов формулу сначала записывают в буквенном выражении, а затем подставляют в неё числовые значения величин в том же порядке, в котором они приведены в формуле. После этого приводят окончательный результат вычислений (промежуточный результат не указывается). Например: “Межосевое расстояние косозубой цилиндрической передачи определяем по формуле:

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} = 430(3,84+1) \sqrt{\frac{1421 \cdot 1,04}{3,84^2 \cdot 0,3 \cdot 567^2}} = 211 \text{ мм.}$$

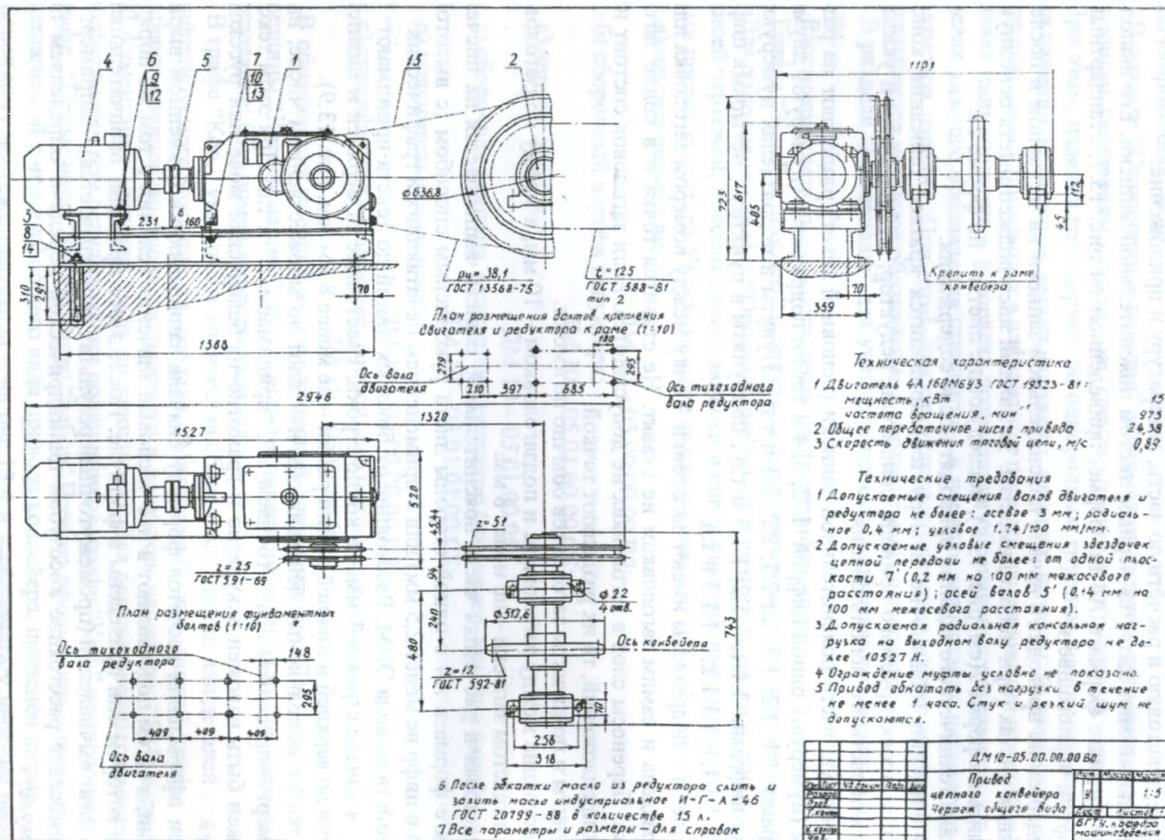


Рис.13.1

Шрифт	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.	
				Документация			
А1			ДМ10-05.00.00.00.00.00	Чертеж общего вида			
			ДМ10-05.00.00.00.00.00.03	Пояснительная записка			
				Сборочные единицы			
А1	1		ДМ10-05.01.00.00.00.СБ	Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый	1		
А1	2		ДМ10-05.02.00.00.СБ	Вал приводной	1		
Б3	3		ДМ10-05.03.00.00.СБ	Рама	1		
				Стандартные изделия			
	4			Двигатель 4А160МВУЗ ГОСТ 19523-81	1		
	5			Муфта упругая шлицовочно-пальцевая 710-43-1-45-2 УЗ ГОСТ 21424-93	1		
	6			Болт ГОСТ 7796-70 М12-6g x 55.58.05	4		
	7			М18-6g x 75.58.05	4		
	8			Болт фундаментный М22-6g x 280.36 ГОСТ 24379.1-80	8		
				Гайка ГОСТ 5915-70 М12-6Н.6.05	4		
	9			М18-6Н.6.05	4		
	10			М22-6Н.6.05	8		
	11			Шайба ГОСТ 6402-70 12.65Г.05	4		
	12			18.65Г.05	4		
	13			22.65Г.05	8		
	14						
			ДМ10-05.00.00.00				
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разработ.						
	Пров.						
	Н.контр.						
	Утв.						
				Привод целного конвейера			
				Лит.		Лист	
				У		Листов	
				1		2	
				БГТУ, кафедра машинovedения			

Рис.13.2

Вид	Зона	Таб.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				Документация		
М			ДМ10-05.01.00.00СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
		1	ДМ10-05.01.01.00СБ	Крышка люка	1	
				Детали		
		2	ДМ10-05.01.00.01	Корпус	1	
		3	ДМ10-05.01.00.02	Крышка корпуса	1	
		4	ДМ10-05.01.00.03	Вал-шестерня	1	
		5	ДМ10-05.01.00.04	Вал-шестерня	1	
		6	ДМ10-05.01.00.05	Вал	1	
		7	ДМ10-05.01.00.06	Колесо зубчатое	1	
		8	ДМ10-05.01.00.07	Колесо зубчатое	1	
		9	ДМ10-05.01.00.08	Звездочка	1	
		10	ДМ10-05.01.00.09	Стакан	1	
		11	ДМ10-05.01.00.10	Крышка подшипника	1	
		12	ДМ10-05.01.00.11	Крышка подшипника	2	
		13	ДМ10-05.01.00.12	Крышка подшипника	1	
		14	ДМ10-05.01.00.13	Крышка подшипника	1	
		15	ДМ10-05.01.00.14	Кольцо	2	
		16	ДМ10-05.01.00.15	Кольцо	1	
		17	ДМ10-05.01.00.16	Кольцо	1	
		18	ДМ10-05.01.00.17	Маслоуказатель	1	
		19	ДМ10-05.01.00.18	Пробка	1	
		20	ДМ10-05.01.00.19	Пробка-отдушная	1	
		21	ДМ10-05.01.00.20	Прокладка	-	набор
				регулирующая		
		22	ДМ10-05.01.00.21	Прокладка	-	набор
				регулирующая		
		23	ДМ10-05.01.00.22	Прокладка	-	набор
				регулирующая		
		24	ДМ10-05.01.00.23	Прокладка	1	
ДМ10-05.01.00.00						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.						
Пров.						
Н. контр.						
Утв.						
Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый					Лит.	Листов
					У	3
					БГТУ, кафедра машиноведения	

Рис.13.4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
		25	ДМ 10-05.01.00.24	Прокладка	1	
				Стандартные изделия		
				Подшипник		
				ГОСТ 27365-87		
		27		7209А	2	
		28		7212А	2	
		29		7216А	2	
				Манжета ГОСТ 8752-79		
		30		1-55-80	1	
		31		1-85-110	1	
				Шпонка ГОСТ 23360-78		
		32		14x9x45	1	
		33		14x9x70	1	
		34		20x12x90	1	
		35		20x12x100	1	
		36		Болт М8-8g x 20.66.05	1	
				ГОСТ 7798-70		
				Винт ГОСТ 11738-84		
		37		М8-6g x 20.66.05	4	
		38		М10-6g x 25.66.05	6	
		39		М10-6g x 35.66.05	6	
		40		М14-6g x 75.66.05	8	
				Винт ГОСТ 17473-80		
		41		В.М5-6g x 14.48.05	4	
		42		В.М8-6g x 16.48.05	10	
		43		Гайка М50x2-6Н.05	1	
				ГОСТ 11871-88		
				Шайба		
				ГОСТ 6402-70		
		44		8.65Г.05	5	
		45		10.65Г.05	12	
		46		14.65Г.05	8	
		47		Шайба 60.21.05	1	
				ГОСТ 11872-80		
		48		Шайба 7019-0643	1	
				ГОСТ 14734-69		
		49		Штифт 2.5x16	1	
				ГОСТ 3128-70		
		50		Штифт 2,10x40	2	
				ГОСТ 9464-79		
				ДМ 10-05.01.00.00		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дат	Лист 2	

Рис.13.4 (продолжение)

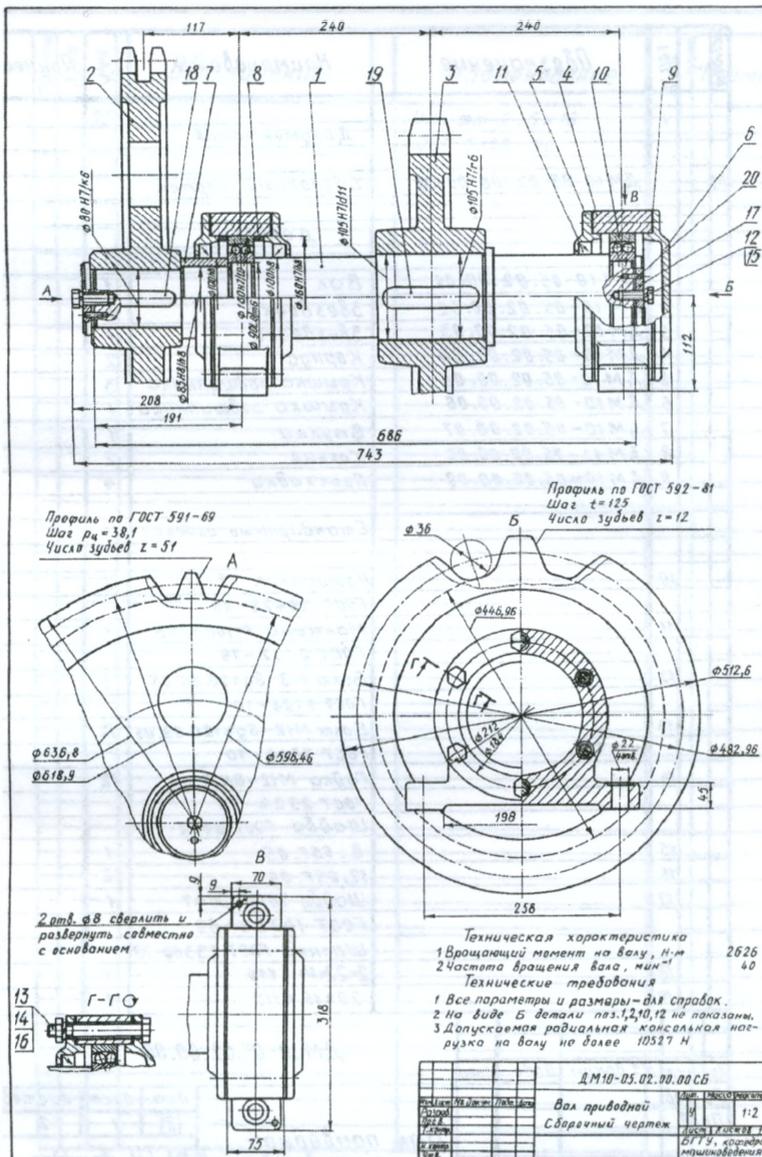


Рис.13.5

Брестский государственный технический университет
Кафедра "Машиноведение"

ПРИВОД ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

Пояснительная записка

ДМ10 – 05.00.00.00ПЗ

Студент группы ... _____
(фамилия, инициалы)

Руководитель проекта _____
(фамилия, инициалы)

200...

Рис. 13.7

где K_a – вспомогательный коэффициент, $K_a=430$ – для косозубой передачи; i – передаточное число; T_2 – вращающий момент на валу колеса, $T_2=1421$ Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta}=1,04$ ([14], табл. 1П.12, кривая IV); ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния, $\psi_{ba}=0,3$ ([14], табл. 1П.11); $[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение при расчете передачи на сопротивление контактной усталости, $[\sigma_H]=567$ МПа.”

Ссылка на учебники и учебные пособия проводится следующим образом, на-

СОДЕРЖАНИЕ

	<i>С.</i>
Техническое задание	4
Введение.....	5
1 Выбор электродвигателя и кинематический расчёт привода.....	6
2 Расчёт передач редуктора	8
2.1 Расчёт тихоходной ступени	8
2.2 Расчёт быстроходной ступени	18
3 Расчёт цепной передачи	25
4 Выбор типов подшипников качения и схем их установки	29
5 Проектный расчёт и разработка конструкции валов редуктора. Выбор типоразмеров подшипников качения и муфт.....	30
6 Конструирование элементов передач привода.....	33
7 Конструирование корпуса и компоновка редуктора. Смазывание и смазочные устройства.	35
8 Расчёт соединений вал-ступица.....	42
9 Проверочный расчёт валов редуктора.....	44
10 Проверочный расчёт предварительно выбранных подшипников качения и выбор посадок.	48
11 Проектирование приводного вала как сборочной единицы...	50
12 Проектирование рамы	55
Литература	57
Приложение.....	58

					ДМ10 – 05.00.00.00ПЗ				
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	Привод цепного конвейера	<i>Литера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
Разраб.						у	2	64	
Пров.					Пояснительная записка	БГТУ, кафедра машиноведения			
Н.контр									
Утв.									

Рис. 13.8

3 РАСЧЁТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Выбор типа цепи

Так как цепная передача будет испытывать значительные нагрузки ввиду небольшой скорости движения, принимаем приводную роликовую цепь.

3.2 Выбор чисел зубьев звёздочек

Число зубьев ведущей звёздочки согласно [4]

$$z_1 = 29 - 2u_{ц} = 29 - 2 \cdot 2 = 25 > 13,$$

где $u_{ц}$ - передаточное число цепной передачи.

Число зубьев ведомой звёздочки

$$z_2 = u_{ц} z_1 = 2 \cdot 25 = 50.$$

С целью обеспечения более равномерного износа зубьев и шарниров цепи согласно рекомендации [4] предпочтительно выбирать нечётное число зубьев z_1 и z_2 и чётное число звеньев цепи. Принимаем $z_1 = 25$ и $z_2 = 51$.

Условие отсутствия соскакивания роликовой цепи с ведомой звёздочки в процессе изнашивания:

$$z_2 = 51 < z_{2\max} = 120.$$

Условие выполняется.

Уточняем передаточное число

$$u_{ц.ф} = z_2 / z_1 = 51 / 25 = 2,04.$$

Определяем отклонение $u_{ц.ф}$ от $u_{ц}$:

$$\Delta u_{ц} = \frac{|u_{ц.ф} - u_{ц}|}{u_{ц}} \cdot 100 = \frac{|2,04 - 2|}{2} \cdot 100 = 2\% < [\Delta u] = 3\% ,$$

что допустимо.

3.3 Предварительное определение межосевого расстояния

По соображениям долговечности цепи будем принимать межосевое расстояние в диапазоне $a = (30 \dots 50) p_{ц}$,

где $p_{ц}$ - шаг цепи, мм.

						Лист
					ДМ10 – 05.00.00.00ПЗ	25
Изм.	Лист.	№ документа	Подп.	Дата		

Рис. 13.9

пример : “Минимально допустимое число зубьев шестерни при $\beta_m = 35^\circ$ и $u=2$ $z_j=11$ ([4], табл. 10.11)” или “... согласно [1] принимаем ...”.

Расчётные схемы, эпюры и другие рисунки в тексте нумеруют арабскими цифрами в пределах соответствующего раздела. Например, для раздела 1: Рисунок 1.1, Рисунок 1.2 и т.д. Ссылка на рисунки проводится следующим образом: “ На рисунке 5.1 приведена ...” или “ ... см. рисунок 1.1”. Точка в конце подрисуночной подписи не ставится.

Список использованной литературы содержит перечень учебников, учебных пособий и справочников, использованных при выполнении курсового проекта. При этом список составляется по аналогии со списком в настоящем пособии.

Дополнительный материал (спецификация, схема алгоритма, текст программы расчёта и др.) располагают в конце пояснительной записки (после литературы) в приложениях, которые обозначают: приложение А, приложение Б и т.д. (если их несколько).

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1П СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Таблица 1П.1

КПД элементов приводов

Наименование элементов приводов	КПД
1. Зубчатая передача (с опорами закрытая):	
а) цилиндрическая	0,96...0,98
б) коническая	0,95...0,97
2. Зубчатая передача (с опорами открытая):	
а) цилиндрическая	0,93...0,95
б) коническая	0,92...0,94
3. Червячная передача (закрытая):	
а) при передаточном числе:	
св. 30	0,70...0,80
св. 14 до 30	0,75...0,85
св. 8 до 14	0,80...0,90
б) при предварительном расчете	0,80
4. Планетарная передача (закрытая):	
а) одноступенчатая	0,90...0,95
б) двухступенчатая	0,85...0,90
5. Ременная передача (все типы):	0,94...0,96
6. Цепная передача	0,92...0,95
7. Муфта соединительная (все типы)	0,98
8. Подшипники качения (одна пара)	0,99

Таблица 1П.2

Электродвигатели
Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые единой серии 4А (закрытые, обдуваемые)

Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_3(P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_3(n_{ном})$, мин ⁻¹	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м ²
			$T_{пуск}/T_{ном}$	$T_{пздн}/T_{ном}$	$T_{пск}/T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 3000$ мин ⁻¹						
4А71А2У3	0,75	2840	2,0	1,2	2,2	$9,75 \cdot 10^{-4}$
4А71В2У3	1,1	2810	2,0	1,2	2,2	$1,05 \cdot 10^{-3}$
4А80А2У3	1,5	2850	2,1	1,2	2,2	$1,82 \cdot 10^{-3}$
4А80В2У3	2,2	2850	2,1	1,2	2,2	$2,12 \cdot 10^{-3}$
4А90L2У3	3,0	2840	2,1	1,2	2,2	$3,52 \cdot 10^{-3}$
4А100S2У3	4,0	2880	2,0	1,2	2,2	$5,92 \cdot 10^{-3}$
4А100M2У3	5,5	2880	2,0	1,2	2,2	$7,5 \cdot 10^{-3}$
4А112M2У3	7,5	2900	2,0	1,0	2,2	$1,0 \cdot 10^{-2}$
4А132M2У3	11	2900	1,6	1,0	2,2	$2,25 \cdot 10^{-2}$
4А160S2У3	15	2940	1,4	1,0	2,2	$4,75 \cdot 10^{-2}$
4А160M2У3	18,5	2940	1,4	1,0	2,2	$5,25 \cdot 10^{-2}$
4А180S2У3	22	2945	1,4	1,0	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4Ах180M2У3	30	2945	1,4	1,0	2,2	$8,5 \cdot 10^{-2}$

Продолжение табл. 1П.2

Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_3(P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_3(n_{ном})$, мин ⁻¹	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м ²
			$T_{пуск}/T_{ном}$	$T_{пл}/T_{ном}$	$T_{max}/T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 1500$ мин ⁻¹						
4A71B4Y3	0,75	1390	2,0	1,6	2,2	$1,42 \cdot 10^{-3}$
4A80A4Y3	1,1	1420	2,0	1,6	2,2	$3,23 \cdot 10^{-3}$
4A80B4Y3	1,5	1415	2,0	1,6	2,2	$3,27 \cdot 10^{-3}$
4A90L4Y3	2,2	1425	2,0	1,6	2,2	$5,59 \cdot 10^{-3}$
4A100S4Y3	3,0	1435	2,0	1,6	2,2	$8,67 \cdot 10^{-3}$
4A100L4Y3	4,0	1430	2,0	1,6	2,2	$1,12 \cdot 10^{-2}$
4A112M4Y3	5,5	1445	2,0	1,6	2,2	$1,7 \cdot 10^{-2}$
4A132S4Y3	7,5	1455	2,0	1,6	2,2	$2,75 \cdot 10^{-2}$
4A132M4Y3	11	1460	2,0	1,6	2,2	$4,0 \cdot 10^{-2}$
4A160S4Y3	15	1465	1,4	1,0	2,2	0,102
4A160M4Y3	18,5	1465	1,4	1,0	2,2	0,127
4A180S4Y3	22	1470	1,4	1,0	2,2	0,19
4A180M4Y3	30	1470	1,4	1,0	2,2	0,232

Продолжение табл. 1П.2

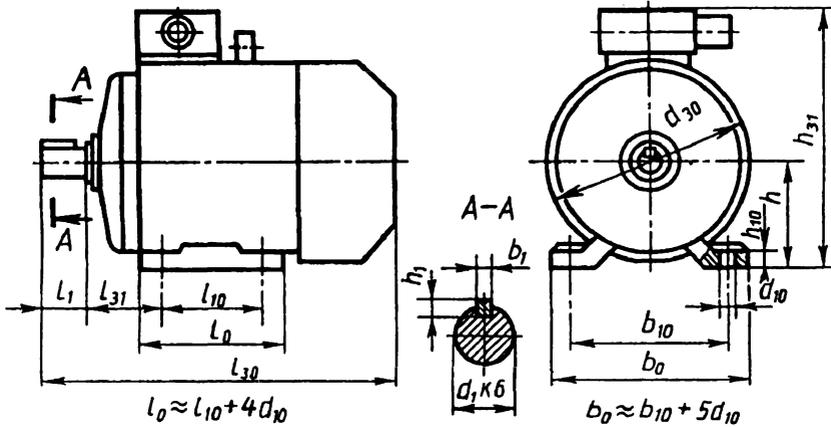
Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_3 (P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_3 (n_{ном})$, мин ⁻¹	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м ²
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{вкл} / T_{ном}$	$T_{разг} / T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 1000 \text{ мин}^{-1}$						
4A80A6Y3	0,75	915	2,0	1,6	2,2	$4,59 \cdot 10^{-3}$
4A80B6Y3	1,1	920	2,0	1,6	2,2	$4,62 \cdot 10^{-3}$
4A90L6Y3	1,5	935	2,0	1,6	2,2	$7,35 \cdot 10^{-3}$
4A100L6Y3	2,2	950	2,0	1,6	2,2	$1,31 \cdot 10^{-2}$
4A112MA6Y3	3,0	955	2,0	1,6	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A112MB6Y3	4,0	950	2,0	1,6	2,2	$2,0 \cdot 10^{-2}$
4A132S6Y3	5,5	965	2,0	1,6	2,2	$4,0 \cdot 10^{-2}$
4A132M6Y3	7,5	970	2,0	1,6	2,2	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4A160S6Y3	11	975	1,2	1,0	2,0	0,137
4A160M6Y3	15	975	1,2	1,0	2,0	0,182
4A180M6Y3	18,5	975	1,2	1,0	2,0	0,22
4A200M6Y3	22	975	1,2	1,0	2,0	0,40
4A200L6Y3	30	980	1,2	1,0	2,0	0,45

Продолжение табл. 1П.2

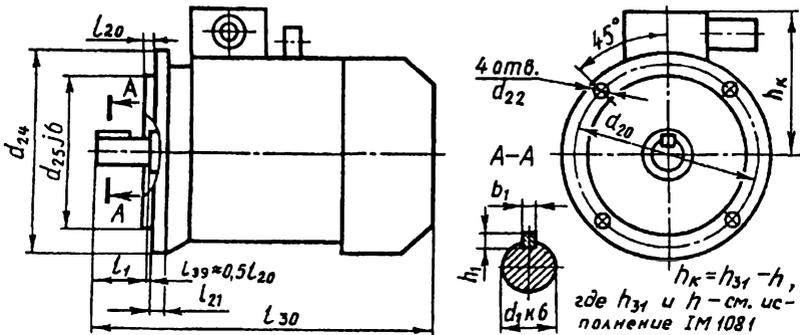
Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_3(P_{ном.}), \text{кВт}$	Номинальная частота вращения $n_3(n_{ном.}), \text{мин}^{-1}$	Кратности моментов			Момент инерции ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$
			$T_{пуск}/T_{ном.}$	$T_{min}/T_{ном.}$	$T_{max}/T_{ном.}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 750 \text{мин}^{-1}$						
4A90LA8Y3	0,75	700	1,6	1,2	1,7	$6,75 \cdot 10^{-3}$
4A90LB8Y3	1,1	700	1,6	1,2	1,7	$8,62 \cdot 10^{-3}$
4A100L8Y3	1,5	700	1,6	1,2	1,7	$1,3 \cdot 10^{-2}$
4A112MA8Y3	2,2	700	1,8	1,4	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A112MB8Y3	3,0	700	1,8	1,4	2,2	$2,5 \cdot 10^{-2}$
4A132S8Y3	4,0	720	1,8	1,4	2,2	$4,25 \cdot 10^{-2}$
4A132M8Y3	5,5	720	1,8	1,4	2,2	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4A160S8Y3	7,5	730	1,4	1,0	2,2	0,137
4A160M8Y3	11	730	1,4	1,0	2,2	0,180
4A180M8Y3	15	730	1,2	1,0	2,0	0,25
4A200M8Y3	18,5	735	1,2	1,0	2,0	0,40
4A200L8Y3	22	730	1,2	1,0	2,0	0,452
4A225M8Y3	30	735	1,2	1,0	2,0	0,737

Размеры двигателей

Исполнение IM 1081 (на лапах)



Исполнение IM 1081 (фланцевое)



Пример обозначения электродвигателя 4А160М6УЗ для работы в зоне с умеренным климатом:

Двигатель 4А160М6УЗ ГОСТ 19523 - 81

Продолжение табл. 1П.2

Тип двигателя	Число полюсов	Размеры, мм, для двигателей исполнений																		
		IM 1081			IM 1081, IM 3081				IM 1081						IM 3081					
		d_{30}	l_1	l_{30}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
71A, B	2, 4, 6, 8	170	40	285	19	6	6	90	45	7	112	71	9	201	3,5	10	165	12	200	130
80A		186	50	300	22	6	6	100	20	10	125	80	10	218	3,5	10	165	12	200	130
80B		186	50	320	22	6	6	100	50	10	125	80	10	218	3,5	10	165	12	200	130
90L		208	50	350	24	8	7	125	56	10	140	90	11	243	4	12	215	15	250	180
100S		235	60	362	28	8	7	112	63	12	160	100	12	263	4	14	215	15	250	180
100L		235	60	392	28	8	7	140	63	12	160	100	12	263	4	14	215	15	250	180
112M		260	80	452	32	10	8	140	70	12	190	112	12	310	4	16	265	12	300	230
132S		302	80	480	38	10	8	140	89	12	216	132	13	350	5	18	300	19	350	250
132M		302	80	530	38	10	8	178	89	12	216	132	13	350	5	18	300	19	350	250
160S	2	358	110	624	42	12	8	178	108	15	254	160	18	430	5	18	300	19	350	250
160S	4, 6, 8	358	110	624	48	14	9	178	108	15	254	160	18	430	5	18	300	19	350	250

Продолжение табл. 1П.2

Тип двигателя	Число полюсов	Размеры, мм, для двигателей исполнений																		
		IM 1081	IM 1081, IM 3081						IM 1081						IM 3081					
		d_{30}	l_1	l_{30}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
160M	2	358	110	667	42	12	8	210	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
160M	4, 6, 8	358	110	667	48	14	9	210	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180S	2	410	110	662	48	14	9	203	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180S	4, 6, 8	410	110	662	55	16	10	203	121	15	279	180	20	470	5	180	350	19	400	300
180M	2	410	110	702	48	14	9	241	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180M	4, 6, 8	410	110	702	55	16	10	241	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
200M	4, 6, 8	450	140	790	60	18	11	267	133	15	318	200	20	535	-					
200L	4, 6, 8	450	140	830	60	18	11	305	133	15	318	200	20	535	-					
225M	4, 6, 8	494	140	840	65	18	11	311	149	15	356	225	20	575	-					

Примечание. В обозначении двигателя: 4 – номер серии; А – асинхронный, двух- или трехзначное число – высота оси вращения ротора; А, В – длина сердечника статора; L, S, М – установочный размер по длине станины; 2, 4, 6, 8 – число полюсов; УЗ – климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зоне с умеренным климатом) по ГОСТ 15150 – 69

Предварительный выбор передаточных чисел для различных видов передач

Вид передачи	Значения передаточных чисел	
	$u_{рек}$	$u_{пред}$
1. Зубчатая цилиндрическая	3...5	12,5
2. Зубчатая коническая	2...4	6,3
3. Червячная	16...50	80
4. Цепная	1,5...3	6
5. Ременная	2...3	5
6. Коробка передач	1...2,5	3,15

Примечания: 1. $u_{рек}$ и $u_{пред}$ - соответственно рекомендуемое и предельное значения передаточного числа одной ступени соответствующей передачи.

2. Для приводов, разрабатываемых в курсовом проекте, передаточные числа передач u не согласовывают со стандартным рядом номинальных передаточных чисел.

3. Для стандартных редукторов общего применения номинальные числа передач u должны выбираться из ряда:

а) передача зубчатая цилиндрическая и коническая:

1-ый ряд – 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5;
 2-ой ряд - 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9; 11,2;

б) передача червячная:

1-ый ряд – 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;
 2-ой ряд - 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 33,5; 45; 56; 71;

При этом 1-й ряд следует предпочитать 2-ому. Фактические передаточные числа не должны отличаться от номинальных более чем на 4%.

**Рекомендации по выбору коэффициентов смещения
(из ГОСТ 16532-70)**

Вид передачи	Коэффициенты смещения		Область применения			
	x_1	x_2				
Прямозубая	0	0	$z_1 \geq 21$			
	0,3	-0,3	$14 \leq z_1 \leq 20;$ $u \geq 3,5$			
	0,5	0,5	$10 \leq z_1 \leq 30^*$			
Косозубая и шевронная	0	0	$z_1 \geq z_{\min} + 2^{**}$			
	0,3	-0,3	$z_1 \geq z_{\min} + 2$, но не менее 10; $u \geq 3,5^{***}$. Рекомендация не распространяется на передачу, у которой при твердости поверхности зубьев колеса $H_2 \leq 320$ НВ твердость поверхности зубьев шестерни H_1 превосходит H_2 более чем на 70 НВ			
Примечания:						
1. Нижние предельные значения z_1 , определяемые минимумом $\epsilon_\alpha = 1,2$, рекомендуется принимать в зависимости от z_2 :						
z_2	16	18...19	20...21	22...24	25...28	29
z_1	16	14	13	12	11	10
2. ** Для устранения подрезания z_{\min} рекомендуется принимать:						
β , град	До 12	Свыше 12 до 17	Свыше 17 до 21	Свыше 21 до 24	Свыше 24 до 28	Свыше 28 до 30
z_{\min}	17	16	15	14	13	12
3. *** Для устранения подрезания z_{\min} рекомендуется принимать:						
β , град	До 10	Свыше 10 до 15	Свыше 15 до 20	Свыше 20 до 25	Свыше 25 до 30	
z_{\min}	12	11	10	9	8	

4. Модификация (коррекция) зубчатого зацепления посредством смещения исходного контура может быть высотной и угловой.

При высотной модификации коэффициенты смещения $x_1 > 0$, $x_2 = -x_1$ и $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$. При этом совпадают начальные d_w и делительные d диаметры ($d_{w1} = d_1$; $d_{w2} = d_2$), начальное a_w и делительное a межосевые расстояния $[a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2 = a = (d_1 + d_2)/2]$, а также угол зацепления α_w и угол профиля α , в торцовой плоскости (для прямозубой передачи $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$).

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев при высотной модификации:

$$\begin{aligned}d_{a1} &= d_1 + 2m_n(h_a^* + x_1) \\d_{a2} &= d_2 + 2m_n(h_a^* + x_2) \\d_{f1} &= d_1 - 2m_n(h_a^* + c^* - x_1) \\d_{f2} &= d_2 - 2m_n(h_a^* + c^* - x_2)\end{aligned}$$

где $d_{i(2)} = m_n z_{i(2)} / \cos \beta$ (для прямозубой передачи $m_n = m$ и $\beta = 0$); h_a^* и c^* - коэффициенты высоты головки зуба и радиального зазора (при исходном контуре по ГОСТ 13154-81 $h_a^* = 1$ и $c^* = 0,25$).

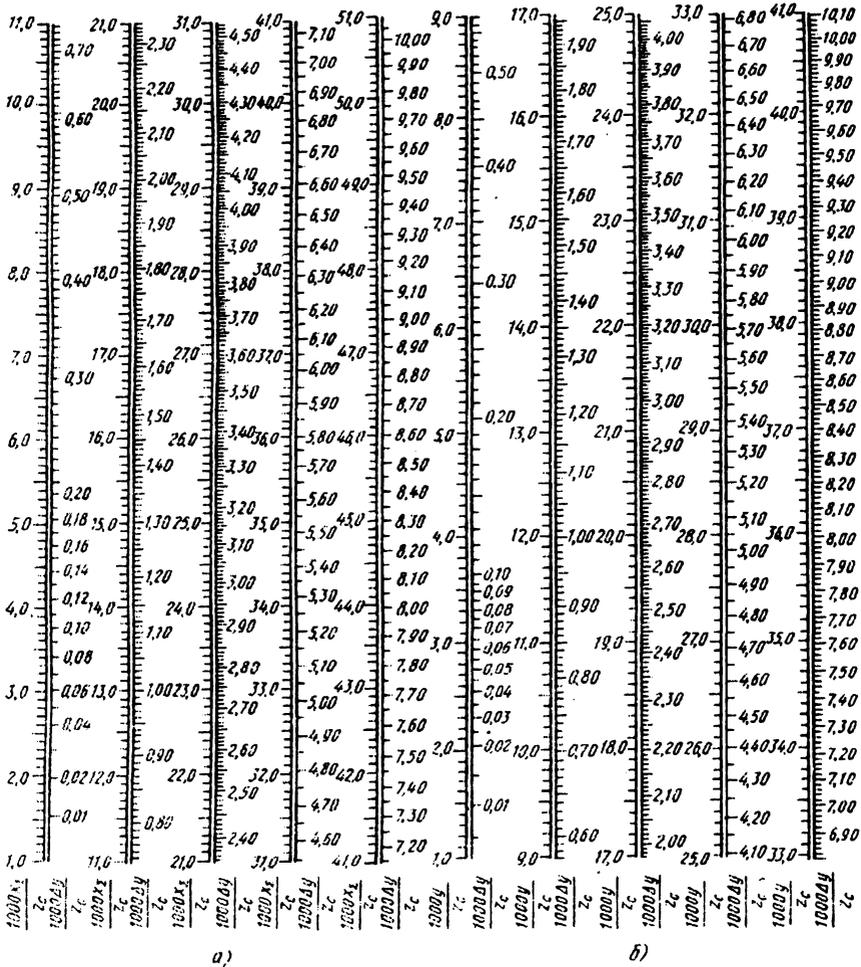
При определении диаметров d_a и d_f коэффициенты смещения x_1 и x_2 необходимо подставлять со своими знаками. При этом для косозубой передачи вместо x_1 и x_2 подставляют $x_{n1} = x_1 / \cos \beta$ и $x_{n2} = x_2 / \cos \beta$.

При угловой модификации $x_1 > 0$, $x_2 > 0$ и $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$. В данном случае $d_{w1} > d_1$, $d_{w2} > d_2$ и $a_w > a$. При этом $\alpha_w > \alpha$. Если зубчатые колеса выполнить со смещением $x_1 m_n > 0$ и $x_2 m_n > 0$, а затем собрать передачу, для которой выполнялось бы условие $a_w > a$, то в передаче образовался бы боковой зазор. Поэтому в данном случае межосевое расстояние увеличивают на меньшую величину $ym_n = (x_1 + x_2 - \Delta y)m_n$, где y - коэффициент воспринимаемого смещения, а Δy - коэффициент уравнивающего смещения. Таким образом, при угловой модификации высоту зуба надо уменьшить на величину Δm_n .

Следует отметить, что в косозубых передачах угловая коррекция малоэффективна и при внешнем зацеплении практически не применяется. Поэтому приведем формулы для определения диаметров d_a и d_f при угловой модификации только для прямозубой передачи:

$$\begin{aligned}d_{a1} &= d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - \Delta y) \\d_{a2} &= d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - \Delta y) \\d_{f1} &= d_1 - 2m(h_a^* + c^* - x_1) \\d_{f2} &= d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2)\end{aligned}$$

где $d_1 = mz_1$; $d_2 = mz_2$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$; x_1 и x_2 подставляют со своими знаками;
 Δu - см. ниже номограмму (следует обратить внимание, что по номограмме Δu принимают в долях от $z_\Sigma = z_1 + z_2$).



Номограмма для определения коэффициента уравнительного смещения Δu прямозубой передачи:
 а- при проектировании новой передачи по x_2 ; б- при вписывании передачи в заданное межосевое расстояние a_w по $y = (a_w - a) / m$ и $z_\Sigma = z_1 + z_2$

Таблица 1П.5

Рекомендации по разбивке передаточного числа двухступенчатого редуктора по ступеням

Редуктор (передаточное число u_p)	Схема	Передаточное число	
		Тихоходной ступени u_T	Быстроходной ступени u_B
Двухступенчатый коническо- цилиндрический		$1,1 \sqrt{u_p}$	$\frac{u_p}{u_T}$
Двухступенчатый цилиндрический по развернутой схеме		$0,88 \sqrt{u_p}$	$\frac{u_p}{u_T}$
Двухступенчатый цилиндрический соосный		$\frac{u_p}{u_B}$	$0,9 \sqrt{u_p}$
Двухступенчатый цилиндрическо- червячный		$\frac{u_p}{u_B}$	1,6...3,15

Характеристика вариантов термообработки зубчатых колес

Вариант термообработки (г.о.)	Характеристика вариантов термообработки
I	<ol style="list-style-type: none"> 1. Г.о. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ. 2. Г.о. колеса – улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
II	<ol style="list-style-type: none"> 1. Г.о. шестерни – улучшение + закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC₃, 48...53 HRC₃ (см. табл. 1П.7). 2. Г.о. колеса – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
III	<ol style="list-style-type: none"> 1. Г.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC₃, 48...53 HRC₃ (см. табл. 1П.7). 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
IV	<ol style="list-style-type: none"> 1. Г.о. шестерни – улучшение + цементация + закалка, твердость поверхности 56...63 HRC₃. 2. Г.о. колеса – улучшение + закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC₃, 48...53 HRC₃ (см. табл. 1П.7). 3. Материал шестерни – сталь марки :20Х; 20ХН2М; 18ХГТ; 12ХН3А и др. 4. Материал колеса – сталь марки: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
V	<ol style="list-style-type: none"> 1. Г.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + цементация + закалка, твердость поверхности 56...63 HRC₃. 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 20Х; 20ХН2М; 18ХГТ; 12ХН3А; 25ХГМ и др.

Таблица 1П.7

Характеристика материалов для изготовления зубчатых колес [1]

Марка стали	Термообработка	Твердость		σ_T , МПа	Размеры, мм	
		Сердцевины	Поверхности		$D_{пред}$	$S_{пред}$
45	Улучшение	235...262НВ	235...262НВ	540	125	80
	Улучшение	269...302НВ	269...302НВ	650	80	50
40Х	Улучшение	235...262НВ	235...262НВ	640	200	125
	Улучшение	269...302НВ	269...302НВ	750	125	80
	Улучшение + закалка ТВЧ	269...302НВ	45...50 HRC,	750	125	80
40ХН, 35ХМ	Улучшение	235...262НВ	235...262НВ	630	315	200
	Улучшение	269...302НВ	269...302НВ	750	200	125
	Улучшение + закалка ТВЧ	269...302НВ	48...53 HRC,	750	200	125
20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГМ	Улучшение + цементация + закалка	300...400НВ	56...63 HRC,	800	200	125

Таблица 1П.8

Коэффициенты μ_H и μ_F

Номер типового режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			$q_F=6$	$q_F=9$
0	Постоянный	1	1	1
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004

Таблица 1П.9

Величины $\sigma_{H \text{ lim}}, S_H, \sigma_{F \text{ lim}}, S_F, [\sigma_{H \text{ max}}], [\sigma_{F \text{ max}}]$

Термообработка	Марки сталей	$\sigma_{H \text{ lim}},$ МПа	S_H	$\sigma_{F \text{ lim}},$ МПа	S_F	$[\sigma_{H \text{ max}}]$ МПа	$[\sigma_{F \text{ max}}],$ МПа
Улучшение	40; 45; 40X; 40XH; 45XЦ; 35XM и др.	$2H_{HB} + 70$	1,1	$1,75H_{HB}$	1,7	$2,8\sigma_T$	$2,74H_{HB}$
Улучшение + +закалка ТВЧ (модуль $t \geq 3$ мм)	40X; 40XH; 35XM	$17H_{HRC, \text{пов}} + 200$	1,2	650	1,7	$40H_{HRC, \text{пов}}$	1260
Улучшение + +закалка ТВЧ (модуль $t < 3$ мм)				550			1430
Улучшение + +цементация + +закалка	20X; 18XГТ; 20XH2M; 12XH3A; 25XГМ	$23H_{HRC, \text{пов}}$	1,2	750	1,5	$40H_{HRC, \text{пов}}$	1200
<p>Примечание. H_{HB} – средняя твердость поверхности (сердцевины) в единицах HB; $H_{HRC, \text{пов}}$ – средняя твердость поверхности в единицах HRC₃</p>							

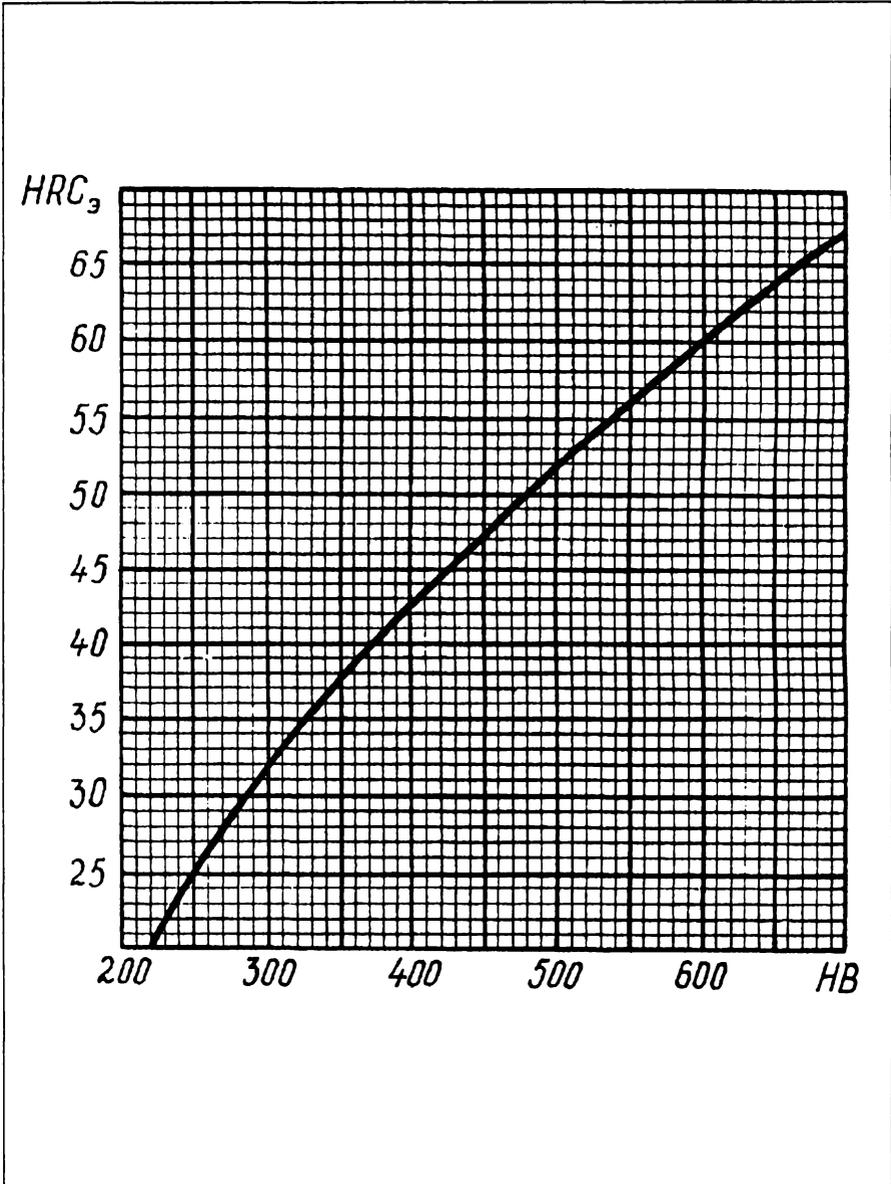
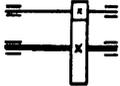
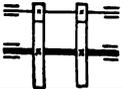
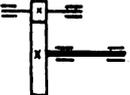
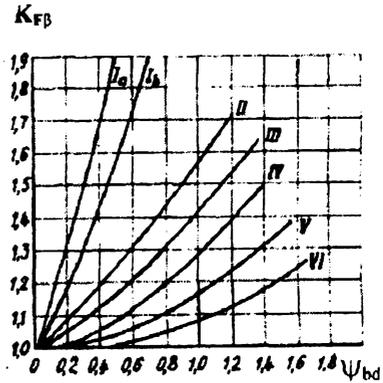
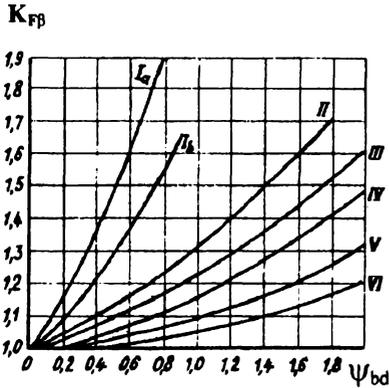
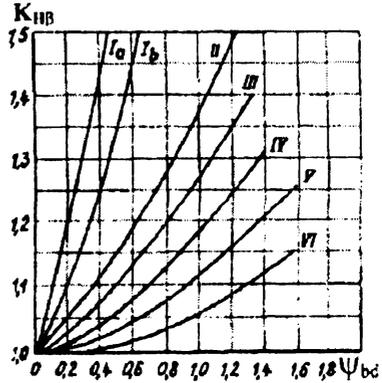
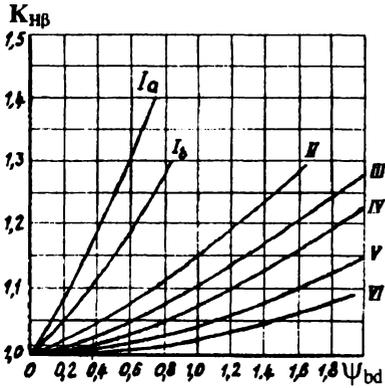
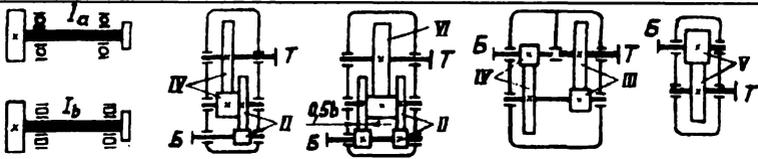
График соотношения твердостей, выраженных в единицах HB и HRC₃

Таблица 1П.11

Коэффициенты ψ_{ba} и $\psi_{bd \max}$

Расположение зубчатых колес относительно опор	Рекомендуемые значения	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		$HV_1 \leq 350$ и $HV_2 \leq 350$ или $HV_1 > 350$; $HV_2 \leq 350$	$HV_1 > 350$ и $HV_2 > 350$
Симметричное 	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,3 ... 0,5 1,2 ... 1,6	0,25 ... 0,3 0,9 ... 1
Несимметричное для неразвоенной ступени 	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,25 ... 0,4 1 ... 1,25	0,2 ... 0,25 0,65 ... 0,8
Несимметричное для развоенной ступени (одной ее половины) 	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,2 ... 0,3 1 ... 1,25	0,2 0,65 ... 0,8
Консольное 			
Симметрично-консольное 	ψ_{ba} $\psi_{bd \max}$	0,2 ... 0,25 0,6 ... 0,7	0,15 ... 0,2 0,45 ... 0,55
Примечания: 1. Большие значения ψ_{ba} и $\psi_{bd \max}$ - для постоянных и близких к ним нагрузок. 2. Для стандартных редукторов общего применения в указанном диапазоне ψ_{ba} выбирают стандартные значения: 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5. При проектировании нестандартных редукторов данных рекомендаций можно не придерживаться.			

Коэффициенты K_{HB} и K_{FB}



При $HB_1 \leq 350$ и $HB_2 \leq 350$
или $HB_1 > 350$; $HB_2 \leq 350$

При $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$

Таблица 1П.13

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряд <i>Ra40</i>
...5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 62; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950

Таблица 1П.14

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22
Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд.	

Таблица 1П.15

Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости v , м/с, вращения зубчатых колес			
	Прямозубых		Непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	до 15	до 12	до 30	до 20
7	до 10	до 8	до 15	до 10
8	до 6	до 4	до 10	до 7
9	до 2	до 1,5	до 4	до 3

Таблица 1П.16

Значения коэффициентов K_{Ha} и K_{Fa} для косозубых передач [3]

Окружная скорость v , м/с	Степень точности	K_{Ha}	K_{Fa}
до 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
свыше 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,10
свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Таблица 1П.17

Значения коэффициента δ_H

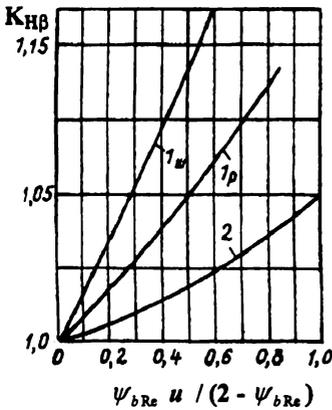
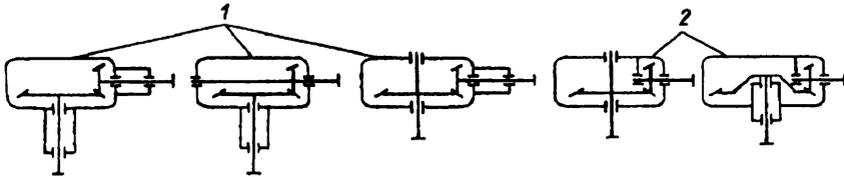
Твердость поверхностей зубьев	Вид зубьев	δ_H
$HV_1 \leq 350$ и $HV_2 \leq 350$ или $HV_1 > 350$; $HV_2 \leq 350$	Прямые без модификации головки	0,06
	Прямые с модификацией головки	0,04
	Косые	0,02
$HV_1 > 350$ и $HV_2 > 350$	Прямые без модификации головки	0,14
	Прямые с модификацией головки	0,10
	Косые	0,04

Таблица 1П.18

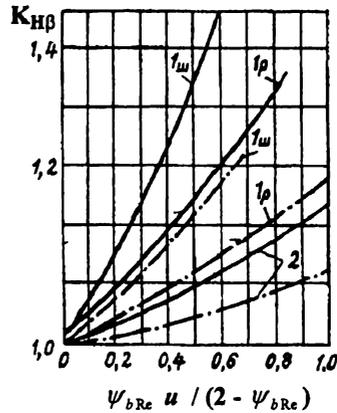
Значения коэффициента g_0

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81			
	6	7	8	9
до 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
свыше 3,55 до 10	4,2	5,3	6,1	8,2
свыше 10	4,8	6,4	7,3	10

Коэффициент $K_{H\beta}$ для конических передач



Прямозубые передачи при
 $HB_1 \leq 350$ и $HB_2 \leq 350$ или
 $HB_1 > 350$, $HB_2 \leq 350$



Передачи с прямыми и
 круговыми зубьями при
 $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$

1ш – шариковые опоры ; 1р – роликовые опоры

- Примечания:** 1. Сплошные линии – для прямозубых передач, штриховые линии – для передач с круговыми зубьями.
 2. Цифры у кривых соответствуют передачам на схемах.
 3. Для передач с круговыми зубьями при твердости колеса $HB_2 \leq 350$ и любой твердости шестерни $K_{H\beta} = 1$.

Число зубьев шестерни z^* , конической передачи

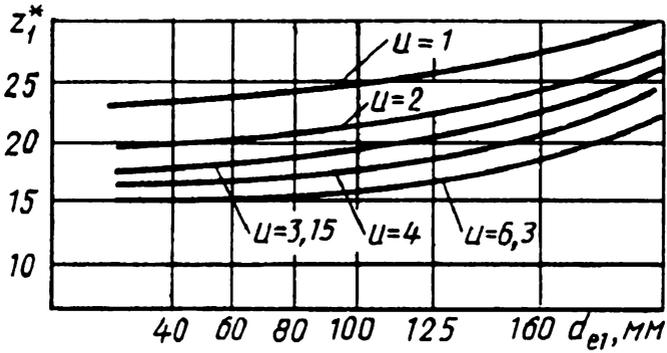


График для определения числа зубьев шестерни z^* , конической передачи с прямыми зубьями

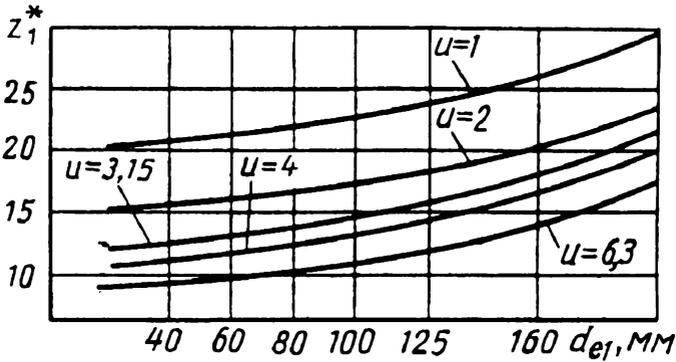


График для определения числа зубьев шестерни z^* , конической передачи с круговыми зубьями

Таблица 1П.21

Значения коэффициентов \mathcal{J}_H и \mathcal{J}_F для конических передач с круговыми зубьями

Вариант термообработки	Твердость поверхности зубьев передачи	\mathcal{J}_H	\mathcal{J}_F
I	$H_1 \leq 350HB$ $H_2 \leq 350HB$	1,22+0,21 <i>u</i>	0,94+0,08 <i>u</i>
II	$H_1 \geq 45HRC_3$ $H_2 \leq 350HB$	1,13+0,13 <i>u</i>	0,85+0,043 <i>u</i>
III, IV, V	$H_1 \geq 45HRC_3$ $H_2 \geq 45HRC_3$	0,81+0,15 <i>u</i>	0,65+0,11 <i>u</i>

Примечание. *u* - передаточное число рассчитываемой конической передачи

Таблица 1П.22

Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV} для конической зубчатой передачи

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \leq 350HB$	K_{HV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
			1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	K_{FV}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80	
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27	
6	$H_2 \geq 45HRC_3$	K_{HV}	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
			1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
	K_{FV}	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22	
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08	
7	$H_2 \leq 350HB$	K_{HV}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	K_{FV}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96	
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29	
7	$H_2 \geq 45HRC_3$	K_{HV}	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
	K_{FV}	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26	
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08	
8	$H_2 \leq 350HB$	K_{HV}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
			1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	K_{FV}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25	
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35	

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Кэф-фици-енты	Окружная скорость v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
8	$H_2 \geq 45\text{HRC}$,	K_{HV}	1,04	1,07	1,13	1,2	1,26	1,32
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
		K_{FV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Примечание. Верхние цифры - конические передачи с прямыми зубьями, нижние - конические передачи с круговыми зубьями

Таблица 1П.23

Нагрузки валов редуктора

Цилиндрическая прямозубая передача

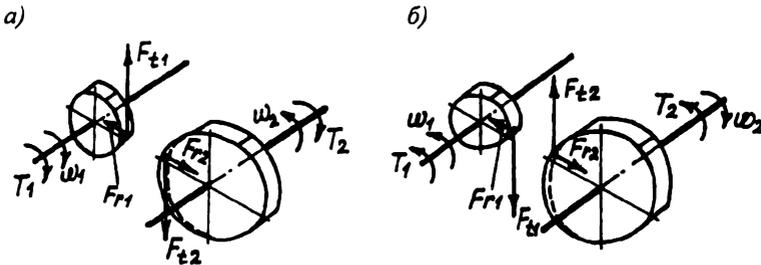


Рис.1

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1};$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{t2} = F_{t1};$$

$$F_{r2} = F_{r1}$$

или

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{r1} = F_{r2};$$

$$F_{t1} = F_{t2}$$

где F_t и F_r - Н; T_1, T_2 - Н·м; d_1, d_2 - мм ($d_1 = m z_1; d_2 = m z_2$); $\alpha = 20^\circ$

Примечание. При определении сил в зацеплении цилиндрических и конических зубчатых передач в данной таблице приняты следующие обозначения:

F_t - окружная сила; F_r - радиальная сила; F_a - осевая сила; T - вращающий момент на валу; индекс "1" относится к шестерне, индекс "2" - к колесу.

Цилиндрическая косозубая передача

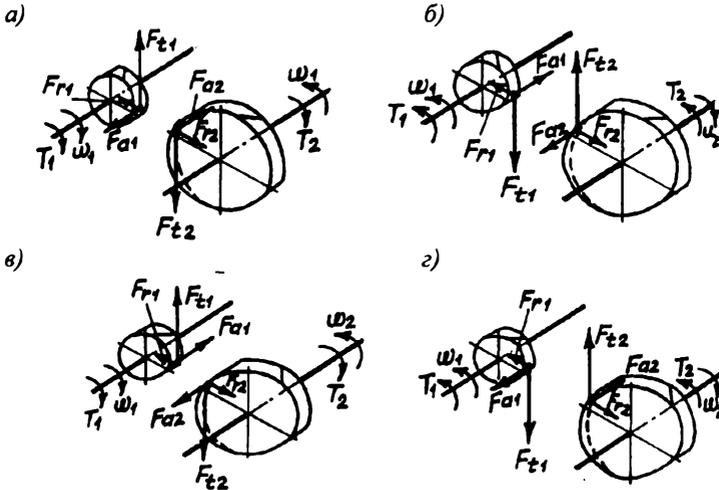


Рис.2

$$F_{n1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}; \quad F_{r1} = F_{n1} \frac{tg \alpha}{\cos \beta}; \quad F_{a1} = F_{n1} tg \beta;$$

$$F_{r2} = F_{n1}; \quad F_{r2} = F_{r1}; \quad F_{a2} = F_{a1};$$

или

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}; \quad F_{r2} = F_{t2} \frac{tg \alpha}{\cos \beta}; \quad F_{a2} = F_{t2} tg \beta;$$

$$F_{n1} = F_{t2}; \quad F_{r1} = F_{r2}; \quad F_{a1} = F_{a2};$$

где $F_{r1}, F_{r2}, F_{a1}, F_{a2}$ - Н; T_1, T_2 - Н·м; d_1, d_2 - мм ($d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$; $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$); $\alpha = 20^\circ$

Коническая прямозубая передача

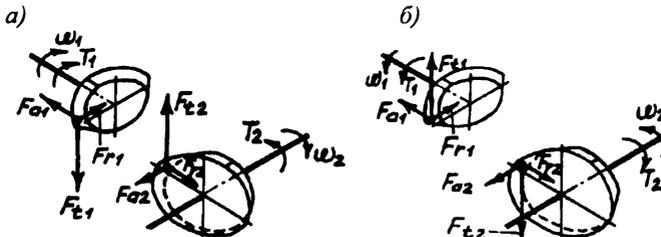


Рис.3

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{m1}} ; \quad F_{r1} = F_{r1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 ; \quad F_{a1} = F_{r1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 ;$$

$$F_{r2} = F_{r1} ; \quad F_{r2} = F_{a1} ; \quad F_{a2} = F_{r1}$$

или

$$F_{r2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} ; \quad F_{r2} = F_{r2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 ; \quad F_{a2} = F_{r2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 ;$$

$$F_{r1} = F_{r2} ; \quad F_{r1} = F_{a2} ; \quad F_{a1} = F_{r2} ,$$

где F_r, F_r, F_a - Н; T_1, T_2 - Н·м; d_{m1}, d_{m2} - мм, здесь

$d_{m1} = m_m z_1$; $d_{m2} = m_m z_2$; $\alpha = 20^\circ$; $\delta_2 = \operatorname{arctg} u$ ($u = z_2/z_1$ - передаточное число);

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Коническая передача с круговыми зубьями

В конической передаче с круговыми зубьями окружную силу можно определить по одной из двух формул:

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{m1}} \quad \text{или} \quad F_{r2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} ,$$

где T_1, T_2 - Н·м; d_{m1}, d_{m2} - мм, здесь $d_{m1} = m_m z_1$; $d_{m2} = m_m z_2$; $m_m = m_{\text{ном}} / \cos \beta_m$.

При этом $F_{r1} = F_{r2}$.

Направление сил F_{r1} и F_{r2} такое же, как и в конической прямозубой передаче и зависит только от направления вращения шестерни (см.рис.3).

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = \gamma_r F_{r1}.$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = \gamma_a F_{r1}.$$

Коэффициенты γ_r и γ_a рассчитывают по различным формулам в зависимости от направления линии зуба и направления вращения шестерни (если смотреть на неё с вершины конуса (см.рис.4 и 5):

а) направление линии зуба шестерни совпадает с направлением её вращения (на рис. 4,а направление линии зуба правое, направление вращения шестерни - по часовой стрелке; на рис. 4,б направление линии зуба левое, направление вращения шестерни - против часовой стрелки):

$$\begin{aligned} \gamma_r &= 0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1; \\ \gamma_a &= 0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1; \end{aligned}$$

б) направление линии зуба шестерни не совпадает с направлением её вращения (на рис. 5,а направление линии зуба правое, направление вращения шестерни - против часовой стрелки; на рис. 5,б направление линии зуба левое, направление вращения шестерни - по часовой стрелке):

$$\begin{aligned} \gamma_r &= 0,444 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1; \\ \gamma_a &= 0,444 \sin \delta_1 - 0,7 \cos \delta_1. \end{aligned}$$

Рассчитанные коэффициенты γ_r и γ_a могут иметь знак "плюс" или "минус". Соответственно такие же знаки будут иметь силы F_{r1} и F_{a1} .

Направление этих сил на шестерне в зависимости от полученного знака показано на рис. 6.

Тогда радиальная F_{r2} и осевая силы F_{a2} на колесе:

$$F_{r2} = -F_{a1}; \quad F_{a2} = -F_{r1}.$$

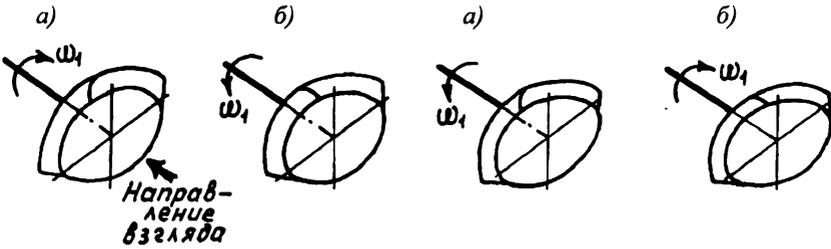


Рис.4

Рис.5

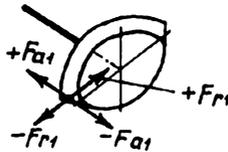


Рис.6

Знаки “минус” указывают, что направления сил F_{r2} и F_{a2} противоположны направлениям сил F_{a1} и F_{r1} .

На рис.7 в качестве примера даны схемы сил в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями при вращении шестерни по часовой стрелке ($\delta_1 = 17,45655^\circ$).

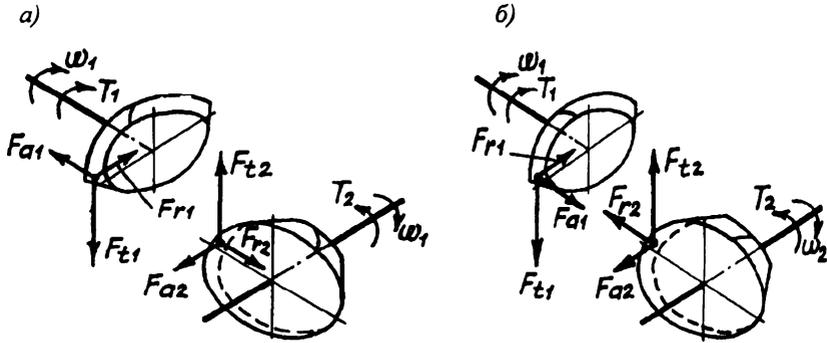


Рис.7

Червячная передача

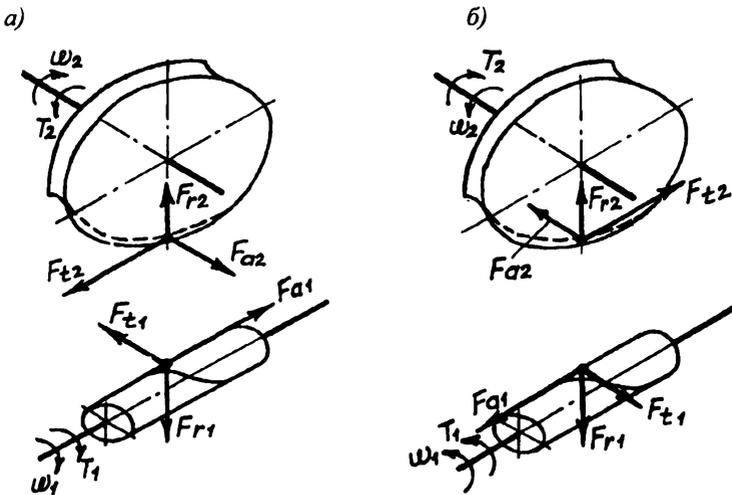


Рис.8

Окружная сила на червяке (Н)

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1},$$

где T_1 - вращающий момент на червяке, Н·м; d_1 - делительный диаметр червяка, мм ($d_1 = qm$).

Окружная сила на червячном колесе (Н)

$$F_{r2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2},$$

где T_2 - вращающий момент на червячном колесе, Н·м; d_2 - делительный диаметр червячного колеса, мм ($d_2 = mz_2$).

Осевая сила на червяке (Н)

$$F_{a1} = F_{r2}.$$

Осевая сила на червячном колесе (Н)

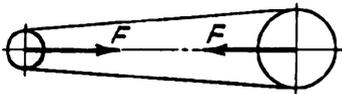
$$F_{a2} = F_{r1}.$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе (Н)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{r2} \operatorname{tg} 20^\circ.$$

Консольная сила от ременной (цепной) передачи

а)



б)

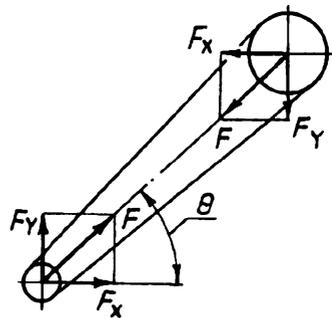


Рис.9

Консольная сила F ременной (цепной) передачи перпендикулярна оси вала и приближенно можно принять, что она направлена по линии, соединяющей центры шкивов (звёздочек).

Для клиноременной передачи

$$F=2F_0z \sin (\alpha_1/2),$$

где F_0 - сила предварительного натяжения ремня Н; z - число ремней;
 α_1 - угол обхвата ремнём ведущего шкива, град.

Для цепной передачи

$$F=k_M F_t ,$$

где k_M - коэффициент; для горизонтальной передачи и при угле наклона $\theta \geq 40^\circ$ $k_M=1,15$; при θ более 40° и для вертикальной передачи $k_M=1,05$;

F_t - окружная сила (Н): $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1/d_{o1}$;

T_1 - вращающий момент на валу ведущей звёздочки, Н·м; d_{o1} - диаметр делительной окружности ведущей звёздочки, мм.

Консольная сила от муфты

Консольная сила F_M от муфты перпендикулярна оси вала и зависит по величине от передаваемого момента, типа муфты и величины ошибки монтажа. При этом, направление её в плоскости, перпендикулярной оси вала, может быть любым и зависит в основном от случайных неточностей монтажа. М.Н. Иванов [3] указывает, что при расчёте валов можно принимать $F_M=(0,2\dots 0,5)F_{тм}$, где $F_{тм}=2 \cdot 10^3 T_M/d_M$, здесь $F_{тм}$ - окружная сила муфты (Н) на расчётном диаметре d_M (мм); T_M - вращающий момент на валу муфты, Н·м.

Для муфты упругой втулочно-пальцевой (МУВП) рекомендуется принимать $F_M=0,25F_{тм}$, где $F_{тм}=2 \cdot 10^3 T_M/D_0$, здесь D_0 - диаметр окружности расположения пальцев, мм (см. табл.2П.40 приложения 2П).

Муфта упругая компенсирующая с торообразной оболочкой вогнутого профиля (см. табл.2П.41 приложения 2П) обладает большой крутильной, радиальной и угловой податливостью. Поэтому при расчете валов консольной нагрузкой от данной муфты можно пренебречь.

Таблица 1П.24

Число зубьев z_1 малой звездочки для передачи с роликовой цепью [3]

u_v	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	>6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
<p>Примечания: 1. Большие значения z_1 - для быстроходных передач. При $v > 25$ м/с рекомендуется принимать $z_1 > 35$. 2. Для тихоходных передач можно принимать z_1 меньше табличных значений, но не меньше $z_{1\text{ min}} = 7$. 3. По условию потери зацепления изношенной цепи максимальное число зубьев большой звездочки $z_{2\text{ max}}$ желательно принимать не более 100...120.</p>						

Таблица 1П.25

Характеристика смазки цепных передач [3]

Качество смазки	Смазка цепных передач при окружной скорости v , м/с			
	<4	<7	<12	≥ 12
I - хорошая	Капельная 4...10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением	Разбрызгиванием
II – удовлетворительная	Густая внутришарнирная	Капельная 20 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением
	Пропитка цепи через 120...180 ч			
III – недостаточная	Периодически через 6...8 часов			
IV – работа без смазки	Допускается при v до 0,07 м/с			

Таблица 1П.26

Коэффициенты $k_D, k_a, k_H, k_{PEГ}, k_C$ и $k_{PEЖ}$ [3]

Условия работы цепной передачи		Значения коэффициентов
Нагрузка равномерная или близкая к ней Нагрузка переменная		$k_D \approx 1,0$ $k_D \approx 1,2 \dots 1,5$
$a = (30 \dots 50) p_q$ $a \leq 25 p_q$ $a \geq (60 \dots 80) p_q$		$k_a = 1,0$ $k_a = 1,25$ $k_a = 0,8$
Линия центров звездочек наклонена к горизонту: - до 60° - больше 60°		$k_H \approx 1,0$ $k_H \approx 1,25$
Положение оси регулируется: - одной из звездочек - оттяжными звездочками или нажимными роликами - не регулируется		$k_{PEГ} = 1,0$ $k_{PEГ} = 1,1$ $k_{PEГ} = 1,25$
Производство:	Смазка (см. табл. 1П.25)	
без пыли	I	$k_C \approx 0,8$
	II	$k_C \approx 1,0$
запыленное	II	$k_C \approx 1,3$
	III	$k_C \approx 1,8$ до $v = 4$ м/с $k_C \approx 3,0$ до $v = 7$ м/с
грязное	III	$k_C \approx 3,0$ до $v = 4$ м/с $k_C \approx 6,0$ до $v = 7$ м/с
	IV	$k_C \approx 6,0$ до $v = 4$ м/с
односменное двухсменное трехсменное	---	$k_{PEЖ} = 1,00$ $k_{PEЖ} = 1,25$ $k_{PEЖ} = 1,45$

Примечание. Характеристику смазки I, II, III, IV см. табл. 1П.25

Таблица 1П.27

Основные данные приводных роликовых цепей нормальной серии (ПР)

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР из ГОСТ 13568 – 75	Шаг p , мм	Диаметр валика d , мм	Длина втулки B , мм	$[P_p]$, кВт, при частоте вращения малой звездочки n_{01} , мин ⁻¹ и $z_{01} = 25$							
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР – 12,7 – 18200 – 1	12,70	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР – 12,7 – 18200 – 2	12,70	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР – 15,875 – 22700 – 1	15,87	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР – 15,875 – 22700 – 2	15,87	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР – 19,05 – 31800	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,7	16,9	19,3
ПР – 25,4 – 57600	25,40	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР – 31,75 – 88500	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	-
ПР – 38,1 – 127000	38,10	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	-
ПР – 44,45 – 172400	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	-	-	-
ПР – 50,8 – 226800	50,80	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	-	-	-

- Примечания:** 1. В обозначениях цепи кроме шага указаны статическая разрушающая нагрузка, Н, и габарит по ширине (1 или 2).
2. Кроме роликовых цепей нормальной серии (ПР) ГОСТ 13568 – 75 предусматривает цепи легкой серии (ПРЛ) и длиннозвенные (ПРД).
3. Основные размеры элементов цепей однорядных ПР, двухрядных 2ПР и трехрядных 3ПР, а также их разрушающую нагрузку и массу 1 м см. табл. 1П.28

Цепи приводные роликотые ПР (ГОСТ 13568-75)

Шаг цепи p_c , мм	B_{BH} , мм	A , мм	d_1 мм	h мм	Разрушающая нагрузка, кН		
					Масса 1 м цепи, кг		
					ПР	2ПР	3ПР
12,70	7,75	13,92	8,51	11,8	18,2	31,8	45,4
					0,75	1,4	2
15,875	9,65	16,59	10,16	14,8	22,7	45,4	68,10
					1,0	1,9	2,8
19,05	12,70	25,50	11,91	18,2	31,8	72,0	108,0
					1,9	3,5	5,8
25,40	15,88	29,29	15,88	24,2	56,7	113,4	170,1
					2,6	5	7,5
31,75	19,05	35,76	19,05	30,2	88,5	177	265,5
					3,8	7,3	7,5
38,10	25,40	45,44	22,23	36,2	127	254	381,0
					5,5	11	16,5
44,45	25,40	48,87	25,40	42,4	172,4	344,8	517,2
					7,5	14,4	21,7
50,80	31,75	58,55	28,58	48,3	226,8	453,6	680,4
					9,7	19,1	28,3

Таблица 1П.29

**Наибольший допускаемый шаг $[p_v]_{\max}$ роликовой
цепи при $z_1 \geq 15$ [3]**

Частота вращения малой звездочки n_1 , мин ⁻¹	1250	1000	900	800	630	500	400	300
$[p_v]_{\max}$, мм	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80

Таблица 1П.30

Коэффициент провисания цепи k_f

Расположение цепи	Горизонтальное	Наклонное (под углом $\theta \leq 40^\circ$)	$\theta > 40^\circ$ и вертикальное
Коэффициент k_f при рекомендуемой стреле провисания цепи $f = (0,01 \dots 0,02)a$	6	3	1

Таблица 1П.31

Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $z_1 = 15 \dots 30$

Шаг p_v , мм	Частота вращения малой звездочки n_1 , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,70	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,40	7,3	7,7	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	---
38,10	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	---	---
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	---	---	---
50,80	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	---	---	---	---

Таблица 1П.32

Материалы венцов червячных колес

Материал	Марка	Способ отливки	σ_b	σ_T	Скорость скольжения U_S , м/с
			МПа		
Бронза оловянная	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	5...25
	БрО10Ф1	К	275	200	5...12
		П	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	5...8
		П	145	80	
Бронза безоловянная	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	≤ 5
		К	650	430	
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	
		П	450	300	
	БрА9Ж3Л	Ц	530	245	
		К	500	230	
		П	425	195	

Примечания:

1. Способы отливки : Ц – центробежный; К – в кокиль; П – в песок.
2. Химический состав материалов: О – олово; Н – никель; Ф – фосфор; Ц – цинк; А – алюминий; Ж – железо; Мц – марганец; Л – литейная. Цифры указывают среднее содержание составных элементов в %, остальное – медь.
3. Кроме бронзы для венцов червячных колес используют латунь (например, ЛЦ23А6Ж3Мц2) при $u_s = 2...5$ м/с, а в передачах с ручным приводом при $u_s < 2$ м/с червячное колесо выполняют из чугуна (например, СЧ18, СЧ15).

Таблица 1П.33

Рекомендуемые сочетания m, q и z_1

m , мм	q	z_1
2	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
2,5	8; 10; 12,5; 16; 20	
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	
4	8; 10; 12,5; 16; 20	
5	8; 10; 12,5; 16; 20	
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
8	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
10	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
12,5	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
16	8; 10; 12,5; 16;	

Таблица 1П.34

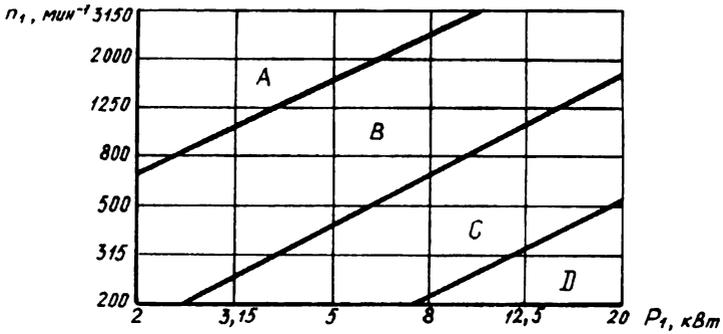
Уравнения для определения длины нарезаемой части червяка b_1

Коэффициент смещения x	Расчетные уравнения при z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

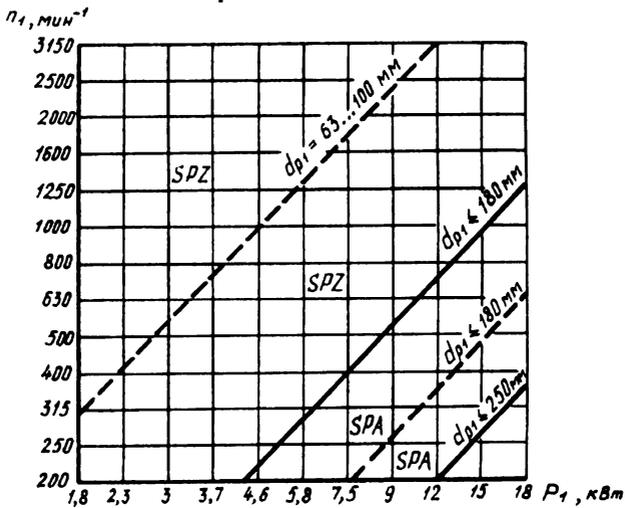
Примечания:

- Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при $m < 10$ мм b_1 увеличивают на 25 мм, при $m = 10 \dots 16$ мм - на 35...40 мм в связи с возможным искажением профиля витка при входе и выходе режущего инструмента.
- При промежуточных значениях x величину b_1 определяют для двух крайних значений x рассматриваемого диапазона и в качестве расчетной величины b_1 принимают наибольшее из двух значений.

Номограммы для предварительного выбора клиновых ремней



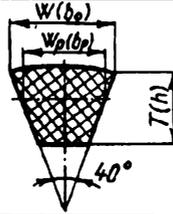
Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения



Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

Примечание. Клиновые ремни нормального сечения Z применяют только для передач мощностью до 2 кВт.

Клиновые ремни



Основные размеры, мм	Клиновой ремень нормального сечения			Клиновой ремень узкого сечения		
	Z(O)	A(A)	B(B)	SPZ(yO)	SPA(yA)	SPB(yB)
$W_p(b_p)$	8,5	11	14	8,5	11	14
$W(b_o)$	10	13	17	10	13	17
$T(h)$	6	8	11	8	10	13
Площадь сечения А, мм ²	47	81	138	56	95	158
Предельное значение l , мм	400	560	800	630	800	1250

Масса 1м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20
d_{p1min} , мм	63	90	125	63	90	140
Вращающий момент на быстросходном шкиве T_1 , Н·м	<25	11...70	40...190	<150	90...400	300...2000

Примечания:

1. В скобках обозначение, которое не рекомендуется для дальнейшего использования в расчетах.

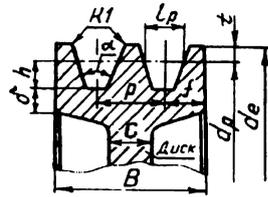
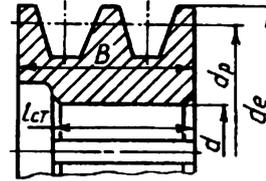
2. l – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии.

3. Стандартный ряд длин l , мм:

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

4. d_{p1min} – минимально допустимый диаметр ведущего (малого) шкива.

Размеры литых и точеных шкивов для клиновых ремней

Шкив с диском ($d_p > 100$ мм)Шкив монолитный ($d_p \leq 100$ мм)

Тип ремня	Сечения ремня	t	l_p	p	f	h	Значение α , град			
							34	36	38	40
							Размеры, мм			
Клиновой нормального сечения	Z	2,5	8,5	12	8	7	63...71	80...100	112...160	180
	A	3,3	11	15	10	8,7	90...112	125...160	180...400	450
	B	4,2	14	19	12,5	10,8	125...160	180...224	250...500	560
Клиновой узкого сечения	SPZ	2,5	8,5	12	8	10	63...80	-	>80	-
	SPA	3,0	11	15	10	13	90...118	-	>118	-
	SPB	4,0	14	19	12,5	17	140...190	-	>190	-

Примечания:

1. Расчетные диаметры шкивов d_p (диаметр окружности по нейтральной линии ремня) выбирают из стандартного ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000 мм.
2. Размеры: $d_e = d_p + 2t$; $\delta = (1,1 \dots 1,3)h$ - для чугунных шкивов; $\delta = (0,94 \dots 1,1)h$ - для стальных шкивов; $C = (1,2 \dots 1,3)\delta$; $B = (n - 1)p + 2f$, где n - число канавок на шкиве

Таблица 1П.38

Допускаемая приведенная мощность [P_0], кВт, передаваемая одним
клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение; l_0 , мм	Диаметр ведущего шкива d_{pl} , мм	Скорость ремня v , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клинов- вой ремень нормаль- ного сечения	Z 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
	112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27	
	A 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
	160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17	
	B 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
	224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07	
Клино- вой ремень узкого сечения	SPZ 1600	63	-	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
		71	-	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
		80	-	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
		90	-	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	-	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	-	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
	125	-	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85	
	SPA 2500	90	-	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-
		100	-	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-
		112	-	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-
		125	-	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10
		140	-	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
	160	-	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94	
	SPB 3550	140	-	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-
		160	-	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-
		180	-	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	-	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3
	224	-	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1	

Примечание. l_0 – базовая длина ремня.

Таблица 1П.39

Коэффициент угла обхвата α_1 на ведущем (меньшем) шкиве для клиновых ремней C_a

Угол обхвата α_1 , град	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
C_a	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68

Таблица 1П.40

Коэффициент передаточного числа C_u

Передаточное число u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	$\geq 2,5$
C_u	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

Таблица 1П.41

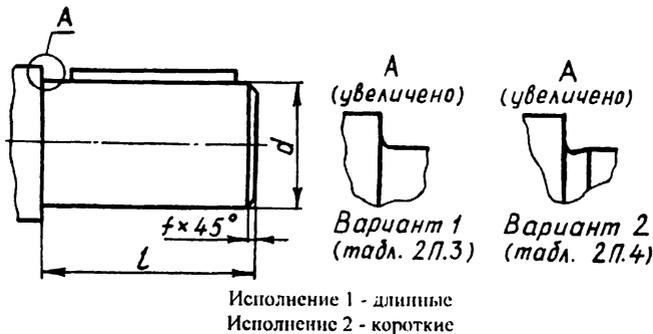
Коэффициент режима нагрузки C_p

Производство	Характер нагрузки			
	Спокойная (ленточные конвейеры, станки с непрерывным процессом резания)	Умеренные колебания (цепные конвейеры, станки-автоматы)	Значительные колебания (реверсивные приводы, станки строгальные и долбежные, конвейеры винтовые и скребковые, элеваторы)	Ударная или резконемерно мерная (подъемники, ножницы, молоты, винтовые прессы)
Односменное	1,0/1,2	1,1/1,3	1,2/1,4	1,3/1,5
Двухсменное	1,1/1,4	1,2/1,5	1,3/1,6	1,5/1,7
Трёхсменное	1,4/1,6	1,5/1,7	1,6/1,9	1,7/2,0
Примечание. В числителе – значения C_p для электродвигателей переменного тока общепромышленного применения и двигателей постоянного тока шунтовых, в знаменателе – значения C_p для электродвигателей переменного тока с повышенным пусковым моментом и для двигателей постоянного тока серийных.				

ПРИЛОЖЕНИЕ 2П
ДЕТАЛИ ОБЩЕГО ПРИМЕНЕНИЯ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ [1,13]

Таблица 2П.1

Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080-66), мм

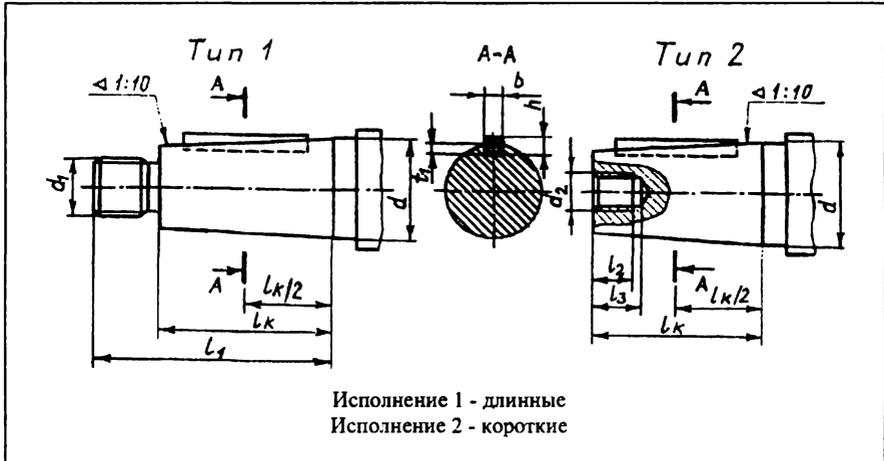


<i>d</i>		<i>l</i>	
1-й ряд	2-й ряд	<i>исполнение</i>	
		1	2
16; 18	19	40	28
20; 22	24	50	36
25; 28	-	60	42
32; 36	30	80	58
40; 45	42; 48	110	82
50; 55	52; 56	110	82
60	63; 65	140	105
70	71; 75	140	105
80; 90	85; 89	170	130
100; 110	120	210	165
125	-	210	165
140	130; 150	250	200
160; 180	170	300	240

Примечания:

1. Размер фаски *f*(мм) рекомендуется принимать:
d... 20...30 30...50 50...70 70...120
f... 1,0 1,6 2,0 2,5
2. Размеры канавки для выхода шлифовального круга см. табл.2П.4.
3. При курсовом проектировании рекомендуется принимать концы валов исполнения 2 – короткие.
4. Размеры шпонки см. табл. 2П.9

Концы валов конические (из ГОСТ 12081-72), мм

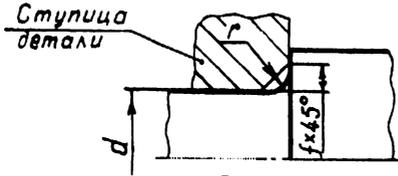


Номинальный диаметр d		Исполнение				d_1	d_2	l_3	l_2	Шпоночное соединение		
		1		2						b	h	t_1
1-й ряд	2-й ряд	l_1	l_k	l_1	l_k							
20 ; 22	24	50	36	36	22	M12×1,25	M6	9	11,3	4	4	2,5
25 ; 28	-	60	42	42	24	M16×1,5	M8	14	15,7	5	5	3,0
32 ; 36	30 ; 35	80	58	58	36	M20×1,5	M10	17	19	6	6	3,5
-	38	80	58	58	36	M24×2	M12	20	22,3	6	6	3,5
40	42	110	82	82	54	M24×2	M12	20	22,3	10	8	5,0
45	48	110	82	82	54	M30×2	M16	26	28,5	12	8	5,0
50	-	110	82	82	54	M36×3	M16	26	28,5	12	8	5,0
-	55	110	82	82	54	M36×3	M20	32	35	14	9	5,5
56	-	110	82	82	54	M36×3	M20	32	35	14	9	5,5
-	60	140	105	105	70	M42×3	M20	32	35	16	10	6,0
63	65	140	105	105	70	M42×3	M20	32	35	16	10	6,0
-	70	140	105	105	70	M48×3	M24	36	39,3	18	11	7,0
71	75	140	105	105	70	M48×3	M24	36	39,3	18	11	7,0
80	85	170	130	130	90	M56×4	M30	44	47,9	20	12	7,5
90	-	170	130	130	90	M64×4	M30	44	47,9	22	14	9,0
-	95	170	130	130	90	M64×4	M36	54	63	22	14	9,0
100	-	210	165	165	120	M72×4	M36	54	63	25	14	9,0
110	-	210	165	165	120	M80×4	M42	63	74	25	14	9,0
-	120	210	165	165	120	M90×4	M42	63	74	28	16	10
125	-	210	165	165	120	M90×4	M48	72	84	28	16	10

Примечания: 1. При курсовом проектировании принимаются концы валов исполнения 2-короткие.
2. Стандартная длина шпонки l – см. примечание 1 к табл. 2П.9

Галтели, фаски и канавки

Галтели вала и фаски в отверстии ступицы детали



Размеры в мм

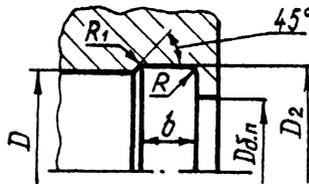
d	20...30	30...40	40...50	50...80	80...110	110...120	120...150
r	0,6	0,6	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

Наибольший размер галтели r_{1max} вала в зависимости от координаты фаски r подшипника

Размеры в мм

r	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
r_{1max}	0,6	1	1	1,5	2	2

Канавки в отверстиях корпусов



Размеры в мм

D	D_2	b	R	R_1
Св.10 до 50	$D+0,5$	3	1	0,5
Св.50 до 100	$D+0,5$	5	1,5	0,5
Св.100	$D+1,0$	8	2	1,0

Примечание. Диаметр $D_{\delta n}$ принимается по табл. 2П.17

Канавки на валах для выхода шлифовального круга

Размеры в мм

Исполнение 1

Исполнение 2

d	св. 10 до 50	св. 50 до 100	св. 100
c_k	3	5	8
h_k	0,25	0,5	0,5
r_k	1,0	1,6	2,0

Таблица 2П.5

Канавки (проточки) на валах для выхода резбонарезного инструмента

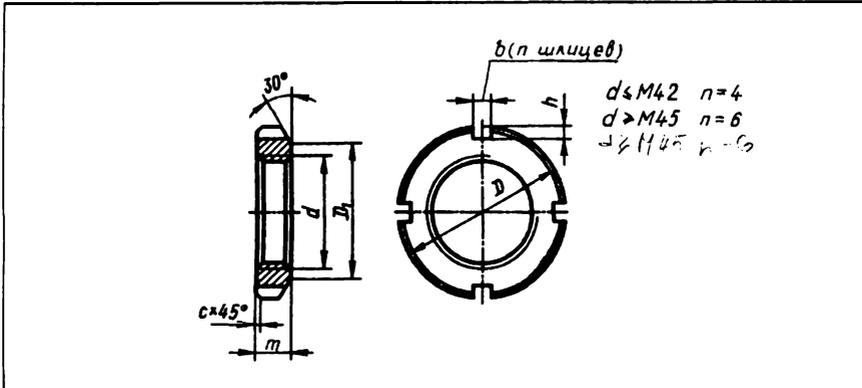
Тип 1

Размеры в мм

Размеры канавки	Шаг резьбы P						
	1	1,25	1,5	1,75	2	3	4
c_k	3(2)	4(2,5)	4(2,5)	4(2,5)	5(3)	6(4)	8(5)
r_2	1	1	1	1	1,5	1,6	2
r_1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1
d_k	$d-1,5$	$d-1,8$	$d-2,2$	$d-2,5$	$d-3$	$d-4,5$	$d-6$

Примечание. В таблице приведены данные для канавки (проточки) исполнения «нормальная», в скобках – исполнения «узкая»

Гайки круглые шлицевые (из ГОСТ 11871-88), мм

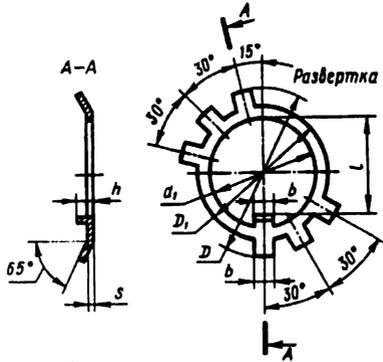


Резьба, $d \times P$	D	D_1	m	b	h	$c \leq$
M20 × 1,5*	34	26	8	6	2,0	1,0
M22 × 1,5	38	29	10	6	2,5	1,0
M24 × 1,5*	42	31	10	6	2,5	1,0
M27 × 1,5	45	35	10	6	2,5	1,0
M30 × 1,5	48	38	10	6	2,5	1,0
M33 × 1,5	52	40	10	8	3,0	1,0
M36 × 1,5*	55	42	10	8	3,0	1,0
M39 × 1,5	60	48	10	8	3,0	1,0
M42 × 1,5*	65	52	10	8	3,0	1,0
M45 × 1,5	70	55	10	8	3,0	1,0
M48 × 1,5	75	58	12	8	3,5	1,0
M52 × 1,5	80	61	12	10	4,0	1,0
M56 × 2,0*	85	65	12	10	4,0	1,6
M60 × 2,0	90	70	12	10	4,0	1,6
M64 × 2,0*	95	75	12	10	4,0	1,6
M68 × 2,0	100	80	15	10	4,0	1,6
M72 × 2,0*	105	85	15	10	4,0	1,6
M76 × 2,0	110	85	15	10	4,0	1,6
M80 × 2,0*	115	90	15	10	4,0	1,6
M85 × 2,0	120	98	15	10	4,0	1,6
M90 × 2,0	125	102	18	12	4,0	1,6

Примечания: 1. Гайки изготовляют из материалов с условным обозначением марок – 02, 04, 05, 06, 11, 21, 23 и 32 по ГОСТ 18123-82.
 2. Предпочтительные размеры отмечены звездочкой «*».
 3. Пример условного обозначения гайки диаметром резьбы $d=60$ мм, с мелким шагом резьбы $P=2$ мм, с полем допуска 6Н, из материала группы 05 (сталь 35), с покрытием 05 (окисное, пропитанное маслом):
 Гайка М60 × 2 – 6Н.05.05 ГОСТ 11871-88

Таблица 2П.7

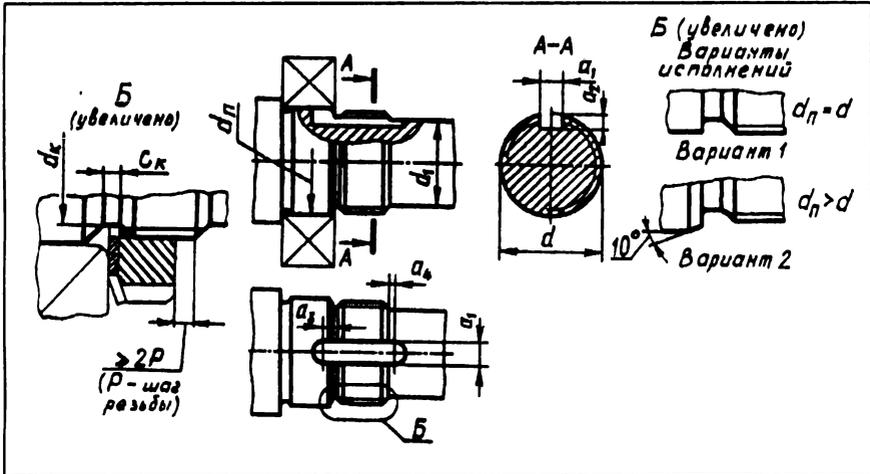
Стопорные многолапчатые шайбы (из ГОСТ 11872-89), мм



Резьба, $d \times P$	d_1	D	D_1	l	b	h	s
M20 × 1,5	20,5	36	27	17	4,8	6	1,0
M22 × 1,5	22,5	40	30	19	4,8	6	1,0
M24 × 1,5	24,5	44	33	21	4,8	6	1,0
M27 × 1,5	27,5	47	36	24	4,8	8	1,0
M30 × 1,5	30,5	50	39	27	4,8	8	1,0
M33 × 1,5	33,5	54	42	30	5,8	8	1,6
M36 × 1,5	36,5	58	45	33	5,8	8	1,6
M39 × 1,5	39,5	62	48	36	5,8	8	1,6
M42 × 1,5	42,5	67	52	39	5,8	8	1,6
M45 × 1,5	45,5	72	56	42	5,8	8	1,6
M48 × 1,5	48,5	77	60	45	7,8	8	1,6
M52 × 1,5	52,5	82	65	49	7,8	10	1,6
M56 × 2,0	57,0	87	70	53	7,8	10	1,6
M60 × 2,0	61,0	92	75	57	7,8	10	1,6
M64 × 2,0	65,0	98	80	61	7,8	10	1,6
M68 × 2,0	69,0	102	85	65	9,5	10	1,6
M72 × 2,0	73,0	107	90	69	9,5	13	1,6
M76 × 2,0	77,0	112	95	73	9,5	13	1,6
M80 × 2,0	81,0	117	100	76	9,5	13	1,6
M85 × 2,0	86,0	122	105	81	9,5	13	1,6
M90 × 2,0	91,0	127	110	86	11,5	13	2,0

Примечания: 1. Шайбы изготовляют из материалов с условным обозначением марок – 01, 02.
2. Пример обозначения шайбы для гайки круглой шлицевой с резьбой M60 × 2 из материала группы 01 (сталь марки 08кп) без покрытия:
Шайба 64.01 ГОСТ 11872-89

Канавки под язычок стопорной шайбы, мм



Резьба, $d \times P$	a_1	a_2 наим.	a_3 наим.	a_4 наим.	d_1 наиб.
M20 × 1,5	6	2	3,5	1,0	16,5
M22 × 1,5	6	2	3,5	1,0	18,5
M24 × 1,5	6	2	3,5	1,0	20,5
M27 × 1,5	6	3	4,0	1,5	23,5
M30 × 1,5	6	3	4,0	1,5	26,5
M33 × 1,5	6	3	4,0	1,5	29,5
M36 × 1,5	6	3	4,0	1,5	32,5
M39 × 1,5	6	3	4,0	1,5	35,5
M42 × 1,5	8	3	5,0	1,5	38,5
M45 × 1,5	8	3	5,0	1,5	41,5
M48 × 1,5	8	3	5,0	1,5	44,5
M52 × 1,5	8	3	5,0	1,5	48,0
M56 × 2,0	8	3	5,0	1,5	52,0
M60 × 2,0	8	3	6,0	1,5	56,0
M64 × 2,0	8	3	6,0	1,5	60,0
M68 × 2,0	8	3	6,0	1,5	64,0
M72 × 2,0	10	5	6,0	1,5	68,0
M76 × 2,0	10	5	6,0	1,5	72,0
M80 × 2,0	10	5	6,0	2,0	75,0
M85 × 2,0	10	5	6,0	2,0	80,0

Примечание. Размеры канавки (проточки) для выхода резьбонарезного инструмента – по табл. 2П.5 для исполнения «кузкая»

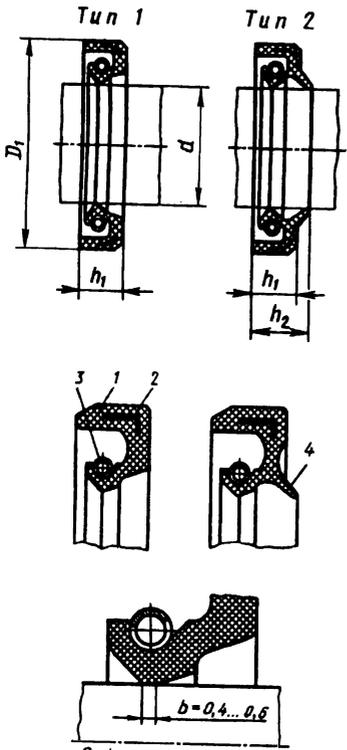
Шпонки призматические по ГОСТ 23360-78

Размеры в мм

Диаметр вала, <i>d</i>	Сечение шпонки		Глубина паза	
	<i>b</i>	<i>h</i>	вала <i>t₁</i>	ступицы <i>t₂</i>
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4
Св. 110 до 130	32	18	11	7,4
Св. 130 до 150	36	20	12	8,4
Св. 150 до 170	40	22	13	9,4
Св. 170 до 200	45	25	15	10,4

Примечания : 1. Длины призматических шпонок *l* (мм) выбирают из ряда : 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 280; 320; 360; 400; 450; 500.
2. Примеры условного обозначения : исполнение 1, $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 100$:
Шпонка 14×9×100 ГОСТ 23360-78.
То же, исполнение 2 :
Шпонка 2 - 14×9×100 ГОСТ 23360-78.

Манжеты резиновые армированные для валов (ГОСТ 8752-79)

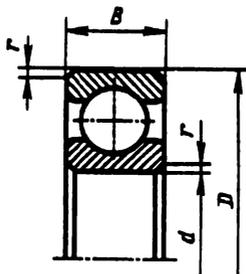
Размеры в мм 	<i>d</i>	<i>D₁</i>	<i>h₁</i>	<i>h₂</i>
	15;16 17 18;19	30 32 35	7 7 7	- - -
20;21;22 24 25 26 30;32 35;36;38 40 42 45 48;50 52	40 41 42 45 52 58 60 62 65 70 75	10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10	14 14 14 14 14 14 14 14 14 14 14	
55;56;58 60 63;65 70;71 75 80 85 90;95 100 105 110 115 120 125	80 85 90 95 100 105 110 110 125 130 135 145 150 155	12 12 12 12 12 12 12 12 12 12 12 12 12 12	16 16 16 16 16 16 16 16 16 16 16 16 16 16	

Элементы манжет:
 1 - корпус из донгмасло-стойкой резины; 2 - корпус (стальное кольцо);
 3 - пружина браслетная; 4 - пыльник в виде дополнительной кромки

Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d=60$ мм, наружным диаметром $D_1=85$ мм :
 Манжета 1 - 60 × 85 ГОСТ 8752 - 79.

Примечание. Манжету типа 2 используют при высокой запыленности среды

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)



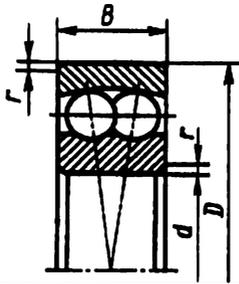
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	динамическая C_r	статическая C_{or}
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
217	85	150	28	3	89,5	53,0
218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	95	170	32	3,5	108,0	69,5
220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	динамическая C_r	статическая C_{or}
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4	133,0	90,0
318	90	190	43	4	143,0	99,0
319	95	200	45	4	153,0	110,0
320	100	215	47	4	174,0	132,0

Таблица 2П.12

Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 28428-90)

Условное обозначение подшипника типа 1000	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры*		
	d	D	B	r	динамическая C_r	статическая C_{or}	e	У при	
								$\frac{R_a}{R_r} \leq e$	$\frac{R_a}{R_r} > e$
Легкая серия									
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,27	2,3	3,6
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,40	0,27	2,3	3,6
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,20	0,24	2,6	4



Условное обозначение подшипника типа 1000	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры*		
	d	D	B	r	динамическая C _r	статическая C _{0r}	e	У при	
								$\frac{R_a}{R_r} \leq e$	$\frac{R_a}{R_r} > e$
1207	35	72	17	2,0	16,0	6,95	0,23	2,7	4,2
1208	40	80	18	2,0	19,3	8,80	0,22	2,8	4,3
1209	45	85	19	2,0	22,0	10,0	0,21	2,9	4,5
1210	50	90	20	2,0	22,8	11,0	0,20	3,2	4,9
1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,19	3,3	5,1
1212	60	110	22	2,5	30,0	16,0	0,18	3,5	5,4
1213	65	120	23	2,5	31,0	17,3	0,17	3,6	5,6
1214	70	125	24	2,5	34,5	19,0	0,18	3,5	5,4
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,6	0,17	3,6	5,5
1216	80	140	26	3,0	40,0	23,6	0,16	3,9	6,1
1217	85	150	28	3,0	49,0	28,5	0,16	3,9	6,1
1218	90	160	30	3,0	57,0	39,0	0,16	3,9	6,3
1220	100	180	34	3,5	69,5	41,5	0,17	3,6	5,6
Средняя серия									
1304	20	52	15	2,0	12,5	4,40	0,28	2,2	3,5
1305	25	62	17	2,0	18,0	6,70	0,28	2,2	3,5
1306	30	72	19	2,0	21,2	8,50	0,25	2,5	3,9
1307	35	80	21	2,5	25,0	10,6	0,24	2,5	4,0
1308	40	90	23	2,5	29,0	12,9	0,24	2,6	4,0
1309	45	100	25	2,5	38,0	12,9	0,25	2,5	3,9
1310	50	110	27	3,0	41,5	19,3	0,23	2,7	4,2
1311	55	120	29	3,0	51,0	24,0	0,23	2,7	4,2
1312	60	130	31	3,5	57,0	28,0	0,22	2,8	4,3
1313	65	140	33	3,5	62,0	31,0	0,22	2,8	4,3
1314	70	150	35	3,5	75,0	37,5	0,22	2,8	4,3
1315	75	160	37	3,5	80,0	40,5	0,22	2,8	4,3
1316	80	170	39	3,5	88,0	45,0	0,21	2,9	4,5
1317	85	180	41	4,0	98,0	51,0	0,22	2,8	4,3
1318	90	180	41	4,0	108,0	58,5	0,22	2,8	4,3
1320	100	215	47	4,0	143,0	76,5	0,22	2,8	4,3
Легкая широкая серия									
1506	30	62	20	1,5	15,3	6,10	0,39	1,6	2,5
1507	35	72	23	2	21,6	8,80	0,37	1,7	2,6
1508	40	80	23	2	22,4	1,00	0,33	1,9	3,0
1509	45	85	23	2	23,2	11,00	0,30	2,0	3,2
1510	50	90	23	2	23,2	11,00	0,28	2,2	3,5
1516	80	140	33	3	51,0	28,5	0,25	2,5	3,9
*Примечание. При $\frac{R_a}{R_r} \leq e$ X=1; при $\frac{R_a}{R_r} > e$ X=0,65									

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831-75)

Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
		d	D	B	r	r_1	динамическая C_r		статическая C_{or}	
							36000	46000	36000	46000
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	Легкая серия								
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,10	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	40,6	27,0	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	50,3	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	60,8	39,3	38,8
36213	46213	65	120	23	2,5	1,2	-	69,4	-	45,9
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	80,2	-	54,8	-
36215	46215	75	130	25	2,5	1,2	-	78,4	-	53,8
36216	46216	80	140	26	3	1,5	93,6	87,9	65,0	60,0
36217	46217	85	150	28	3	1,5	101,0	94,4	70,8	65,1
36218	46218	90	160	30	3	1,5	118,0	111,0	83,0	76,2
36219	-	95	170	32	3,5	2	134,0	-	95,0	-
-	46220	100	180	34	3,5	2	-	148,0	-	107,0

**Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами
(ГОСТ 8328-75)**

Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
		d	D	B	r	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}
2000	12000							
Тип 2000								
Тип 12000								
Легкая серия								
2206	12206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	12207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	12208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	12209	45	85	19	2,0	2,0	44,0	25,5
2210	12210	50	90	20	2,0	2,0	45,7	27,5
2211	12211	55	100	21	2,5	2,0	56,1	34,0
2212	12212	60	110	22	2,5	2,5	64,4	43,0
2213	12213	65	120	23	2,5	2,5	76,5	51,0
2214	12214	70	125	24	2,5	2,5	79,2	51,0
2215	12215	75	130	25	2,5	2,5	91,3	63,0
2216	12216	80	140	26	3,0	3,0	106,0	68,0
2217	12217	85	150	28	3,0	3,0	119,0	78,0
2218	12218	90	160	30	3,0	3,0	142,0	105,0
2220	12220	100	180	34	3,5	3,5	183,0	125,0
Средняя серия								
2305	12305	25	62	17	2,0	2,0	28,6	15,0
2306	12306	30	72	19	2,0	2,0	36,9	20,0
2307	12307	35	80	21	2,5	2,0	44,6	27,0
2308	12308	40	90	23	2,5	2,5	56,1	32,5
2309	12309	45	100	25	2,5	2,5	72,1	41,5
2310	12310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0
2311	12311	55	120	29	3,0	3,0	102,0	67,0
2312	12312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5

Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
		d	D	B	r	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}
2000	12000							
2313	12313	65	140	33	3,5	3,5	138,0	85,0
2314	12314	70	150	35	3,5	3,5	151,0	102,0
2315	12315	75	160	37	3,5	3,5	183,0	125,0
2316	12316	80	170	39	3,5	3,5	190,0	125,0
2317	12317	85	180	41	4,0	4,0	212,0	146,0
2318	12318	90	190	43	4,0	4,0	242,0	160,0
2319	12319	95	200	45	4,0	4,0	264,0	190,0
2320	12320	100	215	47	4,0	4,0	303,0	220,0

Таблица 2П.15

Подшипники роликовые конические однорядные $\alpha=11...16^\circ$

ТУ 37.006.162-89											
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	D	T	B	c	r	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	e	Y
Легкая серия											
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,37	1,5
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,37	1,5
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,37	1,5
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,5
7208	40	80	19,75	20	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,37	1,5
7209	45	85	20,75	19	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,37	1,5

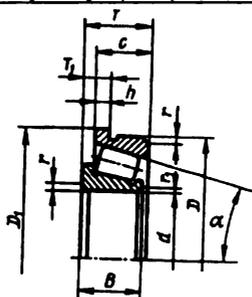
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r₁</i>	динамическая <i>C_r</i>	статическая <i>C_{0r}</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,5
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,37	1,5
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,37	1,5
7214	70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,5
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,37	1,5
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	1,0	112,0	95,0	0,37	1,5
7217	85	150	30,25	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,37	1,5
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,37	1,5
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,2	168,0	131,0	0,37	1,5
7220	100	180	37	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,37	1,5
Средняя серия											
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,34	1,8
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,34	1,8
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	1,8
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,34	1,8
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,34	1,8
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,34	1,8
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,5	0,34	1,8
7311	55	120	31,50	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,34	1,8
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,34	1,8
7313	65	140	36	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,34	1,8
7314	70	150	38	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,34	1,8
7315	75	160	40	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,34	1,8
7317	85	180	44,50	41	35	4,0	1,5	230,0	195,0	0,34	1,7
7318	90	190	46,50	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,34	1,8
ГОСТ 27365-87 (повышенной грузоподъемности)											
Легкая серия											
7204A	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6	0,35	1,7
7205A	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	29,2	21,0	0,37	1,6
7206A	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	38,0	25,5	0,37	1,6
7207A	35	72	18,5	17	15	2	0,8	48,4	32,5	0,37	1,6
7208A	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6
7209A	45	85	21	19	16	2	0,8	62,7	50,0	0,40	1,5
7210A	50	90	22	20	17	2	0,8	74	55,0	0,43	1,4
7211A	55	100	23	21	18	2,5	0,8	84,2	61,0	0,40	1,5
7212A	60	110	24	22	19	2,5	0,8	91,3	70,0	0,40	1,5
7213A	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108,0	78,0	0,40	1,5
7214A	70	125	26,5	24	21	2,5	0,8	119,0	89,0	0,43	1,4
7215A	75	130	27,5	25	22	2,5	0,8	130,0	100,0	0,43	1,4
7216A	80	140	28,5	26	22	3	1	140,0	114,0	0,43	1,4

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	D	T	B	c	r	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	e	Y
Средняя серия											
7304A	20	52	16,5	15	13	2	0,8	31,9	20,0	0,3	-
7305A	25	62	18,5	17	15	2	0,8	41,8	28,0	0,3	-
7306A	30	72	21	19	16	2	0,8	52,8	39,0	0,31	-
7307A	35	80	23	21	18	2,5	0,8	68,2	50,0	0,31	-
7308A	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	80,9	56,0	0,35	1,7
7309A	45	100	27,5	25	22	2,5	0,8	101,0	72,0	0,35	1,7
7310A	50	110	29,5	27	23	3	1	117,0	90,0	0,35	1,7
7311A	55	120	32	29	25	3	1	134,0	110,0	0,35	1,7
7312A	60	130	34	31	26	3,5	1,2	161,0	120,0	0,35	1,7
7313A	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	183,0	150,0	0,35	1,7
7314A	70	150	38,5	35	30	3,5	1,2	209,0	170,0	0,35	1,7
7315A	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	229,0	185,0	0,35	1,7
7316A	80	170	42,5	39	33	3,5	1,2	255,0	190,0	0,35	1,7

Таблица 2П.16

Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце. Размеры борта, мм (из ГОСТ 27365-87)

D	D_1	h для подшипников	
		7200A	7300A
47	51	3,0	3,0
52	57	3,5	3,5
62	67	3,5	4,0
72	77	4,0	4,0
80	85	4,0	4,5
85	90	4,0	-
90	95	4,0	4,5
100	106	4,5	5,0

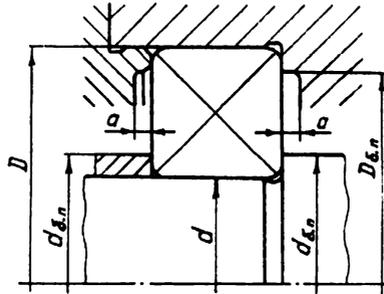


D	D_1	h для подшипников	
		7200А	7300А
110	116	4,5	5,0
120	127	4,5	5,5
125	132	5,0	-
130	137	5,0	5,5
140	147	5,0	6,0
150	158	5,0	7,0
160	168	6,0	7,0

Примечание. Остальные параметры подшипников см. табл. 2П.15

Таблица 2П.17

Диаметры буртиков (заплечиков) $d_{б,н}$ валов и $D_{б,н}$ корпусов для подшипников радиальных шариковых: однорядных (ГОСТ 8338-75) и сферических двухрядных (тип 1000, ГОСТ 28428-90), а также радиальных роликовых: с короткими цилиндрическими роликами (типы 2000 и 12000, ГОСТ 8328-75) и сферических двухрядных (ГОСТ 24698-81)



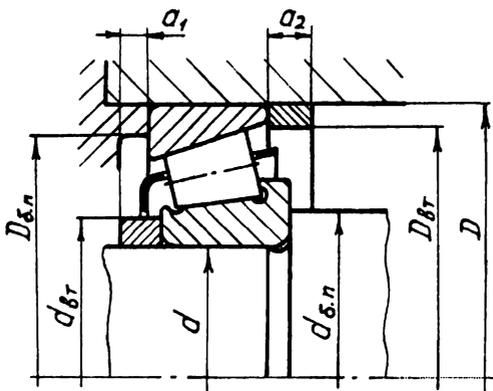
d	D	$d_{б,н}$ не менее	$d_{б,н}$ не более	$D_{б,н}$ не более	$D_{б,н}$ не менее	a , не менее
Легкие серии подшипников						
20	47	25	25,5	42	-	2
25	52	30	30,5	47	-	2
30	62	35	36	57	-	2
35	72	42	-	65	-	2
40	80	46,5	47,5	73	-	2
45	85	52	53	78	-	2
50	90	57	-	83	-	2
55	100	63	-	91	-	3
60	110	68	-	101	-	3

Продолжение табл. 2П.17

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>d</i> _{с.м} не менее	<i>d</i> _{с.м} не более	<i>D</i> _{с.м} не более	<i>D</i> _{с.м} не менее	<i>a</i> , не менее
65	120	73	74	111	-	3
70	125	78	-	116	-	3
75	130	83	85	121	-	3
80	140	90	92	129	-	3
85	150	95	97	139	-	3
90	160	100	103	149	-	3
95	170	106	109	158	155	3
100	180	111	115	168	162	3
105	190	116	120	178	175	3
110	200	121	125	188	184	3
120	215	131	138	203	197	3
130	230	143	150	216	209	4
140	250	153	160	236	228	4
Средние серии диаметров						
20	52	26,5	-	45	-	2
25	62	31,5	32,5	55	-	2
30	72	36,5	39	65	-	2
35	80	43	44	71	-	2
40	90	48	50,5	81	80	2
45	100	53	56	91	89	2
50	110	60	63	99	98	2
55	120	64,4	67	111	109	3
60	130	71	-	118	116	3
65	140	76	78	128	125	3
70	150	81	85	138	136	3
75	160	86	90	148	144	3
80	170	91	98	158	155	3
85	180	98	103	166	163	3
90	190	103	108	176	172	3
95	200	109	115	186	180	3
100	215	113	122	201	195	3
105	225	118	128	211	205	3
110	240	123	135	226	215	3
120	260	133	145	246	232	4

Таблица 2П.18

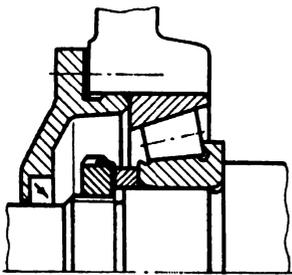
Диаметры буртиков (заплекиков) $d_{б.н}$ валов и $D_{б.н}$ корпусов для роликовых конических однорядных подшипников по ТУ 37.006.162-89 и ГОСТ 27365-85



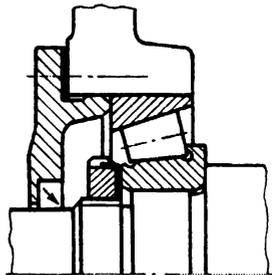
d	D	$d_{б.н}$, не менее	$d_{б.н}$, не более	$d_{ат}$, не, более	$D_{б.н}$, не менее	$D_{б.н}$, не более	$D_{ат}$, не менее	Узкие серии		Широкие серии	
								a_1 , не менее	a_2 , не менее	a_1 , не менее	a_2 , не менее
Легкие серии диаметров											
20	47	26	30	26	39	41	43,5	3	3	-	-
25	52	31	35	31	44	46	48,5	3	3	-	-
30	62	36	41	37	53	55	58,5	3	3	3	4
35	72	42	48	43	61	65	68,5	4	3	4	5
40	80	47	55	48	68	72	75,5	4	3,5	4	5,5
45	85	52	61	53	73	78	81,5	4	4,5	4	5,5
50	90	57	65	57	79	82	86,5	4	4,5	4	5,5
55	100	64	72	63	87	90	90,5	5	4,5	5	5,5
60	110	69	79	69	96	100	105,5	5	4,5	5	5,5
65	120	74	86	75	105	110	115	6	4,5	6	5,5
70	125	79	90	80	110	115	120	6	5	6	6
75	130	84	96	85	115	120	125	6	5	6	6
80	140	90	105	90	124	130	134	6	6	6	7
85	150	95	110	96	132	140	142,5	7	6,5	7	8,5
90	160	100	117	102	140	150	152,5	7	6,5	7	8,5
95	170	107	125	110	148	155	163	7	7,5	7	10
100	180	112	135	114	155	165	170	7	8	7	10
105	190	117	140	122	165	175	181	9	9	7	10
110	200	122	145	125	171	185	190	9	9	9	10
120	215	132	160	135	187	200	205	11	9,5	10	11,5

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>d</i> _{б.п.} , не менее	<i>d</i> _{б.п.} , не более	<i>d</i> _{вт.} , не более	<i>D</i> _{б.п.} , не менее	<i>D</i> _{б.п.} , не более	<i>D</i> _{вт.} , не менее	Узкие серии		Широкие серии	
								<i>a</i> ₁ , не ме- нее	<i>a</i> ₂ , не ме- нее	<i>a</i> ₁ , не ме- нее	<i>a</i> ₂ , не ме- нее
Средние серии диаметров											
20	52	27	33	27	43	45	48,5	3	3	3	4
25	62	32	41	33	53	55	58,5	3	3	4	5
30	72	37	47	38	61	65	68	3	4,5	5	5,5
35	80	44	53	43	68	71	76	5	4,5	5	7,5
40	90	49	60	50	76	80	86	5	5	5	8
45	100	54	68	55	85	90	95	5	5	5	8
50	110	60	74	61	94	100	105	5	6	5	9
55	120	65	81	67	103	110	114	5	6,5	5	10,5
60	130	72	90	72	112	118	124	5	7,5	6	11,5
65	140	77	96	78	121	128	132	6	8	6	12
70	150	82	100	83	129	138	142	6	8	7	12
75	160	87	108	91	138	148	152	6	9	7	13
80	170	92	118	97	147	158	160	6	9,5	7	13,5
85	180	99	125	102	155	166	167	7	10,5	12	14
90	190	104	130	108	163	175	178	7	10,5	12	14
95	200	109	138	115	172	185	187	7	11,5	12	16,5
100	215	114	147	121	183	200	202	7	12,5	12	17,5
102	225	120	154	128	193	-	210	12	12,5	12	17,5
110	240	124	165	135	205	220	225	14	12,5	14	19,5
120	260	134	175	145	219	235	240	14	13,5	14	19,5

Примеры конструкций



Правильно



Недопустимо

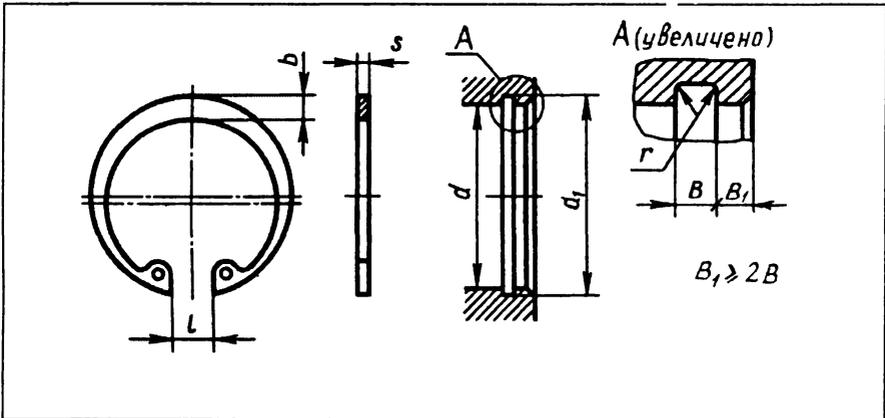
Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрисические (из ГОСТ 13942 – 86)
и канавки для них, мм

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{\text{наиб}}$	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
20	18,6	1,4	0,1	10	1,2	3,2	3
22	20,6	1,4	0,1	11	1,2	3,2	3
23	21,5	1,4	0,1	12	1,2	3,2	3
24	22,5	1,4	0,1	13	1,2	3,6	3
25	23,5	1,4	0,1	14	1,2	3,6	3
26	24,5	1,4	0,1	14	1,2	4,0	3
28	26,5	1,4	0,1	16	1,2	4,0	3
29	27,5	1,4	0,1	16	1,2	4,0	3
30	28,5	1,4	0,1	17	1,2	4,0	3
32	30,2	1,4	0,1	21	1,2	4,4	3
34	32,2	1,4	0,2	22	1,2	4,4	3
35	33,0	1,9	0,2	26	1,7	4,9	6
36	34,0	1,9	0,2	27	1,7	4,9	6
37	35,0	1,9	0,2	28	1,7	4,9	6
38	36,0	1,9	0,2	29	1,7	4,9	6
40	37,5	1,9	0,2	38	1,7	5,5	6
42	39,5	1,9	0,2	39	1,7	5,5	6
45	42,5	1,9	0,2	42	1,7	5,5	6

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{\text{наиб}}$	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
46	43,5	1,9	0,2	43	1,7	5,5	6
48	45,5	1,9	0,2	45	1,7	5,5	6
50	47,0	2,2	0,2	57	2,0	6,0	6
52	49,0	2,2	0,2	59	2,0	6,0	6
54	51,0	2,2	0,2	61	2,0	6,0	6
55	52,0	2,2	0,2	62	2,0	6,0	6
56	53,0	2,2	0,2	64	2,0	6,0	6
58	55,0	2,2	0,2	66	2,0	6,5	6
60	57,0	2,2	0,2	68	2,0	6,5	6
62	59,0	2,2	0,2	71	2,0	6,5	6
65	62,0	2,8	0,3	74	2,5	6,5	6
68	65,0	2,8	0,3	78	2,5	7,0	6
70	67,0	2,8	0,3	80	2,5	7,0	6
72	69,0	2,8	0,3	82	2,5	7,0	6
75	72,0	2,8	0,3	86	2,5	8,0	6

Таблица 2П.20

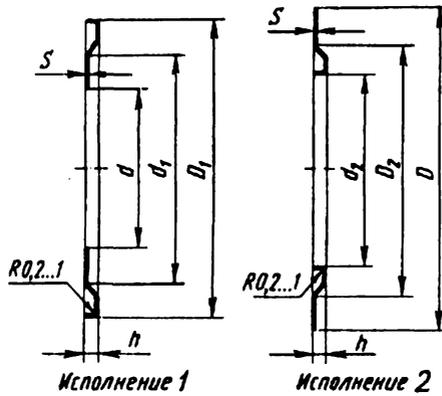
Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические (из ГОСТ 19343 – 86) и канавки для них, мм



Диаметр отверстия <i>d</i>	Канавка			Кольцо			
	<i>d₁</i>	<i>B</i>	<i>r_{наиб}</i>	Допускаемая осевая сила, кН	<i>s</i>	<i>b</i>	<i>l</i>
40	42,5	1,9	0,2	40	1,7	4,2	12
42	44,5	1,9	0,2	42	1,7	4,2	12
45	47,5	1,9	0,2	45	1,7	4,2	14
46	48,5	1,9	0,2	45	1,7	4,5	14
47	49,5	1,9	0,2	47	1,7	4,5	14
48	50,5	1,9	0,2	48	1,7	4,5	14
50	53,0	1,9	0,2	60	1,7	4,5	14
52	55,0	1,9	0,2	62	1,7	5,1	16
54	57,0	1,9	0,2	64	1,7	5,1	16
55	58,0	1,9	0,2	66	1,7	5,1	16
56	59,0	1,9	0,2	67	1,7	5,1	16
58	61,0	1,9	0,2	69	1,7	5,1	16
60	63,0	1,9	0,2	72	1,7	5,1	16
62	65,0	1,9	0,2	74	1,7	5,1	16
65	68,0	1,9	0,2	78	1,7	5,1	16
68	71,0	1,9	0,2	81	1,7	5,1	16
70	73,0	1,9	0,2	84	1,7	6,1	16
72	75,0	1,9	0,2	86	1,7	6,1	18
75	78,0	1,9	0,2	89	1,7	6,1	18
78	81,0	2,2	0,2	93	2,0	6,1	18
80	83,5	2,2	0,2	112	2,0	6,1	18
82	85,5	2,2	0,2	114	2,0	6,1	18
85	88,5	2,2	0,2	118	2,0	6,1	20
88	91,5	2,2	0,2	123	2,0	6,1	20
90	93,5	2,2	0,2	125	2,0	7,3	20
92	95,5	2,2	0,2	128	2,0	7,3	20
95	98,5	2,2	0,2	133	2,0	7,3	20
98	101,5	2,2	0,2	137	2,0	7,3	20
100	103,5	2,2	0,2	139	2,0	7,3	20
102	106	2,8	0,3	163	2,5	7,3	22
105	109	2,8	0,3	168	2,5	7,3	22
108	112	2,8	0,3	173	2,5	8,5	22
110	114	2,8	0,3	175	2,5	8,5	22
112	116	2,8	0,3	178	2,5	8,5	22
115	119	2,8	0,3	183	2,5	8,5	22
120	124	2,8	0,3	191	2,5	8,5	22
125	129	2,8	0,3	198	2,5	9,7	22
130	134	2,8	0,3	206	2,5	9,7	24

Пример обозначения кольца для отверстия $d=80$ мм: Кольцо 80 ГОСТ 13943-86

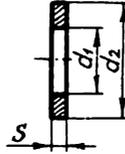
Стальные уплотнительные шайбы, мм



Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение 1			Исполнение 2		
d	D	s	h	D_1	d	d_1	d_2	D	D_2
20	47	0,3	2	41,2	20	29	25,7	47	37
20	52	0,3	2	44,8	20	33	27,2	52	40
25	52	0,3	2,5	47	25	36	31,5	52	42
25	62	0,3	2,5	54,8	25	40	32,2	62	47
30	62	0,3	2,5	56,2	30	44	36,3	62	47
30	72	0,3	2,5	64,8	30	48	37,2	72	56
35	72	0,3	2,5	64,8	35	48	43	72	56
35	80	0,3	2,5	70,7	35	54	45	80	65
40	80	0,3	3	72,7	40	57	48	80	62
40	90	0,3	3	80,5	40	60	51	90	70
45	85	0,3	3	77,8	45	61	53	85	68
45	100	0,3	3	90,8	45	75	56	100	80
50	90	0,3	3	82,8	50	67	57,5	90	73
50	110	0,3	3	98,9	50	80	62	110	86
55	100	0,3	3	90,8	55	75	64,5	100	80
55	120	0,3	3	108	55	89	67	120	93
60	110	0,3	3	100,8	60	85	70	110	85
60	130	0,3	3	117,5	60	95	73	130	102
65	120	0,3	3	110,5	65	90	74,5	120	95
65	140	0,3	3,5	127,5	65	100	72,5	140	110
70	125	0,3	3,5	115,8	70	95	79,5	125	102
70	150	0,5	3,5	137	70	110	82,6	150	120
75	130	0,5	3,5	120,5	75	100	85	130	105
75	160	0,5	3,5	147	75	110	87,2	160	125

Шайбы (из ГОСТ 11371-78), мм

Исполнение 1



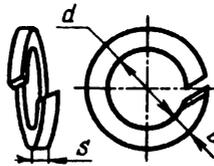
Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d_1	d_2	s
6	6,4	12,5	1,6
8	8,4	17,0	1,6
10	10,5	21,0	2,0
12	13,0	24,0	2,5
14	15,0	28,0	2,5
16	17,0	30,0	3,0
18	19,0	34,0	3,0
20	21,0	37,0	3,0
22	23,0	39,0	3,0
24	25,0	44,0	4,0

Примечания: 1. Пример условного обозначения шайбы исполнения 1 для крепежной детали диаметром 12 мм, установленной толщины, из материала группы 02 (сталь ВСт 3), с покрытием 02 толщиной 9 мкм:
Шайба 12.02 В Ст 3.029 ГОСТ 11371-78 .

2. Стандарт предусматривает шайбы исполнения 2 – с фасками

Таблица 2П.23

Шайбы пружинные (из ГОСТ 6402-70), мм



Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d	$s = b$	Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки		
			d	$s = b$	
6	6,1	1,6	18	18,3	4,0
8	8,1	2,0	20	20,5	4,5
10	10,2	2,5	22	22,5	5,0
12	12,2	3,0	24	24,5	5,5

14 16	14,2 16,3	3,2 3,5	27	27,5	6,0
<p>Примечание. Пример условного обозначения пружинной шайбы для болта, винта, шпильки диаметром резьбы 12 мм из стали 65Г, с покрытием 02 толщиной 9 мкм: Шайба 12.65 Г. 029 ГОСТ 6402-70</p>					

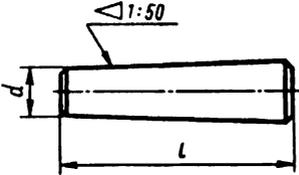
Таблица 2П.24

Концевые шайбы (из ГОСТ 14734 – 69), мм

Обозначение	D	H	A±0,2	d	d ₂	c	D ₀	d ₃	d ₄ K7	l	l ₁	Болт по ГОСТ 7798-70	Штифт по ГОСТ 3128-70
7019—0623	32		9				24...28						
7019—0625	36		10				28...32						
7019—0627	40	5	10	6,6	4,5	1,0	32...36	M6	4	18	12	M6×16	2.4 × 12
7019—0629	45		12				36...40						
7019—0631	50		16				40...45						
7019—0633	56		16				45...50						
7019—0635	63		20				50...55						
7019—0637	67		20				55...60						
7019—0639	71	6	25	9,0	5,5	1,6	60...65	M8	5	22	15	M8×20	2.5 × 16
7019—0641	75		25				65...70						
7019—0643	85		28				70...75						
7019—0645	90		28				75...80						
<p>Примечание. Пример условного обозначения концевой шайбы D=50 мм: Шайба 7019 – 0631 ГОСТ 14734 – 69 .</p>													

Таблица 2П.25

Штифты конические, исполнение 2, класс точности В (из ГОСТ 3129—70), мм



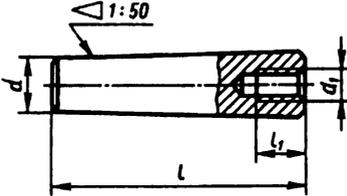
<i>d</i>	6	8	10	12
<i>l</i>	20...40	25...50	30...60	35...70

Примечания:

1. Размер *l* в заданных пределах брать из ряда чисел 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80.
2. Пример условного обозначения конического штифта $d=10$ мм, $l=50$ мм:
Штифт 2.10×50 ГОСТ 3129 – 70.

Таблица 2П.26

Штифты конические с внутренней резьбой, исполнение 2, класс точности В (из ГОСТ 9464—79), мм



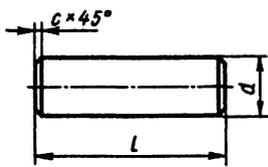
<i>d</i>	8	10	12	16
<i>d</i> ₁	M5	M6	M8	M10
<i>l</i> ₁	9	10	12	16
<i>l</i>	25...50	30...60	35...70	40...80

Примечания:

1. Размер *l* в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл.2 П.25.
2. Пример условного обозначения конического штифта с внутренней резьбой и размерами штифта $d=10$ мм, $l=60$ мм:
Штифт 2.10×60 ГОСТ 9464 – 79.

Таблица 2П.27

Штифты цилиндрические, исполнение 2, класс точности В (из ГОСТ 3128 – 70), мм



d	6	8	10	12	16
c	1	1,2	1,6	1,6	2
l	20...40	25...50	30...60	35...70	40...80

Примечания:

1. Размер l в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл.2 П.25.
2. Пример условного обозначения штифта $d=10$ мм, $l=60$ мм:
Штифт 2.10×60 ГОСТ 3128 – 70.
3. Предельные отклонения диаметра d – по тб (h8 , h11)

Таблица 2П.28

Технические требования к крепежным резьбовым деталям

Класс прочности		σ_B , МПа	σ_T , МПа	Марка стали	
Болта, винта, шпильки	гайки			Болт, винт, шпилька	гайка
3.6	4	300...490	200	Ст 3; 10	Ст 3
4.6	5	400...550	240	20	
4.8			320	0; 10кп	
5.6	6	500...700	300	30; 35	10
5.8			400	10*; 10кп*; 20	
6.6	8	600...800	360	35; 45; 40Г	15
6.8			480		
8.8	10	800...1000	640	35**; 35Х; 38ХА; 45Г	20; 35; 45
9.8		900...1000	720	35Х; 38ХА; 45Г	
10.9	12	1000...1200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА; 16ХСН	35 Х; 38 ХА
12.9		1200...1400	1080	35ХГСА	

- Примечания:** 1. Классы прочности болтов, винтов и шпилек при нормальной температуре установлены ГОСТ 1759.4 – 87. Класс прочности обозначен двумя числами, разделенными точкой. Первое из этих чисел, умноженное на 100, определяет минимальную величину σ_B в МПа, второе число, умноженное на 10, – отношение σ_T к σ_B в процентах. Произведение чисел, умноженное на 10, определяет σ_T в МПа.
2. Для гаек из углеродистых нелегированных и легированных сталей при нормальной температуре установлены по ГОСТ 1759.5 – 87 следующие классы прочности: 4; 5; 6; 8; 9; 10; 12 – для гаек с номинальной высотой $H \geq 0,8 d$; 04; 05 – для гаек с номинальной высотой $0,5 \leq H < 0,8 d$.
3. * Для болтов, винтов и шпилек с $d \leq 12$ мм.
4. ** Для болтов, винтов и шпилек с $d \leq 16$ мм.
5. Крепежные изделия выпускаются грубой точности (класс С), нормальной точности (класс В) и повышенной точности (класс А) без покрытий или с покрытиями.
6. Условное обозначение видов покрытий крепежных деталей:

Вид покрытия	Условное обозначение вида покрытия:	
	а) по ГОСТ 9.306 – 85	б) цифровое
Цинковое, хромированное	Ц, Хр	01
Кадмиевое, хромированное	Кд, Хр	02
Многослойное: медь – никель	М, Н	03
Многослойное: медь – никель – хром	М, Н, Х, б	04
Окисное, пропитанное маслом	Хим. Окс. прм	05
Фосфатное, пропитанное маслом	Хим. Фос. прм	06
Оловянное	О	07
Медное	М	08
Цинковое	Ц	09
Цинковое, горячее	Гор. Ц	09
Окисное, наполненное хроматами	Ан. Окс. нхр	10
Окисное из кислых растворов	Хим. Пас	11
Серебряное	Ср	12
Никелевое	Н	13

7. Толщину покрытия для определенного материала выбирают по ГОСТ 9.303 – 84.

8. По ГОСТ 1759.0 – 87 полные условные обозначения болтов, винтов и шпилек из углеродистых сталей классов прочности 3.6 ... 6.8, гайк из углеродистых сталей классов прочности 4 ... 8 и 04 должны содержать следующие сведения (например):

Болт А2 М12 × 1,5 LH – 6g×60.58.С. 029 ГОСТ ... ,

где Болт – наименование детали; А – класс точности (класс точности В не указывают если предусмотрены на данное изделие классы точности А и В); 2 – исполнение (исполнение 1 не указывают); М12 – тип и номинальный диаметр резьбы; 1,5 – мелкий шаг резьбы в мм (крупный шаг резьбы не указывают); LH – левая резьба (для правой не указывают); 6g – поле допуска резьбы; 60 – длина болта; 58 – класс прочности (точку между цифрами не ставят) или группа; С – указание о применении спокойной стали (при обозначении изделия, изготовленного из автоматной стали, после числа, обозначающего класс прочности, указывают букву А); 02 – цифровое обозначение вида покрытия (без покрытия не указывают); 9 – толщина покрытия (9 мкм); ГОСТ ...

9. В условном обозначении болтов, винтов и шпилек классов прочности 8.8 и выше и гаек классов прочности 5, 8 и выше изделий из коррозионно-стойких, жаростойких, жаропрочных и теплоустойчивых сталей вместо указания о применении спокойной стали обозначают марку применяемой стали.
10. Если стандартом на конкретные болт, винт или шпильку предусмотрено три класса точности, то в условном обозначении перед исполнением ставят соответствующую букву (А, В или С).

Таблица 2П.29

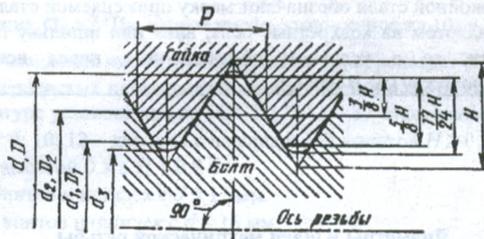
**Диаметры и шаги метрической резьбы
(выборка из ГОСТ 8724 – 81)**

Диаметр d , мм	Шаг P , мм	
	крупный	мелкий
6	1	0,75; 0,5
8	1,25	1; 0,75; 0,5
10	1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5
12	1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
14*	2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
16	2	1,5; 1; 0,75; 0,5
18*	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
20	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
22*	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
24	3	2; 1,5; 1; 0,75
27*	3	2; 1,5; 1; 0,75
30	3,5	2; 1,5; 1; 0,75
33*	3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
36	4	3; 2; 1,5; 1
39*	4	(3); 2; 1,5; 1
42	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
45*	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
48	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
52*	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
56	5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
60*	(5,5)	4; 3; 2; 1,5; 1
64	6	4; 3; 2; 1,5; 1
68*	6	4; 3; 2; 1,5; 1
72	–	6; 4; 3; 2; 1,5; 1

Примечания : 1. Резьбы, диаметры которых не отмечены звездочками составляют первый ряд, отмеченные звездочками - второй ряд.
2. Следует предпочитать первый ряд.
3. Стандарт предусматривает 3-й ряд.
4. Шаги резьб, заключенные в скобки, по возможности не применять.

Метрическая резьба (ГОСТ 24705 – 81)

Размеры, мм



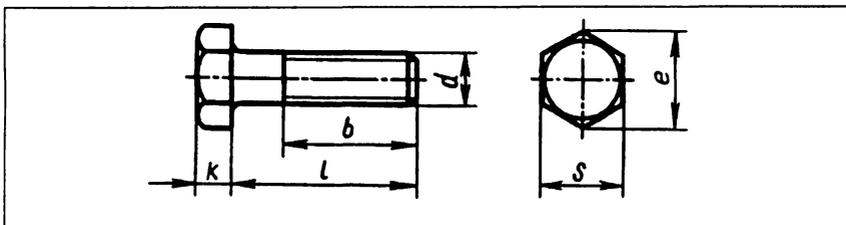
Диаметр d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
6	1	6	5,350	4,917	4,773
6	0,75	6	5,513	5,188	5,080
6	0,5	6	5,675	5,459	5,387
8	1,25	8	7,188	6,647	6,466
8	1	8	7,350	6,917	6,773
8	0,75	8	7,513	7,188	7,080
8	0,5	8	7,675	7,459	7,387
10	1,5	10	9,026	8,376	8,160
10	1,25	10	9,188	8,647	8,466
10	1	10	9,350	8,917	8,773
10	0,75	10	9,513	9,188	9,080
10	0,5	10	9,675	9,459	9,387
12	1,75	12	10,863	10,106	9,853
12	1,5	12	11,026	10,376	10,160
12	1,25	12	11,188	10,647	10,466
12	1	12	11,350	10,917	10,773
12	0,75	12	11,513	11,188	11,080
12	0,5	12	11,675	11,459	11,387
14	2	14	12,701	11,835	11,546
14	1,5	14	13,026	12,376	12,160
14	1,25	14	13,188	12,647	12,466
14	1	14	13,350	12,917	12,773
14	0,75	14	13,513	13,188	13,080
14	0,5	14	13,675	13,459	13,387
16	2	16	14,701	13,835	13,546
16	1,5	16	15,026	14,376	14,160
16	1	16	15,350	14,917	14,773
16	0,75	16	15,513	15,188	15,080
16	0,5	16	15,675	15,459	15,387

Диаметр d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
18	2,5	18	16,376	15,294	14,933
18	2	18	16,701	15,835	15,546
18	1,5	18	17,026	16,376	16,160
18	1	18	17,350	16,917	16,773
18	0,75	18	17,513	17,188	17,080
18	0,5	18	17,675	17,459	17,387
20	2,5	20	18,376	17,294	16,933
20	2	20	18,701	17,835	17,546
20	1,5	20	19,026	18,376	18,160
20	1	20	19,350	18,917	18,773
20	0,75	20	19,513	19,188	19,080
20	0,5	20	19,675	19,459	19,387
22	2,5	22	20,376	19,294	18,933
22	2	22	20,701	19,835	19,546
22	1,5	22	21,026	20,376	20,160
22	1	22	21,350	20,917	20,773
22	0,75	22	21,513	21,188	21,080
22	0,5	22	21,675	21,459	21,387
24	3	24	22,051	20,752	20,319
24	2	24	22,701	21,835	21,546
24	1,5	24	23,026	22,376	22,160
24	1	24	23,350	22,917	22,773
24	0,75	24	23,513	23,188	23,080

Таблица 2П.31

**Болты с шестигранной головкой класса точности А (ГОСТ 7805 – 70);
болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А (ГОСТ 7808 – 70)**

Размеры в мм



d	Головка болта						l	b	b = l при l ≤
	ГОСТ 7805 – 70			ГОСТ 7808 – 70					
	S	k	e	S	k	e			
6	10	4,0	11,0	—	—	—	8...90	18	20
8	13	5,5	14,4	12	5	13,2	8...100	22	25
10	17	7,0	18,9	14	6	15,5	10...150	26	30
12	19	8,0	21,1	17	7	18,9	14...150	30	32
(14)	22	9,0	24,5	19	8	21,1	16...150	34	38
16	24	10,0	26,8	22	9	24,5	18...150	38	40
(18)	27	12,0	30,2	24	10	26,8	20...150	42	45
20	30	13,0	33,6	27	11	30,2	25...150	46	50
(22)	32	14,0	35,8	30	12	33,6	30...150	50	55
24	36	15,0	40,3	32	13	35,8	32...150	54	60
(27)	41	17	45,9	36	15	40,3	35...150	60	65
30	46	19,0	51,6	41	17	45,9	40...150	66	70
36	55	23,0	61,7	50	20	56,1	50...150	78	85
42	65	26,0	73,0	60	23	67,4	55...150	90	100
48	75	30,0	84,3	70	26	78,6	65...150	102	110

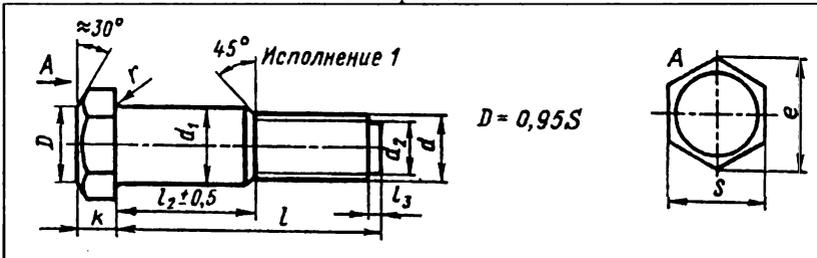
Примечания: 1. Класс А – повышенной точности. 2. Болт исполнения 1 – без отверстий в головке и стержне. 3. Размер d в скобках по возможности не применять. 4. Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150 мм. 5. Пример условного обозначения болта по ГОСТ 7805 – 70 при d = 12 мм, длиной l = 60 мм, класса прочности 6.6, исполнения 1 с крупным шагом резьбы поля допуска 6g, с покрытием 05 (окисное, пропитанное маслом) в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. 2П.28:

Болт М12 – 6g × 60.66.05 ГОСТ 7805 – 70

Таблица 2П.32

Болты класса точности А с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки по ГОСТ 7817 – 80

Размеры в мм



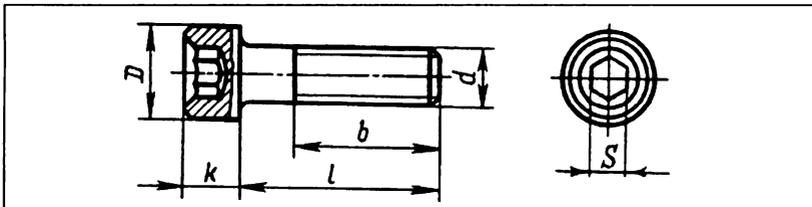
d	d_1	S	k	e	d_2	l_3	r	l	$l-l_2$	l	$l-l_2$
6	7	10	4	11,0	4	1,5	0,5	18...35	12	38...75	15
8	9	12	5	13,2	5,5	1,5	0,5	28...35	15	38...80	18
10	11	14	6	15,5	7	2	0,6	30...35	18	110...120	25
								38...150	20		
<u>12</u>	<u>13</u>	<u>17</u>	<u>7</u>	<u>18,9</u>	<u>8,5</u>	<u>2</u>	<u>0,8</u>	<u>32...105</u>	<u>22</u>	<u>110...180</u>	<u>28</u>
(14)	15	19	8	21,1	10	3	0,8	40...105	25	110...200	30
16	17	22	9	24,5	12	3	1,0	45...105	28	110...200	32
(18)	19	24	10	26,8	13	3	1,0	55...105	30	110...200	35
20	21	27	11	30,2	15	4	1,0	55...105	32	110...200	38
(22)	23	30	12	33,6	17	4	1,0	55...105	35	110...200	40
24	25	32	13	35,8	18	4	1,2	60...105	38	110...200	45
(27)	28	36	15	40,3	21	5	1,2	70...105	42	110...200	48
30	32	41	17	45,9	23	5	1,2	75...210	50	220...240	60
36	38	50	20	56,1	28	6	1,6	90...210	55	220...300	65
42	44	60	23	67,4	33	7	1,6	110...210	65	220...300	75
48	50	70	26	78,6	38	8	1,6	120...210	70	220...300	80

Примечания: 1. Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300 мм.
 2. Размер d_1 , заключенный в скобки, по возможности не применять.
 3. Пример условного обозначения болта при $d = 12$ мм, длиной $l = 50$ мм класса прочности 10.9 из стали 40X с крупным шагом резьбы поля допуска 6g без покрытия:
 Болт М12 – 6gх50.109.40X ГОСТ 7817 – 80

Таблица 2П.33

Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» класса точности А (ГОСТ 11738 – 84)

Размеры в мм



d	D	k	S	l	b	l	b	$b=l$ при $l \leq$
6	10	6	5	10...60	18	—	—	20
8	13	8	6	12...80	22	—	—	25
10	16	10	8	16...100	26	—	—	30
12	18	12	10	18...120	30	130	36	30
(14)	21	14	12	20...120	34	130	38	40
16	24	16	14	25...120	38	130...160	44	40
20	30	20	17	30...120	46	130...200	52	50
24	36	24	19	35...120	54	130...200	60	60
30	45	30	22	55...120	66	130...200	72	70
36	54	36	27	70...120	78	130...200	84	85
42	63	42	32	80...120	90	130...200	96	95
48	72	48	36	90...120	102	130...200	108	110

Примечания: 1. Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200 мм.

2. Винты с диаметрами d , заключенными в скобки, по возможности не применять.

3. Механические свойства винтов должны соответствовать классам прочности 8.8 и 12.9. Допускается изготавливать винты с механическими свойствами, соответствующими классам прочности 5.6; 6.6; 6.8 и 10.9.

4. Винты должны изготавливаться с покрытиями: окисным, пропитанным маслом (05); цинковым хроматированным (01) и кадмиевым хроматированным (02). Толщина покрытий 6...9 мкм. Допускается изготавливать винты без покрытия.

5. Примеры условных обозначений в соответствии с рекомендациями табл. 2П.28:

5.1. Винт с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы поля допуска 6g, длиной $l = 25$ мм, класса прочности 6.6 с покрытием 05:

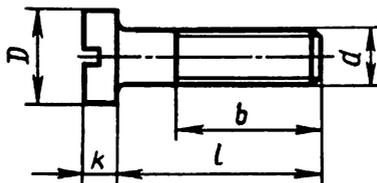
Винт М12 – 6g×25.66.05 ГОСТ 11738 – 84.

5.2. То же класса прочности 10.9, из стали 40X:

Винт М12 – 6g×25.109.40X.05 ГОСТ 11738 – 84

Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В по ГОСТ 1491 – 80

Размеры в мм



d	D	k	l	b	$b = l$ при $l \leq$
6	10	4	8...50	18	20
8	13	5	12...60	22	25
10	16	6	20...70	26	30
12	18	7	25...80	30	30
16	24	9	30...90	38	40
20	30	11	40...120	46	50

Примечания: 1. Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110 мм.

2. Примеры условных обозначений винтов:

2.1. Винт класса точности А, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска $6g$, длиной $l = 40$ мм, класса прочности 5.6 без покрытия:

Винт А. М12 – 6g × 40.56 ГОСТ 1491 – 80.

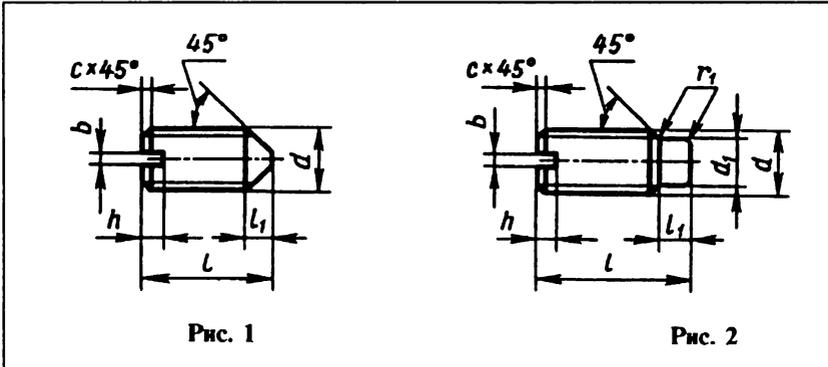
2.2. То же, класса точности В с покрытием 05:

Винт В. М12 – 6g × 40.56.05 ГОСТ 1491 – 80.

2.3. Условные обозначения винтов для других технических требований, предъявляемых к ним, см. табл. 2П.28.

Винты установочные с прямым шлицем классов точности А и В: с коническим концом (из ГОСТ 1476 – 93); с цилиндрическим концом (из ГОСТ 1478 – 93)

Размеры в мм



Общие размеры				По ГОСТ 1476–93 (рис. 1)		По ГОСТ 1478 – 93 (рис 2)			
<i>d</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>c</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> от ... до	<i>d</i> ₁	<i>r</i> ₁ , не более	<i>l</i> ₁	<i>l</i> от...до
5	0,8	1,8	1,0	—	5—25	3,5	0,3	2,5	8—25
6	1,0	2,0	1,0	2,5	6—30	4,5	0,4	3,0	8—35
8	1,2	2,5	1,6	3,0	8—40	6,0	0,4	4,0	10—40
10	1,6	3,0	1,6	4,0	10—50	7,5	0,5	4,5	12—50
12	2,0	3,5	1,6	5,0	12—50	9,0	0,6	6,0	14—50

Примечания:

- Ряд длин *l* винтов: 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 30; 35; 40; 45; 50 мм.
- Длины *l*, приведенные в скобках, применять не рекомендуется.
- Примеры условных обозначений:
 - Винт с коническим концом по ГОСТ 1476 – 93 класса точности А, с диаметром резьбы *d* = 12 мм, с полем допуска 6g, длиной *l* = 40 мм, класса прочности 14Н, без покрытия:
Винт А. М12 – 6g × 40.14Н ГОСТ 1476 – 93.
 - То же, класса точности В с покрытием 05:
Винт В. М12 – 6g × 40.14Н.05 ГОСТ 1476 – 93

**Шпильки классов точности А и В с винчиваемым концом длиной
1*d* (ГОСТ 22032 – 76), 1,25*d* (ГОСТ 22034 – 76), 1,6*d* (ГОСТ 22036 – 76)**

Размеры в мм

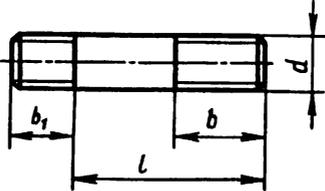
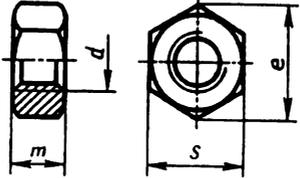
					
<i>d</i>	8	10	12	16	20
<i>b</i> ₁	8; 10; 14	10; 12; 16	12; 15; 20	16; 20; 25	20; 25; 32
<i>l</i>	<i>b</i>				
16	10	12	–	–	–
20	14	16	–	–	–
25	19	18	18	–	–
30	22	22	22	–	–
35	22	26	26	26	–
40	22	26	30	30	30
45	22	26	30	34	34
50	22	26	30	38	38
55	22	26	30	38	42
60 ... 150	22	26	30	38	46
<p>Примечания: 1. Размер <i>l</i> от 60 до 150 мм брать из ряда чисел: 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150 мм.</p> <p>2. Пример условного обозначения шпильки с диаметром резьбы <i>d</i> = 12 мм, с крупным шагом резьбы поля допуска 6g, длиной <i>l</i> = 100 мм, с винчиваемым концом <i>b</i>₁ = 1,25 <i>d</i>, класса прочности 6.6 с покрытием 05 в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. 2П.28:</p> <p align="center">Шпилька М12 – 6g × 100.66.05 ГОСТ 22034 – 76</p>					

Таблица 2П.37

Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» класса точности А
(из ГОСТ 2524 – 70), мм



<i>d</i>	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24
<i>S</i>	12	14	17	19	22	24	27	30	32
<i>e</i>	13,2	15,5	18,9	21,9	24,5	27,6	30,2	34,6	35,8
<i>m</i>	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19

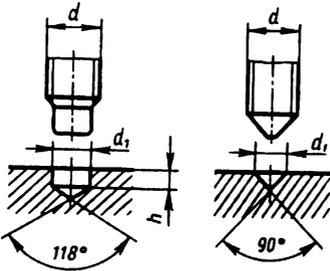
Примечания: 1. Пример условного обозначения гайки исполнения 1 диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6Н, класса прочности 5, без покрытия:
Гайка М12 – 6Н.5 ГОСТ 2524 – 70.

2. То же, с покрытием 05:
Гайка М12 – 6Н.5.05 ГОСТ 2524 – 70

3. Размеры гаек без скобок предпочтительны к применению

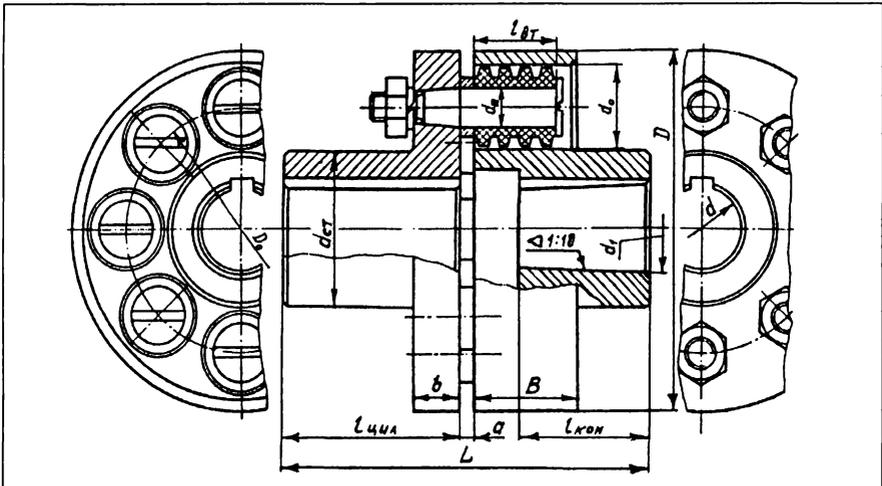
Таблица 2П.38

Отверстия под установочные винты
(по ГОСТ 12415 – 80), мм



<i>d</i>	5	6	8	10	12
<i>d</i> ₁	3,5	4,5	6,0	7,0	9,0
<i>h</i>	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93



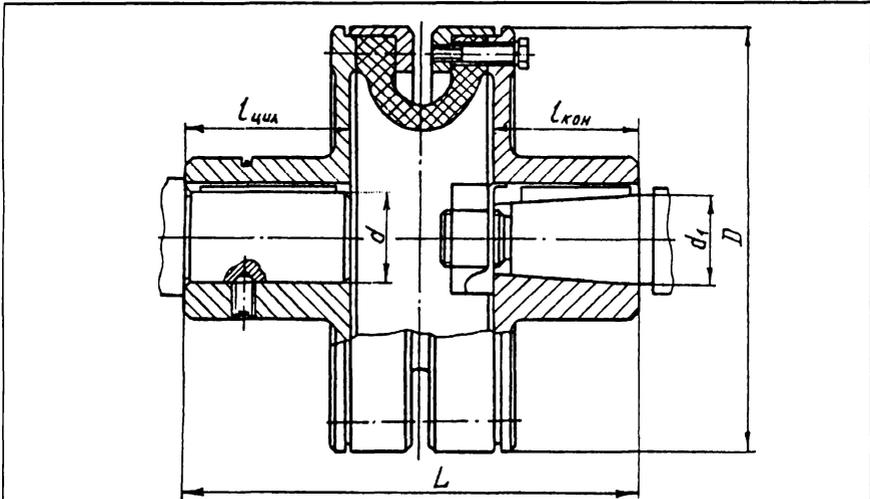
Номинальный вращающий момент T , Н·м	Размеры в мм													
	$d; d_1$	D	$l_{цил}$		$l_{кон}$		L				b	B	$d_{ст}$	a
			Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4				
31,5	16; 18; 19	90	40	28	30	18	84	60	84	60	16	20	32	4
63	20; 22; 24	100	50	36	38	24	104	76	104	76	16	20	38	4
125	25; 28	120	60	42	44	26	125	89	125	89	18	32	50	5
	30	120	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	56	5
250	32; 35; 36; 38	140	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	67	5
	40; 42; 45	140	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	75	5
500	40; 42; 45	170	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	80	5
710	45; 48; 50	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
	55; 56	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
1000	50; 55; 56	220	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	100	6
	60; 63; 65; 70	220	140	105	107	72	286	216	286	216	24	40	120	6
2000	63; 65; 71; 75	250	140	105	107	72	288	218	288	218	30	48	130	8
	80; 85; 90	250	170	130	135	195	348	268	348	268	30	48	150	8

Примечания: 1. Полумуфты изготавливают следующих исполнений :								
1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66;								
2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;								
3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72;								
4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72;								
2. Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента.								
3. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом $T=710$ Нм : одна из полумуфт диаметром $d=48$ мм, исполнения 1, другая диаметром $d=45$ мм исполнения 4, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):								
Муфта упругая втулочно – пальцевая								
710 – 48 – 1 – 45 – 4 У3 ГОСТ 21424 – 93								

Таблица 2П.40

**Муфты упругие втулочно-пальцевые
по ГОСТ 21424 – 93**

$T, \text{Н}\cdot\text{м}$		31,5	63	125	250	500	710	1000	2000
Частота вращения $n, \text{мин}^{-1}$ (не более)		6350	5700	4600	3800	3600	3000	2850	2300
Смещение осей валов (не более)	радиальное $\Delta, \text{мм}$	0,2		0,3			0,4		
	угловое $\gamma, \text{град}$	1'30"				1'00"			
	осевое $\lambda, \text{мм}$	3							
Дополнительные размеры (см. рис. в табл.2П.39)	d_0	20	20	28	28	28	36	36	48
	$l_{вг}$	13	13	26	26	26	33	33	41
	$d_{п}$	10	10	14	14	14	18	18	24
	D_0	63	71	90	105	130	140	160	200
	число пальцев	4	6	4	6	8	8	10	10

Муфты упругие с торообразной оболочкой вогнутого профиля
по ГОСТ 20884 – 93

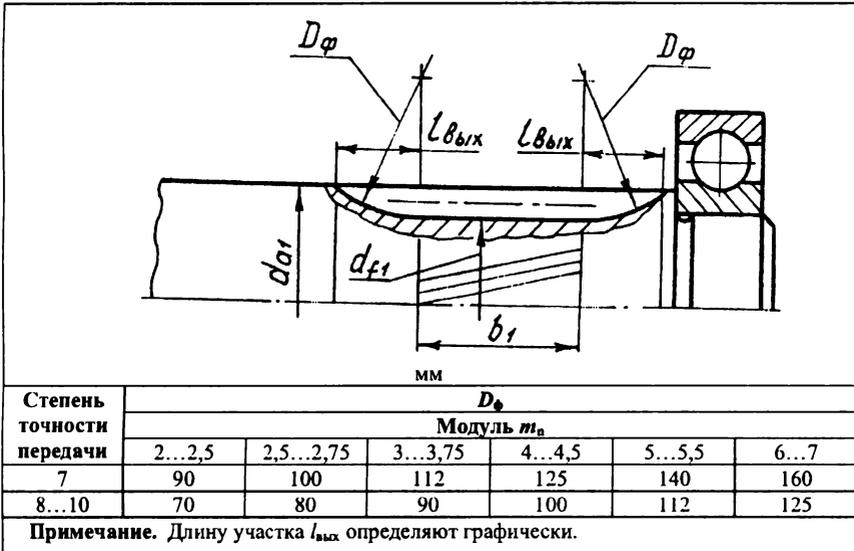
Размеры, мм

Номинальный вращающий момент T , Н·м	$d; d_1$	D	L , не более				Допускаемая частота вращения, c^{-1}	Допускаемое смещение полумуфт		
			$L_{цил}$	$L_{кон}$	$l_{цил}$	$l_{кон}$		Радиальное Δ , мм	Угловое γ	Осевое λ , мм
40	18; 19; 20; 22; 24	130	120	100	38	26	86	1,0	2°	1,6
	25		135	100	44	28				
63	22; 24	150	130	105	38	26	80	2,0	2°30'	2,5
	25; 28		140	110	44	28				
	30		175	135	60	40				
100	25; 28	170	145	115	44	28	70	2,5	3°	3,0
	30; 32; 35; 36		180	140	60	40				
160	30; 32; 35; 36; 38	190	190	150	60	40	61,6	2,5	3°	3,0
250	32; 35; 36; 38	220	200	155	60	40	53,0			
	40; 42; 45		245	200	80	60				

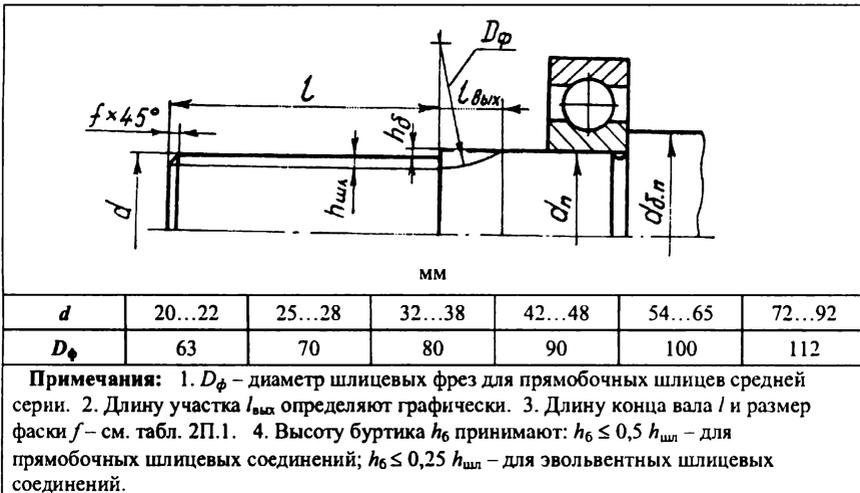
Номинальный вращающий момент $T, \text{Н}\cdot\text{м}$	$d; d_1$	D	L , не более		$l_{\text{цпл}}$	$l_{\text{кон}}$	Допускаемая частота вращения, с^{-1}	Допускаемое смещение полумуфт		
			$L_{\text{цпл}}$	$L_{\text{кон}}$				Радиальное Δ , мм	Угловое γ	Осевое λ , мм
400	36; 38	260	210	170	60	40	47,3	2,5	3°30'	3,6
	40; 42; 45; 48; 50		260	210	84	60				
630	45; 48; 50; 53; 55; 56	300	275	225	84	60	42,0	3,2	4°	4,0
1000	55; 56;	340	290	240	84	60	37,7			
	60; 63; 65; 70; 71		330	270	108	75	31,7			
1600	65; 70; 71; 75	350	325	260	108	75	34,8	3,5	5°	5,0
	80; 85		375	300	132	95				
2500	75	410	345	280	108	75	31,5	4,0	5°30'	6,0
	80; 85; 90; 95		395	320	132	95	31,5			
4000	85; 90; 95	460	415	340	132	95	25	5,0	5°30'	7,0
	100; 105; 110; 120		485	400	168	125	25			
6300	100; 105; 110; 120; 125	540	510	420	168	125	22	6,0	6°	8,0
	130		585	485	204	155				
10000	110; 120; 125	620	535	450	168	125	19,2	6,0	6°	9,0
	130; 140; 150		610	510	204	155				
16000	125	710	510	485	168	125	18	6,0	6°	9,0
	130; 140; 150		645	545	204	155				
	160; 170; 180		720	605	244	185				

Примечания: 1. Данные муфты, как и втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93, выпускаются исполнений 1, 2, 3 и 4 (см. примечание к табл. 2П.39, п. 1...2).
 2. В данной таблице размеры $l_{\text{цпл}}$ и $l_{\text{кон}}$ приведены для коротких валов.

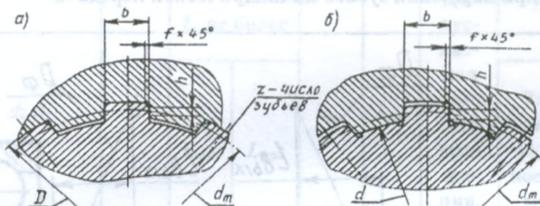
Конструкция вала-шестерни с участками выхода фрезы при нарезании зубов цилиндрической передачи



Цилиндрические концы валов со шлицами



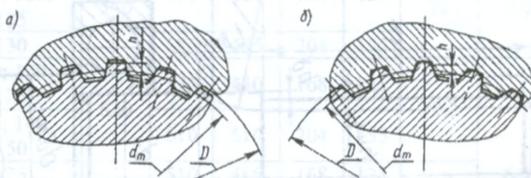
Прямоугольные шлицевые соединения (из ГОСТ 1139-80)



Основные размеры	d, мм														
	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
Легкая серия															
D, мм	-	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
z	-	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b, мм	-	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f, мм	-	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Средняя серия															
D, мм	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
z	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b, мм	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f, мм	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Тяжелая серия															
D, мм	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
z	10	10	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	20	20	20
b, мм	3	4	4	4	5	5	6	7	5	5	6	7	6	7	8
f, мм	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

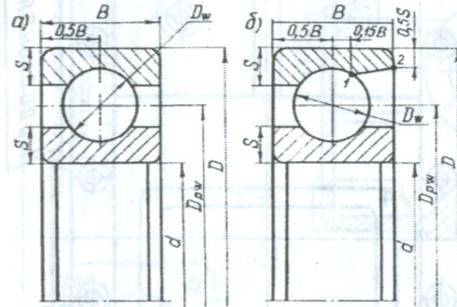
Таблица 2П.45

Эвольвентные шлицевые соединения (из ГОСТ 6033-80)



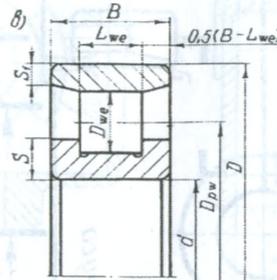
Модуль m, мм	Номинальный диаметр D, мм																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
	Число зубьев z																
0,8	23	30	36														
1,5	14	18	22	26	30	34	38										
2,0				16	18	21	24	26	28	31	34	36	38				
3,0								17	18	20	22	24	25	27	28	30	32
5,0														15	16	18	18

Соотношения размеров элементов подшипников качения при их вычерчивании

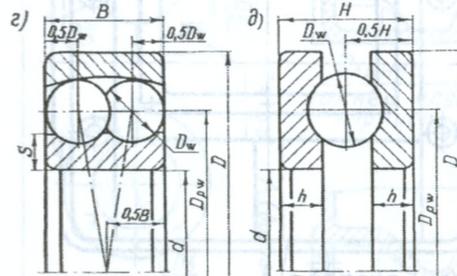


$D_w = 0,32(D-d)$;
 $S = 0,15(D-d)$

$D_w = 0,32(D-d)$;
 $S = 0,15(D-d)$

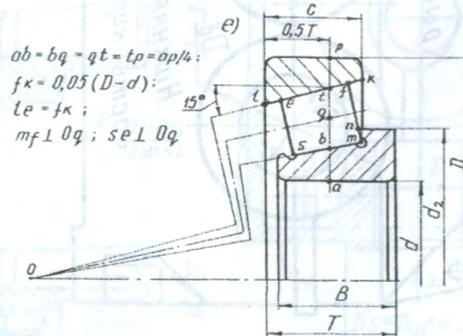


$D_{we} = 0,25(D-d)$;
 $L_{we} = D_{we}$;
 $S = 0,16(D-d)$;
 $S_1 = 0,1(D-d)$



$D_w = 0,25(D-d)$;
 $S = 0,17(D-d)$

$D_w = 0,52H$;
 h - по каталогу



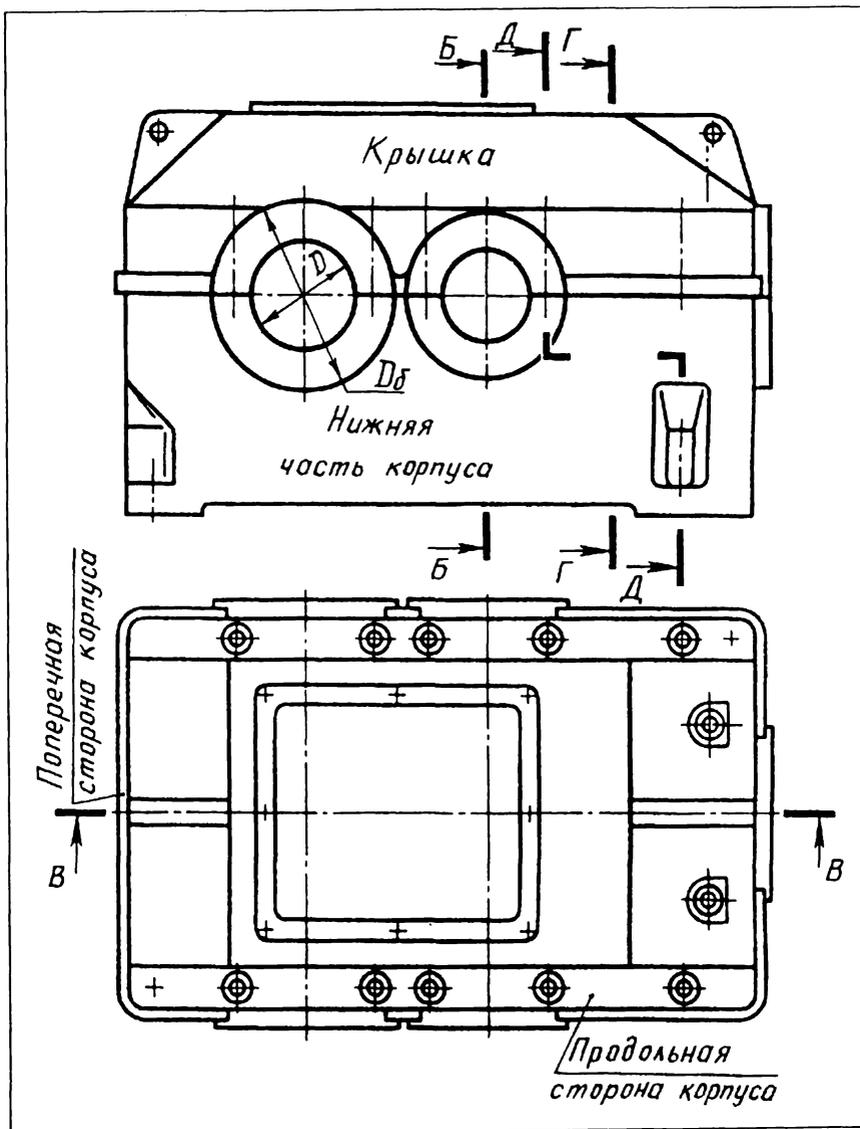
$ob - bq = qt = tp = ap/4$;
 $fk = 0,05(D-d)$;
 $te = fk$;
 $mf \perp Oq$; $se \perp Oq$

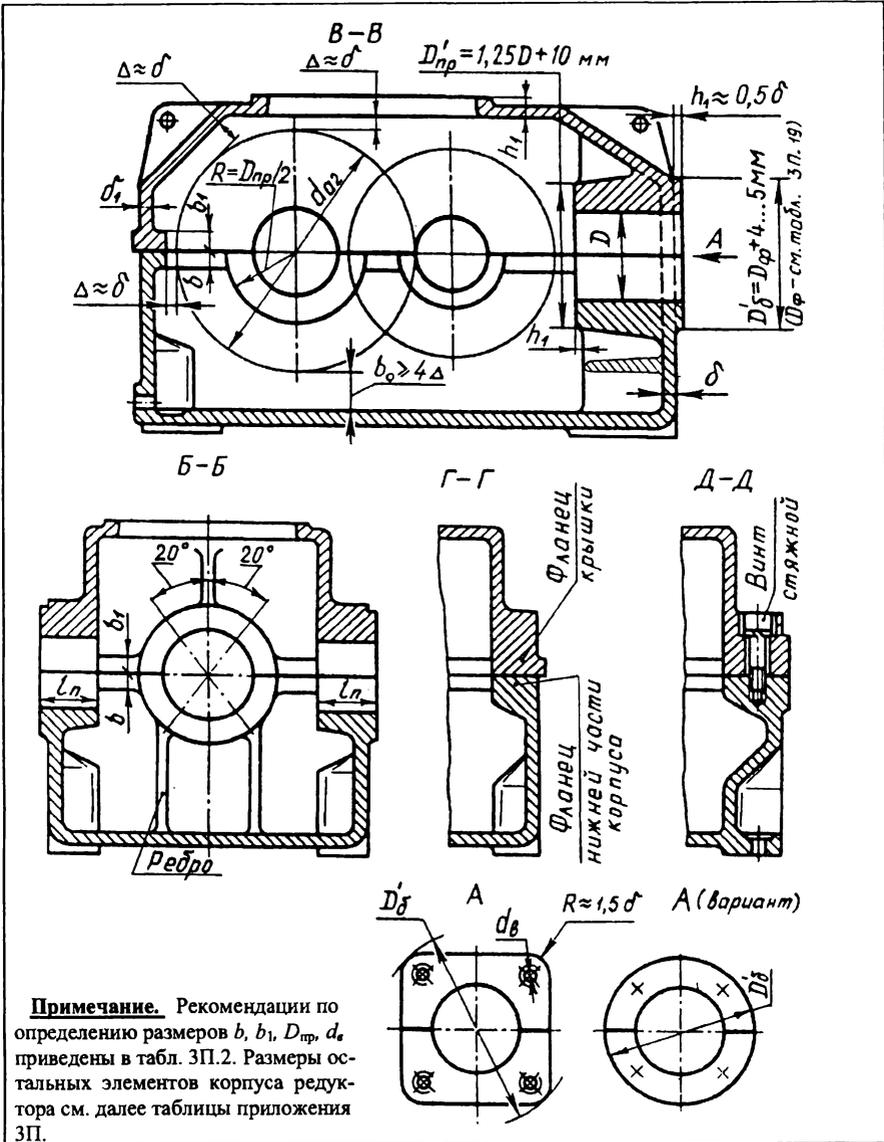
Примечание к а...д): $D_{pw} = 0,5(d+D)$

ПРИЛОЖЕНИЕ 3П
КОРПУСА РЕДУКТОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ [1,13]

Таблица 3П.1

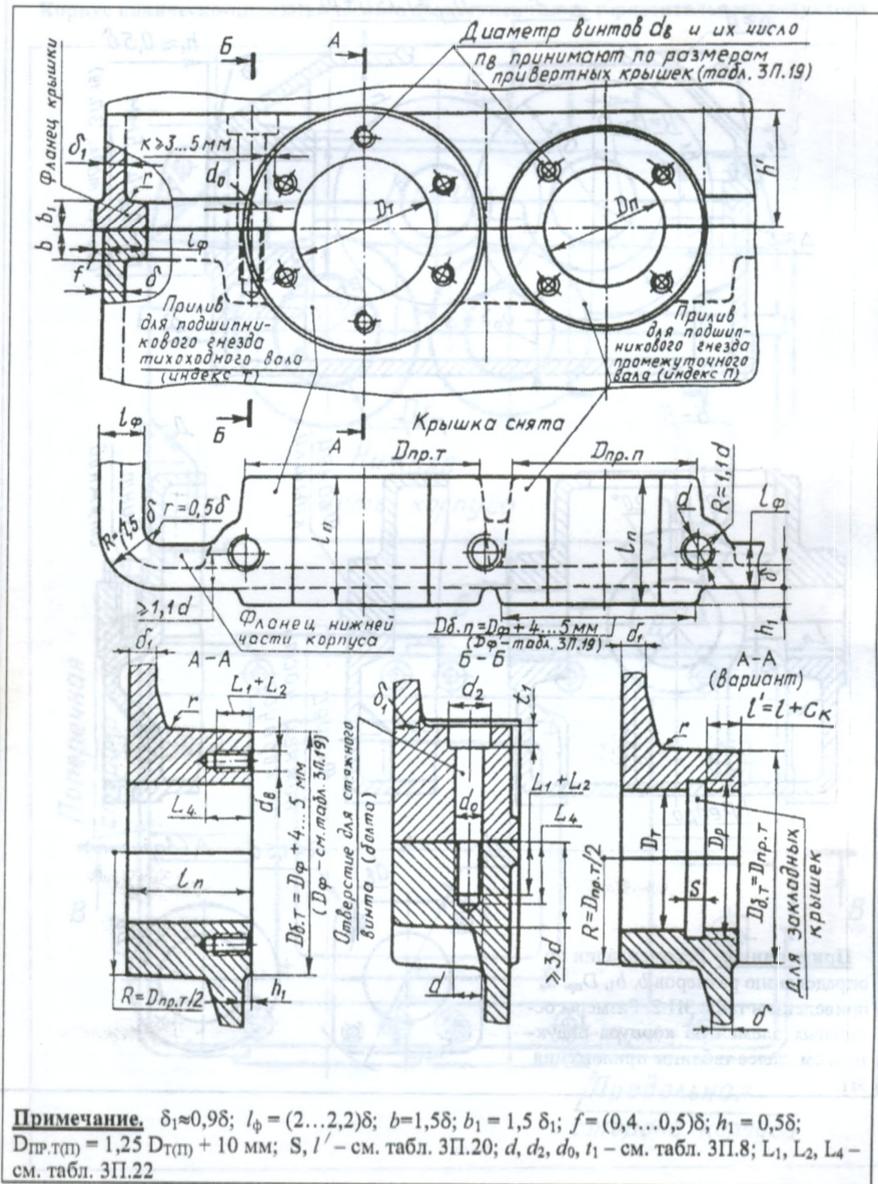
Корпус коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора

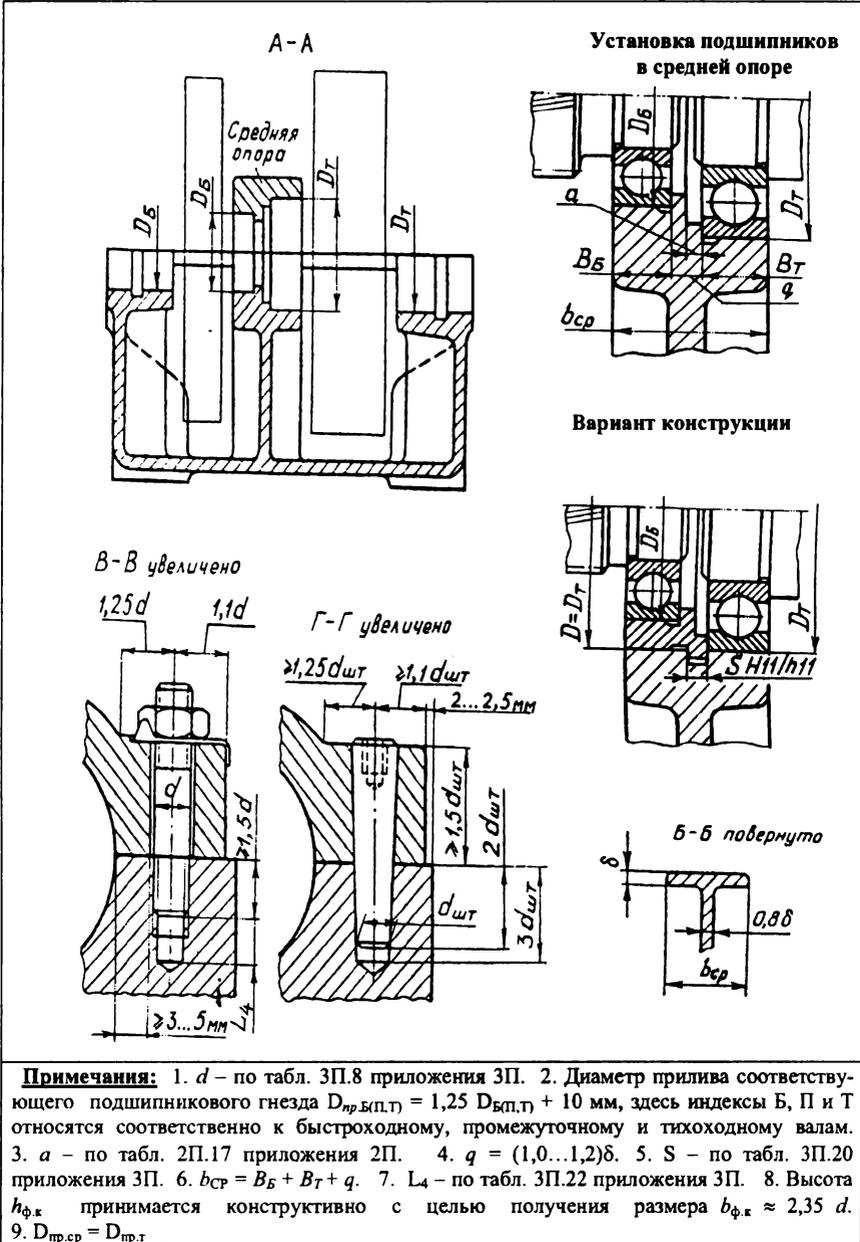




Примечание. Рекомендации по определению размеров b , b_1 , D_{np} , d'_1 приведены в табл. 3П.2. Размеры остальных элементов корпуса редуктора см. далее таблицы приложения 3П.

Вариант конструкции средней части корпуса редуктора





Конструктивное исполнение фланцев корпуса редуктора

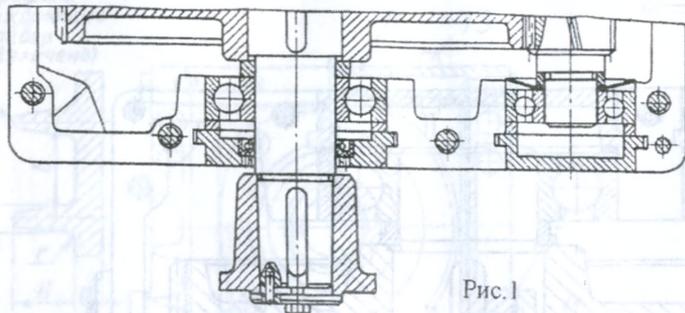


Рис. 1

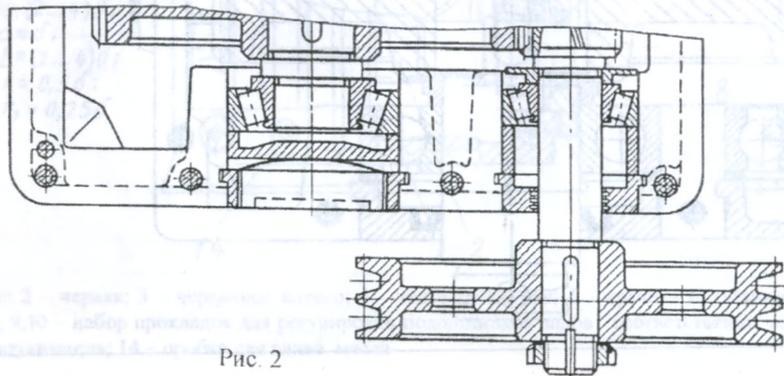


Рис. 2

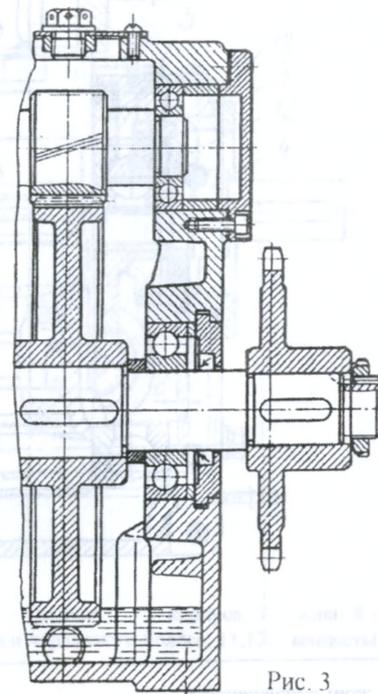


Рис. 3

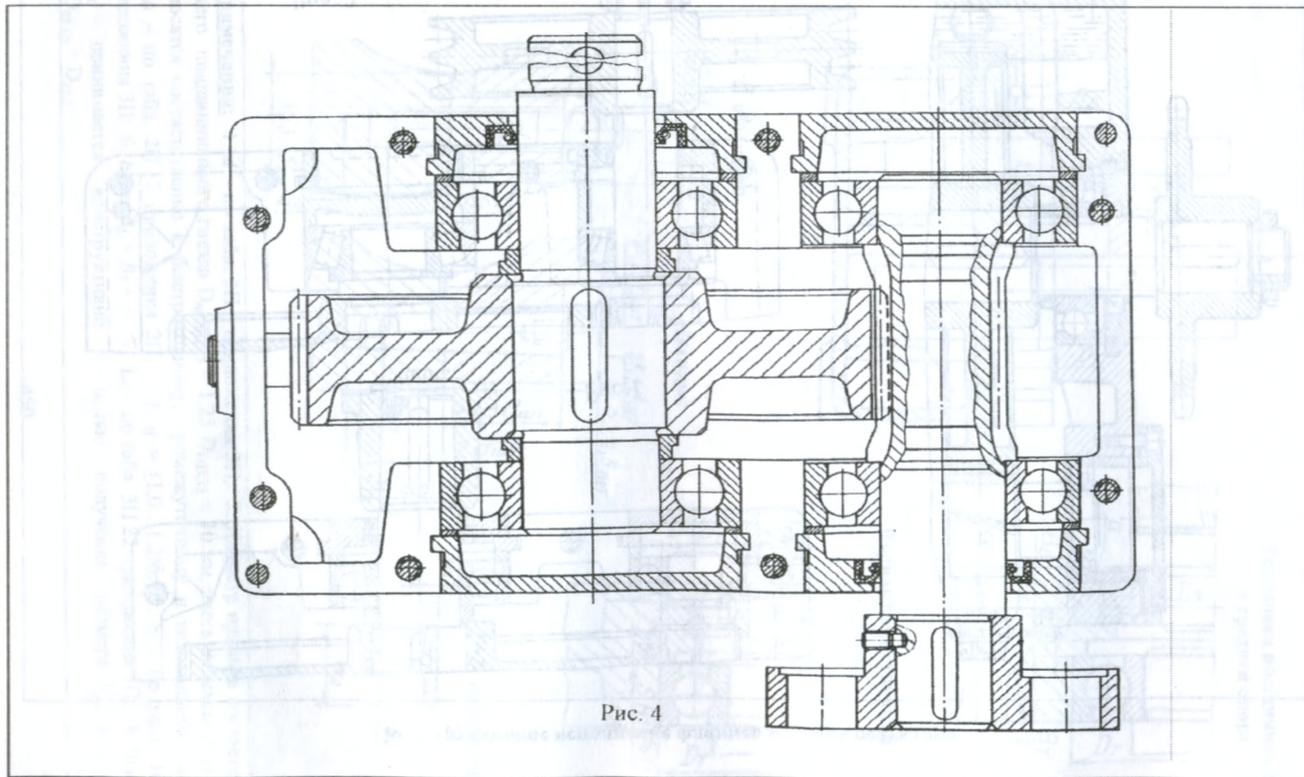
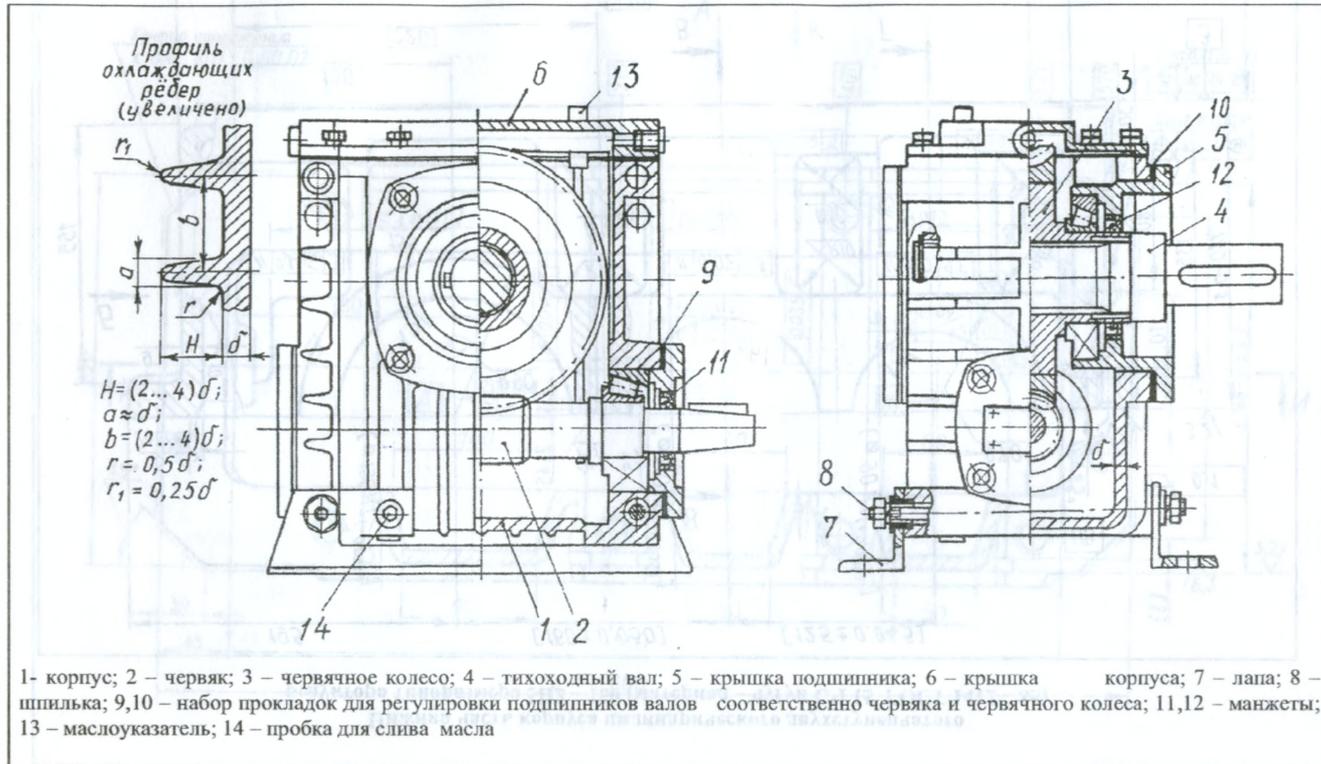
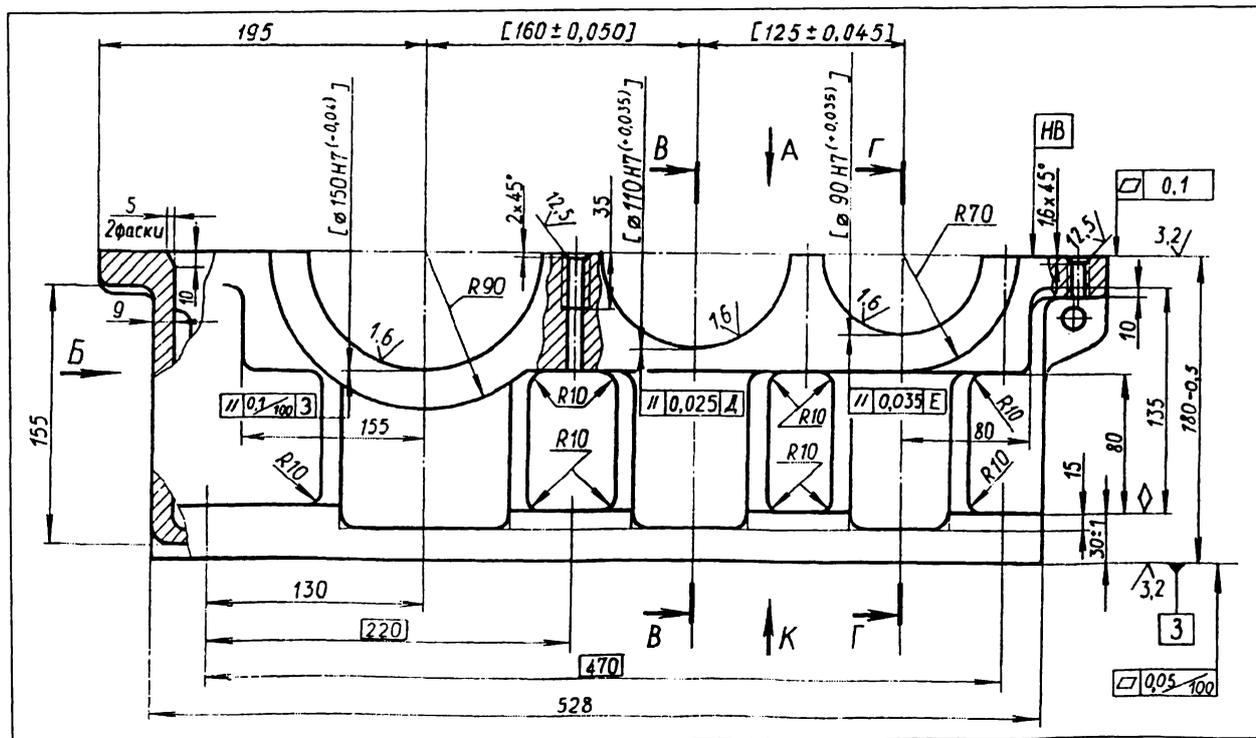


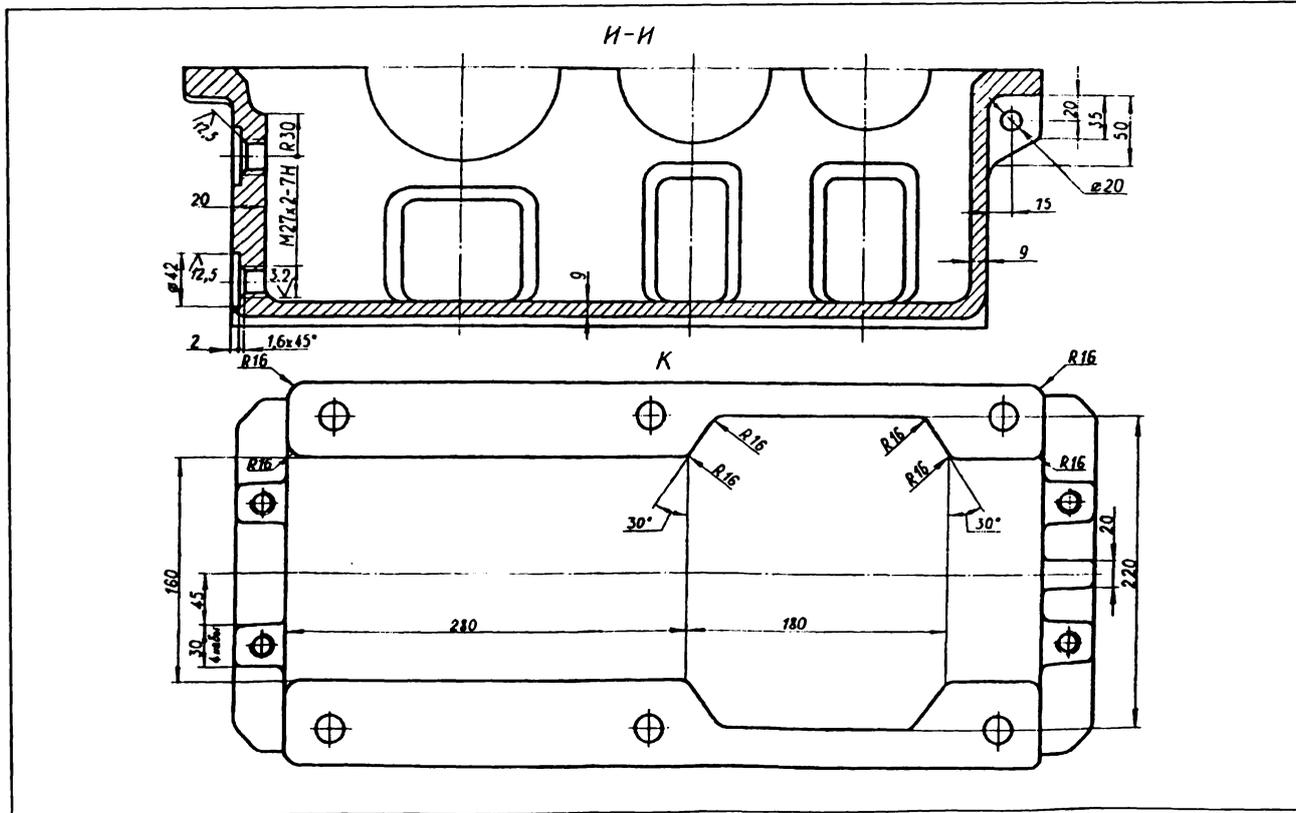
Рис. 4

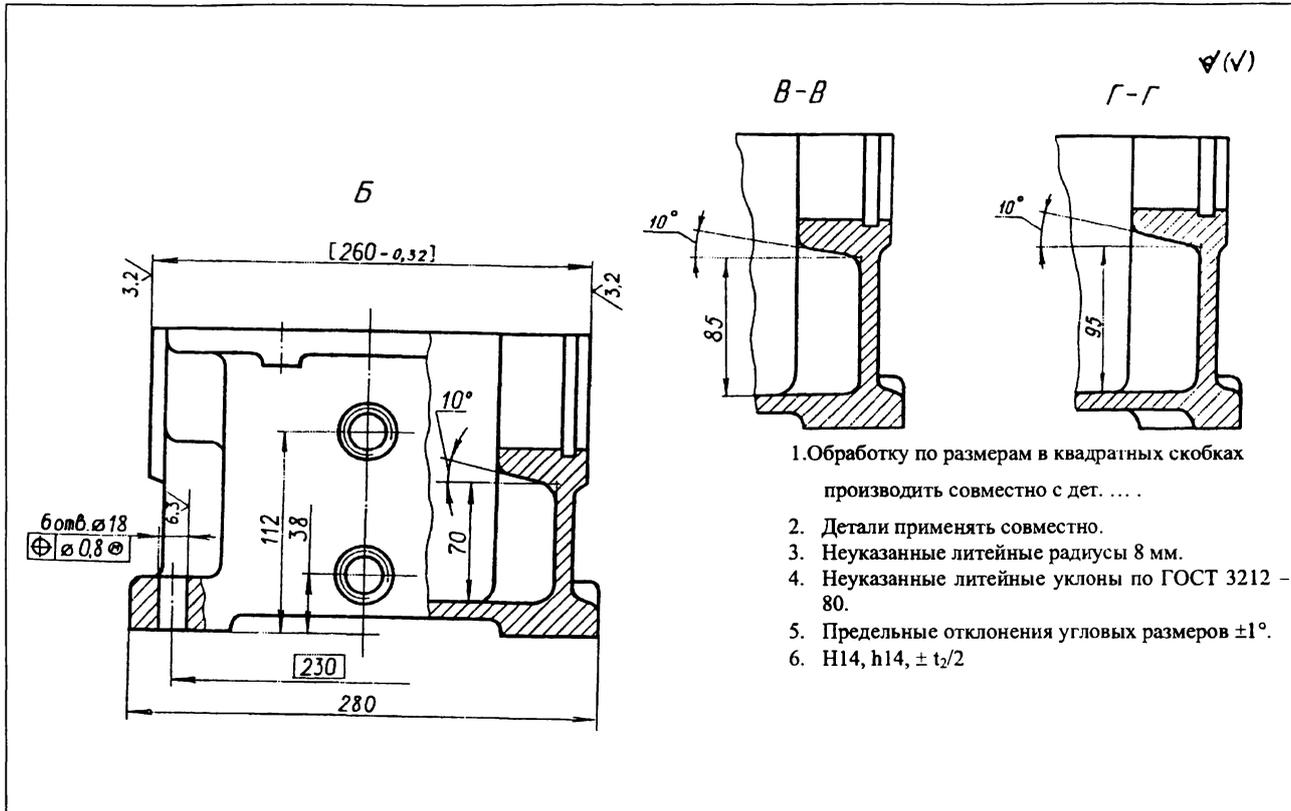
Корпус редуктора с рёбрами

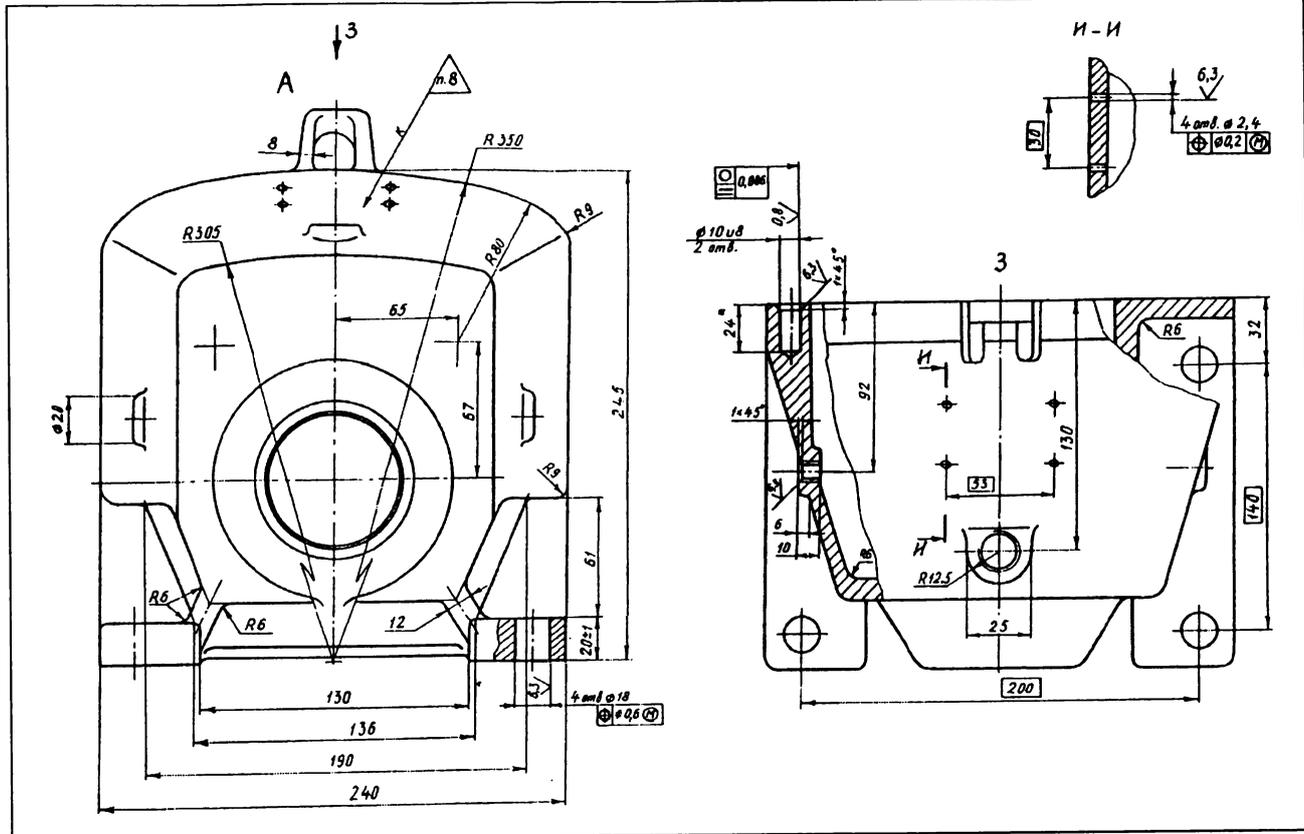


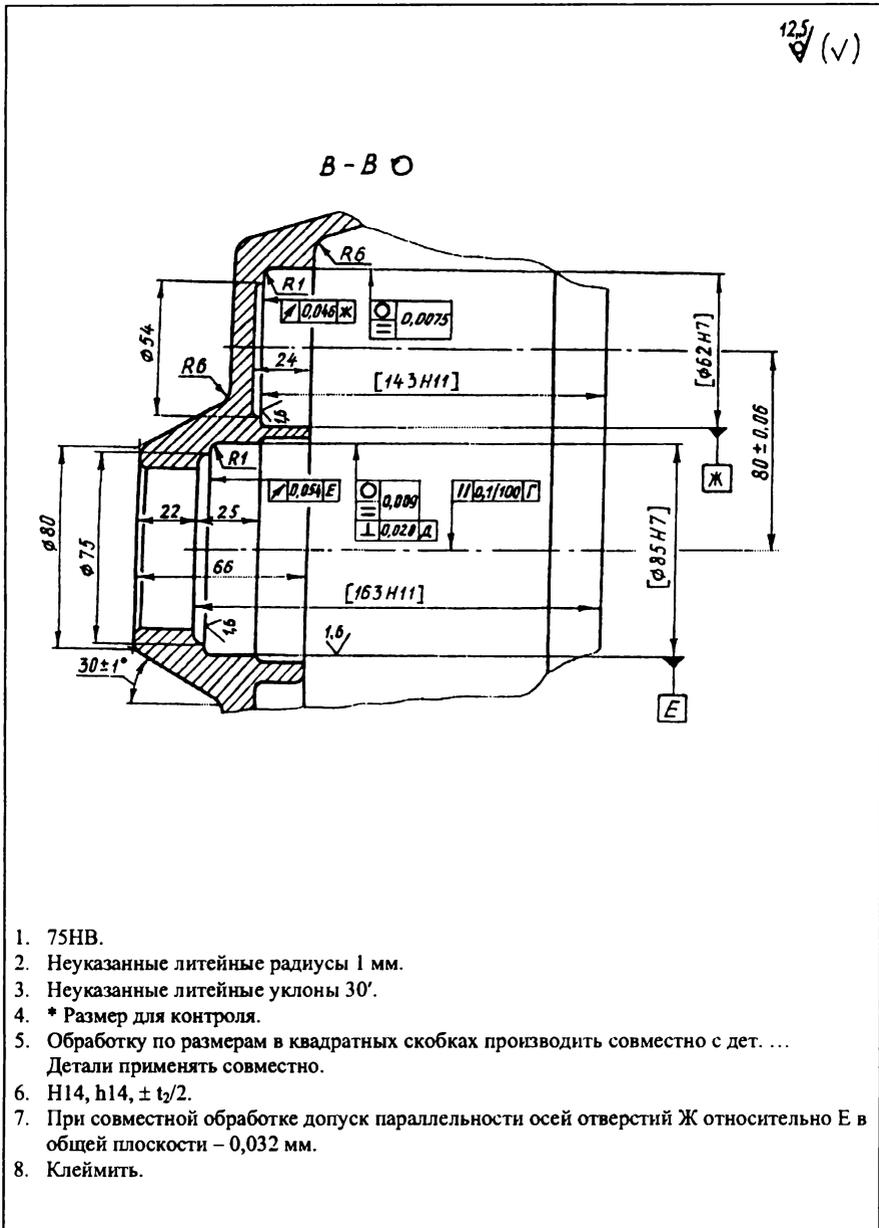
Нижняя часть корпуса цилиндрического двухступенчатого редуктора типоразмера 5Ц2 – 160 (материал – чугун СЧ 15 ГОСТ 1412 – 85)



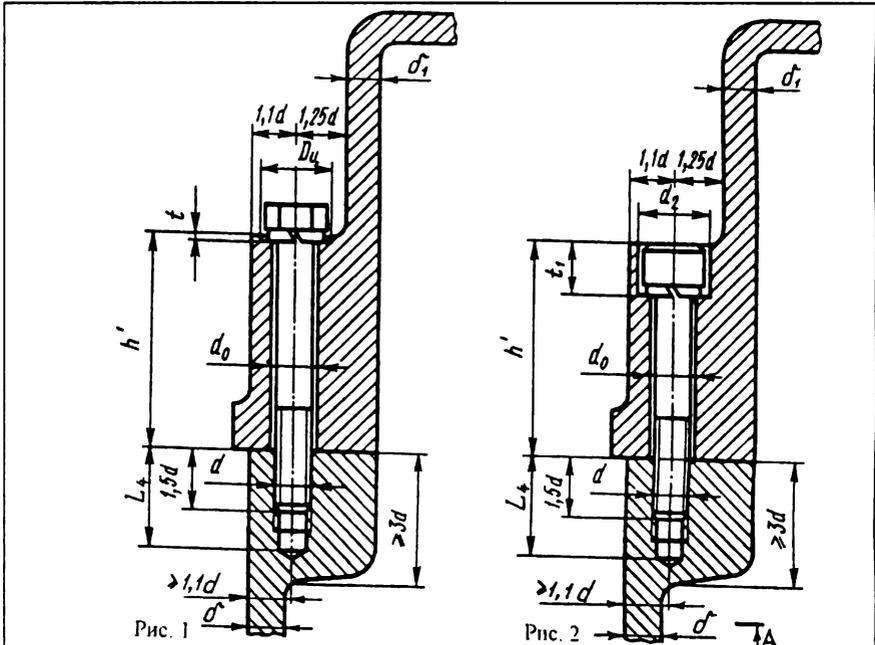








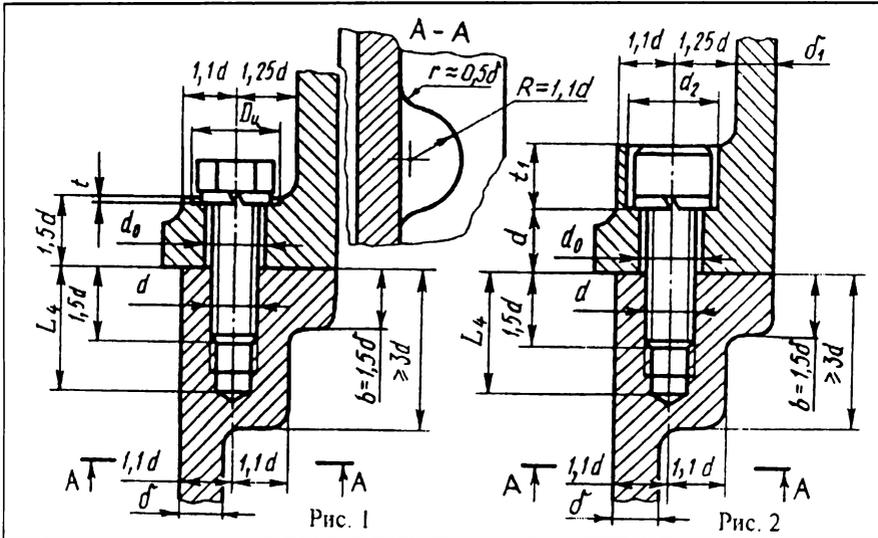
Фланец подшипниковой бобышки



Размеры в мм

Диаметр резьбы стяжного винта (болта)	d	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
Диаметр цевочки	D_u	22	24	28	30	34	36	40
Глубина цевочки	t	0,5...1,0						
Диаметр отверстия под цилиндрическую головку винта	d_2	20	24	26	30	34	36	40
Глубина отверстия под головку винта	t_1	16	18	21	23	26	28	31
Диаметр отверстия под стяжной болт (винт)	d_0	14	16	18	20	22	24	26
Выбор диаметра резьбы d стяжного болта (винта)								
Межосевое расстояние тихоходной ступени $a_{\text{вТ}}$, мм	< 160	160...220	220...280	280...350	350...400			
d , мм	M12	M14	M16	M18	M20			
Примечания: 1. Высота h' принимается конструктивно. 2. Размер L_4 см. табл. ЗП.22.								

Фланец корпуса редуктора



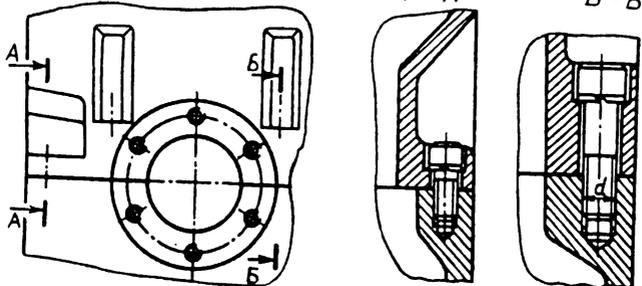
Крепление стяжными болтами с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А (ГОСТ 7808 – 70)

Крепление стяжными винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением “под ключ” класса точности А (ГОСТ 11738 – 84)

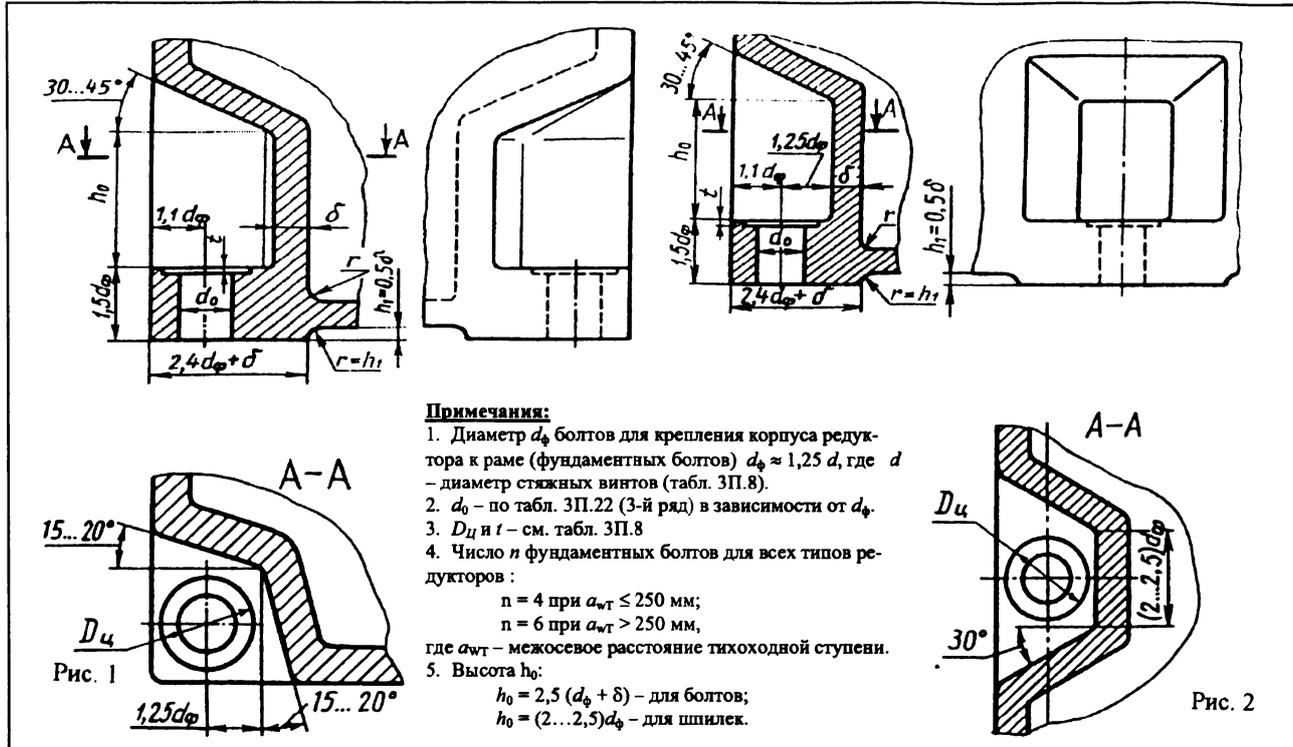
Примечания: 1. Диаметр резьбы d стяжного болта (винта) для соединения фланца корпуса редуктора принимают таким же, как и для фланца подшипниковой бобышки (см. табл. ЗП.8).

2. Размеры $D_{ц}$, d_2 , t , t_1 и d_0 см. табл. ЗП.8, размер L_4 – по табл. ЗП.22.

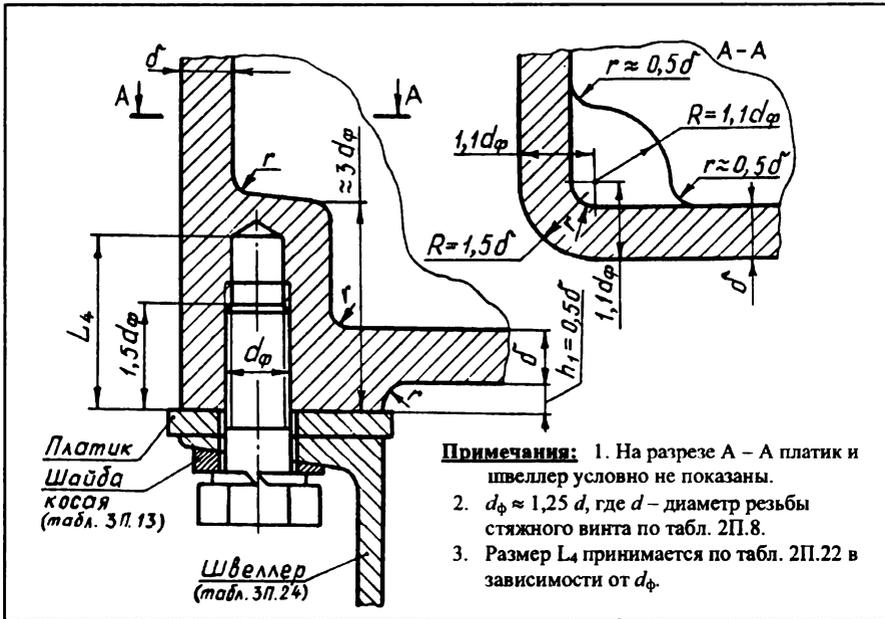
Пример конструкции



Конструкция места крепления корпуса редуктора к раме



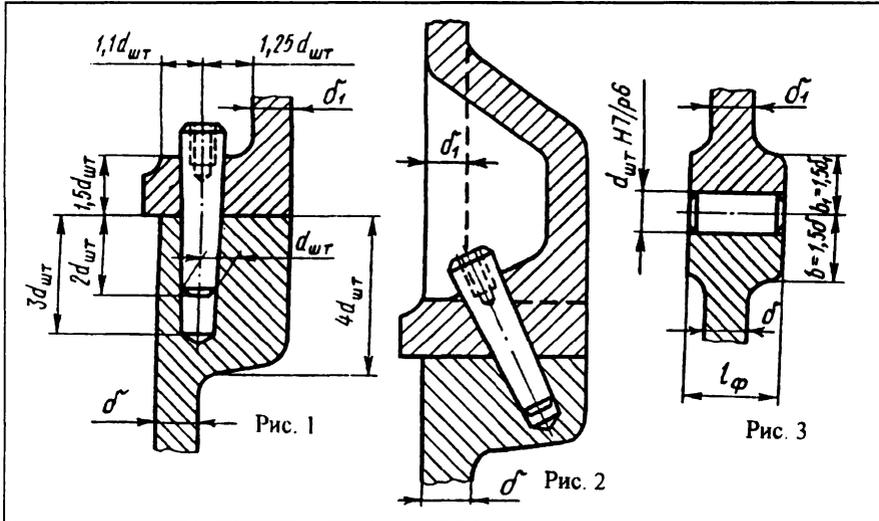
Вариант крепления корпуса редуктора к раме



Косые шайбы по ГОСТ 10906 - 78, мм

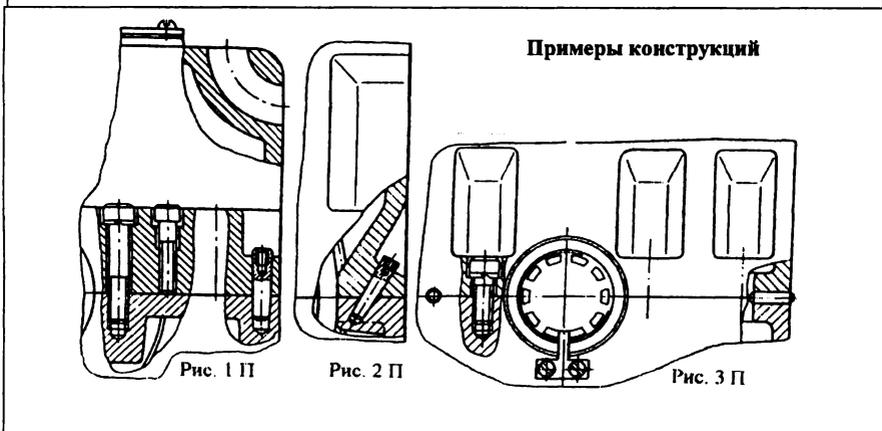
Болт	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
d_ϕ	6,6	9	11	13	15	17	19	22	24	26	30
B	16	16	20	30	30	30	40	40	40	50	50
H	5,8	5,8	6,2	7,3	7,3	7,3	8,4	8,4	8,4	9,5	9,5
H_1	4,9	4,9	5,1	5,7	5,7	5,7	6,2	6,2	6,2	6,8	6,8

Фиксирование крышки корпуса штифтами



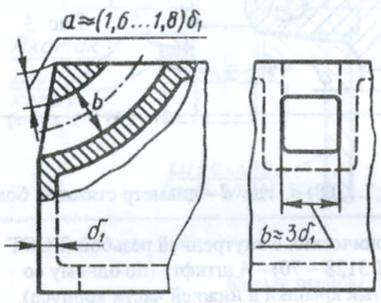
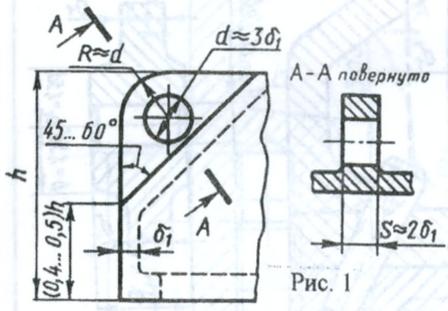
Примечания: 1. Диаметр штифтов $d_{шт} \approx (0,7...0,8) d$, где d – диаметр стяжных болтов (винтов) (см. табл. 3П.8).

2. Количество устанавливаемых штифтов: конических с внутренней резьбой (ГОСТ 9464 – 79) – 2 штифта; цилиндрических (ГОСТ 3128 – 70) – 4 штифта (по одному со стороны каждой стенки корпуса редуктора в стык крышки и нижней части корпуса).

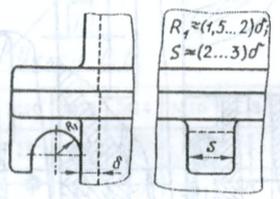
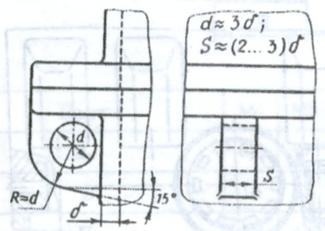
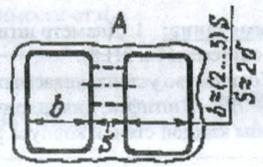
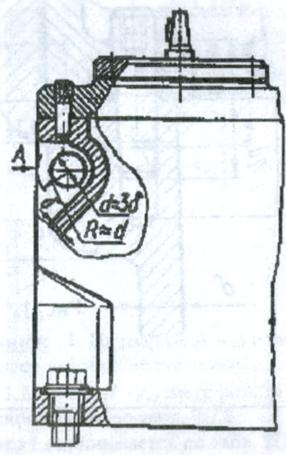


Проушины

Проушины крышки



Проушины нижней части корпуса



Крышки люков и пробки - отдушины

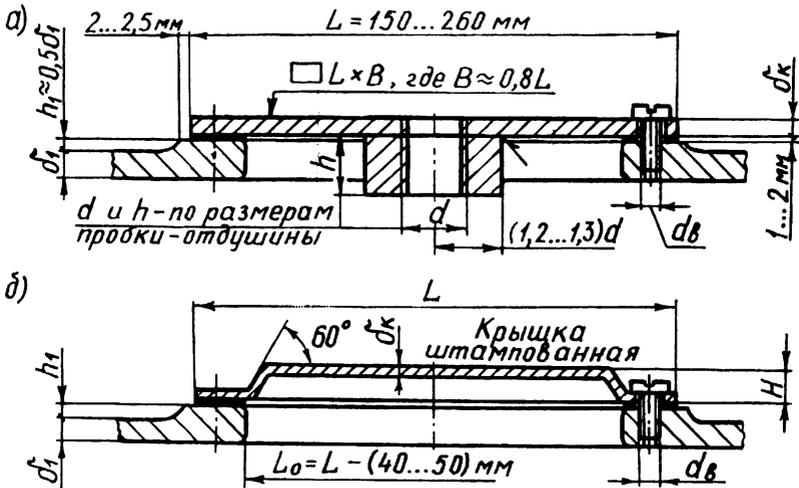


Рис. 1

Примеры конструкций

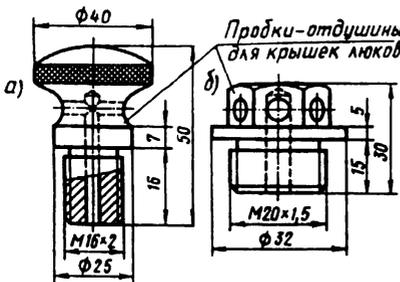


Рис. 2

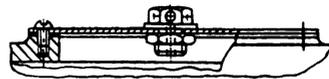


Рис. 1 П



Рис. 2 П

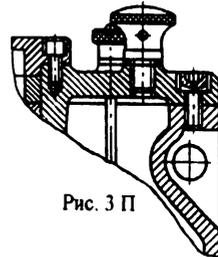
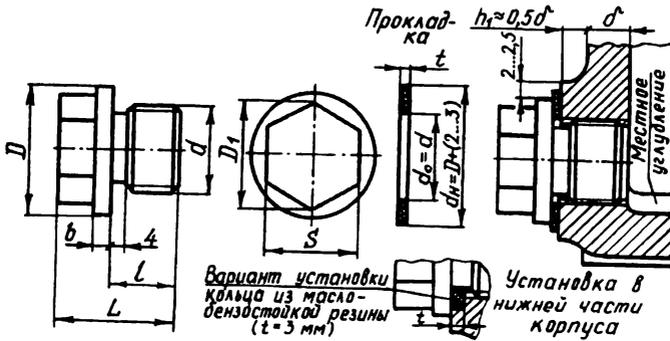


Рис. 3 П

Примечание. Размер L принимается конструктивно; $\delta_k = (0,010...0,012) L \geq 3$ мм; $H \geq 0,05 L$; $d_8 \approx \delta_1$; число винтов принимают исходя из шага t их расположения, где $t \approx (12...15) d_8$.

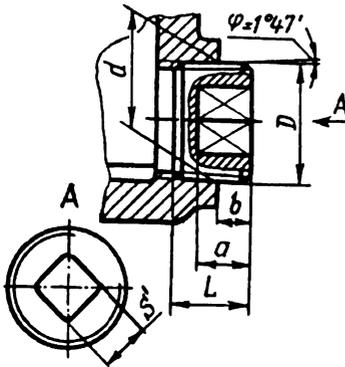
Маслосливные пробки и маслоуказатели

Маслосливные пробки с цилиндрической резьбой

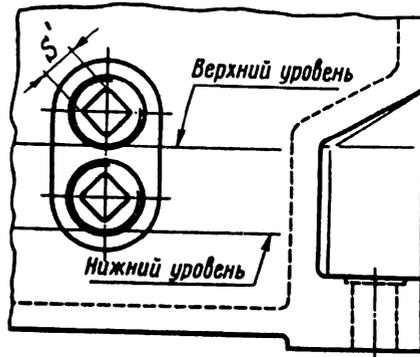


d	l	L	b	D	D_1	t	S
M16×1,5	13	24	3	25	21,9	1,9	19
M20×1,5	15	28	4	30	25,4	2,2	22

Маслосливная пробка с конической резьбой



Маслоуказатель с использованием маслосливных пробок с конической резьбой



d	D	L	b	a
К 1/2" труб	20,9	15	7,5	11
К 3/4" труб	26,4	17	7,5	13

Примечание. S' – размер под ключ (для d К1/2" труб- $S'=8$ мм, К 3/4" труб – $S'=12$ мм)

Маслоказатели жезловые (шупы)

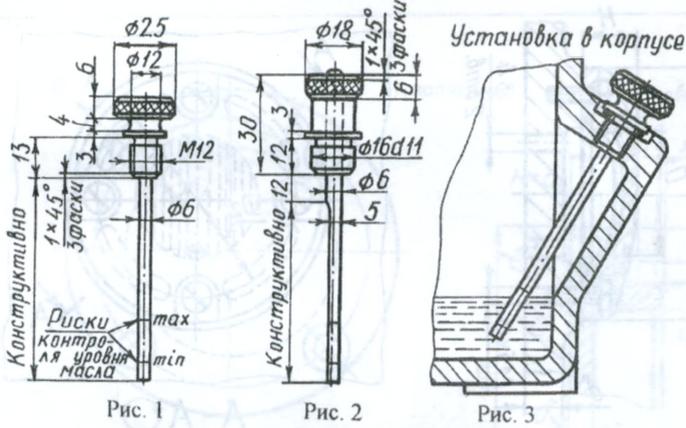


Рис. 1

Рис. 2

Рис. 3

Примеры конструкций

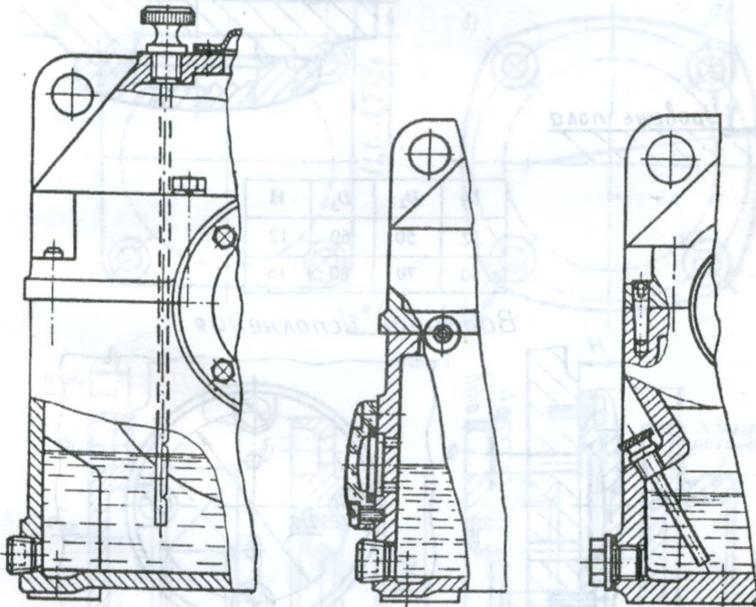
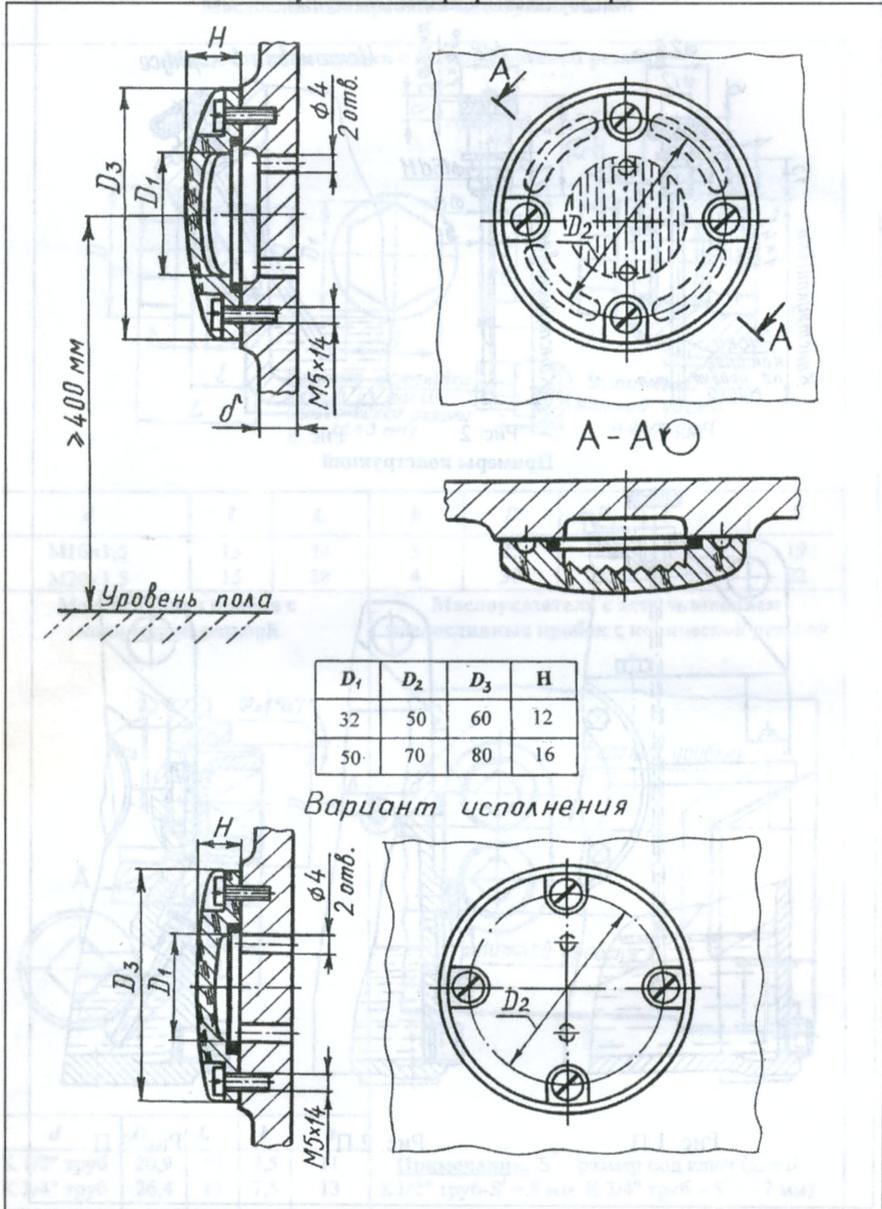


Рис. 1 П

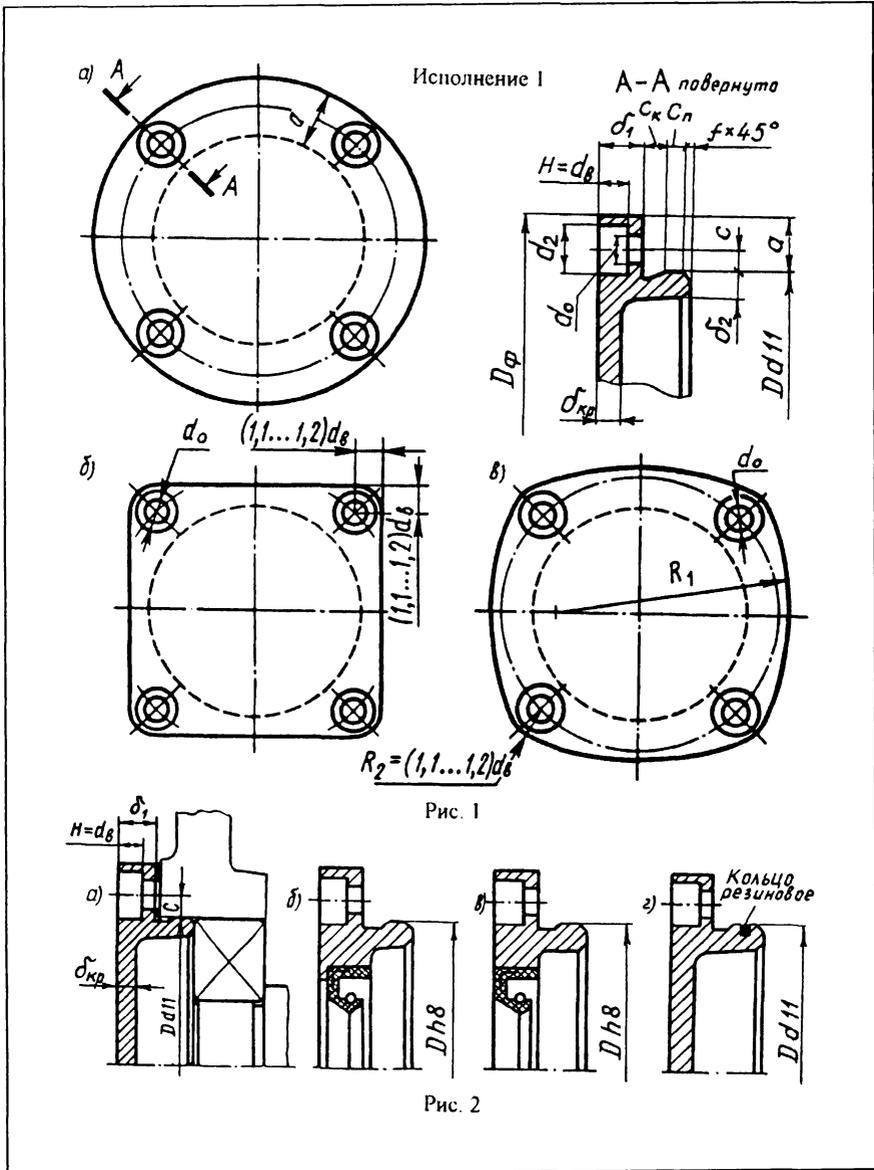
Рис. 2 П

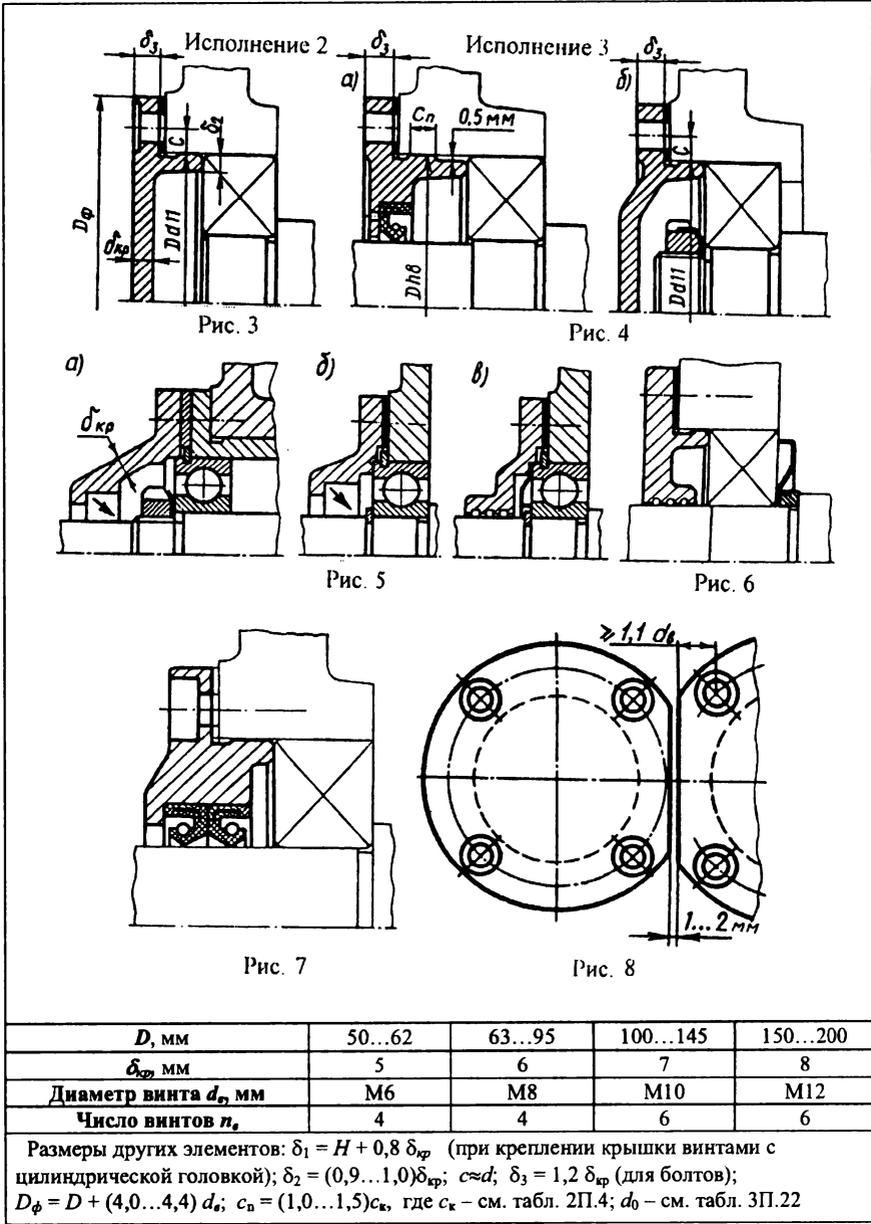
Рис. 3 П

Маслоуказатели из прозрачного материала



Крышки подшипниковые привертные





D , мм	50...62	63...95	100...145	150...200
$\delta_{кр}$ мм	5	6	7	8
Диаметр винта d_s , мм	M6	M8	M10	M12
Число винтов n_s	4	4	6	6

Крышки подшипниковые закладные

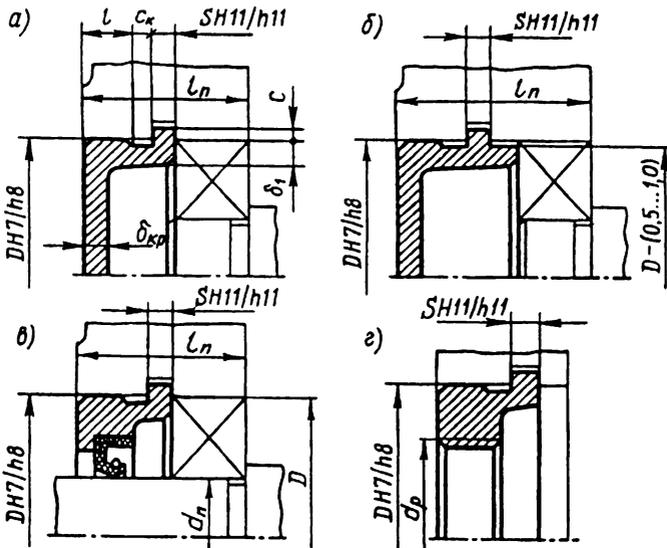


Рис. 1

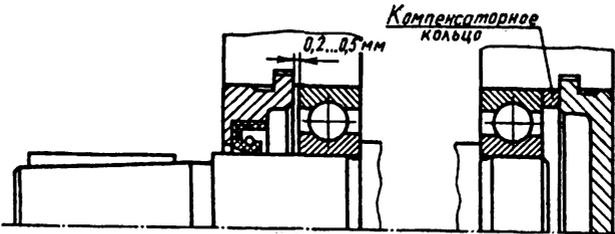


Рис. 2

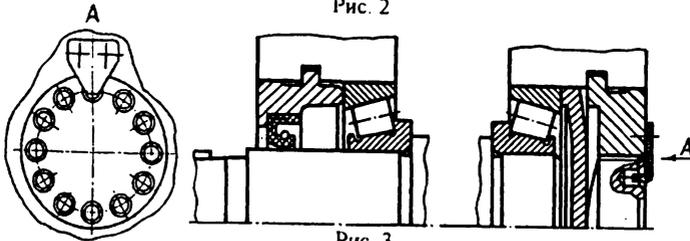


Рис. 3

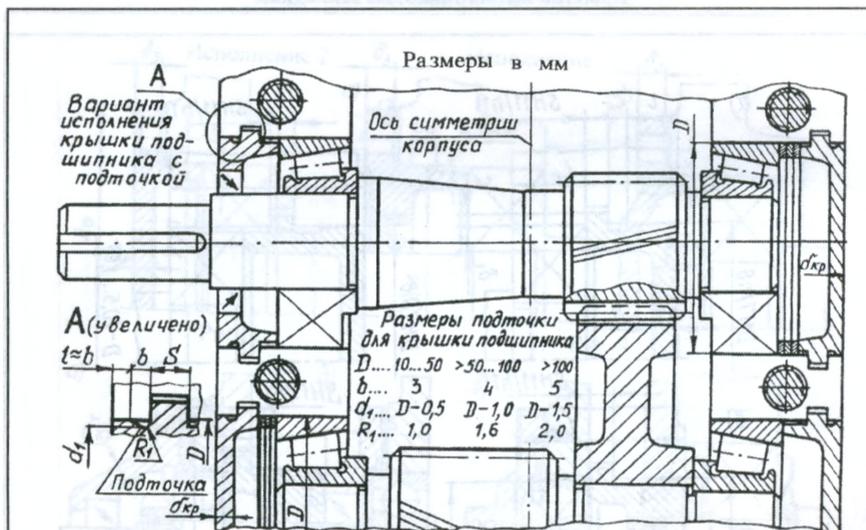


Рис. 4

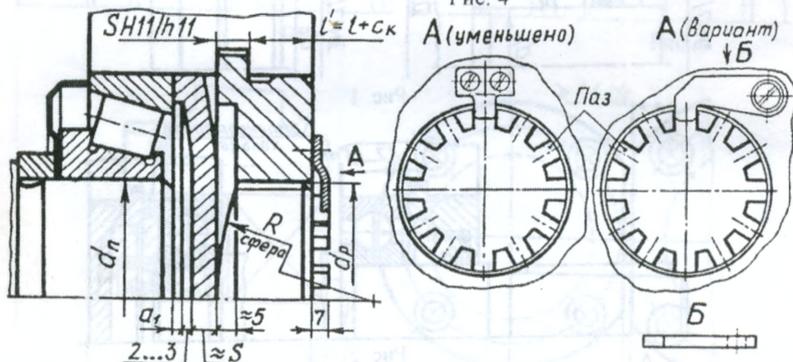
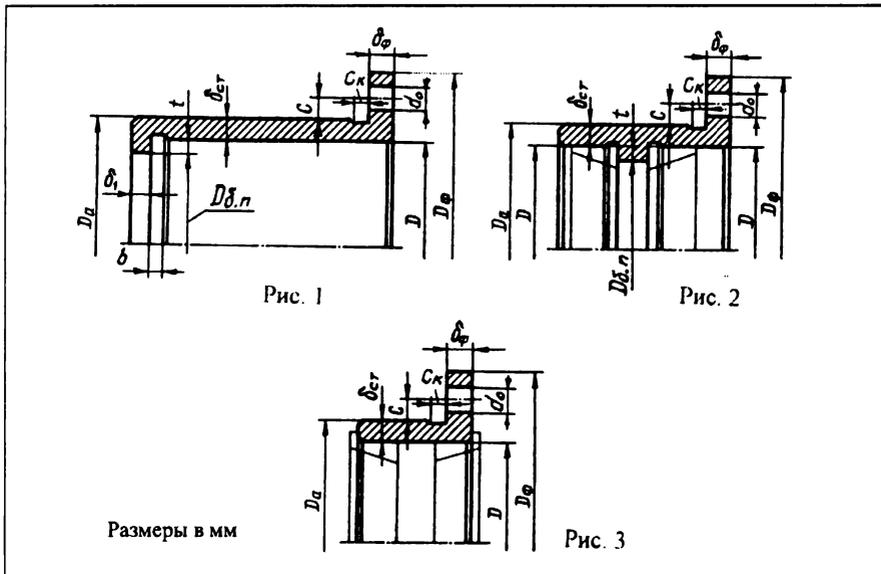


Рис. 5

Примечания: 1. $\delta_{кр}$ при D : $\delta_{кр} = 5$ мм при $D = 50 \dots 62$ мм; $\delta_{кр} = 6$ мм при $D = 63 \dots 95$ мм; $\delta_{кр} = 7$ мм при $D = 100 \dots 145$ мм; $\delta_{кр} = 8$ мм при $D = 150 \dots 200$ мм.
 2. $\delta_1 = (0,9 \dots 1,0)\delta_{кр}$. 3. $S = (0,9 \dots 1,0)\delta_{кр}$. 4. $c = 0,5S$. 5. $l = (1,0 \dots 1,5)c_k$, где c_k – см. табл. 2П.4 приложения 2П. 6. a_1 – см. табл. 2П.18 приложения 2П. 7. Диаметр резьбы d_p : $d_n \leq d_p \leq (D + d_n)/2$ и выбирают из ряда: ...M56×1,5; M68×1,5; M76×1,5; M85×1,5; M90×1,5; M95×1,5; M100×1,5; M105×1,5; M115×1,5; M120×1,5; M125×1,5; M130×1,5; M140×1,5; M160×2,0...

Стаканы подшипников



D	До 52	Св. 52 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 170
$\delta_{ст}$	4...5	6...7	7,5...9	10...12,5

Примечание. $\delta_1 = \delta_{ст}$; $\delta_{\phi} = 1,2 \delta_{ст}$; $D_a = D + 2 \delta_{ст}$; $D_{б.н}$ – по табл. 2П.18; b – по табл. 2П.3; c_k – по табл. 2П.4 приложения 2П.

Диаметр d_* (мм) и число винтов n_* для крепления стакана к корпусу рекомендуется принимать в зависимости от размера D (мм):

D	40...62	63...95	100...145	150...200
d_*	M6	M8	M10	M12
n_*	4	4	6	6

В зависимости от диаметра d_* винтов принимают следующие размеры:

$c = d_*$; $D_{\phi} = D_a + (4...4,4) d_*$; d_0 — по табл. 3П.22 в зависимости от d_* (в табл. 3П.22 обозначено d)

Глубина завинчивания винта, запасы резьбы и глубины сверления, выход конца винта из гайки и диаметр отверстия

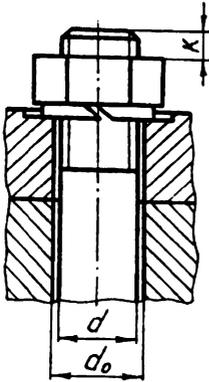


Рис. 1

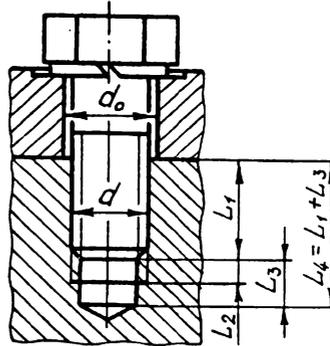


Рис. 2

Диаметр резьбы d	Запас внутренней резьбы полного сечения (без сбегов) L_2	Запас глубины сверления L_3 при недорезе a_{\min}			Выход конца винта из гайки K	Диаметр отверстия d_0		
		нормальном	коротком	длинном		1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд
6	2	8	6	12	1,5...2,5	6,4	6,5	7
8	2,5	10,5	6,5	14,5	1,5...2,5	8,4	9	10
10	3	12	7	16	2...3	10,5	11	12
12	3,5	14,5	8,5	19,5	2...3	13	14	15
14	4	15	9	20	2,5...4	11,5	16	17
16	4	15	9	20	2,5...4	17	18	19
18	5	17	11	23	2,5...4	19	20	21
20	5	17	11	23	2,5...4	21	22	24
22	5	17	11	23	2,5...4	23	24	26
24	6	21	13	28	3...5	25	26	28
27	6	21	13	28	3...5	28	30	32
30	7	24	15	32	3...5	31	33	35

Примечания: 1. Глубина завинчивания винта L_1 : в стальные детали $L_1 \approx d$, в чугунные и силуминовые $L_1 \approx 1,5 d$. 2. При курсовом проектировании диаметр отверстия d_0 рекомендуется принимать по ряду 2, запас глубины сверления L_3 при недорезе a_{\min} нормальном. 3. Размеры в таблице приведены для диаметра d резьбы с крупным шагом.

Варианты соединения корпуса редуктора с фланцем электродвигателя исполнения ИМ 3081

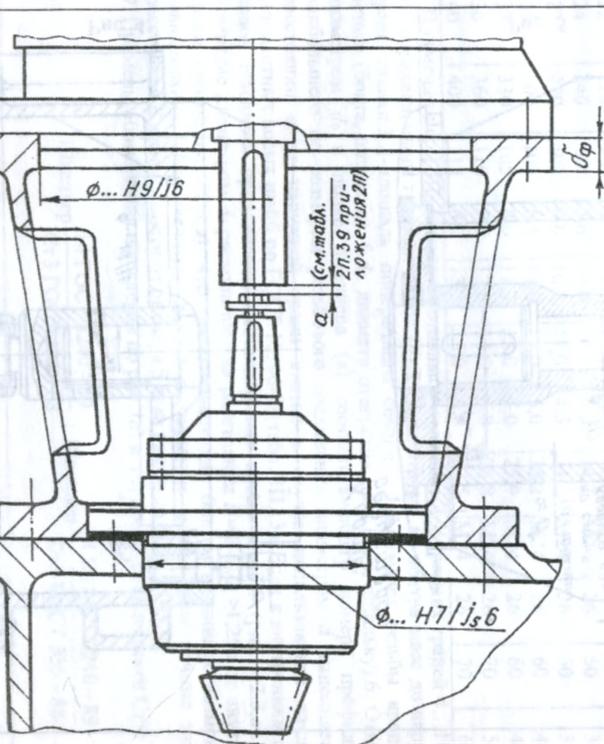


Рис. 1

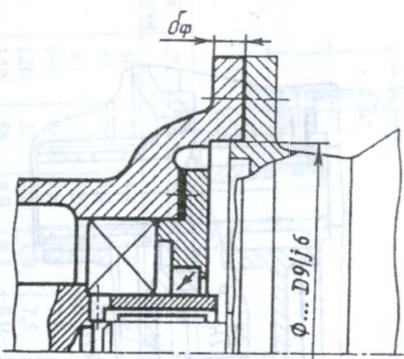


Рис. 2

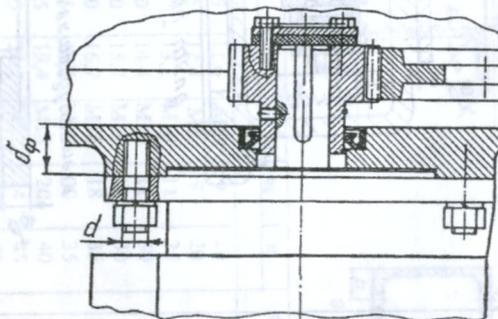


Рис. 3

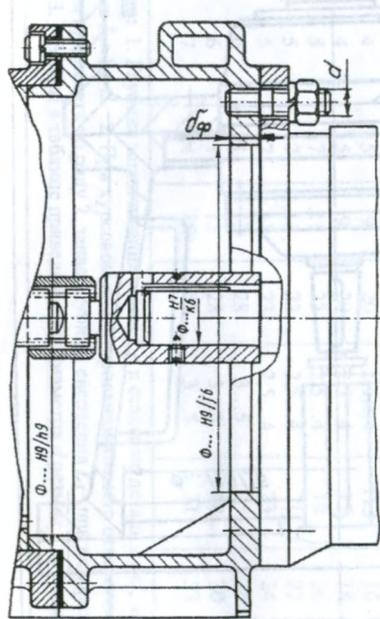


Рис. 4

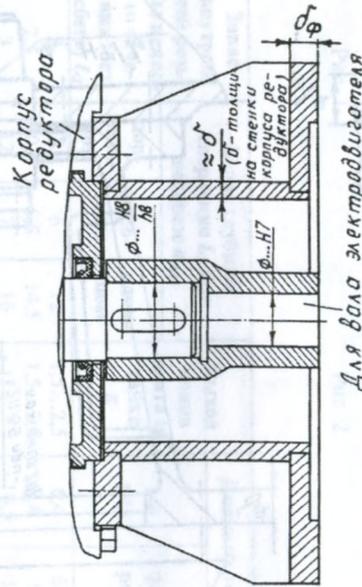


Рис. 5

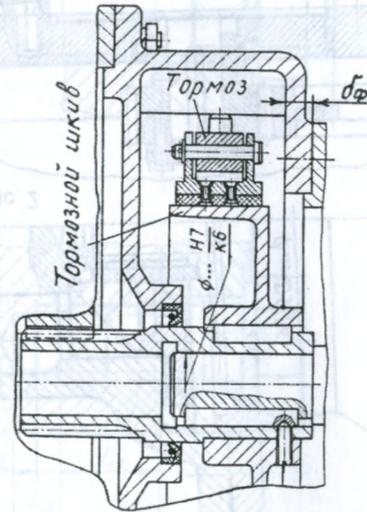
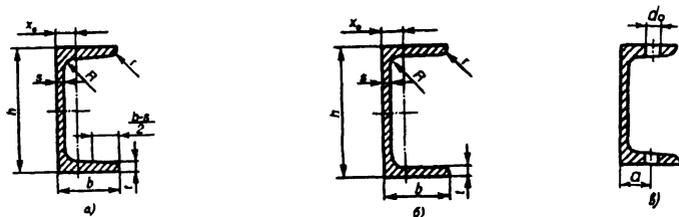


Рис. 6

Швеллеры стальные горячекатанные
(из ГОСТ 8240-89)

Таблица 3П.24



Номер профиля	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>r</i>	<i>x</i> ₀	<i>d</i>	<i>d</i> ₀	<i>a</i>	<i>A</i> , мм ²
	мм										
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	11,6	M8	9	20	616
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	12,4	M8	9	20	751
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	13,1	M10	11	25	898
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	14,4	M10	11	30	1090
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	15,4	M16	18	30	1330
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	16,7	M16	18	35	1560
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,0	M18	20	35	1810
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	19,4	M18	20	40	2070
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	20,7	M22	24	45	2340
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	22,1	M24	26	50	2670
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	24,2	M24	26	50	3060
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	24,7	M24	26	60	3520
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	25,2	M24	26	60	4050
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	25,9	M24	26	60	4650
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	26,8	M24	26	70	5340
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	27,5	M24	26	70	6150

Примечания: 1. Швеллеры изготавливают с уклоном внутренних граней 4...10% (*a*) и с параллельными гранями полок (*b*) 2. *x*₀-расстояние от центра масс до наружной грани стенки. 3. *A*-площадь поперечного сечения. 4. *d*-диаметр резьбы крепежной детали (болта, шпильки). 5. *d*₀- диаметр отверстия (под болт, шпильку). 6. Отверстие диаметром *d*₀ в полке швеллера (*в*) соответствующего номера профиля для наибольшего по размерам резьбового соединения диаметром *d* выполняется на расстоянии *a* от наружной грани стенки в случае использования накладных стандартных косых шайб по ГОСТ 10906-78(табл. 3П.13). Если к внутренним граням полок швеллера приваривают нестандартные косые шайбы (рис. 12.3, *a*...*в*), то отверстие диаметром *d*₀ располагают на расстоянии $E=(b-s)/2 \geq 1,25d$ от внутренней грани стенки(рис. 12.3, *a*), что обеспечивает для болтов и шпилек возможность завинчивания гайки гаечным ключом с открытым зевом. Более точные значения расстояния *E* в зависимости от размера *S* зева ключа см.[13], с.165.

7. Примеры обозначения швеллеров по рис. (*a*) и (*б*) профиля 14 из стали Ст3:

Швеллер $\frac{14 \text{ ГОСТ } 8240 - 89}{\text{Ст3 ГОСТ } 535 - 88}$; Швеллер $\frac{14 \text{ П ГОСТ } 8240 - 89}{\text{Ст3 ГОСТ } 535 - 88}$

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1998-447 с.: ил.
2. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования: Учеб./А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; Под общ. ред. А.Т. Скойбеда. -Мн.: Высш. шк.,2000. -584 с.: ил.
3. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов втузов/Под редакцией В.А. Финогенова.-6-е изд., перераб.-М.: Высш. школа, 1998.-3 83 с.: ил.
4. Решетов Д.Н. Детали машин: Учеб. для студентов машиностроительных и механических спец. вузов.-4-е изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1989.-496с.:ил.
5. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для втузов/С.А.Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др.-5-е изд., перераб. и доп. -М. Машиностроение, 1984.-560 с.: ил.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие для машиностроительных спец. техникумов.-2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш.шк., 1990.-399 с.: ил.
7. Курсовое проектирование деталей машин /В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева: Учеб. пособие для студентов машиностроительных спец. вузов. - Л.: Машиностроение, 1984.-400 с.: ил.
8. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин:Учеб. пособие.-2-е изд. перераб. и доп. - Калининград: Янтар. Сказ, 1999.-454 с.: ил., черт.
9. Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин: Справ. пособие/А.В.Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов.-3-е изд. перераб. и доп. - Мн.: Высш. шк.,1986.-400 с.: ил.
- 10.Курсовое проектирование деталей машин: Справ, пособие: В 2 ч./А.В. Кузьмин, Н.Н.Макейчик, В.Ф. Калачев и др. -Мн.: Высш.шк., 1982.-544 с.: ил.
- 11.Производство зубчатых колес: Справочник/С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Коган и др.; Под общ. ред. Б.А.Тайца.-3-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1990.-464 с.: ил.
- 12.Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам.-Л.: Политехника, 1991.-384 с.: ил.
- 13.Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование: Учеб. пособие/Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда.-Мн.: УП "Технопринт", 2001 .-290с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Введение.....	4
Глава 1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.....	7
1.1. Общие рекомендации.....	7
1.2. Примеры расчета.....	9
Глава 2. Расчет передач редуктора.....	18
2.1. Общие рекомендации.....	18
2.2. Примеры расчета.....	33
Пример 2.1. Расчет косозубой цилиндрической передачи.....	33
Пример 2.2. Расчет прямозубой цилиндрической передачи.....	47
Пример 2.3. Расчет быстроходной ступени цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора.....	56
Пример 2.4. Вписывание прямозубой цилиндрической пере- дачи в стандартное межосевое расстояние.....	59
Пример 2.5. Расчет конической передачи с прямыми и кру- говыми зубьями.....	61
Пример 2.6. Расчет червячной передачи.....	82
Глава 3. Расчет открытой передачи привода.....	91
3.1. Общие рекомендации.....	91
3.2. Примеры расчета.....	92
Пример 3.1. Расчет клиноременной передачи.....	92
Пример 3.2. Расчет цепной передачи.....	96
Глава 4. Выбор типов подшипников качения и схем их установки. Примеры конструкций узлов зубчатых и червячных передач.....	102
4.1. Выбор типов подшипников качения.....	102
4.2. Схемы установки подшипников качения.....	104
4.2.1. Схема 1 (“враспор”).....	104
4.2.2. Схема 2 (“врастяжку”).....	108
4.2.3. Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)	110
4.2.4. Схема 4 (плавающий вал).....	113
4.3. Примеры конструкций узлов зубчатых и червячных передач.....	113
4.4. Конструктивное исполнение подшипниковых узлов проекти- руемого привода.....	153
Глава 5. Проектный расчет и разработка конструкций валов редуктора. Выбор типоразмеров подшипников качения и муфт.....	153
5.1. Общие рекомендации.....	153
5.2. Примеры разработки конструкций валов редукторов.....	164
Глава 6. Конструирование элементов передач приводов.....	181
6.1. Конструирование зубчатых колес.....	181
6.2. Конструирование червяков и червячных колес.....	189
6.3. Конструирование шкивов клиноременной передачи. Натяжное	

устройство.....	194
6.4. Конструирование звездочек цепной передачи с приводной роликовой цепью.....	197
Глава 7. Конструирование корпуса и компоновка редуктора. Смазывание и смазочные устройства	203
7.1. Общие рекомендации.....	203
7.2. Определение размеров основных элементов корпуса и компоновка редуктора.....	206
Глава 8. Расчет соединения вал-ступица.....	235
8.1. Шпоночное соединение.....	235
8.2. Соединение с натягом.....	239
8.3. Шлицевое соединение.....	245
Глава 9. Проверочный расчет валов редуктора.....	246
9.1. Составление силовой схемы нагружения валов привода.....	246
9.2. Определение радиальных реакций опор валов и построение эпюр моментов.....	251
9.3. Расчет валов редуктора на прочность.....	261
Глава 10. Проверочный расчет предварительно выбранных подшипников качения и выбор посадок.....	278
10.1. Общие рекомендации.....	278
10.2. Примеры расчета.....	286
Глава 11. Проектирование приводного вала как сборочной единицы.....	293
11.1. Общие рекомендации.....	293
11.1.1. Ленточные конвейеры.....	302
11.1.2. Цепные конвейеры.....	303
11.1.3. Расчет предохранительного устройства с разрушающимся элементом для цепного конвейера.....	304
11.1.4. Составление расчетной схемы приводного вала ленточного и цепного конвейеров.....	311
11.1.5. Расчет узла барабана механизма подъема груза.....	314
11.2. Пример проектирования приводного вала как сборочной единицы цепного конвейера.....	317
Глава 12. Проектирование рамы.....	328
Глава 13. Оформление курсового проекта.....	336
Приложения.....	356
Приложение 1П. Справочные таблицы.....	356
Приложение 2П. Детали общего применения и их элементы.....	399
Приложение 3П. Корпуса редукторов и их элементы.....	446
Литература.....	484

Учебное пособие

САНЮКЕВИЧ Федор Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
Учебное пособие

Редактор *Строкач Т.В.*

Технический редактор *Никитчик А.Д.*

Компьютерный набор: *Добряник Ю.А., Знахарчук А.Н., Полуляшин Р.А.,
Санюкевич Е.Ф., Харс И.В.*

Компьютерная верстка: *Добряник Ю.А., Санюкевич Е.Ф.*

Подписано в печать 20.10.2004 г. Формат 60x84¹/₁₆. Бумага офсетная.
Печать офсетная. Гарнитура Times. Усл. печ. л. 28,45. Уч.-изд. л. 34,73.
Тираж 500 экз. Заказ 116.

Издательство Учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». Лицензия № 02330/0133017 от 30.04.2004 г.

Отпечатано в ОАО «Брестская типография».

г. Брест, пр-т Машерова, 75.

ЛП № 02330/0056835 от 30.04.2004 г.

ISBN 985-6584-87-6



9 789856 584872