

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

Ф.М. Санюкевич

ДЕТАЛИ МАШИН

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

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

БРЕСТ 2003

УДК 621.81.001.63(075)

ББК 34.42 Я7

С18

Рецензенты:

Заведующий кафедрой «Сопротивление материалов и детали машин» Белорусского государственного аграрного технического университета доктор технических наук Орда А.Н.; доцент кафедры «Детали машин и ПТМ» Белорусской государственной политехнической академии кандидат технических наук Николаенко В.Л.

Ф.М.Санюкевич

С18 Детали машин. Курсовое проектирование:

Учебное пособие – Брест: БГТУ, 2003. - 462 с.

ISBN 985-6584-49-3

В пособии приведены методические указания и подробный пример выполнения курсового проекта по дисциплине “Детали машин”. Даны примеры расчетов различных элементов механических приводов и представлен большой объем справочного материала, что облегчает студентам выполнение своей первой конструкторской разработки.

ISBN 985-6584-49-3

УДК 621.81.001.63(075)

ББК 34.42 Я7

©Санюкевич Ф.М., 2003

©Издательство БГТУ, 2003

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 трех разделов. В первом разделе дан пример разработки курсового проекта с подробными методическими указаниями и вариантами конструктивных исполнений элементов механических приводов. Данный пример устанавливает последовательность работы студента над проектом. Во втором разделе даны примеры расчетов элементов приводов, которые отсутствуют в схеме примера первого раздела, однако широко используются в схемах приводов технических заданий на курсовое проектирование. Весь справочный материал приведен в приложениях третьего раздела и частично в общих методических указаниях первого раздела.

Материал пособия, изложенный в виде примеров, значительно облегчает работу студента над проектом и позволяет на их основе разрабатывать программы расчетов на ЭВМ.

Автор выражает большую благодарность рецензентам – заведующему кафедрой “Сопrotивление материалов и детали машин” Белорусского государственного аграрного технического университета доктору технических наук А.Н. Орде и кандидату технических наук, доценту кафедры “Детали машин и ПГМ” Белорусской государственной политехнической академии В.Л. Николаенко за взятый на себя труд по рецензированию рукописи и сделанные полезные советы и указания.

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 цепной или ременной передачи (при необходимости).
4. Выбор типов подшипников и схем их установки.
5. Проектный расчет валов редуктора и определение геометрических параметров их ступеней. Предварительный выбор подшипников качения и муфт.
6. Конструирование колес передач редуктора.
7. Конструирование звездочек цепной передачи или шкивов ременной передачи (при необходимости).
8. Конструирование корпуса редуктора и его компоновка.
9. Расчет соединений вал-ступица.
10. Составление силовой схемы нагружения валов привода.
11. Определение радиальных реакций опор валов и построение эпюр моментов.
12. Проверочный расчет предварительно выбранных подшипников.
13. Выбор посадок подшипников.
14. Расчет валов редуктора на прочность (на сопротивление усталости и на статическую прочность).
15. Проектирование приводного вала как сборочной единицы (при необходимости) и разработка сборочного чертежа.
16. Проектирование рамы и разработка чертежа общего вида привода. Выполнение рабочих чертежей деталей привода (при необходимости).
17. Окончательное оформление графической части курсового проекта и согласование ее с расчетной частью. Оформление пояснительной записки.

Каждый из этих этапов представляет собой определенную задачу, вытекающую из выполнения предыдущего этапа проектирования. В разделе I учебного пособия (п.п.1...17) и рассматриваются все эти этапы с необходимыми методическими указаниями в каждом из них, что позволяет студенту разрабатывать любую схему привода, приведенную в технических заданиях на курсовое проектирование. Объем материала, излагаемого в этих пунктах, различен. Это связано с тем, что многие из них (например, п.4) являются основой для разработки конструкций валов и их опор практически всех редукторов, приведенных в технических заданиях, что и обуславливает большой объем информации в данном пункте. То же самое относится и к п.п.8 и 15. Что касается передач, то хотелось бы отметить следующее. В учебном пособии на конкретных примерах дана методика расчета всех передач, используемых в технических заданиях: цилиндрической косозубой, конической с прямыми и круговыми зубьями, а также цепной – в разделе I, червячной, цилиндрической прямозубой и клиноременной – в примерах 1, 2 и 4 раздела II. Эти примеры снабжены подробными методическими указаниями и

необходимым справочным материалом, что позволяет рассчитывать указанные передачи для любой схемы привода. Данная методика расчета передач может быть использована студентом в последующем для выполнения курсовых проектов по другим дисциплинам, а также дипломного проекта. Несомненно, решению аналогичной задачи будет способствовать методика подбора подшипников качения при различных вариантах конструктивного исполнения подшипниковых узлов, приведенная в примере 5 раздела II.

Студенту следует обратить особое внимание на то обстоятельство, что нельзя сначала выполнить все расчеты привода и только после этого приступить к разработке чертежей. Поэтому рекомендуется следующая последовательность работы над курсовым проектом. На первой стадии проектирования студент выполняет этапы 1...7 (в учебном пособии пп.1...7). Этап 8 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, желательна в масштабе 1:1.

Этапы работы 1...8 и компоновочный чертеж редуктора, выполненный на их основе, служат базой для выполнения последующих этапов 9...14, так как будут известны расстояния между опорами валов, местоположение сил, нагружающих валы и т.п. Выполнение этапов 9...14 позволяет окончательно разработать сборочный чертеж редуктора.

При наличии в схеме проектируемого привода приводного вала конвейера, барабана грузоподъемной лебедки или другого приводного элемента выполняется этап 15 (в учебном пособии п.15). Завершается данный этап разработкой сборочного чертежа приводного вала.

После этого студент приступает к проектированию рамы (этап 16) 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 ЗП, табл. ЗП.6...ЗП.7).

Завершается выполнение курсового проекта окончательным оформлением графической части и пояснительной записки в соответствии с требованиями, изложенными в п.17.

Раздел I
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ПРИМЕР РАЗРАБОТКИ
КУРСОВОГО ПРОЕКТА

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Спроектировать привод цепного конвейера по следующим исходным данным:

- а) мощность на приводном валу $P=11$ кВт;
- б) частота вращения приводного вала $n=40$ мин⁻¹;
- в) кратковременная перегрузка $T_{мск} / T=1,6$;
- г) расчетный срок службы $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч;
- д) номер типового режима нагружения - 1 (тяжелый);
- е) число зубьев тяговой звездочки $z = 12$;
- ж) шаг тяговой пластинчатой роликовой цепи $t = 125$ мм;
- з) работа в одну смену;
- и) характер производства - мелкосерийный.

Расчет конической зубчатой передачи редуктора выполнить для двух вариантов: с прямыми и круговыми зубьями.

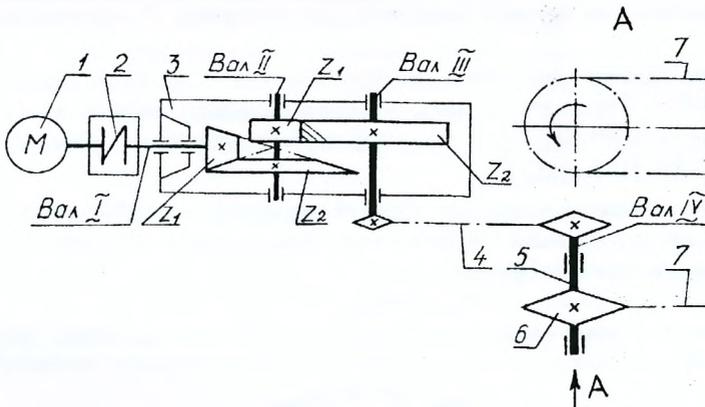


Схема привода:

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

Разработать: 1. Чертёж общего вида привода цепного конвейера. 2. Сборочный чертёж коническо - цилиндрического двухступенчатого редуктора. 3. Сборочный чертёж приводного вала. 4. Пояснительную записку.

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

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 – делительный диаметр).

Если для тяговой звездочки указывается шаг t и число зубьев z , то $D = t / \sin(180^\circ/z)$. Тогда для данного варианта исходных данных: мощность на приводном валу $P = FV$, здесь P – кВт; частота вращения приводного вала (мин^{-1}) $n = 60 \cdot 10^3 V / (\pi D)$.

Для выбора электродвигателя следует определить требуемую мощность $P_{\text{треб}}$, которая для привода с одним приводным валом и для индивидуального привода определяется 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 (см.рис. 2.1), два приводных вала и соответственно две открытые цепные передачи или две компенсирующие муфты. Для определения $\eta_{общ}$ в данном случае также используют формулу (1.4), принимая для параллельно работающих элементов их среднее арифметическое значение η . Например, если для рис. 10.3 обозначить КПД элементов привода: $\eta_{рем}$ – КПД ременной передачи; $\eta_{ч}$ – КПД червячной передачи; $\eta_{з,ц}$ – КПД закрытой цилиндрической передачи; $\eta_{м}$ – КПД муфты и $\eta_{п}$ – КПД пары подшипников приводного вала, то для данной схемы:

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

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

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

где $u'_{общ}$ - предварительная величина общего передаточного числа привода: $u'_{общ} = u'_p u'_{рем(ц)}$, здесь u'_p и $u'_{рем(ц)}$ - предварительные величины передаточных чисел редуктора и открытой ременной (цепной) передачи. При этом для двухступенчатого редуктора при предварительных значениях передаточных чисел быстроходной ступени $u'_Б$ и тихоходной $u'_Т$ имеем $u'_p = u'_Б u'_Т$. Ориентировочно значения $u'_Б$, $u'_Т$, $u'_{рем(ц)}$ 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 $P_э$. Допускается выбирать электродвигатель мощностью $P_э < P_{треб}$, однако в данном случае величина перегрузки $\Delta P_э = [(P_{треб} - P_э) / P_э] 100\%$ не должна превышать допускаемую величину $[\Delta P_э]$. При этом принимают $[\Delta P_э]=8\%$ при постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0) и $[\Delta P_э]=12\%$ при переменной нагрузке (типовые режимы нагружения 1...5).

После выбора электродвигателя уточняют общее передаточное число привода

$$u_{общ} = n_э / n. \quad (1.6)$$

Передаточные числа в дальнейших расчетах принимают без знака штрих.

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

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

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

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 $u_Б$ и тихоходной с передаточным числом $u_Т$. При этом $u_p = u_Б u_Т$.

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 $u_B = 16 \dots 50$, для цилиндрической зубчатой тихоходной ступени $u_T = 3 \dots 5$.

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 $P_{\text{треб}}$ (а не P_3) и частоту вращения n_3 (а не $n_{\text{синхр}}$).

Выбор электродвигателя и кинематический расчет рассмотрим на конкретном примере привода цепного конвейера с коническо-цилиндрическим двухступенчатым редуктором и открытой цепной передачей (см. техническое задание). В соответствии с выше изложенными рекомендациями расчет выполняем в следующей последовательности.

1.1. Определение требуемой мощности электродвигателя

По табл. 1П.1 приложения 1П принимаем КПД элементов привода:

КПД муфты упругой $\eta_m = 0,98$;

КПД закрытой конической зубчатой передачи с опорами $\eta_{з.к} = 0,96$;

КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорами $\eta_{з.ц} = 0,97$;

КПД цепной передачи $\eta_{ц} = 0,93$;

КПД пары подшипников приводного вала $\eta_{п} = 0,99$.

Тогда общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \eta_{з.к} \eta_{з.ц} \eta_{ц} \eta_{п} = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,84.$$

Требуемая мощность электродвигателя:

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

где P - мощность на приводном валу; $P = 11$ кВт (см. техническое задание).

1.2. Выбор электродвигателя

Электродвигатель выбираем исходя из требуемой мощности $P_{\text{треб}}$ и синхронной частоты вращения $n_{\text{синхр}}$. Определим ориентировочно $n_{\text{синхр}}$.

Заданный для проектирования привод состоит из двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора и открытой цепной передачи.

На основании данных табл. 1П.3 приложения 1П зададимся предварительными передаточными числами каждой ступени:

а) быстроходной ступени редуктора (коническая зубчатая передача) $u_B' = 2 \dots 4$;

б) тихоходной ступени редуктора (цилиндрическая зубчатая передача) $u_T' = 3 \dots 5$;

в) открытой цепной передачи $u_{ц}' = 1,5 \dots 3$.

Предварительная величина общего передаточного числа редуктора

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

Тогда требуемая синхронная частота вращения электродвигателя

$$n_{\text{синхр}} = n u_{\text{общ}}' = 40 (9 \dots 60) = 360 \dots 2400 \text{ мин}^{-1},$$

где n - частота вращения приводного вала; $n = 40 \text{ мин}^{-1}$ (см. техническое задание). Принимаем $n_{\text{синхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{треб}} = 13,1 \text{ кВт}$ и $n_{\text{синхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ по табл. 1П.2 приложения 1П выбираем ближайший электродвигатель 4А160М6УЗ мощностью $P_3 = 15 \text{ кВт}$ и частотой вращения вала $n_3 = 975 \text{ мин}^{-1}$.

1.3. Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по ступеням

Фактическая величина общего передаточного числа привода $u_{\text{общ}} = n_3/n = 975/40 = 24,38$. Примем передаточное число цепной передачи $u_{\text{ц}} = 2$. Тогда передаточное число редуктора $u_p = u_{\text{общ}}/u_{\text{ц}} = 24,38/2 = 12,19$. На основании табл. 1П.5 приложения 1П распределяем передаточное число редуктора $u_p = 12,19$ между ступенями: для тихоходной ступени $u_T = 1,1\sqrt{u_p} = 1,1\sqrt{12,19} = 3,84$; для быстроходной ступени $u_B = u_p/u_T = 12,19/3,84 = 3,17$.

1.4. Силовые и кинематические параметры привода

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

$$\begin{aligned} \text{Вал I} \\ P_I = P_{\text{треб}} \eta_m = 13,1 \cdot 0,98 = 12,8 \text{ кВт} \\ n_I = n_3 = 975 \text{ мин}^{-1} \end{aligned}$$

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{12,8}{975} = 125 \text{ Н·м.}$$

$$\begin{aligned} \text{Вал II} \\ P_{II} = P_I \eta_{з,к} = 12,8 \cdot 0,96 = 12,3 \text{ кВт} \\ n_{II} = n_I / u_B = 975 / 3,17 = 308 \text{ мин}^{-1} \end{aligned}$$

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{12,3}{308} = 381 \text{ Н·м.}$$

$$\begin{aligned} \text{Вал III} \\ P_{III} = P_{II} \eta_{з,ч} = 12,3 \cdot 0,97 = 11,9 \text{ кВт} \\ n_{III} = n_{II} / u_T = 308 / 3,84 = 80 \text{ мин}^{-1} \end{aligned}$$

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{11,9}{80} = 1421 \text{ Н·м.}$$

$$\begin{aligned} \text{Вал IV} \\ P_{IV} = P_{III} \eta_{ц} \eta_n = 11,9 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 11 \text{ кВт} \\ n_{IV} = n_{III} / u_{\text{ц}} = 80 / 2 = 40 \text{ мин}^{-1} \end{aligned}$$

$$T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \frac{11}{40} = 2626 \text{ Н·м.}$$

Параметры P_i , n_i и T_i на соответствующих валах определены правильно, так как на приводном валу получили величины, соответствующие исходным данным, а именно:

$$\begin{aligned} P_{IV} = P = 11 \text{ кВт}; \\ n_{IV} = n = 40 \text{ мин}^{-1}. \end{aligned}$$

2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

Объектами курсового проектирования обычно являются механические приводы на базе двухступенчатых нестандартных редукторов различных типов.

Проектируемый коническо-цилиндрический редуктор в нашем примере состоит из конической зубчатой передачи (быстроходная ступень) и цилиндрической косозубой передачи (тихоходная ступень). Вначале рассчитываем тихо-

ходную ступень, как более нагруженную, хотя это не является обязательным при проектировании двухступенчатых редукторов (кроме соосных). В последних независимо от того, является соосный редуктор горизонтальным или вертикальным, первоочередной расчет тихоходной ступени является обязательным. И только после этого для соосного редуктора следует приступить к расчету быстроходной ступени, принимая межосевое расстояние ее равным межосевому расстоянию тихоходной ступени. Аналогичным образом поступают и при расчете двухпоточных соосных редукторов. При наличии в схеме двухступенчатого редуктора червячной передачи ее также рассчитывают в первую очередь, размеры другой ступени принимают с учетом полученных размеров червячной пары с целью обеспечения ее смазывания. Последнее требование является определяющим и при определении размеров зубчатых передач трехступенчатых редукторов.

Параметрам шестерни соответствующей ступени приписываем индекс 1, колеса – индекс 2. С целью исключения ошибок валы привода обозначены римскими цифрами (см. выше схему привода).

Изложенную ниже методику расчета конической передачи с прямыми и круговыми зубьями, а также цилиндрической косозубой передачи студентам рекомендуется использовать при курсовом проектировании редукторов, имеющих в схеме данные передачи, независимо от того, какой ступенью они являются: быстроходной или тихоходной. Расчет червячной передачи см. пример 1, цилиндрической прямозубой – пример 2 (раздел II).

2.1. РАСЧЁТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ (ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ)

В разрабатываемом редукторе косозубая цилиндрическая передача (тихоходная ступень) является нераздвоенной. При этом шестерня данной ступени устанавливается на промежуточном валу II, колесо - на тихоходном (выходном) валу редуктора, который в схеме привода обозначен III. Если косозубая цилиндрическая передача является быстроходной ступенью привода, то при использовании студентом ниже изложенной методики расчета следует иметь в виду, что в последнем случае шестерня уже будет установлена на быстроходном (входном) валу I, а колесо - на промежуточном валу II. Соответственно этим обозначениям валов и следует принимать частоты вращения n_1 и n_2 , вращающий момент T_2 , а также передаточное число u .

Исходные данные для расчета:

- а) частота вращения шестерни $n_1 = n_{II} = 308 \text{ мин}^{-1}$;
- б) частота вращения колеса $n_2 = n_{III} = 80 \text{ мин}^{-1}$;
- в) передаточное число ступени $u = u_T = 3,84$;
- г) вращающий момент на колесе $T_2 = T_{III} = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- д) расположение зубчатых колес относительно опор - несимметричное;
- е) срок службы передачи $L_h = 12000 \text{ ч}$.

Расчет передач редуктора проводят в два этапа: первый этап – проектный расчет, второй – проверочный.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

2.1.1. Выбор варианта термообработки зубчатых колёс

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:

$T_2 < 1000$ Н·м - вариант т.о. I;

$T_2 = 1000 \dots 10000$ Н·м - варианты т.о. II ... IV;

$T_2 > 10000$ Н·м - вариант т.о. V.

В нашем примере $T_2 = 1421$ Н·м. Принимаем вариант т.о. II (см. табл. 1П.6 приложения 1П):

а) т.о. шестерни - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45 ... 50 HRC₃ или 48 ... 53 HRC₃;

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 HRC₃, ориентируясь на сталь 40X (см. табл. 1П.7 приложения 1П).

2.1.2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчёте на контактную усталость

Предел контактной выносливости поверхности зубьев σ_{Hlim} , соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П):

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

$$\sigma_{Hlim1} = 17H_{HRC3ПОВ1} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1008 \text{ МПа,}$$

где $H_{HRC3ПОВ1} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5$ HRC₃ - 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 $H_{HB2} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5$ HB - средняя твердость поверхности зубьев колеса.

Определим базовое число циклов напряжений N_{Hlim} для шестерни и колеса по формуле

$$N_{Hlim} = 30H_{HB}^{2,4}. \quad (2.1)$$

Следует отметить, что в формулу (2.1) средняя твердость поверхности зубьев подставляется только в единицах HB. Так как для шестерни средняя твердость поверхности зубьев выражена в единицах HRC₃, переведем единицы HRC₃ в единицы HB (см. табл. 1П.10 приложения 1П): 47,5 HRC₃ \cong 450 HB.

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

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

Примечание. Если по формуле (2.1) получилось $N_{Hlim} > 120 \cdot 10^6$, то принимают $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$.

По табл. ПП.8 приложения ПП коэффициент, характеризующий интенсивность типовых режимов нагружения передачи при расчете на контактную усталость, для заданного типового режима 1 (см. техническое задание) $\mu_H = 0,5$.

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:

$$N_{HE1} = 60c_1n_1L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 111 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60c_2n_2L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 28,8 \cdot 10^6.$$

Определим коэффициент долговечности Z_N для шестерни и колеса при расчете на контактную усталость.

ГОСТ 21354-87 рекомендует определять коэффициент долговечности Z_N по одной из двух формул:

а) при $N_{HE} \leq N_{Hlim}$

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}} \leq Z_{Nmax}, \quad (2.2)$$

где $Z_{Nmax} = 2,6$ - при нормализации и улучшении;

$Z_{Nmax} = 1,8$ - при закалке ТВЧ и цементации.

Примечание. Если по формуле (2.2) получилось $Z_N > Z_{Nmax}$, то принимают

$$Z_N = Z_{Nmax};$$

б) при $N_{HE} > N_{Hlim}$

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}} \geq 0,75. \quad (2.3)$$

Примечание. Если по формуле (2.3) получилось $Z_N < 0,75$, то принимают

$$Z_N = 0,75.$$

Так как для шестерни $N_{HE1} > N_{Hlim1}$, то коэффициент долговечности определяем по формуле (2.3):

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

Для колеса $N_{HE2} > N_{Hlim2}$, аналогично по формуле (2.3):

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

Расчетный коэффициент запаса прочности S_H при расчете на контактную усталость (см. табл. ПП.9 приложения ПП): для шестерни - $S_{H1} = 1,2$; для колеса - $S_{H2} = 1,1$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на контактную усталость:

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

$$[\sigma_H]_2 = 0,9 \frac{\sigma_{H\text{lim}2}}{S_{H2}} Z_{N2} = 0,9 \frac{641}{1,1} 0,99 = 519 \text{ МПа.}$$

В качестве расчетного допускаемого напряжения при расчете косозубой и шевронной передач на контактную усталость принимается условное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2). \quad (2.4)$$

При этом должно выполняться условие

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\min}, \quad (2.5)$$

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 (2.5) выполняется:

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

Примечание. Если условие (2.5) не выполняется, т. е. получилось

$[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, то принимают $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$, а если получилось

$[\sigma_H] > 1,25[\sigma_H]_{\min}$, то принимают $[\sigma_H] = 1,25[\sigma_H]_{\min}$.

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

2.1.3. Определение межосевого расстояния

Вращающий момент на колесе рассчитываемой ступени $T_2 = T_{III} = 1421$ Н·м (см. п. 1.4).

Если рассчитываемая ступень редуктора является раздвоенной, как, например, на рис. 2.1, то расчет ведут для одного из раздвоенного зацепления, принимая $T_2 = T_{III}/2$ (рис. 2.1, а ... в) и $T_2 = T_{II}/2$ (рис. 2.1, г).

Рассчитываемая ступень в проектируемом редукторе (см. техническое задание) расположена несимметрично относительно опор и является нераздвоенной. По табл. III.11 приложения II 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

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

По табл. II.12 приложения II при $HB_1 > 350$ и $HB_2 < 350$ для кривой IV в зависимости от $\psi_{hd} = 0,73$ 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

$$a_w = K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} \quad (2.6)$$

Подставив значения величин, получим

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

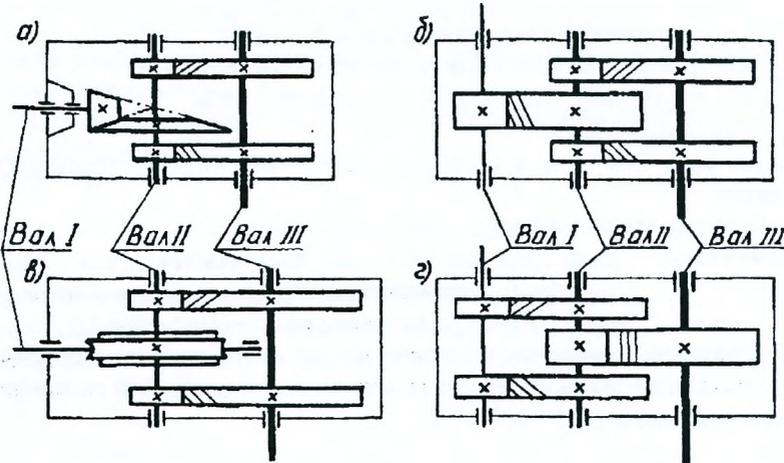


Рис. 2.1

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

2.1.4. Определение модуля передачи

Для силовых косозубых передач нормальный модуль

$$m_n \geq m_{n, \min} = 1,5 \text{ мм.} \quad (2.7)$$

При этом ориентировочно величина модуля m_n может быть принята по рекомендациям, изложенным в табл. 1П.39 приложения 1П. 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 $m_n = 4$ мм.

При этом выполняется условие (2.7): $m_n = 4 \text{ мм} > m_{n, \min} = 1,5 \text{ мм}$

2.1.5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса

Угол наклона зубьев в косозубой нераздвоенной передаче составляет $\beta=8...22^\circ$. Для раздвоенных косозубых ступеней (рис. 2.1.), как и в шевронных передачах, угол наклона зубьев рекомендуется принимать $\beta=25...35^\circ$.

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

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{\pi m_n} \geq 1,1. \quad (2.8)$$

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

Примечание. Величина b_2 округляется до целого числа.

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 $8...22^\circ$ для нераздвоенных косозубых ступеней. Тогда число зубьев шестерни тихоходной цилиндрической ступени

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

Принимаем $z_1=21$.

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

$$z_1 \geq z_{1\min}. \quad (2.9)$$

Для косозубых и шевронных передач

$$z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta. \quad (2.10)$$

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

Условие (2.9) выполняется, так как $z_1=21 > z_{1\min}=16$.

Примечание. Если число зубьев шестерни получилось $z_1 < z_{1\min}$, 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 :

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

Уточняем величины:

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

Условия (2.8) и (2.9) по-прежнему выполняются.

2.1.6. Определение фактического передаточного числа рассчитываемой ступени

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

Отклонение u_ϕ от u :

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

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

2.1.7. Определение основных размеров шестерни и колеса

Диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 21}{0,9714285} = 86,471 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 81}{0,9714285} = 333,529 \text{ мм}.$$

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 $x_{n1} > 0$; $x_{n2} < 0$; $|x_{n1}| = |x_{n2}|$; $x_\Sigma = x_{n1} + x_{n2} = 0$. 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 $\alpha_{tw} = \alpha$.

При угловой коррекции, когда $x_{n1} > 0$; $x_{n2} > 0$ и $x_\Sigma > 0$ $d_{w1} > d_1$; $d_{w2} > d_2$ и $a_w > a$. При этом $\alpha_{tw} > \alpha$. 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. Поэтому 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 $x_{n2} = 0$:

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

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

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

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

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. 2.1.5.).

Тогда ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (5...10)$ 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

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bdmax}. \quad (2.11)$$

По табл. 1.П.11 приложения 1П для несимметрично расположенной относительно опор неразвоенной ступени при $HV_1 > 350$ и $HV_2 < 350$ $\psi_{bdmax} = 1,25$.

Условие (2.11) выполняется, так как $\psi_{bd} = 0,73 < \psi_{bdmax} = 1,25$.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

2.1.8. 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

$$D_{заг} \leq D_{пред}, \quad (2.12)$$

где $D_{заг}$ - диаметр заготовки шестерни (рис. 2.2, а);

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 \text{ мм};$$

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

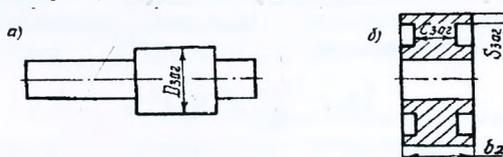


Рис. 2.2

Условие пригодности заготовки колеса (рис 2.2, б):

$$C_{заг} \text{ или } S_{заг} \leq S_{пред}, \quad (2.13)$$

где $C_{заг}$ - толщина заготовки диска колеса; $S_{заг}$ - толщина заготовки обода колеса;

$$C_{\text{заг}}=0,5b_2; S_{\text{заг}}=8m_n;$$

$S_{\text{перед}}$ - см. табл. 1П.7 приложения 1П.

При проверке условия (2.13) с $S_{\text{перед}}$ сравнивается большее из значений $C_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}}$.

Тогда в нашем примере:

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

По табл. 1П.7 приложения 1П для термообработки шестерни - улучшение и закалка ТВЧ при твердости поверхности 45...50 HRC, $D_{\text{перед}}=125 \text{ мм}$ для стали 40X, что больше $D_{\text{заг}}=100,471 \text{ мм}$. Таким образом, для изготовления шестерни можно принимать сталь 40X, так как для принятого вида термообработки выполняется условие (2.12):

$$D_{\text{заг}}=100,471 \text{ мм} < D_{\text{перед}}=125 \text{ мм};$$

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

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

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

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

Таким образом, для изготовления колеса также принимаем сталь 40X. При этом, для данной марки стали выполняется условие (2.13):

$$S_{\text{заг}}=32 \text{ мм} < S_{\text{перед}} = 80 \text{ мм}.$$

2.1.9. Определение степени точности передачи

Окружная скорость шестерни и колеса в полосу 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 непрямоугольных цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, которая допускает окружную скорость зубчатых колес до 4 м/с.

2.1.10. Окончательное определение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчёте на контактную усталость

Окончательная величина допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете зубчатой передачи на контактную усталость определяется согласно ГОСТ 21354-87 по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_N Z_R Z_V, \quad (2.14)$$

где σ_{Hlim} , S_H , и Z_N - см. п. 2.1.2; Z_R - коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев:

При $R_a=1,25 \dots 0,63 \text{ мкм}$	$Z_R=1$
При $R_a=2,5 \dots 1,25 \text{ мкм}$	$Z_R=0,95$
При $R_a=10 \dots 2,5 \text{ мкм}$	$Z_R=0,9$

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

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

Z_V - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости.

При окружной скорости зубчатого колеса $V \leq 5$ м/с коэффициент $Z_V = 1$.

Если $V > 5$ м/с, то Z_V определяют по формулам:

При твердости $H \leq 350$ НВ	$Z_V = 0,85 V^{0,1}$
При твердости $H > 350$ НВ	$Z_V = 0,925 V^{0,05}$

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

Тогда:

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

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

Таким образом, величины $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ остались такими, как и при предварительном расчете (см. п. 2.1.2) 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 окончательном определении $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ будут получены значения, отличные от ранее принятых, тогда в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1.2, определяется новое значение окончательной расчетной величины $[\sigma_H]$.

2.1.11. 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: $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 8521$ Н.

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

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

Осевая сила F_a для шестерни и колеса:

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

2.1.12. Определение коэффициента нагрузки K_H

Коэффициент нагрузки при расчете передачи на контактную усталость

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}, \quad (2.15)$$

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. 2.1.3);

$K_{H\dot{V}}$ - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{H\dot{V}} = 1 + v_H, \quad (2.16)$$

здесь v_H - динамическая добавка

$$v_H = \frac{\delta_H g_0 b_w V}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u}}. \quad (2.17)$$

В формуле (2.17):

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.2.1.7 значение ψ_{bd} изменится в сравнении с ранее принятым в п.1.2.3, 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 $H\dot{V}_1 > 350$ и $H\dot{V}_2 < 350$), $g_0 = 8,2$ (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 по формуле (2.17):

$$v_H = \frac{\delta_H g_0 b_w V}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u_\phi}} = \frac{0,02 \cdot 8,2 \cdot 63 \cdot 1,4}{8521} \sqrt{\frac{210}{3,86}} = 0,01.$$

Тогда по формуле (2.16):

$$K_{H\dot{V}} = 1 + v_H = 1 + 0,01 = 1,01.$$

Окончательно коэффициент нагрузки по формуле (2.15)

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

2.1.13. Проверочный расчёт передачи на контактную усталость

Условие сопротивления контактной усталости согласно ГОСТ 21354-87:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w d_1} \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (2.18)$$

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:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_1} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_1}}, \quad (2.19)$$

где α_1 - делительный угол профиля в торцовом сечении

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}; \quad (2.20)$$

β_b – основной угол наклона зубьев

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ). \quad (2.21)$$

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

$\epsilon_\beta < 1$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)(1 - \epsilon_\beta)}{3} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$	(2.22)
$\epsilon_\beta \geq 1$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$	(2.23)

где ϵ_α – коэффициент торцового перекрытия.

Для передачи без смещения коэффициент ϵ_α ориентировочно можно определить по формуле

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.24)$$

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

$$\epsilon_\alpha = \epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}, \quad (2.25)$$

где ϵ_{a1} , ϵ_{a2} – составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками зубьев, соответственно для шестерни и колеса:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_{a1} &= \frac{Z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_i)}{2\pi}; \\ \epsilon_{a2} &= \frac{Z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_i)}{2\pi}; \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{a1} &= \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}; \\ \alpha_{a2} &= \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}; \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

$$\left. \begin{aligned} d_{b1} &= d_1 \cos \alpha_i; \\ d_{b2} &= d_2 \cos \alpha_i; \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

Рассчитаем коэффициенты Z_H и Z_ϵ для нашего примера.

По формуле (2.20)

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13,84157^\circ} = 20,54^\circ.$$

По формуле (2.21)

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ) = \arcsin(\sin 13,84157^\circ \cos 20^\circ) = 12,99^\circ.$$

По формуле (2.19)

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_i} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_i}} = \frac{1}{\cos 20,54^\circ} \sqrt{\frac{2 \cos 12,99^\circ}{\operatorname{tg} 20,54^\circ}} = 2,44.$$

Коэффициент ε_α определяем по формуле (2.24)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{1r}} + \frac{1}{z_{2r}} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{81} \right) \right] \cos 13,84157^\circ = 1,64.$$

Тогда по формуле (2.23), так как коэффициент $\varepsilon_\beta = 1,19$ (см. п. 2.1.5):

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

Окончательно по условию (2.18) для рассчитываемой косозубой передачи

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

Сопротивление контактной усталости обеспечивается.

Примечания:

1. Перегрузка передачи в общем виде при $\sigma_H > [\sigma_H]$ должна быть не более 4%, т.е. $\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \leq [\Delta \sigma_H] = 4\%$.
2. Если σ_H превышает $[\sigma_H]$ более чем на 4%, то 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 (2.18.), уточнив при этом коэффициенты, зависящие от нового значения b_2 , а именно: Z_ε , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$ 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.

2.1.14. Определение допустимого напряжения изгиба при расчёте зубьев на усталость при изгибе

Допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала, определяется по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} Y_N Y_A, \quad (2.29)$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П), МПа; S_F – коэффициент запаса прочности (см. табл. 1П.9 приложения 1П); Y_N – коэффициент долговечности при расчете на изгиб (см. ниже); Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи; для нереверсивных передач (одностороннее приложение нагрузки) $Y_A=1$; для реверсивных передач (двустороннее приложение нагрузки) $Y_A=0,7 \dots 0,8$, здесь большие значения при $N > 350 \text{ ПВ}$.

Коэффициент долговечности Y_N для шестерни и колеса определяют по формуле:

$$Y_N = q \sqrt{\frac{N_{F\text{lim}}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq Y_{N\text{max}}, \quad (2.30)$$

где $N_{F\text{lim}}$ – базовое число циклов напряжений; для всех марок сталей $N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$; N_{FE} – эквивалентное число циклов напряжений при расчете на изгиб:

$$N_{FE} = 60cn L_h \mu_F, \quad (2.31)$$

где c, n, L_h – соответственно число зацеплений зуба за один оборот зубчатого колеса, частота его вращения (мин^{-1}) и расчетный срок службы передачи (ч); μ_F – см. табл. III.8 приложения III.

Показатель q_F и максимальная величина $Y_{N\text{max}}$ принимаются отдельно для шестерни и колеса в зависимости от твердости H поверхности (а не сердцевины) зубьев согласно ГОСТ 21354-87:

при $H \leq 350\text{HB}$ $q_F = 6$; $Y_{N\text{max}} = 4$;

при $H > 350\text{HB}$ $q_F = 9$; $Y_{N\text{max}} = 2,5$.

Если $N_{FE} \geq N_{F\text{lim}}$, то принимают $Y_N = 1$. Если $N_{FE} < N_{F\text{lim}}$, то Y_N определяют по формуле (2.30) при соответствующем значении q_F и, если получилось, $Y_N \geq Y_{N\text{max}}$, то принимают $Y_N = Y_{N\text{max}}$.

Рассчитаем по формуле (2.29) допускаемые напряжения изгиба для шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$ косозубой передачи.

По табл. III.9 приложения III принимаем:

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

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

б) для колеса (т.о. улучшение)

$$\sigma_{F\text{lim}2} = 1,75 H_{\text{HB}2} = 1,75 \cdot 285,5 = 500 \text{ МПа}; \text{ (здесь } H_{\text{HB}2} \text{ – см. п. 2.1.2); } S_{F2} = 1,7.$$

Принимаем величины q_F и $Y_{N\text{max}}$:

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

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

По формуле (2.31):

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 44 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,3 = 17 \cdot 10^6,$$

где по табл. III.8 приложения III 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 $N_{F\text{lim}1} = N_{F\text{lim}2} = 4 \cdot 10^6$. Тогда:

а) для шестерни $N_{FE1} = 44 \cdot 10^6 > N_{F\text{lim}1} = 4 \cdot 10^6$; $Y_{N1} = 1$;

б) для колеса $N_{FE2} = 17 \cdot 10^6 > N_{F\text{lim}2} = 4 \cdot 10^6$; $Y_{N1} = 1$.

Принимаем привод нереверсивным и тогда $Y_A = 1$. Окончательно допускаемое напряжение изгиба:

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

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

Примечание. При курсовом проектировании приводы цепных и ленточных конвейеров рекомендуется принимать нереверсивными, приводы индивидуальные – реверсивными.

2.1.15. Определение коэффициента нагрузки K_F

Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на усталость при изгибе:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}. \quad (2.32)$$

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

$$v_F = \frac{\delta_f g_0 b_w V}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (2.33)$$

здесь $\delta_f = 0,06$ – для косозубых передач.

Остальные величины в формуле (2.33) те же, что и при определении v_H (см. п. 2.1.12). Тогда в нашем примере:

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

$K_{F\beta} = 1,1$ (по кривой IV при $HV_1 > 350$ и $HV_2 < 350$ для $\psi_{bd} = 0,73$ на основании графиков, приведенных в табл. 1П.12 приложения 1П);

По формуле (2.33) величина v_F :

$$v_F = \frac{\delta_f g_0 b_w V}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u}} = \frac{0,06 \cdot 8,2 \cdot 63 \cdot 1,4}{8521} \sqrt{\frac{210}{3,86}} = 0,04.$$

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

Тогда по формуле (2.32) коэффициент нагрузки K_F :

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

2.1.16. Проверочный расчёт зубьев на усталость при изгибе

Условие сопротивления усталости зубьев при изгибе для косозубой передачи согласно ГОСТ 21354-87:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_F K_{H\beta} Y_\beta Y_c \leq [\sigma_F], \quad (2.34)$$

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

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_V} - 29,7 \frac{x_n}{Z_V} + 0,092 x_n^2, \quad (2.35)$$

Z_V – эквивалентное число зубьев:

$$Z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}; \quad (2.36)$$

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} \geq 0,7; \quad (2.37)$$

в формуле (2.37) β - град; при этом, если получилось $Y_\beta < 0,7$, то принимают $Y_\beta = 0,7$; Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

При $\varepsilon_\beta < 1$	$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha}$	(2.38)
При $\varepsilon_\beta \geq 1$	$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$	(2.39)

В нашем примере для шестерни и колеса:
по формуле (2.36):

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 13,72915^\circ} = 23;$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{81}{\cos^3 13,72915^\circ} = 88;$$

по формуле (2.35) при $x_{n1}=0$ и $x_{n2}=0$:

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{V1}} = 3,47 + \frac{13,2}{23} = 4,04;$$

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{V2}} = 3,47 + \frac{13,2}{88} = 3,62;$$

по формуле (2.37) при $\varepsilon_\beta = 1,19$ (см. п.2.1.5)

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

по формуле (2.39) при $\varepsilon_\beta = 1,19$

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

где $\varepsilon_\alpha = 1,64$ – см. п.2.1.13.

Тогда условие (2.34):

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

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

Соппротивление 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 (2.34). При этом величина a_w остается прежней, а следовательно, сопротивление контактной усталости обеспечивается.

2.1.17. Проверочный расчёт передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Цель данного проверочного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии максимальной нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на контактную усталость.

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

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T}} \leq [\sigma_{H\max}] \quad (2.40)$$

где $\sigma_{H\max}$ – максимальное контактное напряжение при перегрузке, МПа; σ_H – фактическое контактное напряжение, полученное при расчете передачи на контактную усталость, МПа (см. п. 2.1.13); $\frac{T_{\text{пуск}}}{T}$ – кратковременная перегрузка привода (см. техническое задание); $[\sigma_{H\max}]$ – 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. III.9 приложения III:

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

$$[\sigma_{H\max}]_1 = 40 H_{HRC, \text{пов1}} = 40 \cdot 47,5 = 1900 \text{ МПа},$$

где $H_{HRC, \text{пов1}} = 47,5 HRC_2$, - см. п. 2.1.2;

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{H\max}]_2 = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа},$$

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

В качестве расчетной принимаем наименьшую величину $[\sigma_{H\max}]_1 = 1900$ МПа, т.е: $[\sigma_{H\max}] = [\sigma_{H\max}]_1 = 1900 \text{ МПа}$.

Тогда условие (2.40) для рассчитываемой ступени:

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

Условие (2.40) выполняется.

2.1.18. Проверочный расчёт передачи при изгибе максимальной нагрузкой

Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете зубьев на усталость при изгибе.

Проверочный расчет передачи при изгибе максимальной нагрузкой выполняют по условию:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пуск}}}{T} \leq [\sigma_{F \max}] \quad (2.41)$$

где $\sigma_{F \max}$ – максимальное напряжение изгиба при кратковременной перегрузке, МПа; σ_F – фактическое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, МПа (см. п. 2.1.16); $[\sigma_{F \max}]$ – 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 и закалка ТВЧ) при $m_n > 3$ мм:

$$[\sigma_{F \max 1}] = 1260 \text{ МПа};$$

б) для колеса (т.о. улучшение):

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

где $H_{\text{HB2}} = 285,5 \text{ HB}$ – см. п.2.1.2.

Ранее мы получили $\sigma_{F1} = 97 \text{ МПа}$ и $\sigma_{F2} = 96 \text{ МПа}$ (см. п. 2.1.16).

Тогда условие (2.41) для рассчитываемой ступени:

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

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

Условие (2.41) выполняется как для шестерни, так и для колеса.

2.2. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ (БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ)

Конические передачи выполняют с прямыми и непрямыми (криволинейными) зубьями. Из различных типов конических передач с непрямыми зубьями наибольшее распространение в настоящее время получили конические передачи с круговыми зубьями. В сравнении с прямыми зубьями круговые зубья обеспечивают более плавное зацепление и меньший шум, что особенно важно при высоких скоростях. Кроме того, передачи с круговыми зубьями отличаются большей несущей способностью и высокой технологичностью (их изготовление в сравнении с другими типами не прямых зубьев проще и производится на специальных станках в условиях как массового, так и мелкосерийного производства).

При курсовом проектировании конической передачи тип зуба (прямой или круговой) может быть указан на схеме редуктора и тогда студент проектирует соответствующую коническую передачу. Если на схеме редуктора тип зуба не

указан, то студент для принятой величины расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ определяет главный параметр конической передачи – внешний делительный диаметр колеса d'_{e2} как для передачи с прямым, так и круговым зубьями (см. п.2.2.3). После этого по формуле $V = \frac{\pi d'_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3}$ (где V – м/с, d'_{e2} – мм, n_2 – мин⁻¹) определяется окружная скорость передачи V и затем в соответствии с данными табл. 1П.15 приложения 1П решается вопрос о выборе типа зуба (прямого или кругового). С этого момента дальнейший расчет передачи проводится для принятого типа зуба в соответствии с ниже изложенной методикой. С целью облегчения работы студента над проектом в данном примере одновременно рассматривается методика проектирования конической передачи как с прямыми, так и с круговыми зубьями.

Исходные данные для расчета:

- частота вращения шестерни $n_1 = n_I = 975$ мин⁻¹;
- частота вращения колеса $n_2 = n_{II} = 308$ мин⁻¹;
- передаточное число $u = u_B = 3,17$;
- вращающий момент на колесе рассчитываемой ступени $T_2 = T_{II} = 381$ Н·м;
- расположение зубчатых колес относительно опор: шестерни – консольное, колеса – несимметричное;
- расчетный срок службы передачи $L_n = 12000$ ч.

Расчет конической передачи проводим в следующей последовательности.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

2.2.1. Выбор варианта термической обработки зубчатых колёс

Вариант термообработки (т.о.) выбираем, исходя из вращающего момента T_2 на колесе рассчитываемой быстроходной ступени в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1.1.

В нашем примере $T_2 = 381$ Н·м. Принимаем вариант 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 и др.

2.2.2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчёте на контактную усталость

Предел контактной выносливости поверхностей зубьев σ_{Hlim} , соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П):

- для шестерни (т.о. улучшение):

$$\sigma_{Hlim1} = 2 H_{H\text{H}1} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа},$$

где $H_{H\text{H}1} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5$ НВ -средняя твердость поверхности зубьев шестерни;

- для колеса (т.о. улучшение):

$$\sigma_{Hlim2} = 2 H_{H\text{H}2} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа},$$

где $H_{HB2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5 \text{ НВ}$ - средняя твердость поверхности зубьев колеса.

Базовое число циклов напряжений N_{Hlim} (см. формулу (2.1)):

$$N_{Hlim1} = 30 H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23,5 \cdot 10^6 < 120 \cdot 10^6;$$

$$N_{Hlim2} = 30 H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16,8 \cdot 10^6 < 120 \cdot 10^6.$$

Примечание. Если получится $N_{Hlim} > 120 \cdot 10^6$, то принимают $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$.

Эквивалентное число циклов напряжений N_{HE} за расчетный срок службы привода $L_n = 12 \cdot 10^3$ 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):

$$N_{HE1} = 60 c_1 n_1 L_n \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 975 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 351 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60 c_2 n_2 L_n \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 111 \cdot 10^6.$$

Определим для шестерни и колеса конической ступени коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} , используемые при расчете передачи на контактную усталость.

Следует отметить, что для конической передачи коэффициент долговечности Z_N определяется аналогичным образом, как и для цилиндрической передачи по формулам (2.2) или (2.3) (см. п. 2.1.2) в зависимости от соотношения эквивалентного числа циклов напряжений N_{HE} и базового N_{Hlim} .

В нашем примере для конической ступени:

а) для шестерни – так как $N_{HE1} > N_{Hlim1}$, то коэффициент долговечности Z_{N1} определяется по формуле (2.3):

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{23,5 \cdot 10^6}{351 \cdot 10^6}} = 0,87 > 0,75;$$

а) для колеса – так как $N_{HE2} > N_{Hlim2}$, то коэффициент долговечности Z_{N2} определяется по формуле (2.3):

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{16,8 \cdot 10^6}{111 \cdot 10^6}} = 0,91 > 0,75.$$

Расчетный коэффициент запаса прочности S_H при расчете на контактную усталость принимаем по табл. 1П.9 приложения 1П: для шестерни (т.о. улучшение) – $S_{H1} = 1,1$; для колеса (т.о. улучшение) – $S_{H2} = 1,1$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на контактную усталость:

$$[\sigma_{H1}] = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1}}{S_{H1}} = 0,9 \frac{641 \cdot 0,87}{1,1} = 456 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{N2}}{S_{H2}} = 0,9 \frac{567 \cdot 0,91}{1,1} = 422 \text{ МПа}.$$

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:

а) для прямозубой конической передачи при всех видах термообработки, а также для конической передачи с круговым зубом при I, III, IV и V вариантах термообработки

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}, \quad (2.42)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$;

б) для конической передачи с круговым зубом при II варианте термообработки

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,15[\sigma_H]_2, \quad (2.43)$$

Примечание. Если в условии (2.43) получилось $[\sigma_H] > 1,15[\sigma_H]_2$, то принимают $[\sigma_H] = 1,15[\sigma_H]_2$. При $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$ принимают $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$

В нашем примере для I варианта термообработки расчетное допускаемое контактное напряжение конической ступени, выполняемой как с прямыми, так и с круговыми зубьями, принимается одинаковым, а именно:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 422 \text{ МПа.}$$

2.2.3. Определение главного параметра конической передачи

В конической передаче коэффициент ψ_{bR_e} ширины b зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e рекомендуется: $\psi_{bR_e} = b/R_e \leq 0,3$.

Принимаем наиболее распространенное значение $\psi_{bR_e} = 0,285$.

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 :

$$\gamma = \frac{\psi_{bR_e} u}{2 - \psi_{bR_e}} = \frac{0,285 \cdot 3,17}{2 - 0,285} = 0,53.$$

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 Q_H , учитывающим влияние вида зубьев конической передачи при расчете на контактную усталость.

Для передачи с прямыми зубьями для всех вариантов термообработки $Q_H = 0,85$.

Для передачи с круговыми зубьями по табл. 1П.21 приложения 1П для варианта термообработки I:

$$Q_H = 1,22 + 0,21u = 1,22 + 0,21 \cdot 3,17 = 1,89.$$

Тогда предварительно главный параметр конической передачи – внешний делительный диаметр колеса d'_{e2} :

для передачи с прямыми зубьями:

$$d'_{e2} \geq 1650 \sqrt{\frac{T_2 u}{Q_H [\sigma_H]^2}} K_{H\beta} = 1650 \sqrt{\frac{381 \cdot 3,17}{0,85 \cdot 422^2}} \cdot 1,07 = 337 \text{ мм;}$$

для передачи с круговыми зубьями:

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_{nm} 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_{nm} в передаче с круговыми зубьями;

б) диаметр d'_{e2} согласуется со стандартным рядом Ra40, а модули m_e и m_{nm} 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 $d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3,5 \cdot 101 = 353,500 \text{ мм};$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$m'_{ie} = \frac{d'_{e2}}{z_2} = \frac{253}{70} = 3,61 \text{ мм};$$

до стандартного значения модуль m'_{ie} не округляют.

Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1} :

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3,5 \cdot 32 = 112,000 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d'_{e1} = m'_{ie} \cdot z_1 = 3,61 \cdot 22 = 79,420 \text{ мм}.$$

Внешнее делительное конусное расстояние:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{112,000}{2 \sin 17,56026^\circ} = 185,61 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$R'_e = \frac{d'_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{79,420}{2 \sin 17,45655^\circ} = 132,37 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца шестерни и колеса:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$b = \Psi_{br} R_e = 0,285 \cdot 185,61 = 52,9 \text{ мм},$$

принимаем $b = 53$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями

$$b = \Psi_{br} R'_e = 0,285 \cdot 132,37 = 37,7 \text{ мм},$$

принимаем $b = 38$ мм.

Среднее делительное конусное расстояние:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 185,61 - \frac{53}{2} = 159,11 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$R'_m = R'_e - \frac{b}{2} = 132,37 - \frac{38}{2} = 113,37 \text{ мм}.$$

Средний окружной модуль:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 3,5 \frac{159,11}{185,61} = 3,00 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$m'_{im} = m'_{ie} \frac{R'_m}{R'_e} = 3,61 \frac{113,37}{132,37} = 3,09 \text{ мм};$$

Примечание. До стандартных значений m_m и m'_{im} не округляют.

Средний делительный диаметр шестерни:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d_{m1} = m_m z_1 = 3,0 \cdot 32 = 96,00 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d'_{m1} = m'_{im} z_1 = 3,09 \cdot 22 = 67,98 \text{ мм}.$$

Средний нормальный модуль (определяется только для передачи с круговыми зубьями):

$$m'_{nm} = m'_{im} \cos \beta_m = 3,09 \cdot \cos 35^\circ = 2,53 \text{ мм},$$

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 $m_{nm} = 2,5$ мм.

После этого для передачи с круговыми зубьями уточняем параметры:

$$m_{im} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{2,5}{\cos 35^\circ} = 3,052 \text{ мм};$$

$$R_e = R_m + 0,5b = 111,91 + 0,5 \cdot 38 = 130,91 \text{ мм};$$

$$d_{m1} = m_{im} z_1 = 3,052 \cdot 22 = 67,144 \text{ мм};$$

$$m_{ie} = m_{im} \frac{R_e}{R_m} = 3,052 \frac{130,91}{111,91} = 3,570 \text{ мм};$$

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{67,144}{2 \sin 17,45655^\circ} = 111,91 \text{ мм};$$

$$d_{e1} = m_{ie} z_1 = 3,570 \cdot 22 = 78,540 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_{ie} z_2 = 3,570 \cdot 70 = 249,900 \text{ мм}.$$

Средний делительный диаметр колеса:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d_{m2} = m_m z_2 = 3,00 \cdot 101 = 303,000 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d_{m2} = m_{im} z_2 = 3,052 \cdot 70 = 213,640 \text{ мм}.$$

2.2.5. Выбор коэффициентов смещения инструмента при нарезании зубчатых колёс

В конических передачах с $u > 1$ 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 $H_{НВ1} - H_{НВ2} > 100$ НВ рекомендуется [7] $x_{e1} = x_{e2} = 0$ ($x_{n1} = x_{n2} = 0$). Это относится, как правило, к вариантам т.о. II или IV.

В нашем примере $H_{НВ1} - H_{НВ2} = 285,5 - 248,5 = 37$ НВ, что меньше 100 НВ и зубчатые колеса выполняем с радиальным смещением (высотная коррекция).

2.2.6. Предварительное определение внешнего диаметра вершин зубьев шестерни

Для определения диаметра заготовки конической шестерни (см. далее п. 2.2.7) 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

$$d'_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{ie} \cos \delta_1 = 78,540 + 1,64(1 + 0,28)3,570 \cos 17,45655^\circ = 85,689 \text{ мм}.$$

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

2.2.7. 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 $D_{заг}$ конической шестерни (рис. 2.3, а):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$D_{заг} = d'_{ae1} + 6 = 120,809 + 6 = 126,809 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$D_{заг} = d'_{ae1} + 6 = 85,689 + 6 = 91,689 \text{ мм}.$$

Размеры заготовки $S_{заг}$ и $C_{заг}$ конического колеса (рис. 2.3, б):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$S_{заг} = 8 m_e = 8 \cdot 3,5 = 28 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$S_{заг} = 8 m_{ie} = 8 \cdot 3,570 = 28,6 \text{ мм};$$

$$C_{заг} = 0,5 b = 0,5 \cdot 53 = 26,5 \text{ мм};$$

$$C_{заг} = 0,5 b = 0,5 \cdot 38 = 19 \text{ мм}.$$

Диаметр заготовки $D_{заг}$ и наибольшую из величин $S_{заг}$ и $C_{заг}$ сравниваем с предельными соответственно $D_{пред}$ и $S_{пред}$ по табл. 1П.7 приложения 1П для принятого 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:

$$D_{заг} = 126,809 \text{ мм} < D_{пред} = 200 \text{ мм};$$

б) для колеса при т.о. улучшение и твердости 235...262 НВ для стали 40ХН:

$$S_{заг} = 28 \text{ мм} < S_{пред} = 200 \text{ мм}.$$

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:

$$D_{заг} = 91,689 \text{ мм} < D_{пред} = 125 \text{ мм};$$

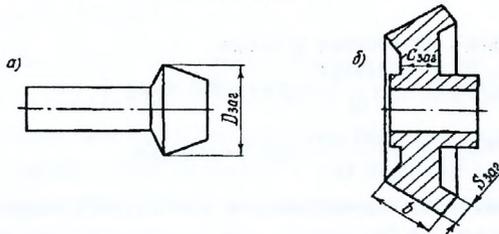


Рис. 2.3

б) для колеса при т.о. улучшение и твердости 235...262 НВ для стали 40Х:

$$S_{заг} = 28,6 \text{ мм} < S_{пред} = 125 \text{ мм}.$$

Материал шестерни и колеса передачи с круговыми зубьями – сталь 40Х.

2.2.8. Выбор степени точности передачи

Средняя окружная скорость зубчатых колес передачи:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$V = \frac{\pi d_{m2} n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 303,000 \cdot 309}{60 \cdot 10^3} = 4,9 \text{ м/с},$$

где $n_2 = \frac{n_э}{u_\phi} = \frac{975}{3,16} = 309 \text{ мин}^{-1}$;

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 $n_2 = \frac{n_э}{u_\phi} = \frac{975}{3,18} = 307 \text{ мин}^{-1}$.

По табл. ПП15 приложения ПП выбираем для передачи с прямыми зубьями 7-ю степень точности, для передачи с круговыми зубьями – 8-ю степень точности.

2.2.9. Окончательное определение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчёте на контактную усталость

По рекомендации в п. 2.1.10 параметр шероховатости R_a профиля зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями $R_a = 0,8 \text{ мкм}$;

б) для передачи с круговыми зубьями $R_a = 1,6 \text{ мкм}$.

Как и для цилиндрических передач (см. п. 2.1.10), 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 $Z_R = 0,95$.

Согласно рекомендациям, изложенным в п. 2.1.10, коэффициент Z_V , учитывающий влияние окружной скорости зубчатых колес, принимаем для передачи с прямыми и круговыми зубьями $Z_V = 1$ (так как $V < 5 \text{ м/с}$).

Тогда окончательная величина допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на контактную усталость:

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\text{lim}1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_V = \frac{641 \cdot 0,87}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 507 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\text{lim}2} Z_{N21}}{S_{H2}} Z_R Z_V = \frac{567 \cdot 0,91}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 469 \text{ МПа};$$

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. 2.2.2):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\text{min}} = [\sigma_H]_2 = 469 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\text{min}} = [\sigma_H]_2 = 446 \text{ МПа}.$$

2.2.10. Проверочный расчёт передачи на контактную усталость

Коэффициент K_{Ha} , учитывающий распределение нагрузки между зубьями, принимается для передачи с прямыми и круговыми зубьями $K_{Ha} = 1$. Коэффициент $K_{H\beta}$ остался прежним как для передачи с прямыми зубьями ($K_{H\beta} = 1,07$), так и для передачи с круговыми зубьями ($K_{H\beta} = 1$) (см. п. 2.2.3), так как практически не изменились $\Psi_{H\beta e}$ и u , а соответственно и параметр γ .

Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} по табл. 1П.22 приложения 1П интерполяцией:

а) для передачи с прямыми зубьями $K_{Hv} = 1,18$;

б) для передачи с круговыми зубьями $K_{Hv} = 1,04$.

Коэффициент нагрузки K_H при расчете на контактную усталость:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1 \cdot 1,07 \cdot 1,18 = 1,26;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1 \cdot 1 \cdot 1,04 = 1,04.$$

Окружная сила в зацеплении:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 381}{303,000} = 2515 \text{ Н};$$

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 Q_H , учитывающий влияние вида зубьев (см. п. 2.2.3).

Для передачи с прямыми зубьями коэффициент Q_H остался прежним ($Q_H = 0,85$).

Для передачи с круговыми зубьями, учитывая новое значение $u_\phi = 3,18$, имеем

$$Q_H = 1,22 + 0,21 u_\phi = 1,22 + 0,21 \cdot 3,18 = 1,89,$$

т.е. также осталось прежним (см. п. 2.2.3).

Тогда условие сопротивления контактной усталости:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t K_H}{Q_H d_{e2} b} \sqrt{u_\phi^2 + 1}} = 470 \sqrt{\frac{2515 \cdot 1,26}{0,85 \cdot 353,500 \cdot 53} \sqrt{3,16^2 + 1}} = 382 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 469 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\sigma_n = 470 \sqrt{\frac{F_t K_H}{Q_H d_{e2} b} \sqrt{u_{\alpha}^2 + 1}} = 470 \sqrt{\frac{3567 \cdot 1,04}{1,89 \cdot 249,300 \cdot 38} \sqrt{3,18^2 + 1}} = 390 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 446 \text{ МПа}.$$

Условие сопротивления контактной усталости выполняется как для передачи с прямыми, так и круговыми зубьями.

Примечания: 1. При $\sigma_H > [\sigma_H]$ перегрузка должна быть не более 4%, т.е. $\Delta\sigma_n = (\sigma_H - [\sigma_H]) / [\sigma_H] \cdot 100\% \leq [\Delta\sigma_n] = 4\%$. 2. Если σ_H превышает $[\sigma_H]$ более чем на 4%, то следует увеличить ширину зубчатого венца, приняв новое значение b' по формуле $b' = b (\sigma_H / [\sigma_H])'$ 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 выбрать другой вариант термообработки, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчёт передачи.

2.2.11. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчёте зубьев на усталость 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)

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

б) для колеса (т.о. улучшение)

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

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. 2.1.14). Для определения коэффициента Y_N используется формула (2.30). При этом, эквивалентное число циклов напряжений N_{FE} , используемое в формуле для расчета Y_N , рассчитывается по формуле (2.31). 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 $H_1 < 350$ HB)

$$q_F = 6; Y_{N\text{max}} = 4;$$

б) для колеса (т.о. улучшение, твердость поверхности зубьев $H_2 < 350$ HB)

$$q_F = 6; Y_{N\text{max}} = 4.$$

Определим эквивалентное число циклов напряжений:

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_F = 60 \cdot 1 \cdot 975 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,3 = 210 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_F = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,3 = 67 \cdot 10^6;$$

где $\mu_F = 0,3$ (см. табл. 1П.8 приложения 1П) как для шестерни, так и для колеса.

Тогда коэффициент долговечности Y_N :

$$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F \text{ lim } 1}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{210 \cdot 10^6}} = 0,52; \text{ так как получили } Y_{N1} < 1, \text{ принимаем } Y_{N1} = 1;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F \text{ lim } 2}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{67 \cdot 10^6}} = 0,63; \text{ так как получили } Y_{N2} < 1, \text{ принимаем } Y_{N2} = 1;$$

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 не-реверсивная (для реверсивных передач $Y_A = 0,7 \dots 0,8$, здесь большие значения $N > 350$ НВ). Тогда допускаемое напряжение изгиба при расчете зубьев на усталость при изгибе:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A = \frac{500}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 294 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A = \frac{435}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 256 \text{ МПа}.$$

2.2.12. Проверочный расчёт зубьев на усталость при изгибе

Эквивалентное число зубьев z_v :

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{32}{\cos 17,56026^\circ} \cong 34;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{32}{\cos 72,43974^\circ} \cong 335;$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m} = \frac{32}{\cos 17,45655^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} \cong 42;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m} = \frac{70}{\cos 72,54345^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} \cong 425.$$

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%:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 27,9 \frac{x}{z_v} + 0,092 x^2, \quad (2.44)$$

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 ($z_{v1} = 335$; $x_{e2} = -0,32$)

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} - 27,9 \frac{x_{e2}}{z_{v2}} + 0,092 x_{e2}^2 = 3,47 + \frac{13,2}{335} - 27,9 \frac{(-0,32)}{335} + 0,092 (-0,32)^2 = 3,56.$$

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 ($z_{v1} = 42$; $x_{n1} = 0,28$)

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} - 27,9 \frac{x_{n1}}{z_{v1}} + 0,092 x_{n1}^2 = 3,47 + \frac{13,2}{42} - 27,9 \frac{0,28}{42} + 0,092 \cdot 0,28^2 = 3,60;$$

колесо ($z_{v2} = 425$; $x_{n2} = -0,28$)

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} - 27,9 \frac{x_{n2}}{z_{v2}} + 0,092 x_{n2}^2 = 3,47 + \frac{13,2}{425} - 27,9 \frac{(-0,28)}{425} + 0,092 (-0,28)^2 = 3,54.$$

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 усталость при изгибе

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}. \quad (2.45)$$

Физический смысл коэффициентов K_{Fa} , $K_{F\beta}$ 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).

Определим коэффициенты K_{Fa} , $K_{F\beta}$ и K_{Fv} .

Коэффициент $K_{Fa} = 1$ - для передачи с прямыми и круговыми зубьями.

Коэффициент $K_{F\beta}$:

$$\begin{array}{ll} \text{а) для передачи с прямыми зубьями} & \text{б) для передачи с круговыми зубьями} \\ K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 0,5 = 1 + (1,07 - 1) \cdot 0,5 = 1,1; & K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 0,5 = 1 + (1 - 1) \cdot 0,5 = 1. \end{array}$$

Коэффициент K_{Fv} по табл. 1П.22 приложения 1П интерполяцией:

$$\begin{array}{ll} \text{а) для передачи с прямыми зубьями} & K_{Fv} = 1,47; \\ \text{б) для передачи с круговыми зубьями} & K_{Fv} = 1,12. \end{array}$$

Тогда коэффициент нагрузки K_F :

$$\begin{array}{ll} \text{а) для передачи с прямыми зубьями} & \text{б) для передачи с круговыми зубьями} \\ K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,47 = 1,63; & K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} = 1 \cdot 1 \cdot 1,12 = 1,12. \end{array}$$

Коэффициент Q_F :

$$\begin{array}{ll} \text{а) для передачи с прямыми зубьями} & Q_F \approx Q_H = 0,85; \\ \text{б) для передачи с круговыми зубьями (см. табл. 1П.21 приложения 1П для варианта термообработки I)} & Q_F = 0,94 + 0,08 u_{\phi} = 0,94 + 0,08 \cdot 3,18 = 1,19. \end{array}$$

Окончательно условие сопротивления усталости зубьев при изгибе:

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{Q_F b m_e} K_F Y_{FS2} = \frac{2515}{0,85 \cdot 53 \cdot 3,5} 1,63 \cdot 4,27 = 111 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 256 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = 111 \frac{4,33}{4,27} = 113 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 294 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{Q_F b m_e} K_F Y_{FS2} = \frac{3567}{1,19 \cdot 38 \cdot 3,57} 1,12 \cdot 4,25 = 105 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 256 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = 111 \frac{4,33}{4,25} = 107 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 294 \text{ МПа}.$$

Условия сопротивления усталости зубьев при изгибе соблюдаются как для передачи с прямыми, так и для передачи с круговыми зубьями. При этом фактические величины напряжений изгиба σ_F значительно меньше допускаемых $[\sigma_F]$. На основании этого можно сделать вывод о том, что основным критерием работоспособности рассчитываемой конической передачи является контактная усталость, а не усталость зубьев при изгибе.

2.2.13. Проверочный расчёт передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете на контактную усталость.

Предельно допустимое контактное напряжение $[\sigma_{Hmax}]$, 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 $[\sigma_{Hmax}]_2 = 2,8 \sigma_T$, где σ_T - см. табл. 1П.7 приложения 1П.

Для передачи с прямыми зубьями (материал колеса - сталь 40ХН, $\sigma_T = 630$ МПа) $[\sigma_{Hmax}]_2 = 2,8 \cdot 630 = 1764$ МПа.

Для передачи с круговыми зубьями (материал колеса - сталь 40Х, $\sigma_T = 640$ МПа) $[\sigma_{Hmax}]_2 = 2,8 \cdot 640 = 1792$ МПа.

Тогда условие контактной прочности при действии максимальной нагрузки:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пуск}}{T}} = 382 \sqrt{1,6} = 483 \text{ МПа} < [\sigma_{Hmax}]_2 = 1764 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пуск}}{T}} = 390 \sqrt{1,6} = 493 \text{ МПа} < [\sigma_{Hmax}]_2 = 1792 \text{ МПа},$$

где $\frac{T_{пуск}}{T} = 1,6$ - кратковременная перегрузка привода (см. техническое задание на курсовой проект); σ_H - см. п. 2.2.10.

Условие контактной прочности выполняется.

2.2.14. Проверочный расчёт передачи при изгибе максимальной нагрузкой

Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете зубьев на усталость при изгибе. При этом расчет проводят отдельно для шестерни и колеса.

Предельно допустимое напряжение изгиба, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, для принятого варианта термообработки по табл. 1П.9 приложения 1П $[\sigma_{Fmax}] = 2,74 H_{HB}$.

Для передачи с прямыми и круговыми зубьями:

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

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

Тогда условие прочности передачи при изгибе максимальной нагрузкой:

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{T_{пуск}}{T} = 113 \cdot 1,6 = 181 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}]_1 = 782 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \frac{T_{пуск}}{T} = 111 \cdot 1,6 = 178 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}]_2 = 681 \text{ МПа}.$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{T_{пуск}}{T} = 107 \cdot 1,6 = 171 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}]_1 = 782 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \frac{T_{пуск}}{T} = 105 \cdot 1,6 = 168 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}]_2 = 681 \text{ МПа},$$

где σ_{F1} и σ_{F2} - см. п. 2.2.12.

Таким образом, прочность зубьев при изгибе максимальной нагрузкой обеспечивается.

2.2.15. 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 нереверсивны, 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 случае 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 $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2515$ Н,
где $F_t = 2515$ Н - см. п.2.2.10.

Далее на основании табл. 1П.23 определим остальные силы в зацеплении.

Радиальная сила на шестерне $F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2515 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 17,56026^\circ = 873$ Н.

Осевая сила на колесе $F_{a2} = F_{r1} = 873$ Н.

Осевая сила на шестерне $F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 2515 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 17,56026^\circ = 276$ Н.

Радиальная сила на колесе $F_{r2} = F_{a1} = 276$ 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 шестерне F_{a1} была направлена от вершины конуса к основанию, принимаем направление линии зуба шестерни - правое, колеса - левое.

Тогда окружная сила на шестерне и колесе $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 3567 \text{ Н}$, где $F_t = 3567 \text{ Н}$ - см. п.2.2.10.

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:

$$\gamma_r = 0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1 = 0,444 \cos 17,45655 - 0,7 \sin 17,45655 = 0,214;$$

$$\gamma_a = 0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1 = 0,444 \sin 17,45655 + 0,7 \cos 17,45655 = 0,801.$$

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.

2.2.16. 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 2.4, а);

б) осевая форма II - понижающиеся зубья (рис 2.4, б);

в) осевая форма III - равновысокие зубья (рис. 2.4, в).

Осевая форма I. Вершины конусов делительного и впадин при данной форме совпадают. Эта форма является единственной для конических передач с прямыми зубьями. Для зубчатых колес с круговыми зубьями осевая форма I применяется при:

$$m_{\text{нн}} \geq 2 \text{ мм}; R_m = 60...650 \text{ мм}; \beta_m = 35^\circ; z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20...100.$$

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. 2.5, а, б), так и двусторонняя (рис. 2.5,в). Для обработки противоположных сторон 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. 2.5, г) с внутренними 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:

$$m_{nm} = 0,4 \dots 25 \text{ мм}; R_m = 6 \dots 700 \text{ мм}; \beta_m = 35^\circ; z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 24 \dots 100.$$

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:

$$m_m = 2 \dots 25 \text{ мм}; R_m = 75 \dots 750 \text{ мм}; \beta_m = 35^\circ; z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} > 40.$$

Осевая форма III находит ограниченное применение.

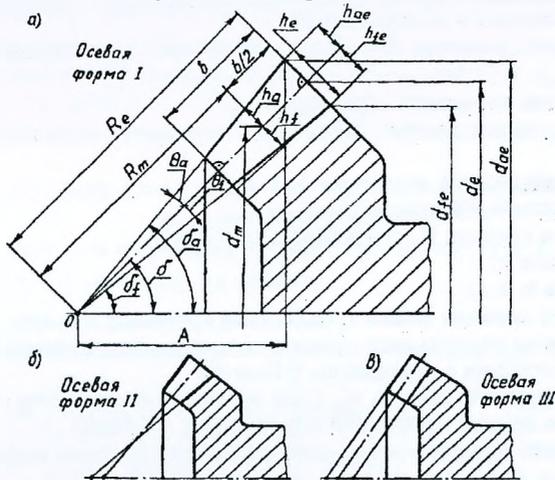


Рис. 2.4

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_Σ :

$$z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{22^2 + 70^2} = 73,3757.$$

Так для z_Σ находится в диапазоне 20..100, модуль $m_{nm}=2,5$ мм, а $R_m=111,91$ мм и с учетом мелкосерийного способа производства (см. техническое задание) принимаем для передачи с круговыми зубьями осевую форму I.

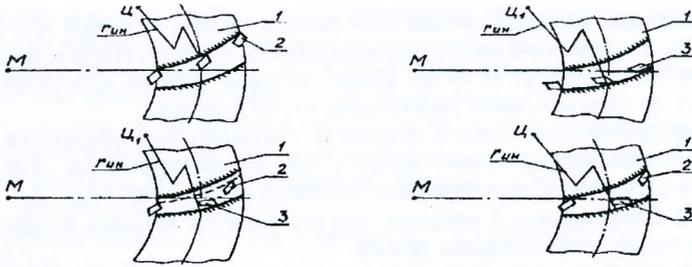


Рис. 2.5:

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)

2.2.17. Геометрический расчёт конической передачи

Геометрический расчет конической передачи предполагает определение:

- внешней высоты зуба h_c ;
- углов головки Θ_a , ножки зуба Θ_b , конуса вершин δ_a и конуса впадин δ_b ;
- окружной толщины зуба S ;
- внешних диаметров вершин зубьев d_{ac} и впадин d_{fc} ;
- расчетного базового расстояния A ;
- номинального диаметра d_0 зуборезной головки (для передачи с круговыми зубьями);
- коэффициента торцового перекрытия ϵ_a .

В качестве исходных данных используют величины, полученные при расчете передачи:

- внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2} ;
- средние делительные диаметры d_{m1} и d_{m2} ;
- внешнее R_e и среднее R_m конусные расстояния;
- ширина венцов b ;
- числа зубьев z_1 и z_2 ;
- средний угол наклона линии зуба β_m (для круговых зубьев);
- коэффициенты радиального смещения $x_{e1} = -x_{e2}$ (для прямозубой передачи) и $x_{n1} = -x_{n2}$ (для передачи с круговыми зубьями);
- 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 0,016°; 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 исход-

ного контура $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,2$. Для конической передачи с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный исходный контур, параметры которого по ГОСТ 16202 - 81 равны: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$.

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 и ножки h_f зуба в среднем торцовом сечении и только после этого рассчитывают размеры h_{ae} и h_{fe} во внешнем торцовом сечении.

В дальнейших расчетах в терминах среднее торцовое значение и внешнее торцовое сечение слово «торцовое» 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. 2.2.16).

Геометрический расчет рекомендуется проводить в следующей последовательности.

Высота головки зуба:

а) внешняя для передачи с прямыми зубьями при $x_{e1} = 0,32$ и $x_{e2} = -0,32$

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_{e1}) m_e = (1 + 0,32) \cdot 3,5 = 4,62 \text{ мм}; \quad h_{ae2} = (h_a^* + x_{e2}) m_e = (1 - 0,32) \cdot 3,5 = 2,38 \text{ мм};$$

б) в среднем сечении для передачи с круговыми зубьями при $x_{n1} = 0,28$ и $x_{n2} = -0,28$

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) m_{nm} = (1 + 0,28) \cdot 2,5 = 3,20 \text{ мм}; \quad h_{a2} = (h_a^* + x_{n2}) m_{nm} = (1 - 0,28) \cdot 2,5 = 1,80 \text{ мм}.$$

Высота ножки зуба:

а) внешняя для передачи с прямыми зубьями при $x_{e1} = 0,32$ и $x_{e2} = -0,32$

$$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x_{e1}) m_e = (1 + 0,2 - 0,32) \cdot 3,5 = 3,08 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = (h_a^* + c^* - x_{e2}) m_e = (1 + 0,2 + 0,32) \cdot 3,5 = 5,32 \text{ мм};$$

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

$$\Theta_{f1} = \arctg \frac{h_{fe1}}{R_e} = \arctg \frac{3,08}{185,61} = 0,95067^\circ;$$

$$\Theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe2}}{R_e} = \arctg \frac{5,32}{185,61} = 1,64177^\circ;$$

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

$$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_{e1}tg\alpha + x_{r1})m_e = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,32 \cdot tg20^\circ + 0) \cdot 3,5 = 6,3103 \text{ мм};$$

$$S_{e2} = \pi m_e - S_{e1} = 3,14 \cdot 3,5 - 6,3103 = 4,6797 \text{ мм};$$

б) в среднем нормальном сечении для передачи с круговыми зубьями

$$S_{nm1} = (0,5 \cdot \pi + 2x_{n1}tg\alpha_n + x_{r1})m_{nm} = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,28 \cdot tg20^\circ + 0) \cdot 2,5 = 4,4346 \text{ мм};$$

$$S_{nm2} = \pi m_{nm} - S_{nm1} = 3,14 \cdot 2,5 - 4,4346 = 3,4154 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от среднего к внешнему сечению для передачи с круговыми зубьями

$$\Delta h_{ae1} = 0,5 b tg\Theta_{a1} = 0,5 \cdot 38 \cdot tg1,96012^\circ = 0,650 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{ae2} = 0,5 b tg\Theta_{a2} = 0,5 \cdot 38 \cdot tg1,24391^\circ = 0,413 \text{ мм}.$$

Внешняя высота головки зуба для передачи с круговыми зубьями

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3,20 + 0,650 = 3,85 \text{ мм}; \quad h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1,80 + 0,413 = 2,21 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от среднего к внешнему сечению для передачи с круговыми зубьями

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2} = 0,413 \text{ мм}; \quad \Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1} = 0,650 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба для передачи с круговыми зубьями

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2,43 + 0,413 = 2,84 \text{ мм}; \quad h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3,83 + 0,650 = 4,48 \text{ мм}.$$

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

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 3,85 + 2,84 = 6,69 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 2,21 + 4,48 = 6,69 \text{ мм}.$$

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

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos \delta_1 = 78,540 + 2 \cdot 3,85 \cdot \cos 17,45655^\circ = 85,885 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos \delta_2 = 249,900 + 2 \cdot 2,21 \cdot \cos 72,54345^\circ = 251,226 \text{ мм}.$$

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

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 h_{fe1} \cos \delta_1 = 78,540 - 2 \cdot 2,84 \cdot \cos 17,45655^\circ = 73,122 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 h_{fe2} \cos \delta_2 = 249,900 - 2 \cdot 4,48 \cdot \cos 72,54345^\circ = 247,212 \text{ мм}.$$

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

$$A_1 = 0,5 d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 249,900 - 3,85 \sin 17,45655^\circ = 123,795 \text{ мм};$$

$$A_2 = 0,5 d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 = 0,5 \cdot 78,540 - 2,21 \sin 72,54345^\circ = 37,162 \text{ мм}.$$

Для конической передачи с круговыми зубьями по табл. 1П.24 приложения 1П для осевой формы зуба I при $R_m = 159,11$ мм, выбираем номинальный диаметр зуборезной головки $d_0 = 315$ мм.

Коэффициент торцового перекрытия:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\epsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{32} + \frac{1}{144} \right) = 1,748;$$

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.

С методической точки зрения рассмотрим также и геометрический расчет конической передачи с круговыми зубьями осевой формы II.

Геометрический расчёт конической передачи с круговыми зубьями осевой формы II

Для конической передачи с круговыми зубьями в качестве варианта рассмотрим геометрический расчет для зубьев осевой формы II. Изложение методики геометрического расчета передачи с зубьями осевой формы II на конкретном примере значительно облегчит работу студента над проектом при разработке такого вида конической передачи. Цель геометрического расчета и исходные данные - те же, что и для круговых зубьев осевой формы I.

В отличие от предыдущего расчета в данном случае рекомендуется первоначально выбрать номинальный диаметр d_0 зуборезной головки. По табл. 1П.24 приложения 1П для осевой формы зуба II при $R_m = 159,11$ мм принимаем $d_0 = 250$ мм. При этом, ширина зубчатого венца $b = 38$ мм и средний нормальный модуль $m_{nm} = 2,5$ мм.

По табл. 1П.25 приложения 1П при коэффициенте тангенциального смещения у шестерни $x_{t1}=0$ для $m_{nm}=2,5$ принимаем развод резцов зуборезной головки для чистовой двухсторонней обработки колеса с круговыми зубьями осевой формы II $W_2=1,6$ мм и значение поправки на высоту ножки зуба $\delta h_f = 0,072$ мм.

Расстояние от внешнего торца до среднего сечения (посредине ширины венца)
 $l_e = b / 2 = 38 / 2 = 19$ мм. Высота ножки зуба в среднем сечении:

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1}) m_{nm} + \delta h_f = (1 + 0,25 - 0,28) \cdot 2,5 + 0,072 = 2,4970 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_{n2}) m_{nm} + \delta h_f = (1 + 0,25 + 0,28) \cdot 2,5 + 0,072 = 3,8970 \text{ мм}.$$

Коэффициенты:

$$C_1 = \frac{10800 \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{10800 \cdot \operatorname{tg} 35^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 20777 ;$$

$$C_2 = \frac{2 C_1 \sin \beta_m}{d_0} = \frac{2 \cdot 20777 \cdot \sin 35^\circ}{250} = 95; \quad k = \frac{C_1 - C_2 R_m}{z_z} = \frac{20777 - 95 \cdot 111,91}{73,3757} = 138 .$$

Величина k округляется до целого числа, кратного 10. Тогда окончательно принимаем $k = 140$.

Сумма углов ножек шестерни и колеса в минутах

$$\Theta_{\Sigma} = \frac{k}{\sin \beta_m} = \frac{140}{\sin 35^\circ} = 244,08' = 4,068^\circ.$$

Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении:

$$S_{nm1} = (0,5 \pi + 2 x_{n1} \operatorname{tg} \alpha_n + x_{t1}) m_{nm} = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,28 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 0) 2,5 = 4,4346 \text{ мм};$$

$$S_{nm2} = \pi m_{nm} - S_{nm1} = 3,14 \cdot 2,5 - 4,4346 = 3,4154 \text{ мм}.$$

Угол ножки зуба:

$$\Theta_{f1} = \Theta_{\Sigma} \frac{S_{nm2}}{\pi m_{nm}} = 244,08 \cdot \frac{3,4154}{3,14 \cdot 2,5} = 106,20' = 1,77^\circ = 1^\circ 46' 12'';$$

$$\Theta_{f2} = \Theta_{\Sigma} - \Theta_{f1} = 244,08' - 106,20' = 137,88' = 2,298^\circ = 2^\circ 17' 53''.$$

По табл. 1П.26 приложения 1П коэффициент угла головки зуба: для шестерни $k_{a1} = 0,9$; для колеса $k_{a2} = 1$.

Угол головки зуба:

$$\Theta_{a1} = k_{a1} \Theta_{f2} = 0,9 \cdot 2,298^\circ = 2,068^\circ = 2^\circ 4' 48'';$$

$$\Theta_{a2} = k_{a2} \Theta_{f1} = 1 \cdot 1,77^\circ = 1,77^\circ = 1^\circ 46' 12''.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от среднего сечения к внешнему:

$$\Delta h_{ae1} = l_e \operatorname{tg} \Theta_{a1} = 19 \cdot \operatorname{tg} 2,068^\circ = 0,68607 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{ae2} = l_e \operatorname{tg} \Theta_{a2} = 19 \cdot \operatorname{tg} 1,77^\circ = 0,58714 \text{ мм}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от среднего сечения к внешнему:

$$\Delta h_{fe1} = l_e \operatorname{tg} \Theta_{f1} = 19 \cdot \operatorname{tg} 1,77^\circ = 0,58714 \text{ мм};$$

$$\Delta h_{fe2} = l_e \operatorname{tg} \Theta_{f2} = 19 \cdot \operatorname{tg} 2,298^\circ = 0,76245 \text{ мм}.$$

Уменьшение высоты головки зуба в среднем сечении:

$$\delta h_{e1} = (b - l_e) (\operatorname{tg} \Theta_{f2} - \operatorname{tg} \Theta_{a1}) = (38 - 19) (\operatorname{tg} 2,298^\circ - \operatorname{tg} 2,068^\circ) = 0,07638 \text{ мм};$$

$$\delta h_{e2} = (b - l_e) (\operatorname{tg} \Theta_{f1} - \operatorname{tg} \Theta_{a2}) = (38 - 19) (\operatorname{tg} 1,77^\circ - \operatorname{tg} 1,77^\circ) = 0.$$

Высота головки зуба в среднем сечении:

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) m_{nm} - \delta h_{a1} = (1 + 0,28) \cdot 2,5 - 0,07638 = 3,1236 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = (h_a^* - x_{n1}) m_{nm} - \delta h_{a2} = (1 - 0,28) \cdot 2,5 - 0 = 1,8000 \text{ мм}.$$

Внешняя высота головки зуба:

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3,1236 + 0,68607 = 3,8097 \text{ мм};$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1,8000 + 0,58714 = 2,3871 \text{ мм}.$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2,4970 + 0,58714 = 3,0841 \text{ мм};$$

$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3,8970 + 0,76245 = 4,6595 \text{ мм}.$$

Внешняя высота зуба:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 3,8097 + 3,0841 = 6,8938 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 2,3871 + 4,6595 = 7,0466 \text{ мм}.$$

Угол конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1} = 17,56026^\circ + 2,068^\circ = 19,62826^\circ;$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2} = 72,43974^\circ + 1,77^\circ = 74,20974^\circ.$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_{f1} = 17,56026^\circ - 1,77^\circ = 15,79026^\circ;$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_{f2} = 72,43974^\circ - 2,298^\circ = 70,14174^\circ.$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos \delta_1 = 78,540 + 2 \cdot 3,8097 \cdot \cos 17,56026^\circ = 85,8043 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos \delta_2 = 249,900 + 2 \cdot 2,3871 \cdot \cos 72,43974^\circ = 251,3404 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 h_{fe1} \cos \delta_1 = 78,540 - 2 \cdot 3,0841 \cdot \cos 17,56026^\circ = 72,6592 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 h_{fe2} \cos \delta_2 = 249,900 - 2 \cdot 4,6595 \cdot \cos 72,43974^\circ = 247,0884 \text{ мм}.$$

Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до плоскости, в которой расположена внешняя окружность вершин зубьев):

$$A_1 = 0,5 d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 249,900 - 3,8097 \sin 17,56026^\circ = 123,8006 \text{ мм};$$

$$A_2 = 0,5 d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 = 0,5 \cdot 78,540 - 2,3871 \sin 72,43974^\circ = 36,9941 \text{ мм}.$$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta_m = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{70} \right) \right] \cos 35^\circ = 1,383.$$

На этом заканчивают геометрический расчет конической передачи с осевой формой зубьев II.

3. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

а) мощность на валу ведущей звездочки $P_1 = P_{III} = 11,9 \text{ кВт}$;

б) частота вращения ведущей звездочки $n_1 = n_{III} = 80 \text{ мин}^{-1}$;

в) передаточное число $u_{II} = 2$;

г) условия эксплуатации (работа без пыли; передача открытая; расположение - горизонтальное; работа в одну смену; смазка - удовлетворительная; натяжение цепи не предусматривается).

Расчет цепной передачи проводим в следующей последовательности.

3.1. 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.

3.2. Выбор чисел зубьев звёздочек

В нашем примере меньшая звездочка является ведущей, а большая - ведомой.

Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки роликовой цепи согласно [4]

$$z_1 = 29 - 2 u_{ц} \geq 13.$$

$$\text{При } u_{ц} = 2 \quad z_1 = 29 - 2 \cdot 2 = 25 > 13.$$

Полученная величина $z_1 = 25$ примерно соответствует и рекомендациям М.Н. Иванова [3] (см. табл. 1П.27 приложения 1П).

Число зубьев большей (ведомой) звездочки $z_2 = u_{ц} z_1 = 2 \cdot 25 = 50$.

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

$$u_{ц\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{25} = 2,04.$$

Отклонение $u_{ц\phi}$ от $u_{ц}$:

$$\Delta u_{ц} = \frac{u_{ц\phi} - u_{ц}}{u_{ц}} 100 = \frac{2,04 - 2}{2} 100 = 2\% < [\Delta u_{ц}] = 3\%, \text{ что допустимо.}$$

3.3. Предварительное определение межосевого расстояния

По соображениям долговечности цепи предварительно величину межосевого расстояния будем принимать в диапазоне $a = (30 \dots 50) p_{ц}$, где $p_{ц}$ - шаг цепи, мм.

3.4. Определение коэффициента эксплуатации k_3

По таблице 1П. 29 приложения 1П:

- а) коэффициент динамической нагрузки $k_d = 1,3$ (нагрузка переменная);
- б) коэффициент межосевого расстояния $k_a = 1$ [для $a = (30 \dots 50) r_{ц}$];
- в) коэффициент наклона передачи к горизонту $k_H = 1$ (передача горизонтальная);
- г) коэффициент способа регулировки натяжения цепи $k_{РЕЖ} = 1,25$ (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. 28 приложения 1П)];
- е) коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течении суток $k_{РЕЖ} = 1$ (работа в одну смену).

Тогда коэффициент эксплуатации

$$k_3 = k_d k_a k_H k_{РЕЖ} k_C k_{РЕЖ} = 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,63.$$

3.5. 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 большая частота вращения малой звездочки типовой передачи $n_{01} = 200 \text{ мин}^{-1}$ (см. таблицу 1П.30 приложения 1П). Тогда коэффициент частоты вращения

$$k_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{200}{80} = 2,5.$$

3.6. Выбор цепи

Первоначально ориентируемся на однорядную цепь. Тогда расчетная мощность, передаваемая однорядной цепью для проектируемой передачи

$$P_p = P_1 k_3 k_z k_n = 11,9 \cdot 1,63 \cdot 1 \cdot 2,5 = 48,5 \text{ кВт.}$$

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 $n_{01} = 200 \text{ мин}^{-1}$ является $[P_p] = 68,1 \text{ кВт}$ для однорядной цепи ПР-50,8-226800 с шагом $r_{ц} = 50,8 \text{ мм}$.

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:

$$d_{d1} = \frac{P_{ц}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 405 \text{ мм}, \quad d_{d2} = \frac{P_{ц}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180^\circ}{51}} = 825 \text{ мм.}$$

Так как ведомая звездочка диаметром d_{o2} устанавливается на приводном валу, на котором в свою очередь находится ведущая тяговая звездочка (шаг $t = 125$ мм, число зубьев $z = 12$), определим делительный диаметр d_o тяговой звездочки и сравним их размеры:

$$d_o = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{125}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 423 \text{ мм.}$$

Мы видим, что d_{o2} значительно превышает d_o , что приводит к нарушению со-размерности конструкции. Кроме этого, нас не удовлетворяет и размер $d_{o1} = 405$ мм, так как ведущая звездочка оказывается примерно такого же размера, что и высота редуктора (ведь в результате предыдущих расчетов, мы получили диаметр вершин колеса тихоходной ступени $d_{o2} = 341,529$ мм).

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

$$P'_p = \frac{P_p}{k_{\text{ряд}}} = \frac{48,5}{1,7} = 28,5 \text{ кВт.}$$

На основании данных табл. 1П. 30 приложения 1П видим, что при $z_{o1} = 25$ и $n_{o1} = 200 \text{ мин}^{-1}$ ближайшей большей к $P'_p = 28,5 \text{ кВт}$ является величина $[P_p] = 34,8 \text{ кВт}$ для одного ряда цепи шагом $r_{ц} = 38,1 \text{ мм}$. 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 $r_{ц} = 38,1 \text{ мм}$, 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 $r_{ц}$ максимально допустимый $[r_{ц}]_{\text{max}}$. По табл. 1П. 32 приложения 1П видим, что при частоте вращения ведущей звездочки $n_1 = 300 \text{ мин}^{-1}$ допускается для роликовой цепи $[r_{ц}]_{\text{max}} = 50,80 \text{ мм}$. В нашем примере $n_1 = 80 \text{ мин}^{-1}$ и, следовательно, цепь допускает еще большую величину $[r_{ц}]_{\text{max}}$.

Таким образом, для выбранной цепи с $r_{ц} = 38,1 \text{ мм}$ выполняется условие

$$r_{ц} < [r_{ц}]_{\text{max}}.$$

Уточняем делительные диаметры звездочек:

$$d_{o1} = \frac{P_{ц}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 303,99 \text{ мм;}$$

$$d_{o2} = \frac{P_{ц}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{51}} = 618,90 \text{ мм.}$$

Для того, чтобы еще уменьшить размеры d_{d1} и d_{d2} , можно принять трехрядную цепь ЗПР, один ряд которой составляет цепь ПР с шагом $p_{ц} = 31,75$ мм (см. табл. 1П. 30 приложения 1П), а разрушающая нагрузка всей цепи ЗПР по табл. 1П. 31 равна 265,5 кН. При этом

$$P'_P = \frac{P_P}{k_{ряд}} = \frac{48,5}{2,5} = 19,4 \text{ кВт} \approx [P_P] = 19,3 \text{ кВт.}$$

Тогда для $p_{ц} = 31,75$ 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

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 303,99 \cdot 80}{60 \cdot 10^3} = 1,3 \text{ м/с.}$$

По табл. 1П. 28 приложения 1П при $V = 1,3 \text{ м/с}$ назначаем для цепи густую внутришарнирную смазку (качество смазки II).

3.7. Определение межосевого расстояния и длины цепи

Ранее (см. п. 3.3) из соображений долговечности цепи мы приняли, что предельная величина межосевого расстояния a будет находиться в диапазоне

$$a = (30 \dots 50) p_{ц}$$

Так как меньшее значение рекомендуется [3] для $u_{ц} = 1 \dots 2$, а большее для $u_{ц} = 6 \dots 7$, при $u_{ц} = 2$ принимаем $a = 35 p_{ц} = 35 \cdot 38,1 = 1334$ мм.

Длина цепи в шагах или число звеньев цепи

$$L_p = \frac{2a}{p_{ц}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \frac{p_{ц}}{a} = \frac{2 \cdot 1334}{38,1} + \frac{25 + 51}{2} + \left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{38,1}{1334} = 108,5.$$

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 :

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

$$= \frac{38,1}{4} \left[108 - \frac{25 + 51}{2} + \sqrt{\left(108 - \frac{25 + 51}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1324 \text{ мм.}$$

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.

3.8. 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 $r_{ц} = 38,1$ 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 $a = 1,32$ м; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = q V^2 = 11 \cdot 1,3^2 = 19 \text{ Н.}$$

Разрушающая нагрузка цепи 2ПР с шагом $r_{ц} = 38,1$ мм по табл. 1П.31 $F_p = 254 \text{ кН} = 254000 \text{ Н}$. Уточним расчетный коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{F_p}{F_t k_d + F_q + F_v} = \frac{254000}{9154 \cdot 1,3 + 855 + 19} = 19,9,$$

где $k_d = 1,3$ – коэффициент динамической нагрузки (см. п. 3.4).

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

$$F_{ц} = k_M F_t = 1,15 \cdot 9154 = 10527 \text{ Н,}$$

где $k_M = 1,15$ – при горизонтальной передаче и угле наклона передачи менее 40° ; $k_M = 1,05$ – при угле наклона передачи более 40° и при вертикальной передаче. Сила $F_{ц}$ 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. 3.1) определяют по формулам:

$$\Delta S = (1,2 \dots 1,4) \sqrt{a} = (1,2 \dots 1,4) \sqrt{1,32} =$$

$$= 1,38 \dots 2,76 \text{ мм;}$$

$$\delta = (0,07 \dots 0,15) / \sqrt{a} = (0,07 \dots 0,15) / \sqrt{1,32} =$$

$$= 0,06 \dots 0,13^\circ;$$

$$\gamma = (0,1 \dots 0,2) / \sqrt{a} = (0,1 \dots 0,2) / \sqrt{1,32} =$$

$$= 0,09 \dots 0,17^\circ;$$

$$\beta = (0,05 \dots 0,1) / \sqrt{a} = (0,05 \dots 0,1) / \sqrt{1,32} =$$

$$= 0,04 \dots 0,09^\circ.$$

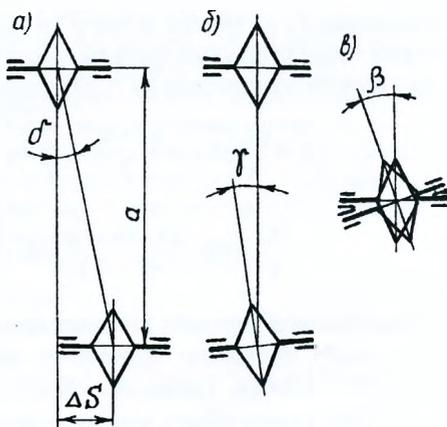


Рис. 3.1

4. ВЫБОР ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ И СХЕМ ИХ УСТАНОВКИ

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 двояной 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.

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).

Схема 1 («враспор»)

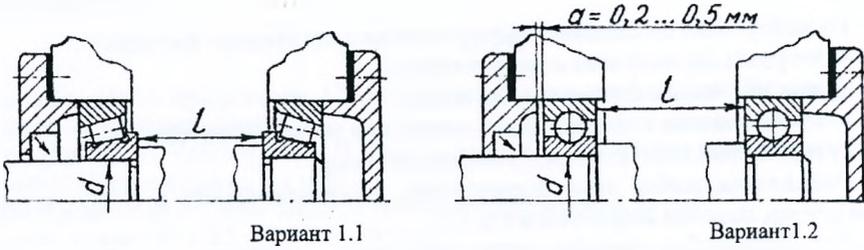


Схема 2 («встряжку»)

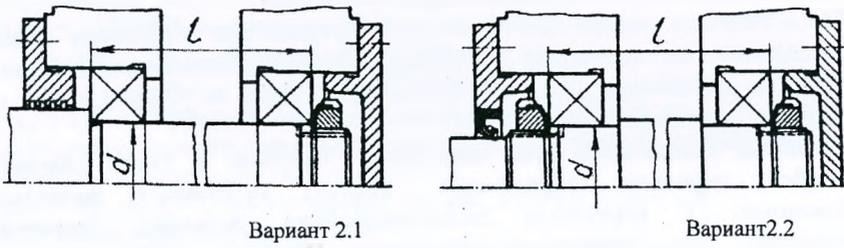


Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)

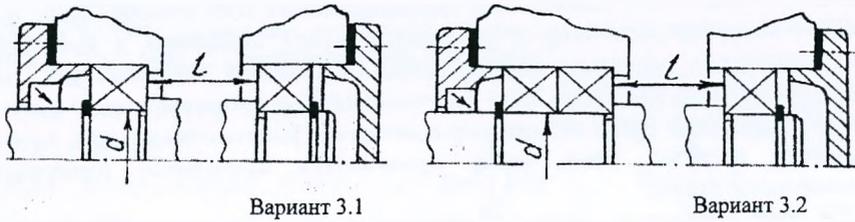
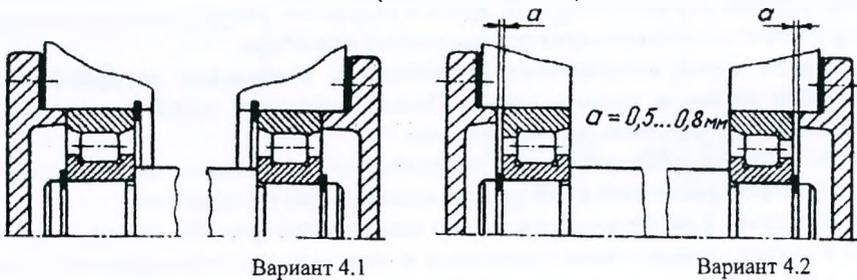


Схема 4 (плавающий вал)



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.

4.1. СХЕМА 1

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 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

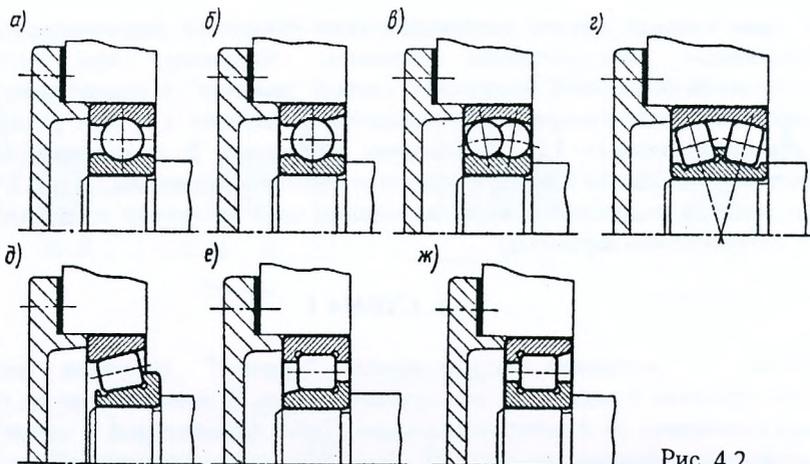


Рис. 4.2

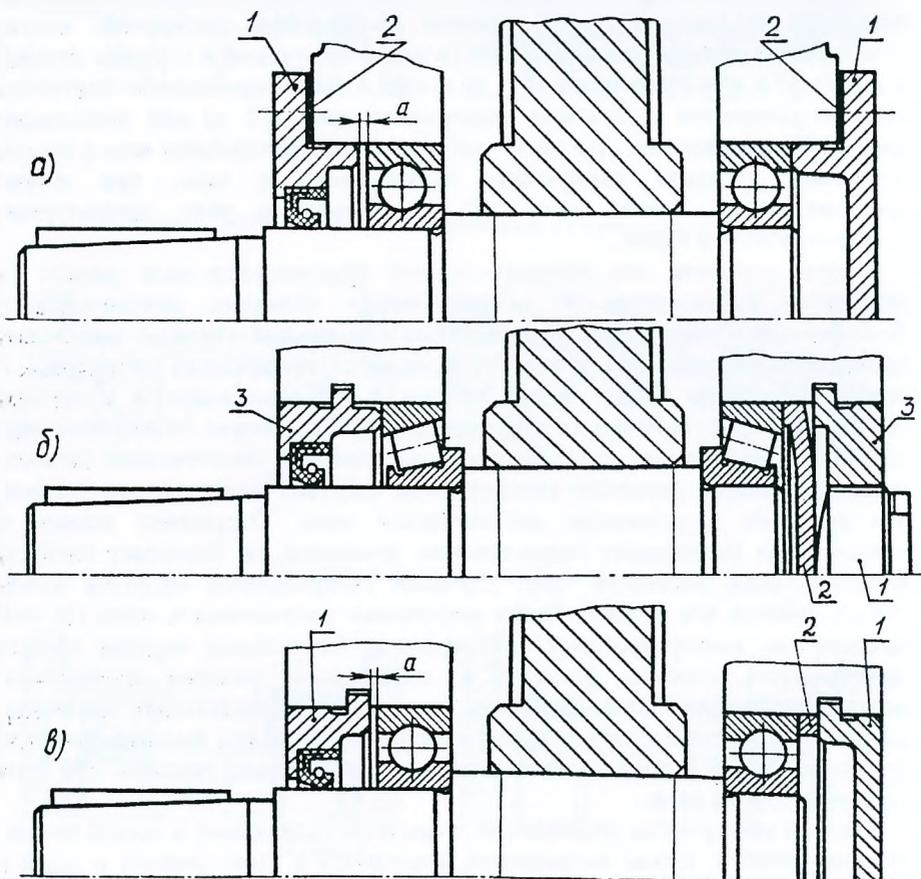


Рис. 4.3

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 ввиду, 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.

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

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 $\alpha = 12^\circ$				$\alpha = 26 \dots 36^\circ$		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 $\alpha = 10 \dots 16^\circ$				$\alpha = 25 \dots 29^\circ$		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	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	200	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 $\alpha = 26 \dots 36^\circ$ и роликоподшипники с $\alpha = 25 \dots 29^\circ$ устанавливать по одному в опоре «враспор» (схема 1, вариант 1.) не рекомендуется.

узла в данном случае устанавливают осевой зазор $a = 0,2...0,5$ 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 $a = 0,2...0,5$ 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 ограничивается.

4.2. СХЕМА 2

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 в “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. 4.23). Это связано с тем, что при одном и том же расстоянии a_2 между

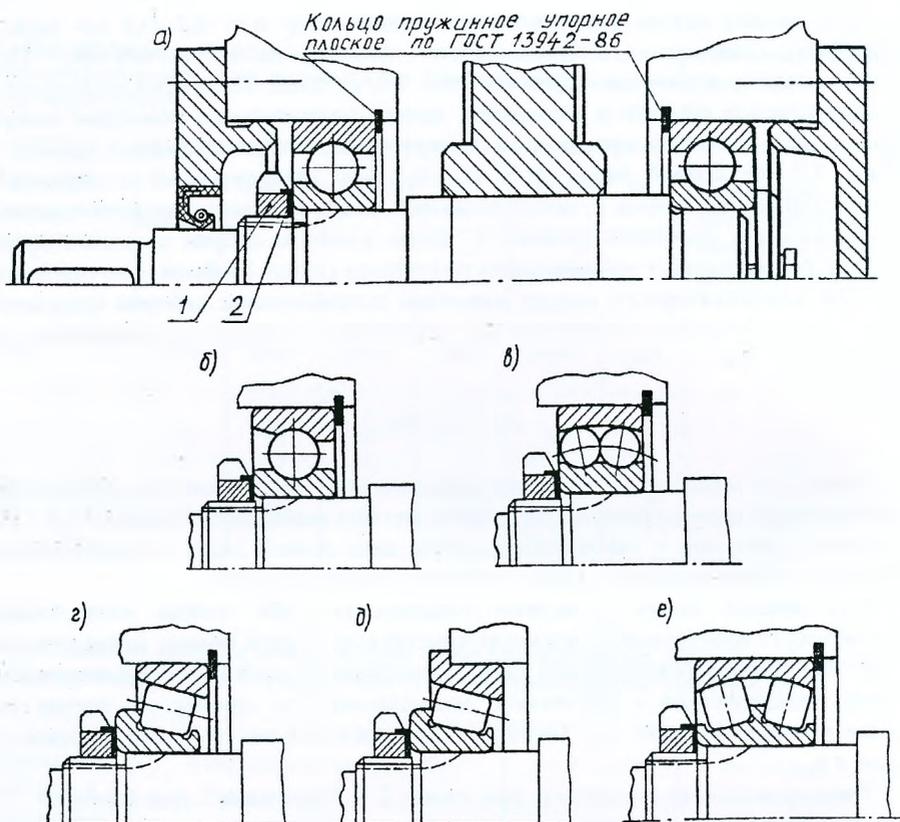


Рис. 4.4

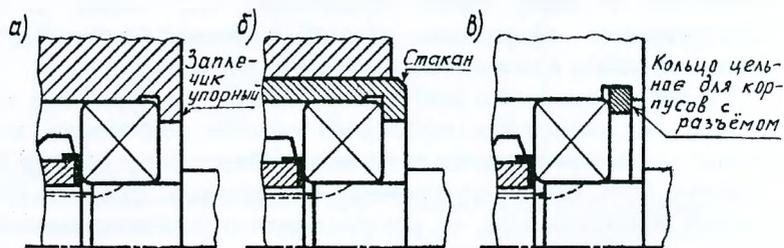


Рис. 4.5

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.

4.3. СХЕМА 3

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 двояная) 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 перемещением наружных (рис. 4.8, б, г, е ... з) или внутренних (рис. 4.8 в, д, и) колец.

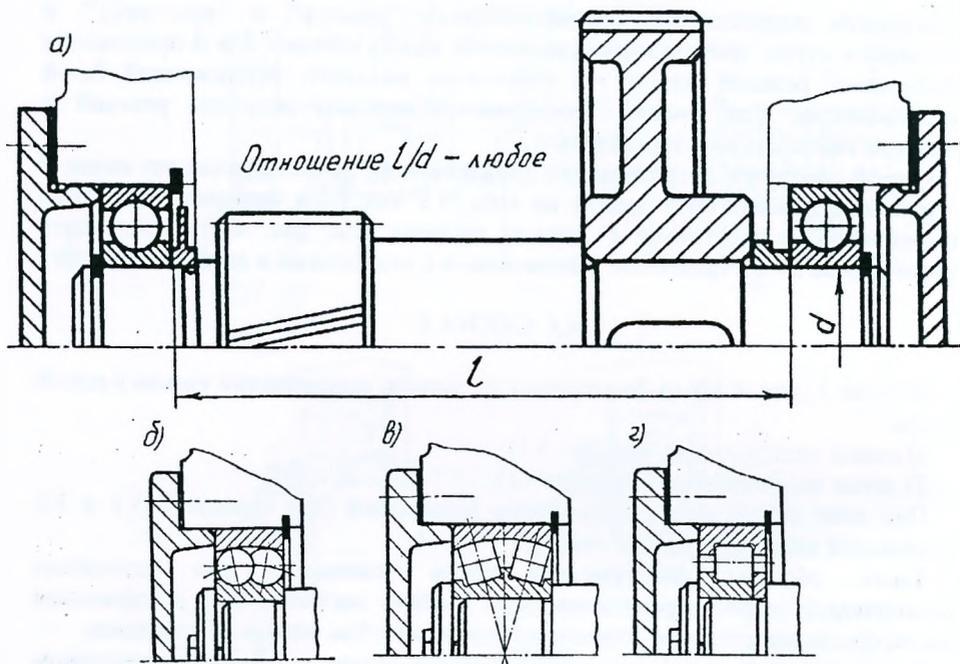
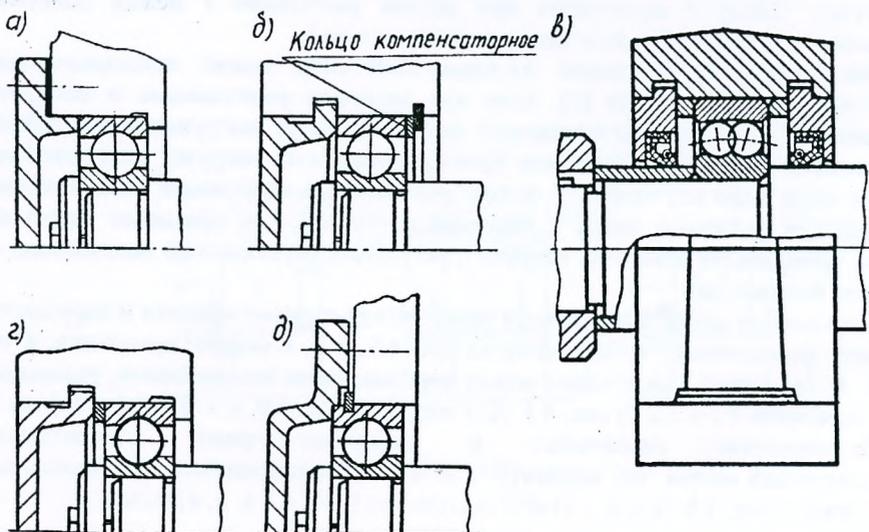


Рис. 4.6



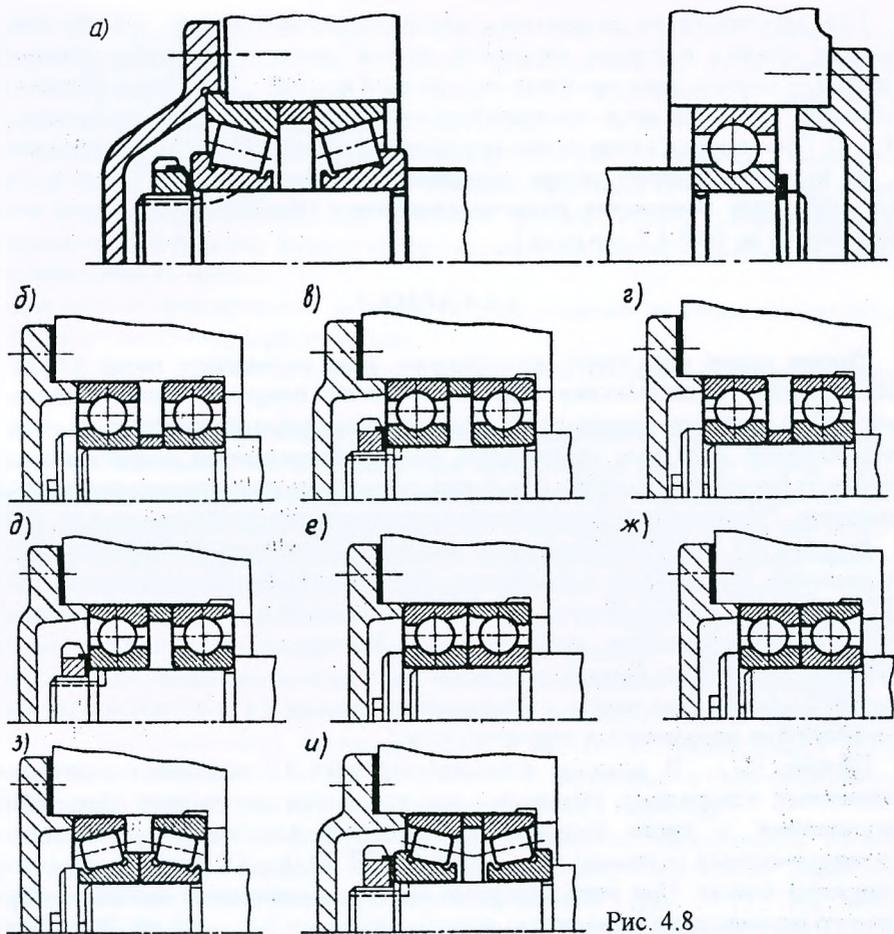


Рис. 4.8

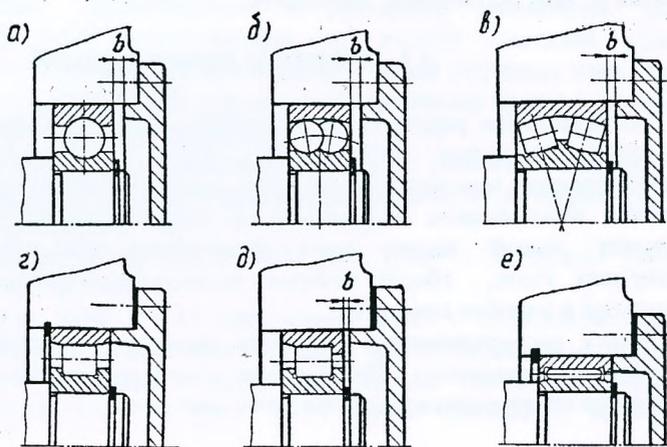


Рис. 4.9

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.

4.4. СХЕМА 4

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.

4.5. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ

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”.

Следует обратить внимание на то, что подшипник, находящийся вблизи шестерни, диаметр вершин d_{a1} которой меньше наружного диаметра подшипника, защищают маслоотражательной шайбой 1 (рис. 14.13). Эта шайба предохраняет подшипник от поступления в него избытка масла, которое вместе с продуктами износа выдавливается из зубчатого зацепления. Для маслоотражательных шайб, выполняемых из тонкой листовой стали необходима установка дополнительного кольца 2 перед буртиком вала. При этом ширину кольца 2 следует выбирать на 2 ... 3 мм больше ширины канавки s_k для выхода шлифованного круга (рис. 4.13, а).

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

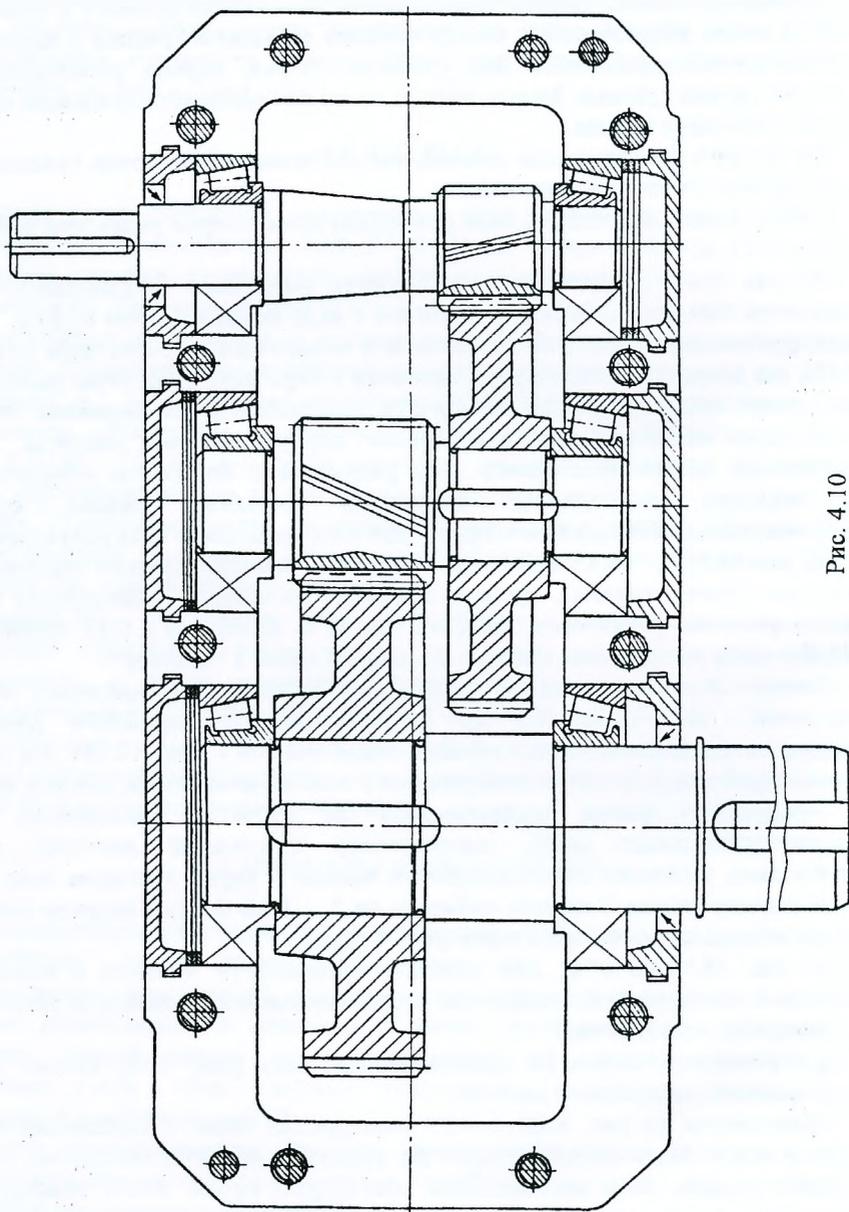


Рис. 4.10

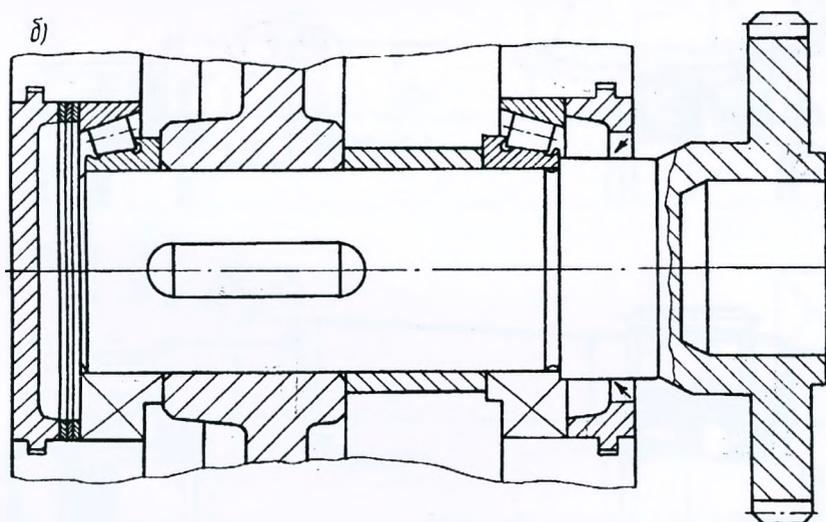
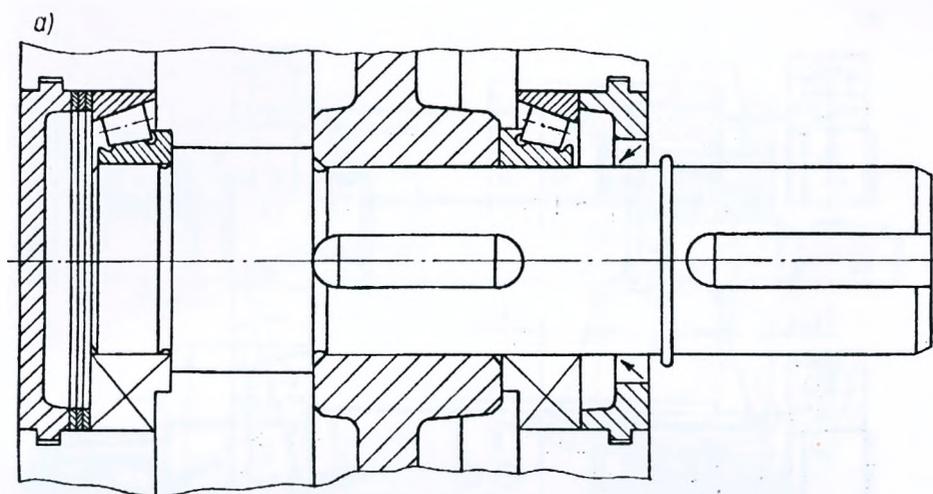


Рис. 4.11

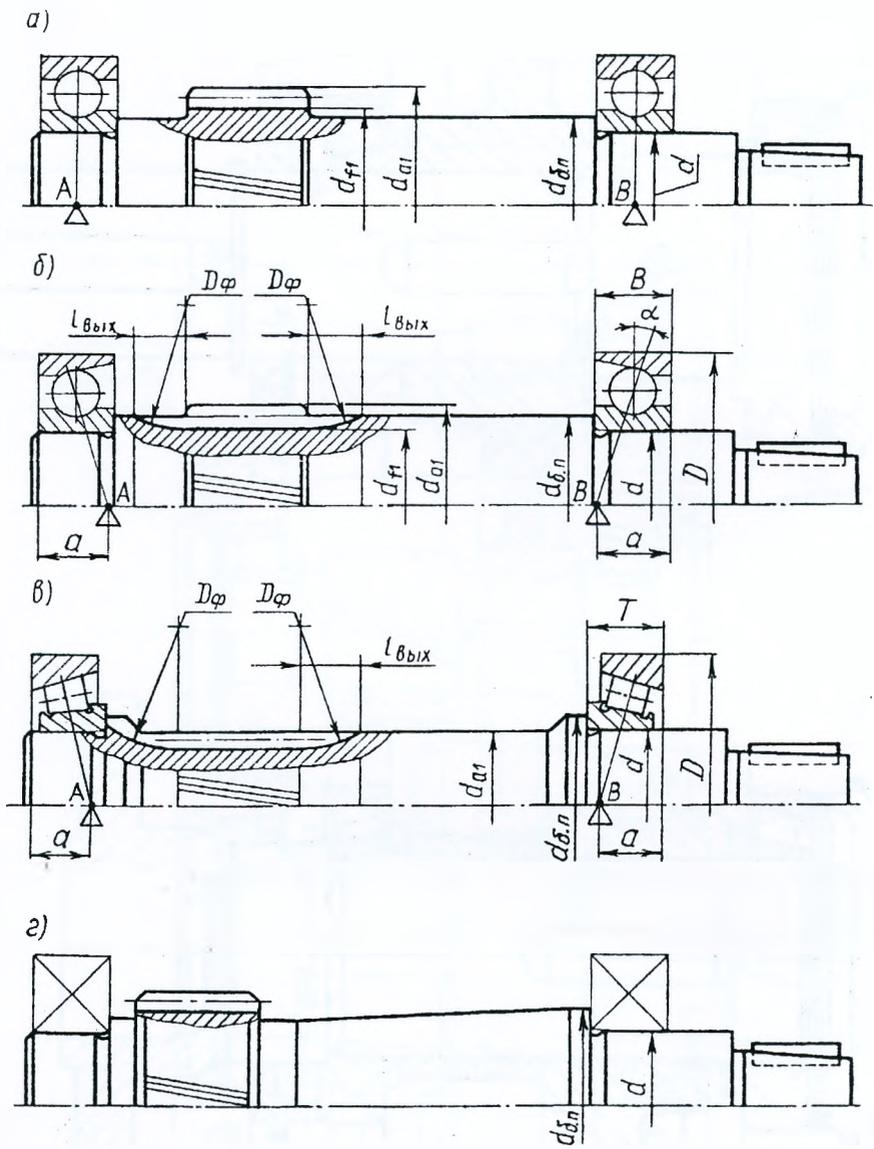


Рис. 4.12

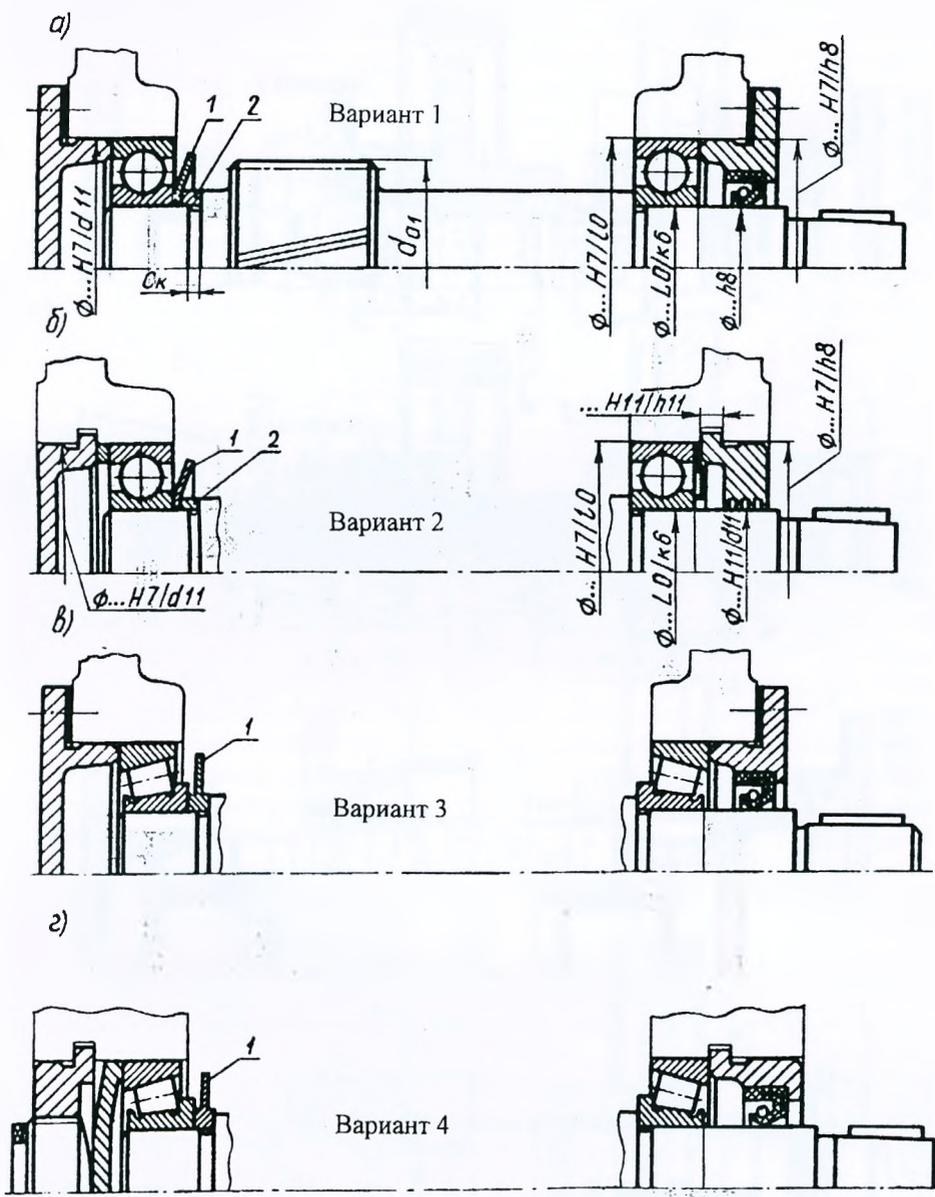
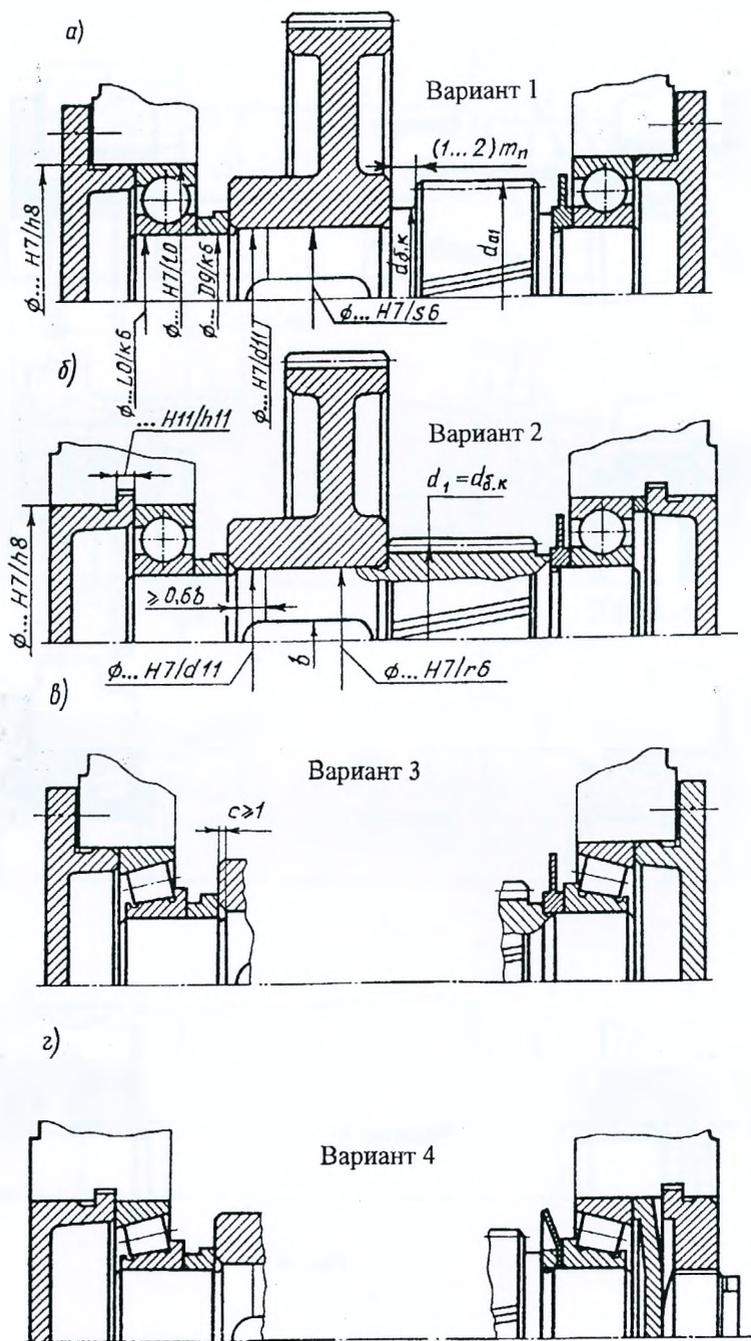


Рис. 4.13



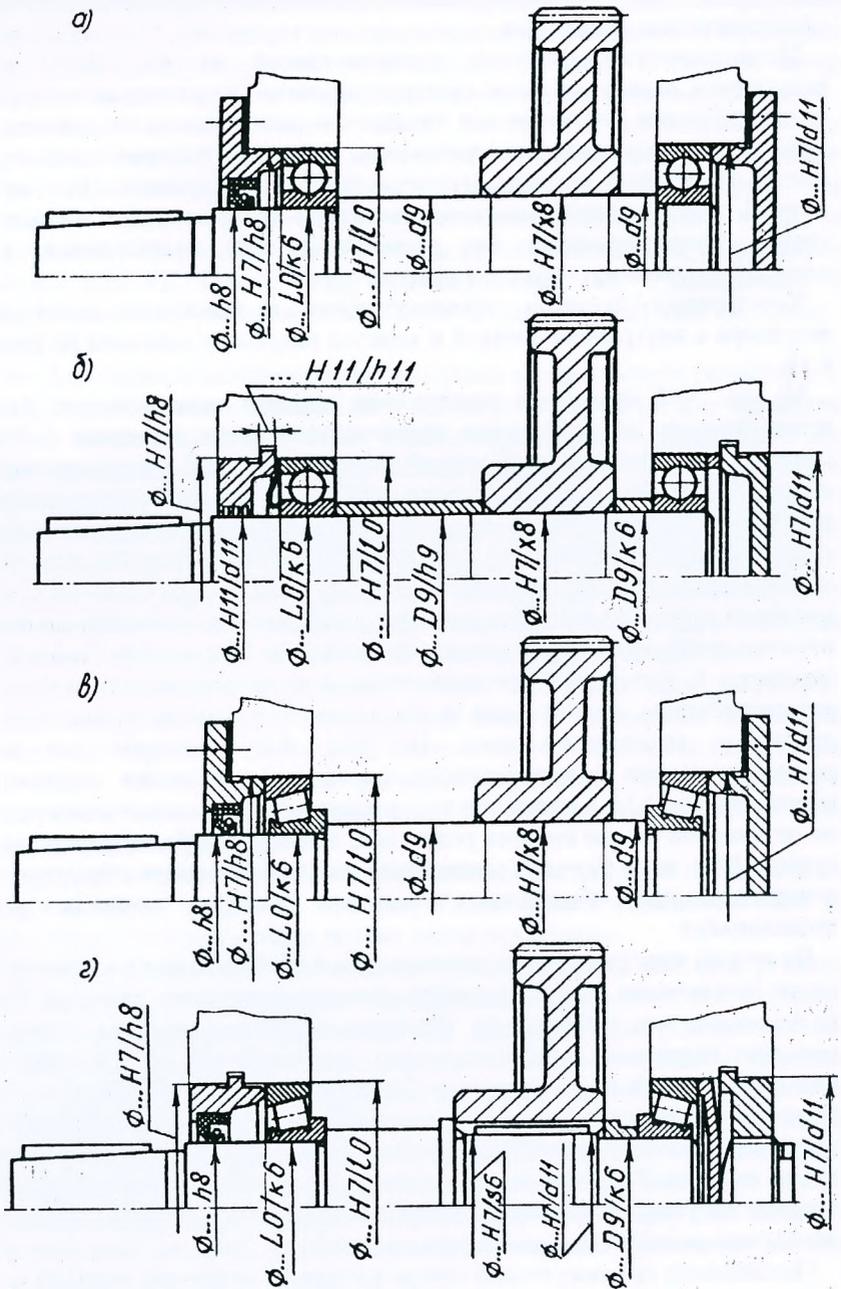


Рис. 4.15

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 между 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 $a = 0,2...0,5$ 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. При этом, если размеры шестерни меньше наружного диаметра подшипников, последние защищают от избытка масла маслоотражательными шайбами. 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 на радиальных шарикоподшипниках по схеме 1 (вариант 1.2) или 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).

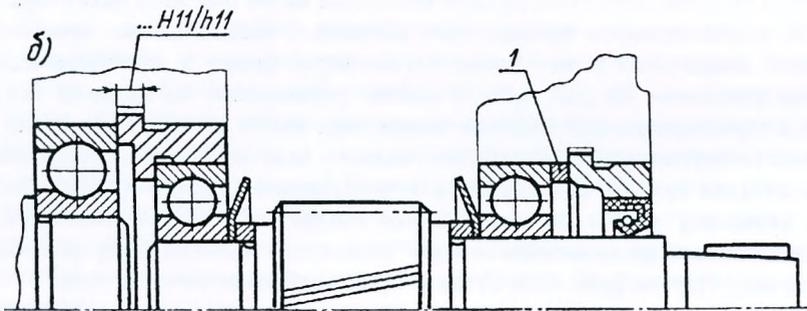
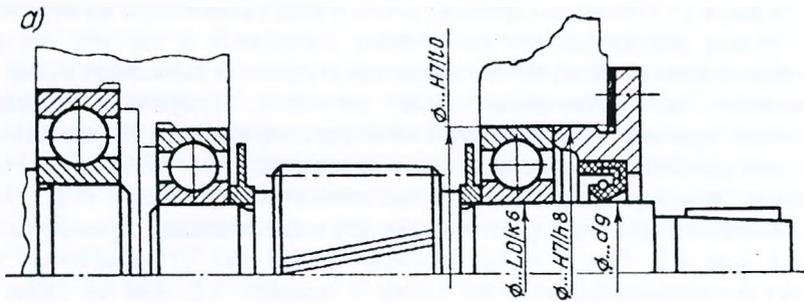


Рис. 4.16

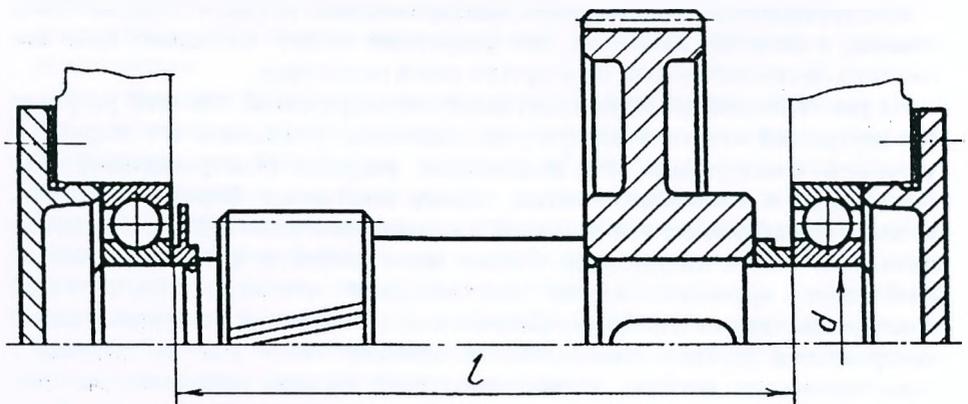


Рис. 4.17

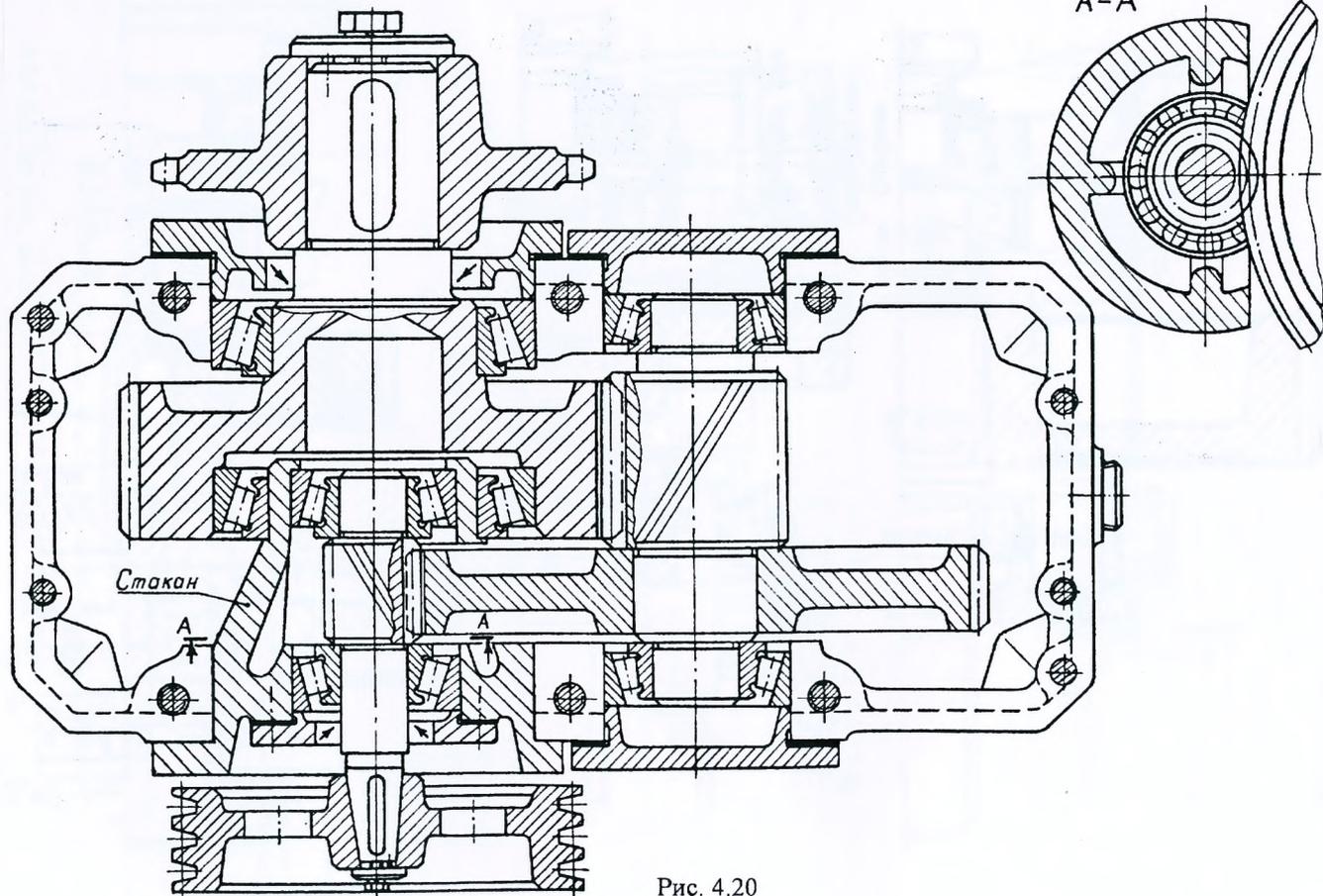


Рис. 4.20

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 (например, с торообразной оболочкой).

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 упорному кольцу 1. Если корпус 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 упорным пружинным наружным кольцом.

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.

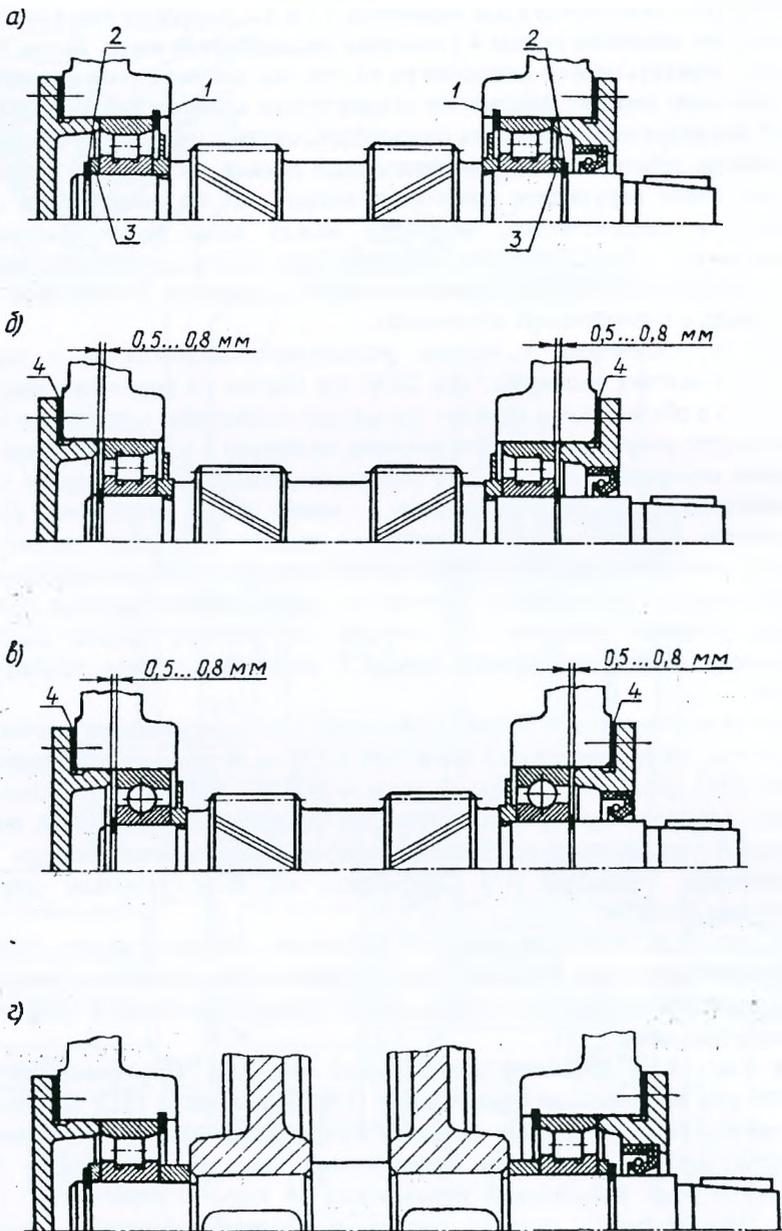


Рис. 4.21

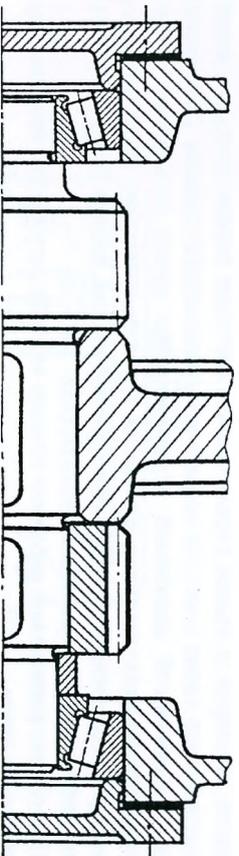


Рис. 4.22

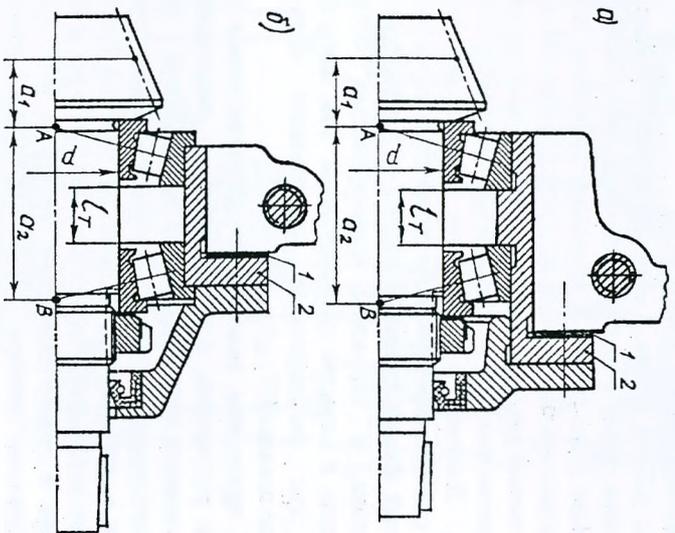


Рис. 4.23

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.

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.

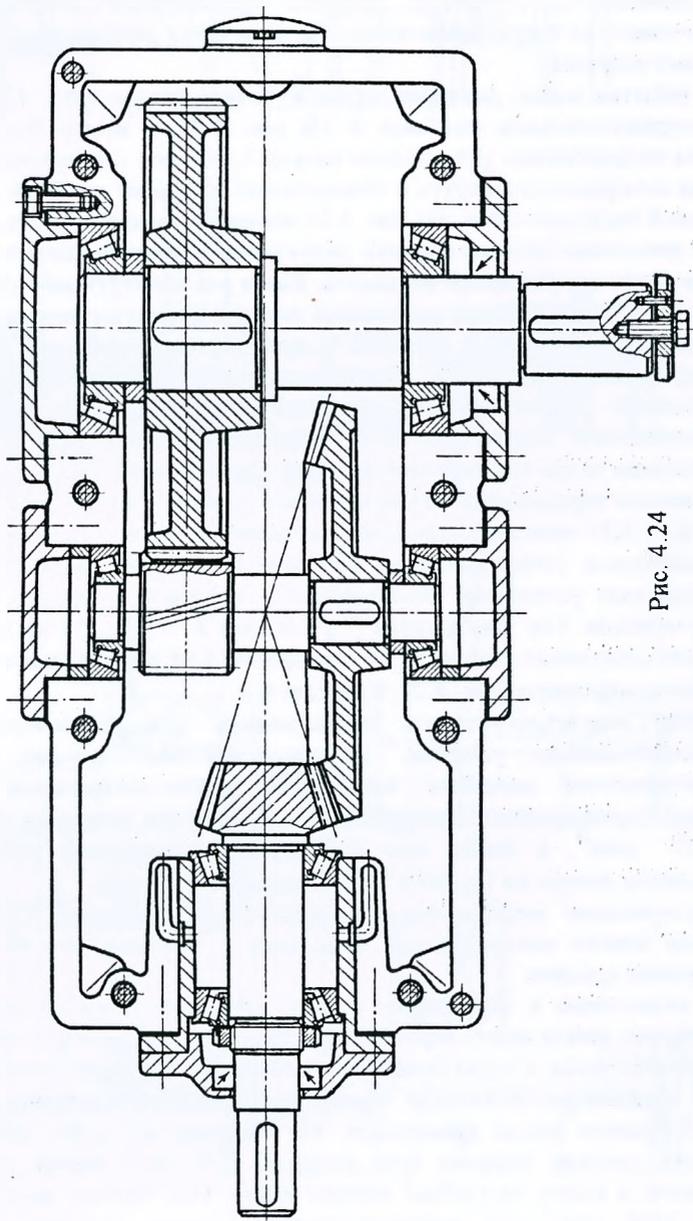


Рис. 4.24

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.

От избытка масла шестерни промежуточных валов (рис. 4.25) защищены маслоотражательными шайбами 4. На рис. 4.25, а между буртиком вала и правым подшипником установлено кольцо 5, которое перекрывает канавку для выхода шлифовального круга и обеспечивает прижатие шайбы 4, выполненной из тонкой листовой стали. 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.

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 тепловыделение 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,

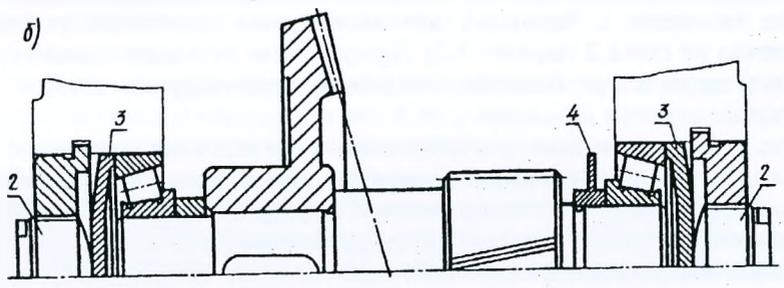
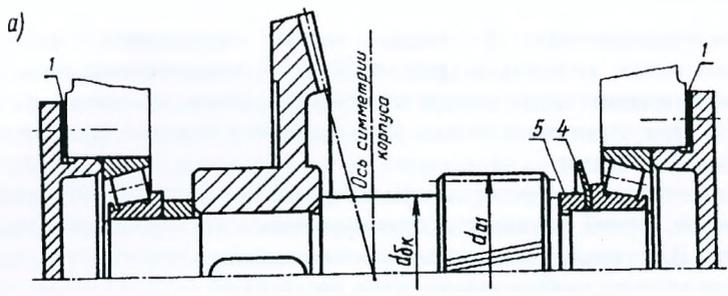


Рис. 4.25

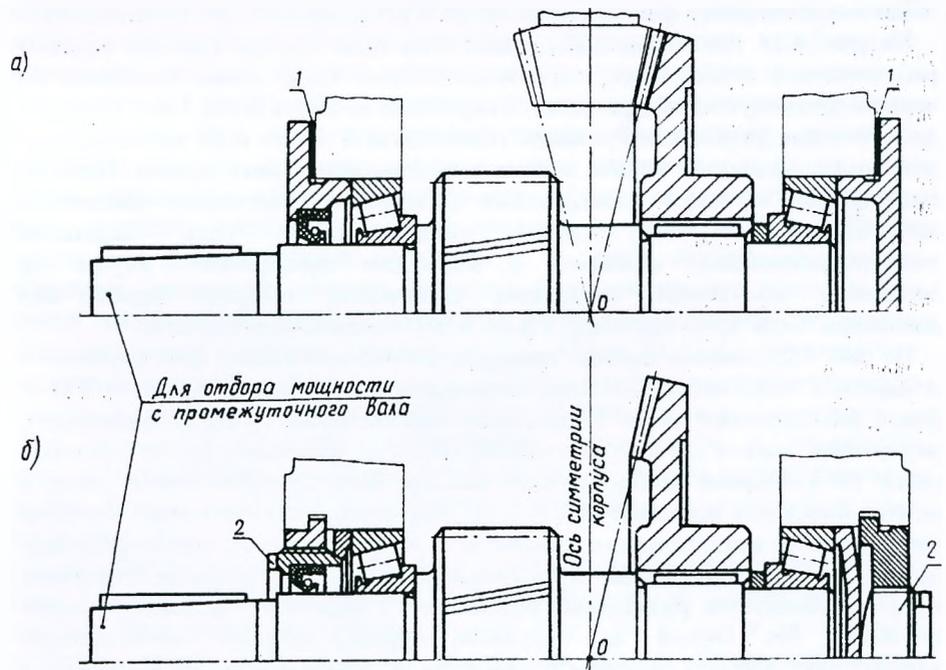


Рис. 4.26

заливающую подшипник. В таком случае подшипник защищают маслоотражательным 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).

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 mazeудерживающими 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, внутреннее кольцо 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 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

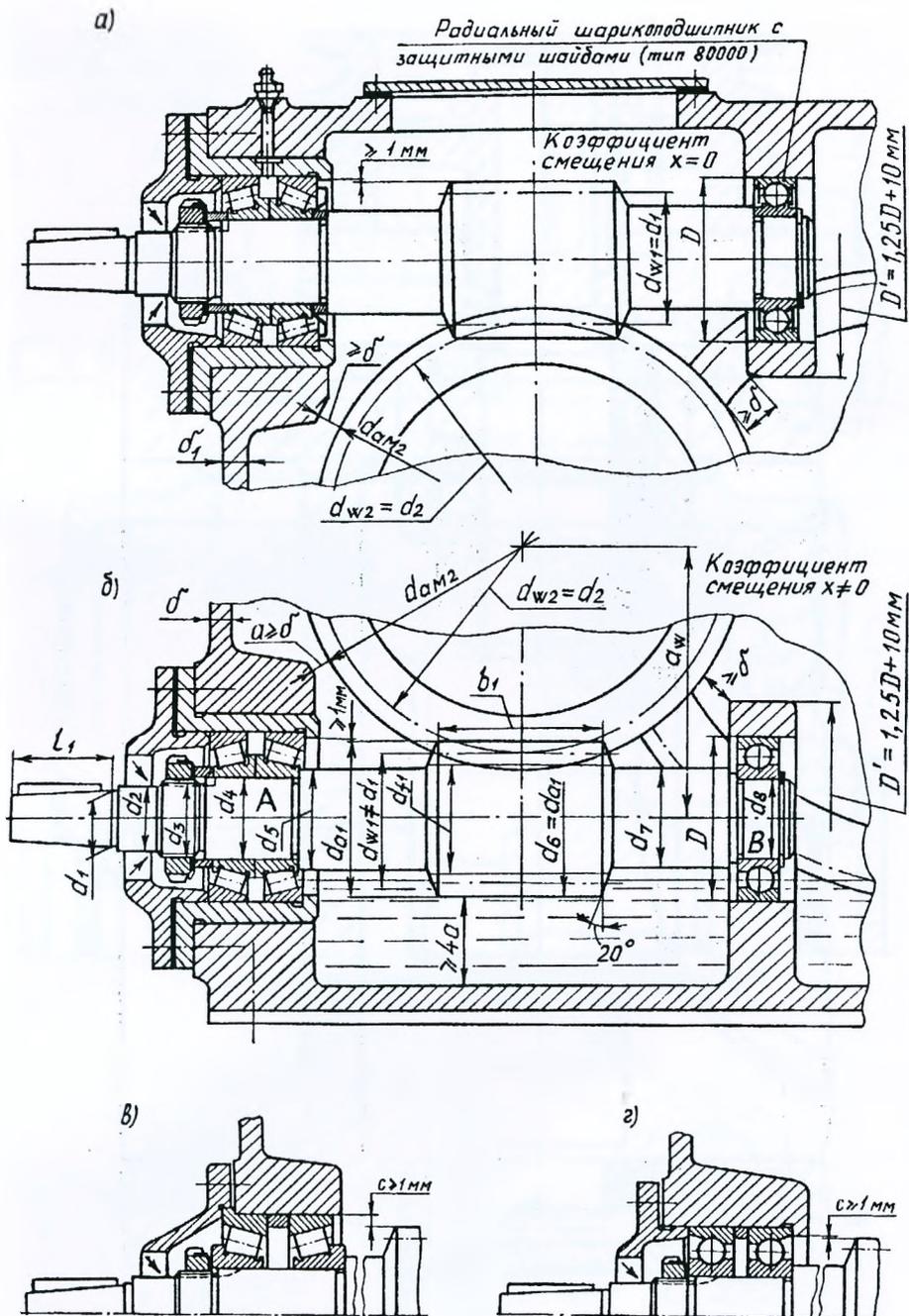


Рис. 4.30

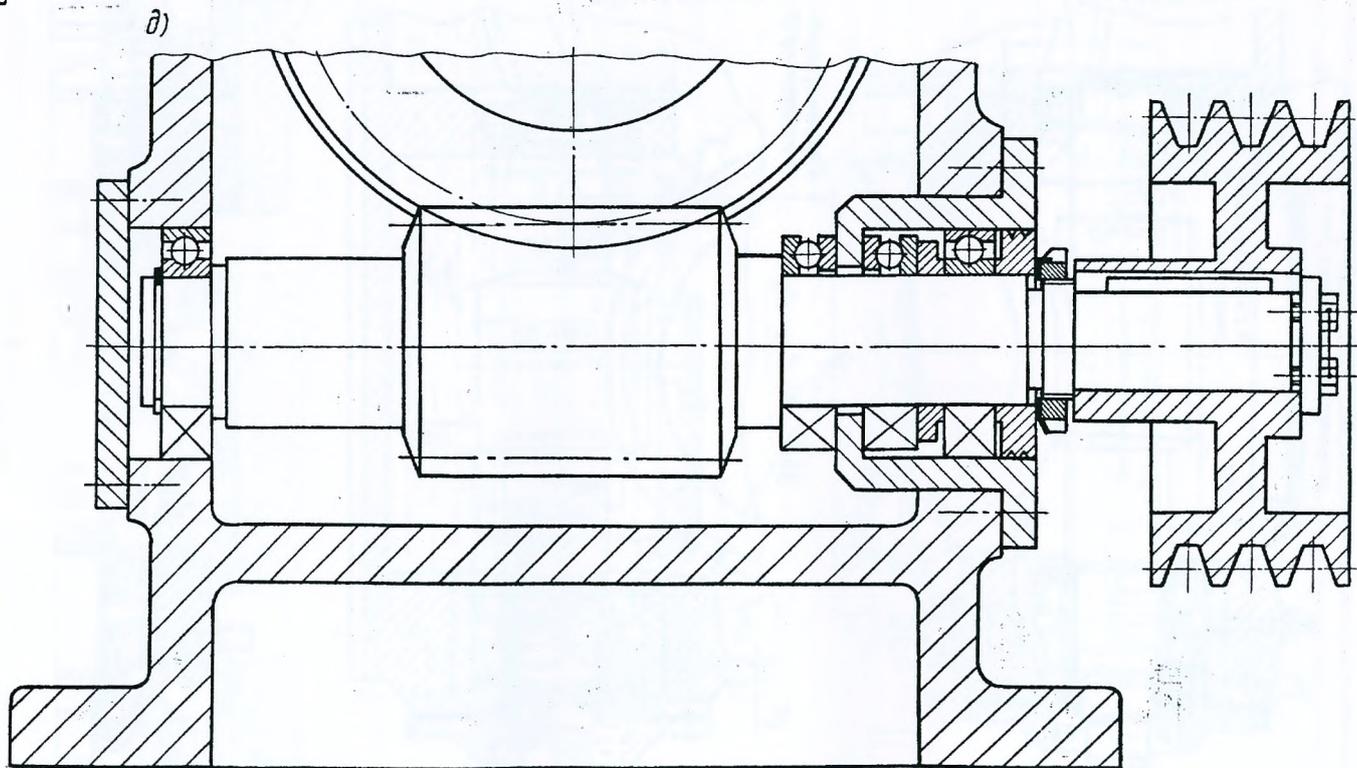


Рис. 4.30. Продолжение

Для отбора части мощности с промежуточного вала редуктора

Колесо тихоходной ступени



Рис. 4.31



К регулированию червячного зацепления по пятну контакта

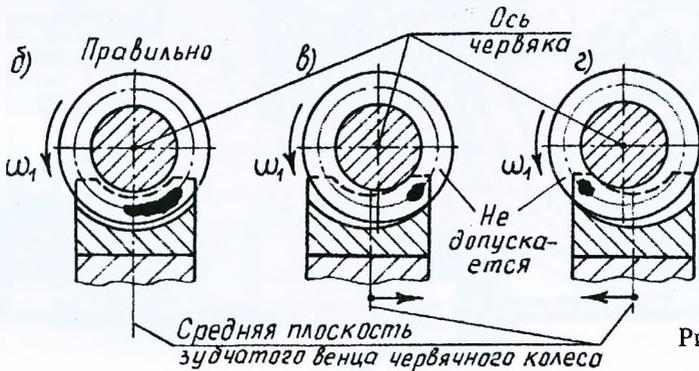


Рис. 4.32

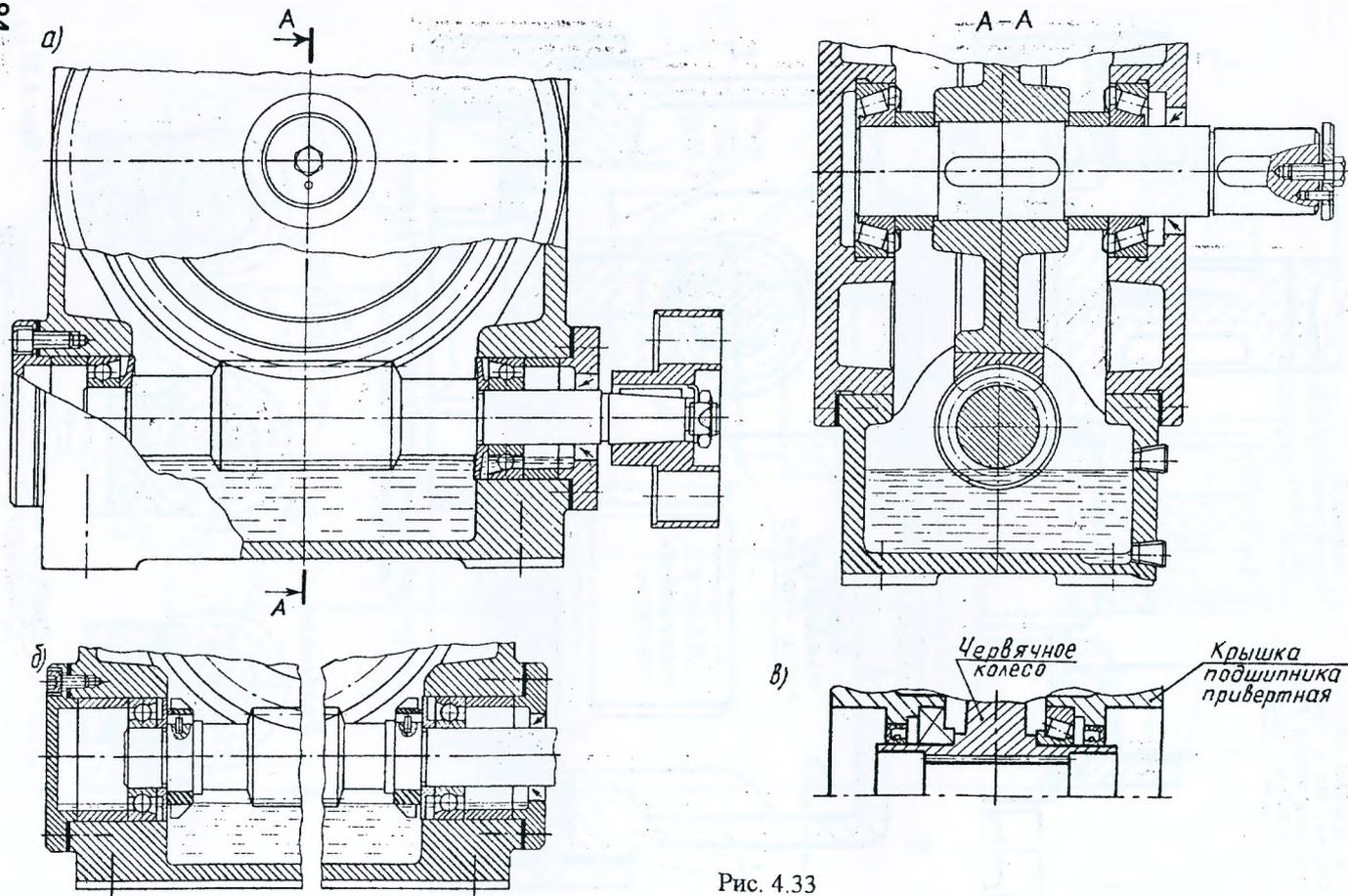


Рис. 4.33

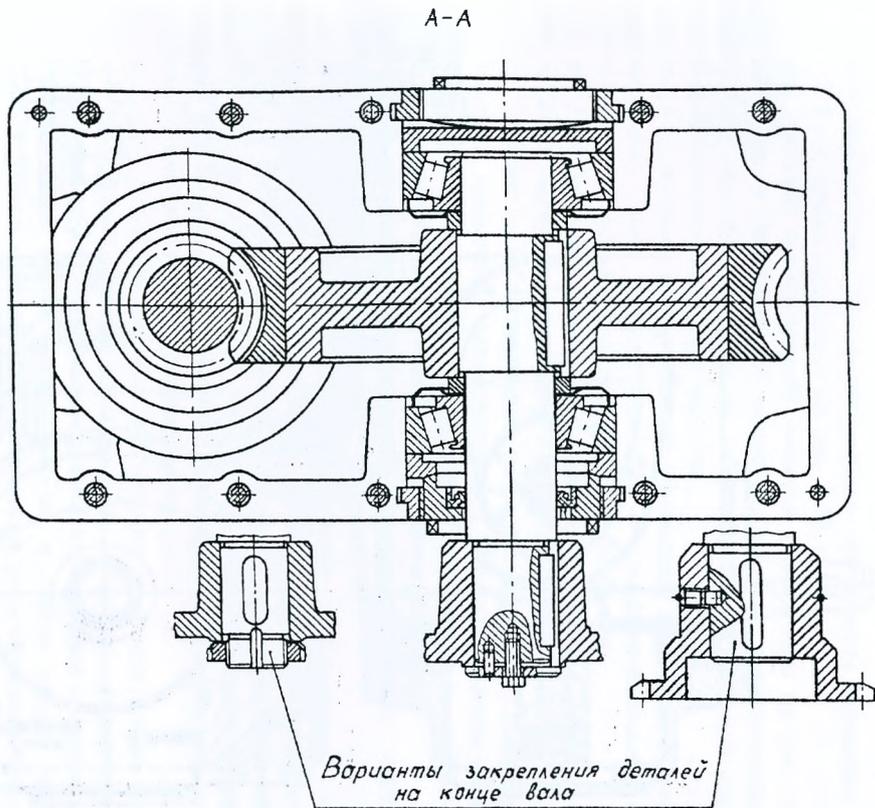
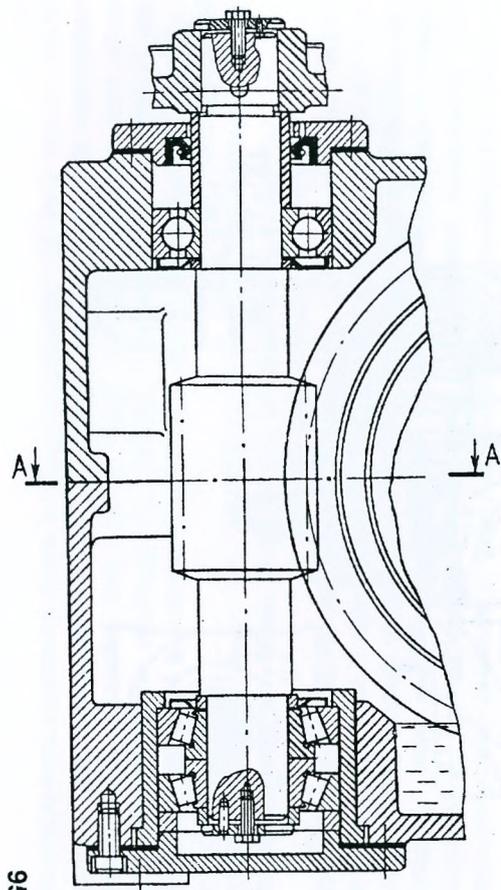
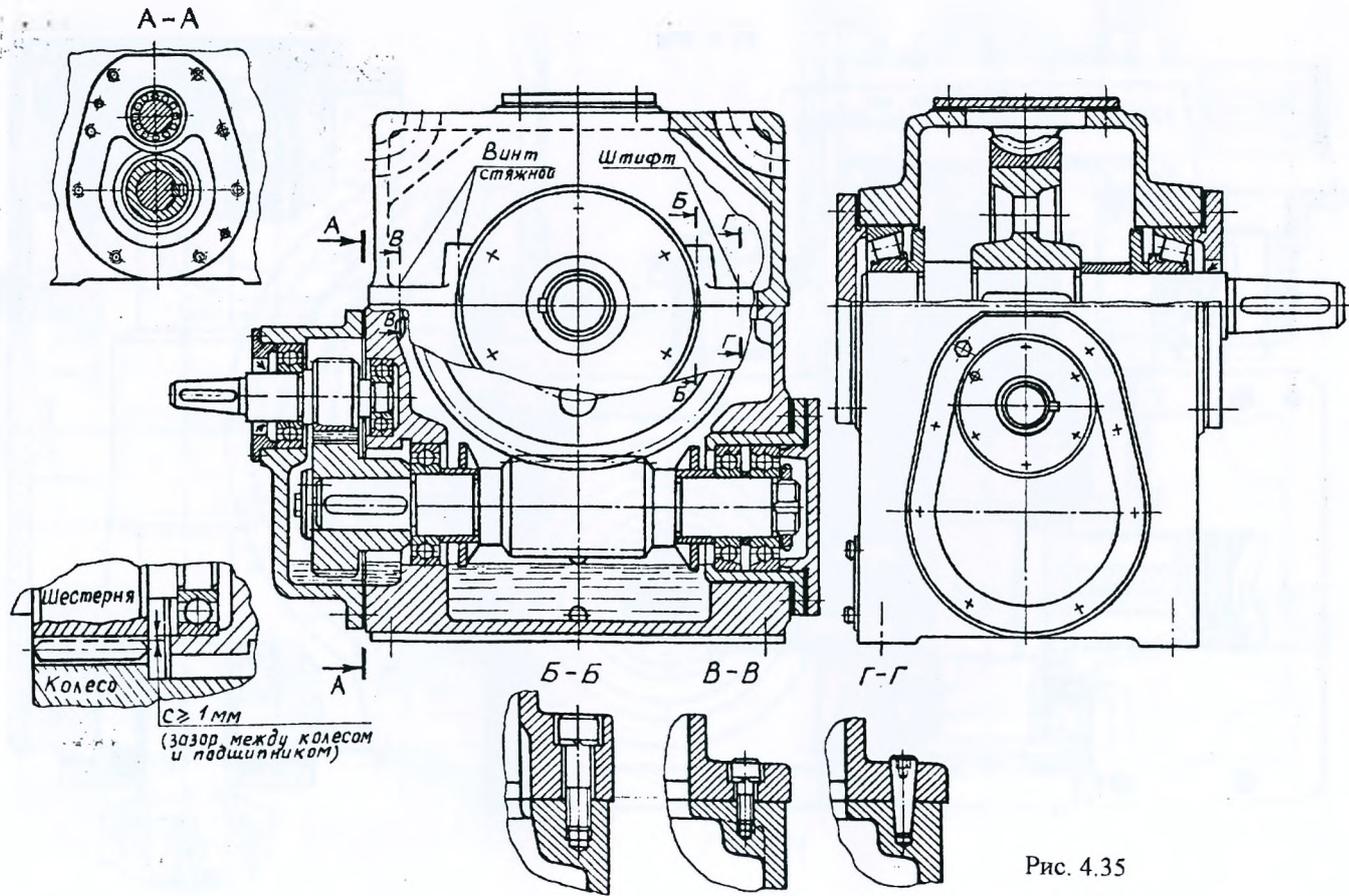


Рис. 4.34



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.

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 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 выходного вала редуктора

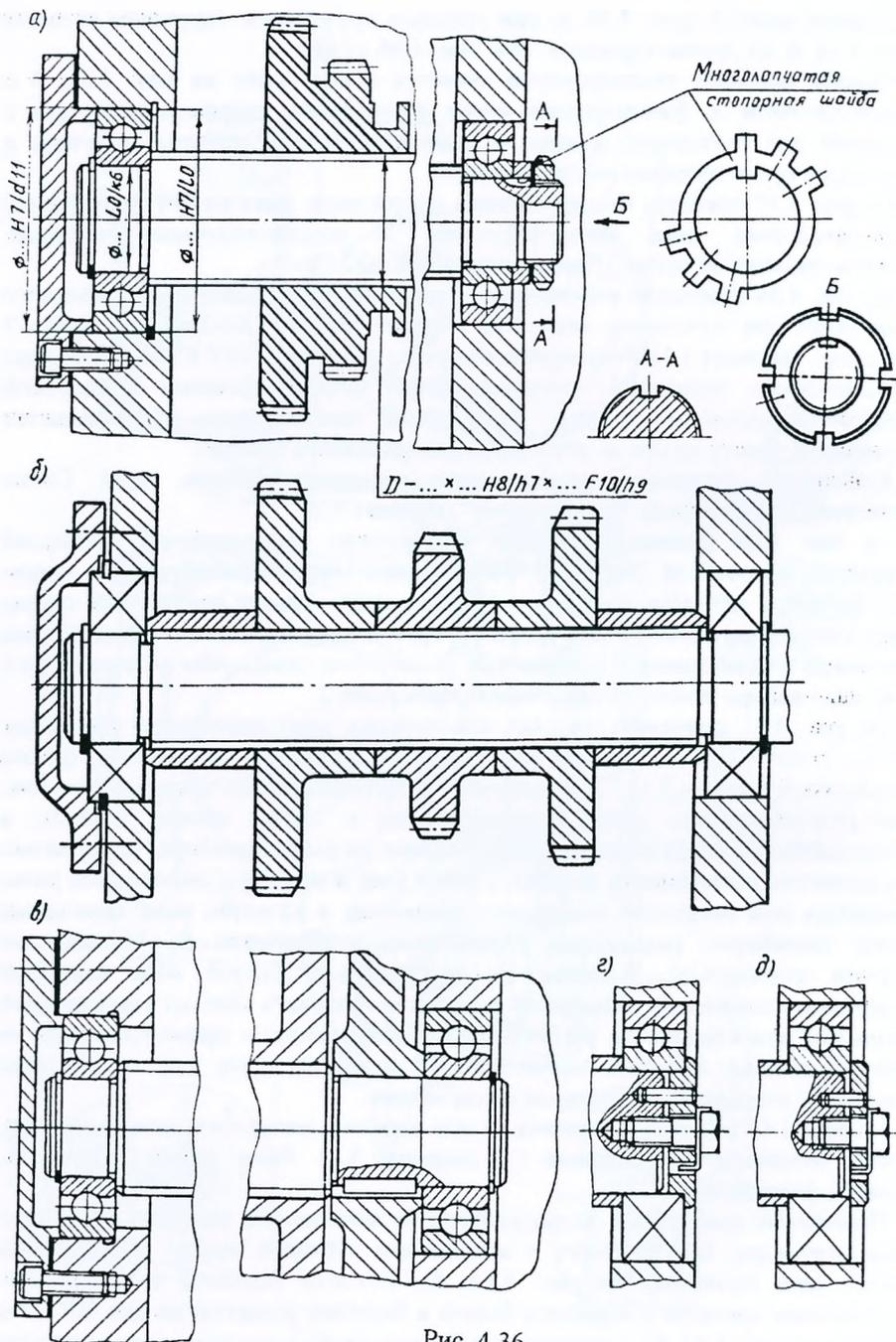


Рис. 4.36

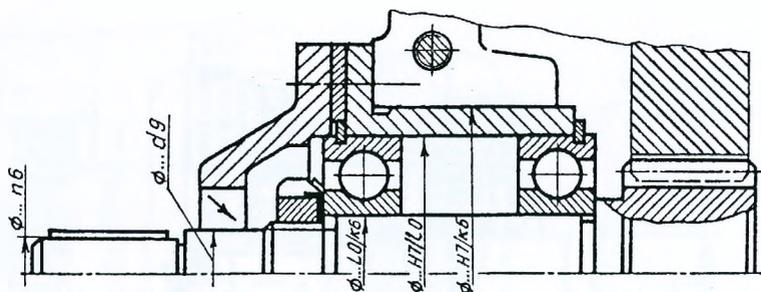


Рис. 4.39

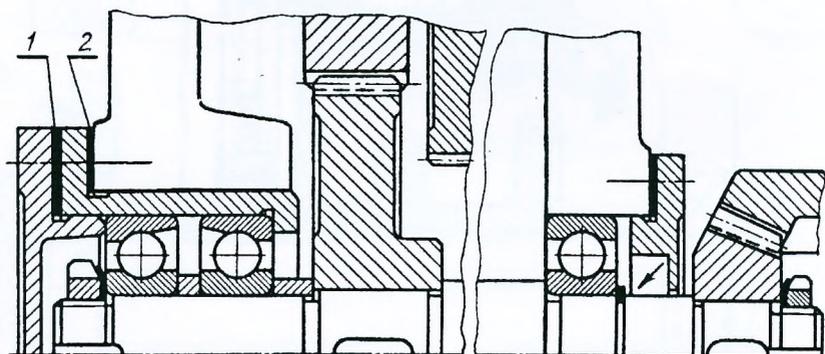


Рис. 4.40

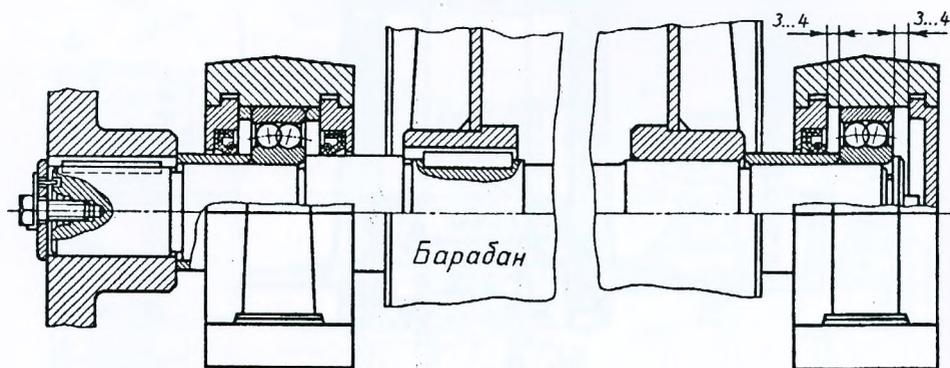


Рис. 4.41

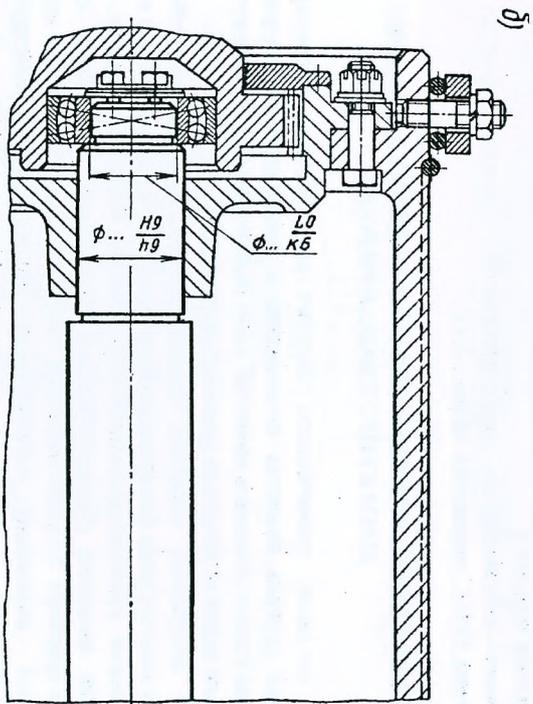
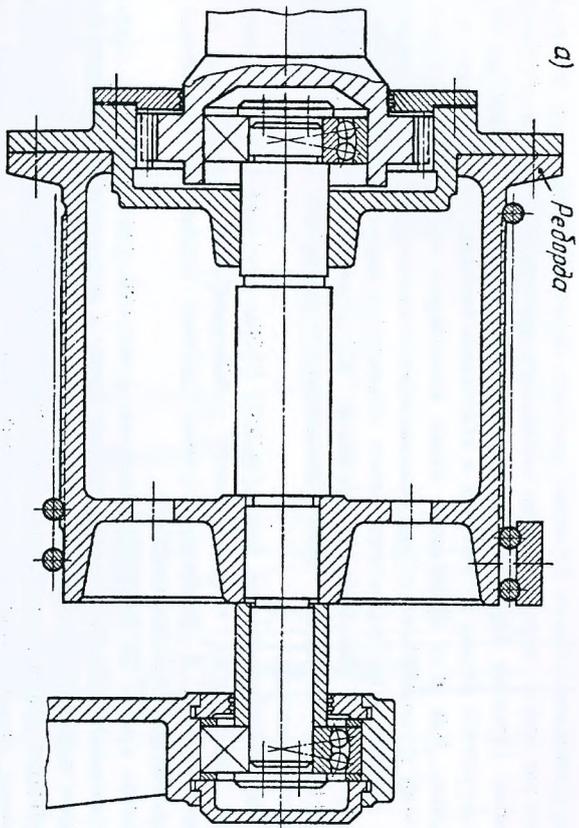


Рис. 4.42

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.

Конструкция современного двухступенчатого цилиндрического мотор-редуктора типа 5МЦС приведена на рис. 4.43.

4.6. ВЫБОР ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ И СХЕМ ИХ УСТАНОВКИ В ПРОЕКТИРУЕМОМ ПРИВОДЕ

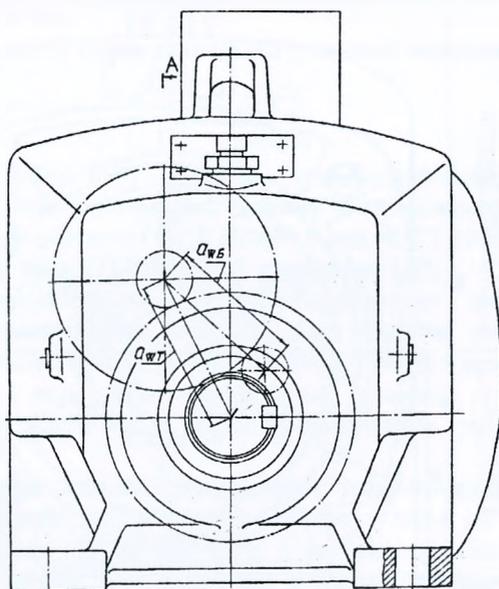
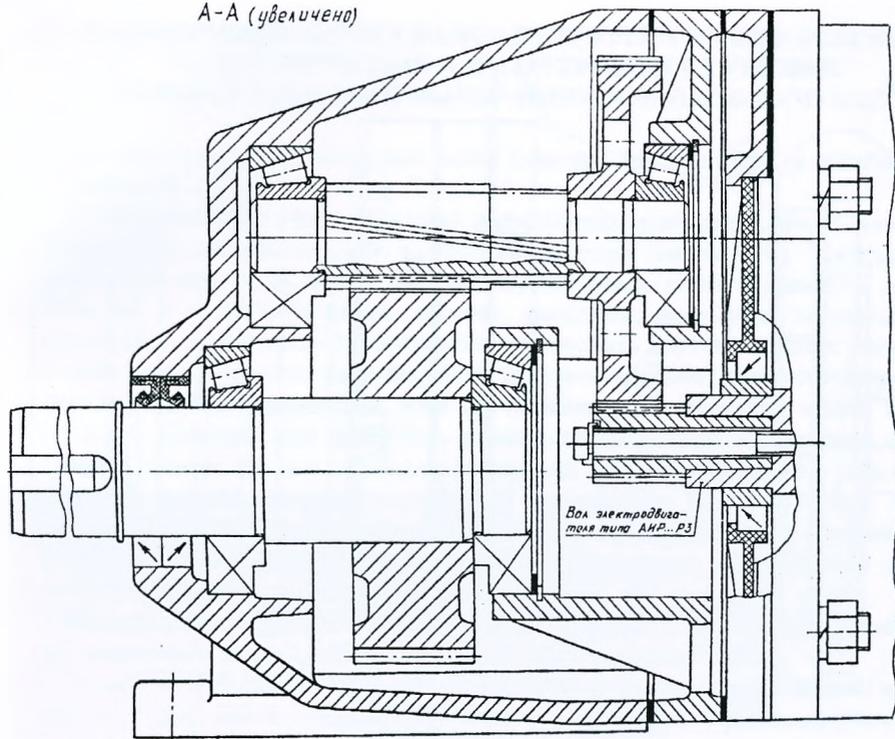
Так как согласно технического задания на курсовое проектирование быстроходная ступень является конической, а тихоходная цилиндрической, предполагаем использование в качестве опор быстроходного, промежуточного и тихоходного валов конических роликоподшипников.

С целью получения простой, компактной и удобной для сборки и регулировки конструкции быстроходного вала-шестерни принимаем в качестве опор конические роликоподшипники с бортом на наружном кольце. Осевое фиксирование входного (быстроходного) вала осуществляется по схеме 2 «врастяжку» (вариант 2.1), что повышает жесткость при конической шестерне, установленной консольно относительно опор. Такое конструктивное исполнение вала-шестерни как с прямыми, так и с круговыми зубьями получило в настоящее время наибольшее распространение.

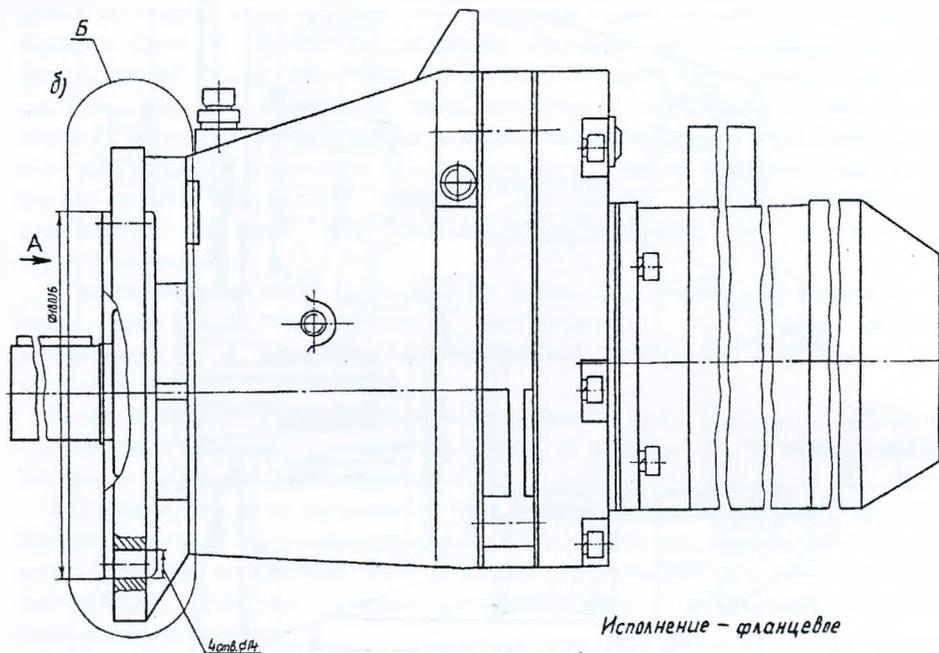
Для промежуточного и тихоходного валов редуктора принимаем решение устанавливать подшипники по схеме 1 «враспор» (вариант 2.1).

Подшипниковые крышки, в качестве варианта конструктивного исполнения, принимаем привертными.

A-A (увеличено)



А Рис. 4.43



Исполнение - фланцевое

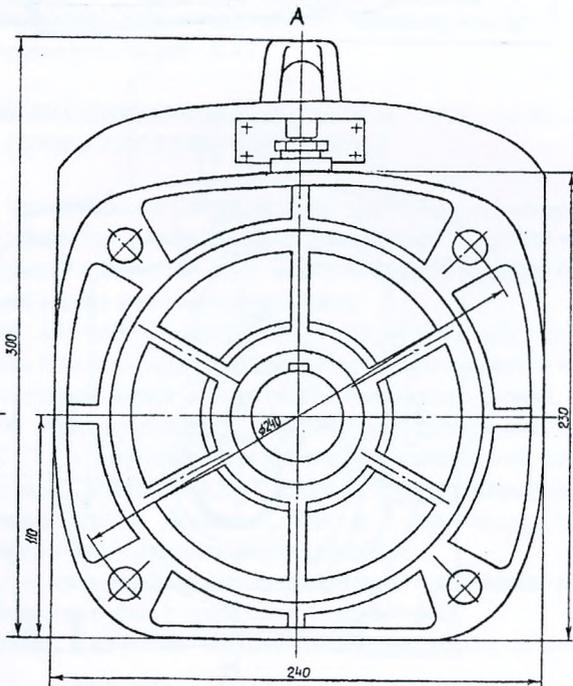
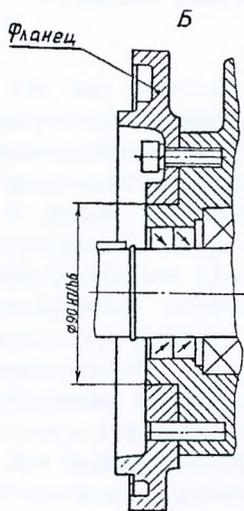


Рис. 4.43. Продолжение

5. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИХ СТУПЕНЕЙ. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Основной расчетной нагрузкой валов является вращающий T и изгибающий M моменты.

На данной стадии проектирования нам известен лишь вращающий момент T ($H \cdot m$), передаваемый каждым из валов редуктора (см. п. 1.4.). 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 местоположение опор вала и действующих на него нагрузок. В то же время разработка конструкции вала невозможна без определения хотя бы приближенно диаметра 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 напряжений изгиба и концентрации напряжений. После этого на основании конструкции вала-прототипа, приведенной в п.4, определяют диаметры остальных ступеней вала.

При проектном расчете быстроходного (входного) вала редуктора обычно предварительно определяют диаметр его входного конца d (мм):

а) при соединении вала с электродвигателем посредством упругой муфты $d \approx (0,8 \dots 1,2)d_3$, где d_3 – диаметр вала электродвигателя. Принятый диаметр d согласовывают с размерами отверстий в ступице полумуфты муфты, которую выбирают по ГОСТу;

б) при установке на конце вала шкива ременной передачи

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,2[\tau]}}$$

где $[\tau] = 10 \dots 15$ МПа; $T = T_I$, здесь T_I – вращающий момент на быстроходном (входном) валу, $H \cdot m$. Полученный диаметр d согласовывают со стандартными размерами концов валов по ГОСТ 12080-66 или ГОСТ 12081-72 для исполнения 2 – короткие (см. табл. 2П.1 или 2П.2 приложения 2П).

При проектном расчете промежуточного вала предварительно определяют диаметр вала d под насадным колесом по выше приведенной формуле, принимая $[\tau] = 15 \dots 22$ МПа и $T = T_{II}$, где T_{II} – вращающий момент на промежуточном валу, $H \cdot m$. Полученный диаметр d в данном случае согласовывают с рядом Ra 40 по ГОСТ 6636-69 (см. табл. 1П.13 приложения 1П).

При проектном расчете тихоходного (выходного) вала предварительно определяют диаметр его выходного конца d (мм) по выше приведенной формуле, принимая $[\tau] = 25 \dots 35$ МПа (меньшие значения при установке на конце вала звездочки или шестерни открытой передачи, большие – при

установке муфты), и $T=T_{III}$, где T_{III} – вращающий момент на тихоходном (выходном) валу редуктора, Н·м. При этом полученный расчетом диаметр d согласовывают :

а) при установке компенсирующей муфты – с размерами отверстий в ступице полумуфты, устанавливаемой на валу, выбирая при этом по ГОСТу стандартную муфту;

б) при установке ведущей звездочки цепной передачи или шестерни открытой зубчатой передачи – со стандартными размерами концов валов по ГОСТ 12080-66 или ГОСТ 12081-72 для исполнения 2–короткие (см. табл. 1П.1 или 1П.2 приложения 1П).

Примечания: 1. При установке на конце вала полумуфты стандартной муфты длина конца вала принимается равной длине отверстия l в ступице полумуфты (для цилиндрического $l=l_{цил}$, для конического $l=l_{кон}$). Следует отметить, что размеры отверстий в полумуфтах стандартных муфт соответствуют размерам концов валов: цилиндрических – по ГОСТ 12080-66, конических – по ГОСТ 12081-72. При выборе стандартных муфт рекомендуется принимать полумуфты исполнения 2 –на короткие концы валов.

2. При проектном расчете валов червяков рекомендуется $[\tau]=10...12$ МПа.

3. Диаметр d и длину l выходного конца быстроходного и тихоходного валов допускается не согласовывать с ГОСТ 12080-66 или ГОСТ 12081-72 при установке на них шкивов, звездочек или зубчатых колес открытых передач, а принимать их по размерам ступиц этих деталей: $l \approx (1,1...1,2)d$, где d округляется до ближайшего по ряду Ra 40 ГОСТ 6636-69.

Определение диаметров остальных ступеней соответствующих валов редуктора проводят на основании принятых конструкций валов-прототипов и в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. 2П.42 приложения 2П. При этом характерными элементами конструкции любого вала ступенчатой формы является наличие буртиков для упора ступиц колес, шкивов, звездочек, полумуфт и заплечиков для упора подшипников. Поэтому при проектировании вала, исходя из полученного посадочного диаметра, следует предварительно выбрать также и соответствующий типоразмер подшипника, что в свою очередь позволит определить диаметр заплечика, необходимый для упора подшипника. Таким образом, размеры вала и размеры подшипника взаимосвязаны и при курсовом проектировании возможны случаи, когда размеры вала будут определяться не его прочностью, а необходимым ресурсом работы подшипника.

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 размера 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.

При конструировании валов редуктора в нашем примере принимаем решение изготавливать шестерни заодно с валами, получая так называемые 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).

Колеса ступеней выполняем насадными. Для закрепления колес на валах используем шпоночные соединения.

Входной (быстроходный) и выходной (тихоходный) валы имеют выступающие из корпуса редуктора консольные участки (концы валов). Конец входного вала предназначен для закрепления полумуфты муфты, соединяющей двигатель с редуктором, а конец выходного вала - для установки ведущей звездочки цепной передачи.

Выступающим концам валов в нашем примере придаем, в качестве одного из вариантов конструктивного оформления, цилиндрическую форму (см. табл. 2П.1 приложения 2П). Однако следует отметить, что в последнее время все большее распространение получает коническая форма концов валов (см. табл. 2П.2 приложения 2П).

Рассмотрим конструирование каждой ступени быстроходного, промежуточного и тихоходного валов редуктора. Номер ступени указывается цифрой в кружке на рис. 5.3...5.5 для соответствующего вала. Рекомендации по конструированию отдельных участков валов приведены в табл. 2П.42...2П.44 приложения 2П.

5.1. БЫСТРОХОДНЫЙ (ВХОДНОЙ) ВАЛ

Тип подшипников и схема их установки для быстроходного вала-шестерни конической передачи были приняты ранее (см. п. 4), а именно: конические роликоподшипники с бортом на наружном кольце, установленные по схеме 2 «врастяжку» (вариант 2.1). Вариант такой конструкции показан на рис. 4.23, б.

Достаточная жесткость быстроходного вала конической шестерни обеспечивается при конструировании следующими отношениями размеров [6] (см. рис. 5.1):

$$\begin{aligned}d_n &\geq 1,3a_1; \\a_2' &\geq 2,5a_1; \\a_2'' &= 0,6a_1.\end{aligned}\tag{5.1}$$

В качестве расчетной величины a_2 принимают большее из полученных значений a_2' и a_2'' .

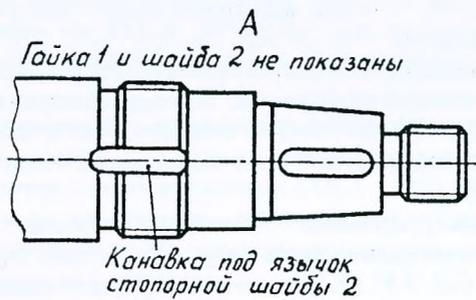
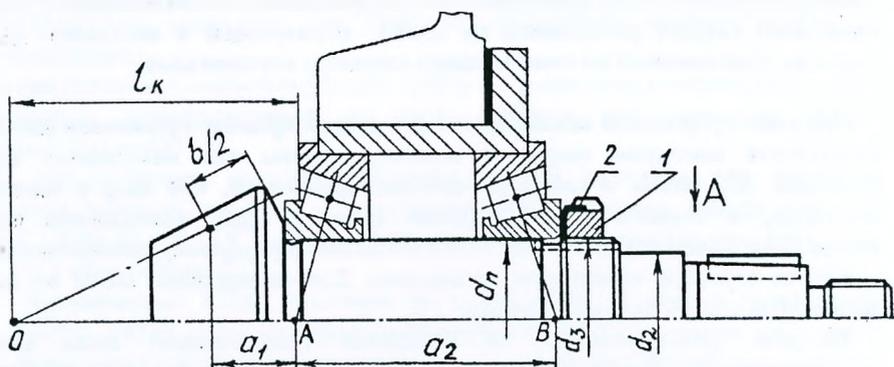


Рис. 5.1

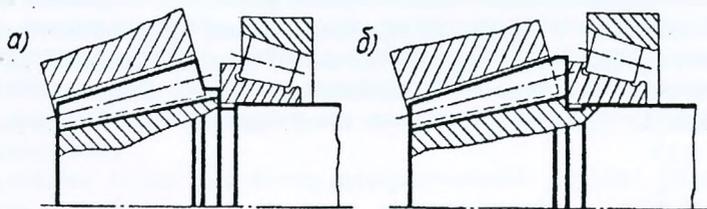


Рис. 5.2

Чтобы уменьшить консоль вала со стороны шестерни, подшипник располагают как можно ближе к шестерне.

При передаточном числе конической передачи $u > 3,15$ шестерня получается малых размеров, что создаёт сложности в создании упорного буртика для подшипника. Возможные варианты конструктивного исполнения вала-шестерни для такого случая приведены на рис. 5.2.

Осевой зазор в радиально-упорных роликоподшипниках вала конической шестерни регулируют осевым перемещением внутреннего кольца подшипника относительно вала с помощью круглой шлицевой гайки 1 (рис. 5.1). Следует отметить, что на рис. 5.1 такое перемещение осуществляется для внутреннего кольца правого подшипника. После регулировки гайку 1 стопорят многолапчатой шайбой 2. Для фиксирования шайбы 2 относительно вала на резьбовом участке вала предусмотрена канавка под язычок стопорной шайбы (см. вид А на рис. 5.1).

Размеры круглой шлицевой гайки, стопорной многолапчатой шайбы и канавки под её язычок приведены в таблицах 2П.6, 2П.7 и 2П.8 приложения 2П.

Приступаем теперь к конструированию быстроходного вала-шестерни (рис. 5.3).

Конструирование начинаем с концевого участка вала, являющегося первой ступенью (соответственно диаметр обозначим d_1).

Как уже было отмечено ранее, принимаем для конца вала в качестве варианта цилиндрическую форму. Так как быстроходный (входной) вал редуктора соединяется с электродвигателем муфтой, то необходимо согласование диаметра d_1 конца вала с диаметром d_2 электродвигателя.

У выбранного электродвигателя 4А160М6У3 по табл. 1П.2 приложения 1П для исполнения ИМ1081 диаметр вала $d_2=48$ мм, длина вала $l_2=110$ мм (в табл. 1П.2 диаметр вала электродвигателя обозначен d_1 , длина l_1).

Обычно принимают $d_1 \approx (0,8...1,2) d_2$.

Примем $d_1 = 45$ мм.

Ориентируемся на установку между электродвигателем и редуктором упругой втулочно-пальцевой муфты МУВП по ГОСТ 21424-93. По табл. 2П.39 приложения 2П для данной муфты уточняем, что допустимо растачивание цилиндрических (тип I) и конических (тип II) отверстий диаметрами 45; 48; 50; 55 и 56 мм в полумуфтах при наружном диаметре $D=190$ мм.

Проверим, подходит ли данная муфта по крутящему моменту. Расчетный момент для муфты

$$T_{расч} = T_k,$$

где T - номинальный момент на валу, где установлена муфта, Н·м;

k - коэффициент динамичности нагрузки (для ленточных конвейеров $k=1,25...1,5$, для цепных конвейеров $k=1,5...2$).

В нашем примере $T=T_1=125$ Н·м.

Тогда при $k=1,7$ (конвейер цепной)

$$T_{расч} = T_k = 125 \cdot 1,7 = 213 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По табл. 2П.39 приложения 2П муфта с $D=190$ мм может передать момент $T=710$ Н·м, что значительно больше $T_{расч} = 213$ Н·м.

Муфта подходит.

Таким образом, диаметр **первой ступени** быстроходного вала-шестерни принимаем $d_1 = 45$ мм. Согласуем данный размер с размерами концов валов цилиндрической формы по ГОСТ 12080 – 66 (см. табл. 2П.1 приложения 2П). Размер $d_1 = 45$ мм относится к первому ряду (в табл. 2П.1 диаметр вала обозначен d). Выберем длину конца вала. Принимаем исполнение конца вала 2-короткий. Тогда по табл. 2П.1 приложения 2П конец быстроходного вала диаметром $d = 45$ мм исполнения 2 должен иметь длину $l = 82$ мм.

Окончательно размеры первой ступени быстроходного вала-шестерни: диаметр $d_1 = d = 45$ мм, длина $l_1 = l = 82$ мм.

Для окончательно принятых размеров конца быстроходного вала ($d_1 = 45$ мм, $l_1 = 82$ мм) и конца вала электродвигателя ($d_3 = 48$ мм; $l_3 = 110$ мм) по табл. 2П.39 приложения 2П уточняем тип полумуфт выбранной муфты. На вал электродвигателя устанавливается полумуфта типа I (с цилиндрическим отверстием) исполнения 1, так как длина $l_3 = 110$ мм согласно табл. 2П.1 приложения 2П относится к длинным концам валов.

На конце быстроходного вала редуктора устанавливается полумуфта типа I (с цилиндрическим отверстием) исполнения 2 (на короткие концы валов согласно табл. 2П.1 приложения 2П).

Согласно примечания 4 к табл. 2П.39 приложения 2П выбранная муфта будет иметь обозначение:

Муфта упругая втулочно-пальцевая 710-48-I.1-45-I.2-У3 ГОСТ 21424-93.

Конструируем следующую **вторую ступень** вала диаметром d_2 . Полумуфту, устанавливаемую на цилиндрическом конце входного вала, доводят до упора в буртик. При этом полумуфта будет иметь фаску размером $f=1,6$ мм (см. табл. 2П.42, примечание 2).

Тогда высота буртика h_6 , необходимая для упора полумуфты (см. выносной элемент III на рис. 5.3)

$$h_6 \geq 2f = 2 \cdot 1,6 = 3,2 \text{ мм.}$$

Полученный размер h_6 дает возможность определить диаметр d_2 :

$$d_2 = d_1 + 2h_6 = 45 + 2 \cdot 3,2 = 51,4 \text{ мм.}$$

По ряду Ra 40 (см. табл. 1П.13 приложения 1П) принимаем $d_2=55$ мм.

Так как на второй ступени вала диаметром $d_2 = 55$ мм будет установлено манжетное уплотнение, согласовываем размер d_2 с размером манжеты. По табл. 2П.10 приложения 2П выясняем, что для вала диаметром $d_2 = 55$ мм манжеты выпускаются.

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. Принимаем окончательно резьбу М60×2 (т.е. диаметр третьей ступени $d_3=60$

мм). Для выхода резбонарезного инструмента предусматриваем канавку (см. выносной элемент I на рис 5.3), размеры которой принимаем по табл. 2П.5 приложения 2П:

$$c_k = 5 \text{ мм}; r_1 = 0,5 \text{ мм}; r_2 = 1,5 \text{ мм}; d_k = d - 3 = 60 - 3 = 57 \text{ мм}.$$

Круглая шлицевая гайка от самопроизвольного отвинчивания стопорится многолапчатой шайбой, внутренний выступ которой (так называемый язычок) заходит в паз, выполненный на данной ступени вала (на выносном элементе I рис. 5.3 показан штриховыми линиями). По табл. 2П.8 приложения 2П ширина этого паза равна 8 мм. Размеры стопорной многолапчатой шайбы см. табл. 2П.7 приложения 2П.

Определим диаметр d_4 следующей **четвертой ступени**, на которой устанавливаются подшипники. Для свободного прохождения подшипников через ступень диаметром d_3 принимаем ближайшее большее значение $d_4 = 65$ мм, что соответствует диаметрам d внутренних колец подшипников. С целью упрощения конструкции стакана, в котором устанавливаются подшипники, принимаем решение об использовании конических роликовых подшипников с бортом на наружном кольце. По табл. 2П.16 приложения 2П принимаем предварительно роликоподшипник однорядный с упорным бортом легкой серии 67513 (ГОСТ 3169-81), имеющий следующие данные:

а) размеры:

$$d = 65 \text{ мм}; D = 120 \text{ мм}; D_1 = 127 \text{ мм}; T = 33 \text{ мм}; c = 27 \text{ мм}; a = 6 \text{ мм}; r = 2,5 \text{ мм};$$

б) грузоподъемность:

$$\text{динамическая } C_r = 109 \text{ кН};$$

$$\text{статическая } C_{or} = 98,9 \text{ кН};$$

в) факторы нагрузки:

$$e = 0,37; Y = 1,62; Y_0 = 0,89.$$

Таким образом

$$d_4 = d = 65 \text{ мм}.$$

Размеры канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании четвертой ступени (см. выносной элемент II на рис 5.3) согласно табл. 2П.4 приложения 2П: $c_k = 5$ мм; $h_k = 0,5$ мм; $r_k = 1,6$ мм. Так как длины второй l_2 и третьей l_3 ступеней рекомендуют [1,6] определять в зависимости от внутреннего диаметра подшипника d , то после выбора подшипника мы уже можем определить эти размеры:

$$l_2 \approx 0,6d = 0,6 \cdot 65 = 39 \text{ мм};$$

$$l_3 \approx 0,4d = 0,4 \cdot 65 = 26 \text{ мм}.$$

Длину l_4 четвертой ступени определим после назначения размеров пятой ступени.

Пятая ступень вала диаметром d_5 служит в качестве буртика (запечика) для упора подшипника (см. выносной элемент II на рис 5.3). По табл. 2П.18 приложения 2П для выбранного роликового подшипника 67513 (ГОСТ 3169-71)

легкой серии диаметр буртика $d_{6,n}$ должен быть не менее 74 мм и не более 86 мм. Принимаем $d_{6,n} = 75$ мм.

Тогда $d_5 = d_{6,n} = 75$ мм.

Ширина буртика $b_{6,n} = l_5 \approx m_{te}$.

В качестве примера рассмотрим коническую шестерню с круговыми зубьями, для которой $m_{te} = 3,57$ мм.

Тогда $b_{6,n} = 3,57$ мм.

Принимаем $b_{6,n} = 4$ мм.

Примечание. Если диаметр впадин шестерни $d_{e1} < d_{6,n}$, то принимаем один из вариантов конструкции, представленной на рис. 5.2.

Возвратимся теперь к определению четвертой ступени. Этот размер определяется жесткостью вала, которая в свою очередь обеспечивается определенным соотношением размеров d , a_1 и a_2 [см. условие (5.1)]. Однако предварительно определим ряд размеров, которые будут необходимы для проверки этих соотношений (см. рис. 5.3):

$$b' = b \cdot \cos \delta_1 = 38 \cdot \cos 17,45655^\circ = 36 \text{ мм};$$

$$b'' = \frac{d_{e1} - d_5}{2} \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{78,540 - 75}{2} \operatorname{tg} 17,45655^\circ = 1 \text{ мм};$$

$$a = 0,5 \left(T + \frac{d + D}{3} e \right) = 0,5 \cdot \left(33 + \frac{65 + 120}{3} \cdot 0,37 \right) \approx 28 \text{ мм - смещение}$$

точки приложения радиальной реакции от торца подшипника (здесь T, d, D, e - характеристики выбранного подшипника 67513);

$$a_1 = T - a + b_{6,n} + b' + 0,5 \cdot b'' = 33 - 28 + 4 + 1 + 0,5 \cdot 36 = 28 \text{ мм - длина}$$

консоли вала со стороны шестерни;

$$l_k = \frac{d}{2} + b'' + b_{6,n} + T - c = \frac{249,900}{2} + 1 + 4 + 33 - 27 = 136 \text{ мм}.$$

Тогда условие (5.1):

$$d > 1,3a_1;$$

65 мм $>$ 1,3 · 28 = 36,4 мм – выше записанное условие выполняется;

$$a_2' = 2,5a_1 = 2,5 \cdot 28 = 70 \text{ мм};$$

$$a_2'' = 0,6l_k = 0,6 \cdot 136 = 81,6 \text{ мм} \approx 82 \text{ мм}.$$

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 $a_2 = a_2'' = 82$ мм.

Тогда расстояние между торцами наружных колец подшипников

$$l_T = a_2 - 2a = 82 - 2 \cdot 28 = 26 \text{ мм}.$$

Такая величина l_T обеспечивает весьма компактную конструкцию быстроходного вала. С целью повышения жесткости вала-шестерни расстояние l_T иногда увеличивают до значения $l_T \approx a_2$. Примем $l_T = 80$ мм.

Тогда величина четвертой ступени

$$l_4 \approx l_T + 2T - c_k = 80 + 2 \cdot 33 - 5 = 141 \text{ мм},$$

где $s_k = 5$ мм – см. выносной элемент I на рис. 5.3.

Шестой ступенью быстроходного вала является коническая шестерня, размеры которой были определены ранее. Так как для шестерни $\delta_1 < 30^\circ$, то конструкцию ее принимаем по рис. 6.2,а.

На этом заканчивается предварительная разработка конструкции быстроходного вала- шестерни.

5.2. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ВАЛ

На промежуточном валу (рис 5.4) устанавливается шестерня тихоходной цилиндрической ступени и колесо быстроходной конической ступени. Промежуточный вал, как и быстроходный, выполняется в виде вала-шестерни. Конструирование его начинаем со второй ступени с предварительного определения диаметра под коническим колесом:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{381 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 46 \text{ мм,}$$

где $T = T_{II} = 381$ Н·м – вращающий момент на промежуточном валу;

$[\tau] = 20$ МПа – допускаемое напряжение кручения.

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 кольца. С целью снижения концентрации напряжений предусматриваем минимальный перепад диаметров d_1 и d_2 .

Принимаем $d_1 = 45$ мм, что соответствует диаметрам d внутренних колец подшипников.

Исходя из размера d_1 по табл. 2П.15 приложения 2П выбираем роликовый конический однорядный подшипник средней серии 7309 (ГОСТ 333-79), имеющий следующие данные:

а) размеры:

$d = 45$ мм; $D = 100$ мм; $T = 27,5$ мм; $B = 26$ мм; $c = 22$ мм; $r = 2,5$ мм; $r_1 = 0,8$ мм;

б) грузоподъемность:

динамическая $C_r = 76,1$ кН;

статическая $C_{0r} = 59,3$ кН;

в) факторы нагрузки:

$$e = 0,29; Y = 2,09; Y_0 = 1,15.$$

С целью унификации правый подшипник принимаем такого же размера.

Распорное кольцо между ступицей конического колеса и левым подшипником выполняет роль буртика как для подшипника, так и для колеса. Наружный диаметр распорного кольца со стороны подшипника, выполняющего роль буртика (заплевика) для подшипника, согласно табл. 2П.18 приложения 2П составляет:

$$d_{б.п} = 54 \dots 68 \text{ мм.}$$

По табл. 2П.42 приложения 2П (примечание 2) принимаем размер фаски в отверстии ступицы конического колеса $f = 1,6$ мм. Тогда наружный диаметр

распорного кольца со стороны ступицы конического колеса, играющего в данном случае роль буртика для колеса (обозначим его $d_{6,k}$):

$$d_{6,k} \geq d_2 + 2h_{6,k} = 48 + 2 \cdot 3,2 = 54,4 \text{ мм},$$

где $h_{6,k}$ - высота буртика для конического колеса; $h_{6,k} = 2f = 2 \cdot 1,6 = 3,2$ мм.

Принимаем $d_{6,k} = 55$ мм. Выполняем распорное кольцо цилиндрическим с наружным диаметром $d_p = d_{6,n} = d_{6,k} = 55$ мм.

Примечание. Если размеры распорного кольца слева и справа значительно отличаются один от другого, то кольцо выполняют ступенчатой формы. При этом наружный диаметр кольца выбирают таким образом, чтобы ширина упорного пояса со стороны подшипника или со стороны колеса была не менее 1..2 мм (на выносных элементах I и II рис 5.5 ширина пояса обозначена k).

Рассмотрим теперь **третью ступень** вала диаметром d_3 , которая в свою очередь служит в качестве буртика для упора ступицы конического колеса, т.е.

$$d_3 = d_{6,k}.$$

Выше мы установили, что высота буртика для конического колеса $h_{6,k} = 3,2$ мм и приняли диаметр буртика $d_{6,k} = 55$ мм.

Таким образом $d_3 = d_{6,k} = 55$ мм.

Четвертой ступенью вала является цилиндрическая шестерня, размеры которой были определены ранее расчетом.

Размер фасок на торцах зубьев шестерни согласно примечания 2 к табл. 6.1 в п.6.2:

$$f_3 = (0,5 \dots 0,7)m_n = (0,5 \dots 0,7)4 = 2,0 \dots 2,8 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $f_3 = 2,5$ мм.

Так как твердость косозубой шестерни $H_1 > 350$ НВ, то угол фаски на торце зуба $\alpha_\phi = 15^\circ$ (см. примечание 3 к табл. 6.1 в п.6.2).

Диаметр **пятой ступени** d_5 принимаем равным наружному диаметру распорного кольца между левым подшипником и коническим колесом:

$$d_5 = d_p = 55 \text{ мм}.$$

Пятая ступень выполняет роль буртика (запечика) для правого подшипника, который принят такого же размера, как и левый. Соответственно диаметр **шестой ступени**

$$d_6 = d_1 = 45 \text{ мм}.$$

Согласно табл. 2П.4 приложения 2П размеры канавок для выхода шлифовального круга для выносных элементов I, II и III (см.рис. 5.5), приняты одинаковыми, что в свою очередь обеспечивает технологичность конструкции вала:

$$c_r = 3 \text{ мм}; h_r = 0,25 \text{ мм}; r_r = 1,0 \text{ мм}.$$

Длины ступеней вала будут определены в дальнейшем после разработки конструкции колес и назначения зазоров между деталями и корпусом редуктора.

На рис. 4.25 представлены варианты конструктивного исполнения промежуточного вала шестерни с коническим колесом. В конструкции, показанной на рис. 4.25.а, использованы привертные крышки, а регулировка подшипников поставленных «враспор» и конического зацепления проводится с помощью набора тонких металлических прокладок 1. В конструкции на рис. 4.25. использованы закладные крышки, а регулировка подшипников и конического зацепления проводится с помощью регулировочных винтов 2.

Следует обратить внимание на то обстоятельство, что иногда подшипник, расположенный вблизи шестерни с диаметром вершин $d_{a1} < D$ (здесь D – наружный диаметр подшипника), защищают маслоотражательной шайбой 4 (рис. 4.25) от чрезмерного залива маслом, которое вместе с продуктами износа выдавливается из зубчатого зацепления. Для тонкой маслоотражательной шайбы предусматривают дополнительное кольцо 4 (рис. 4.25.а), которое должно перекрывать ширину канавки для выхода шлифовального круга (ширину кольца 5 принимают на 2..3 мм больше ширины канавки).

5.3. ТИХОХОДНЫЙ (ВЫХОДНОЙ) ВАЛ

На тихоходном валу (рис.5.4) установлено насадное цилиндрическое колесо тихоходной ступени редуктора и на выходном конце вала закрепляется консольно ведущая звездочка цепной передачи.

Определим предварительно диаметр выходного конца вала (под ступицей ведущей звездочки), т.е. диаметр первой ступени:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1421 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 66 \text{ мм},$$

где $[\tau] = 25 \text{ МПа}$ (при консольной установке ведущей звездочки); $T = T_{III} = 1421 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – вращающий момент на тихоходном валу.

По ГОСТ 12080-66 на размеры концов цилиндрических валов (см. табл. 2П.1 приложения 2П) $d_T = 70 \text{ мм}$ (1-й ряд). Длина конца тихоходного вала $l_T = 105 \text{ мм}$ (исполнение 2 – короткие).

Таким образом $d_1 = d_T = 70 \text{ мм}$.

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.42 приложения 2П (примечание 2) размер фаски в отверстии ступицы звездочки $f = 2 \text{ мм}$. Тогда диаметр второй ступени, исходя из обеспечения надежного осевого фиксирования ступицы звездочки

$$d_2 = d_1 + 2h_{6,3a} = 70 + 2 \cdot 4 = 78 \text{ мм},$$

где $h_{6,3a} = 2f = 2 \cdot 2 = 4 \text{ мм}$ – высота буртика для упора ступицы звездочки (см. выносной элемент IV на рис. 5.5).

Согласовываем d_2 с диаметрами d внутренних колец подшипников и принимаем $d_2 = 80 \text{ мм}$.

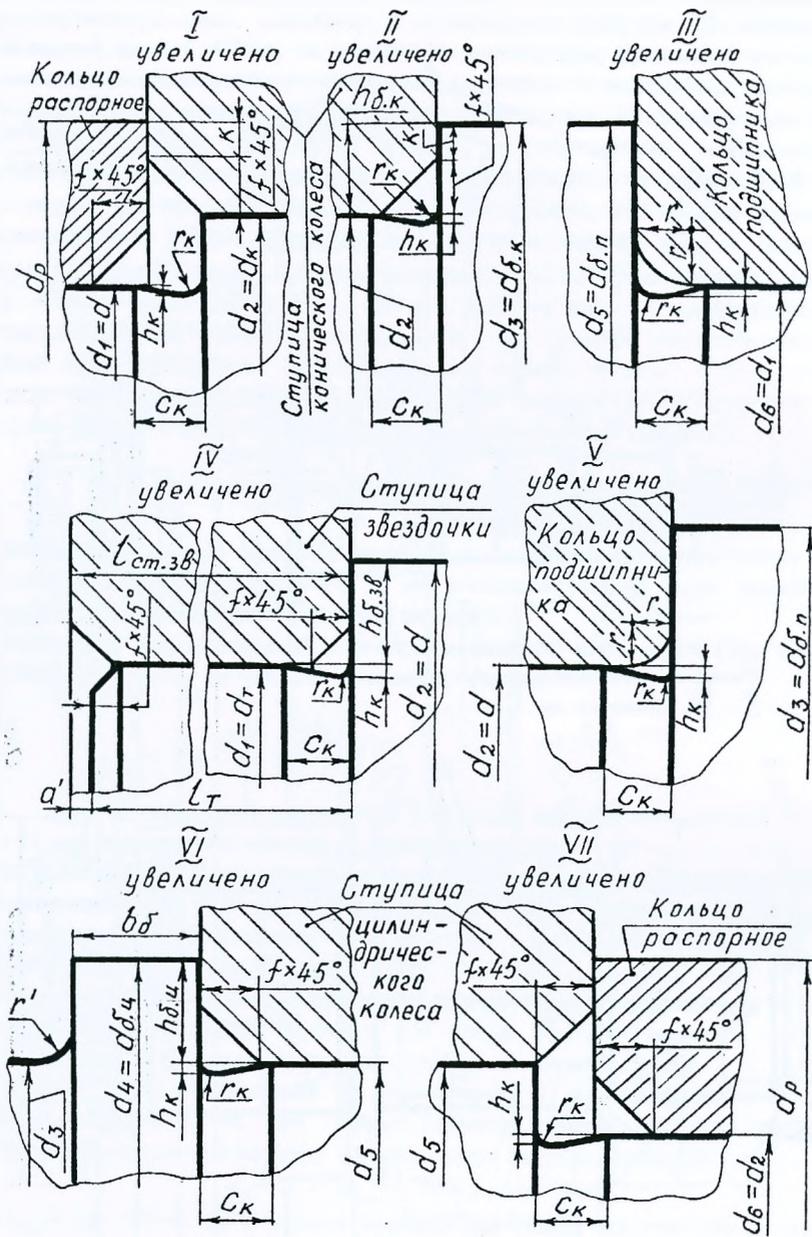


Рис. 5.5

В то же время диаметр второй ступени желательнее 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 :

$$d_2 \geq d_1 + 2t_2 + 0,5 = 70 + 2 \cdot 4,9 + 0,5 = 80,3 \text{ мм},$$

где $t_2 = 4,9$ мм – глубина шпоночного паза в ступице звездочки (см. табл. 2П.9 приложения 2П).

Так как $d_2 = 80$ мм < 80,3 мм, то съём подшипника невозможен при установленной шпонке.

Окончательно принимаем $d_2 = 85$ мм.

По табл. 2П.15 приложения 2П выбираем конический роликоподшипник легкой серии 7217 (ГОСТ 333-79), имеющий следующие данные:

а) размеры:

$d = d_2 = 85$ мм ; $D=150$ мм; $T=38,5$ мм; $B=36$ мм; $c=30$ мм; $r=3$ мм; $r_1 = 1$ мм;

б) грузоподъемность:

динамическая $C_r = 162$ кН;

статическая $C_{0r} = 141$ кН;

в) факторы нагрузки:

$$e = 0,39; Y = 1,58; Y_0 = 0,85.$$

Определим размеры **третьей ступени**, являющейся буртиком (запечником) для левого подшипника. По табл. 2П.18 приложения 2П для подшипника 7217 легкой серии с $d = 85$ мм диаметр буртика $d_{6,n} = 95$ 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 $d_6 = d_2 = 85$ мм.

Перепад диаметров пятой и шестой ступеней принимаем минимальным. Тогда $d_5 = d_6 + 5 = 85 + 5 = 90$ мм.

По табл. 2П.42 приложения 2П (примечание 2) в отверстии ступицы цилиндрического колеса, устанавливаемого на пятой ступени, принимаем фаску размером $f = 2,5$ мм (для $d_5 = 90$ мм).

Тогда диаметр наружной поверхности распорного кольца со стороны ступицы цилиндрического колеса (выполняет роль буртика для колеса)

$$d_{6,u} = d_5 + 2 h_{6,u} = 90 + 2 \cdot 5 = 100 \text{ мм},$$

где $h_{6,u}$ - высота буртика для цилиндрического колеса; $h_{6,u} = 2f = 2 \cdot 2,5 = 5$ 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:

$$d_{6,n} = d_3 = 95 \dots 110 \text{ мм}.$$

Принимаем решение выполнять распорное кольцо цилиндрическим с диаметром наружной поверхности

$$d_p = d_{6,u} = 100 \text{ мм},$$

что также соответствует диапазону $d_{6,n} = 95 \dots 110$ мм.

Тогда диаметр буртика вала слева от ступицы цилиндрического колеса (четвертая ступень) $d_4 = d_p = d_{6,н} = 100$ мм.

Ширину буртика b_6 , выполняемого на валу, согласно [7] принимают

$$b_6 = (0,07 \dots 0,1) d_5 = (0,07 \dots 0,1) 90 = 6,3 \dots 9 \text{ мм.}$$

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. 5.5, выносные элементы IV...VII), согласно табл. 2П.4 приложения 2П 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 проверяем зазор Δ между коническим колесом и третьей ступенью вала $d_3 = 95$ мм:

а) коническое колесо выполнено с прямыми зубьями ($d_{ae2} = 354,936$ мм):

$$\Delta = a_w - \left(\frac{d_{ae2}}{2} + \frac{d_3}{2} \right) = 210 - \left(\frac{354,936}{2} + \frac{95}{2} \right) = -15 \text{ мм,}$$

где $a_w = 210$ мм – межосевое расстояние тихоходной ступени редуктора;

б) коническое колесо выполнено с круговыми зубьями осевой формы I ($d_{ae2} = 251,226$ мм):

$$\Delta = 210 - \left(\frac{251,226}{2} + \frac{95}{2} \right) = 37 \text{ мм.}$$

Минимально допускаемая величина зазора $\Delta_{min} = 5 \dots 15$ мм. Ориентировочно можно принимать $\Delta \approx \delta$ (где δ – толщина стенки нижней части корпуса).

Таким образом, зазор Δ достаточен только для конического колеса с круговыми зубьями.

Коническое колесо с прямыми зубьями пересекает вал, углубляясь в его тело на глубину 15 мм, что недопустимо.

Поэтому ранее разработанную конструкцию тихоходного вала можно использовать только в том случае, если на промежуточном валу будет установлено коническое колесо с круговыми зубьями диаметром $d_{ae2} = 251,226$ мм.

При использовании конического колеса с прямыми зубьями размером $d_{ae2} = 354,936$ мм, диаметры ступеней тихоходного вала следует уменьшить. При этом, исходя из $\Delta_{min} = 5 \dots 15$ мм определяем диаметр третьей ступени:

$$d_3 = 2a_w - 2\Delta_{min} - d_{ae2} = 2 \cdot 210 - 2(5 \dots 15) - 354,936 = 55 \dots 35 \text{ мм.}$$

Диаметр второй ступени уменьшим до $d_2 = 45$ мм и выберем конический роликоподшипник средней серии 7309 (ГОСТ 333-79), что обеспечивает унификацию подшипников промежуточного и тихоходного валов. Минимальный диаметр буртика $d_{6,н}$ для данного подшипника по табл. 2П.18 приложения 2П составляет $d_{6,н} = 54$ мм.

Так как буртиком для левого подшипника является третья ступень, принимаем окончательно $d_3 = d_{6,н} = 54$ мм, что обеспечивает зазор между коническим прямозубым колесом и третьей ступенью вала, равный

$$\Delta = 210 - \left(\frac{354,936}{2} + \frac{54}{2} \right) = 6 \text{ мм} \approx \Delta_{\text{min}} = 5..15 \text{ мм.}$$

Фактическая величина зазора Δ будет несколько больше, т.к. внешние углы конических зубчатых колес притупляют фаской $f \approx 0,5 \cdot m_{\text{тс}}$, обрабатывая колеса по внешнему диаметру d_{ac2} параллельно оси отверстия в ступице.

Далее аналогичным образом, как и ранее, определяют диаметры остальных ступеней вала.

Если подшипник 7309 обеспечит 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 5.6).

Кроме этого, зазор между коническим колесом и тихоходным валом можно увеличить, уменьшив размеры колеса. Для этого, в случае проектирования прямозубой конической передачи, выбирают другой вариант термообработки или заменяют прямые зубья круговыми, произведя при этом перерасчет передачи.

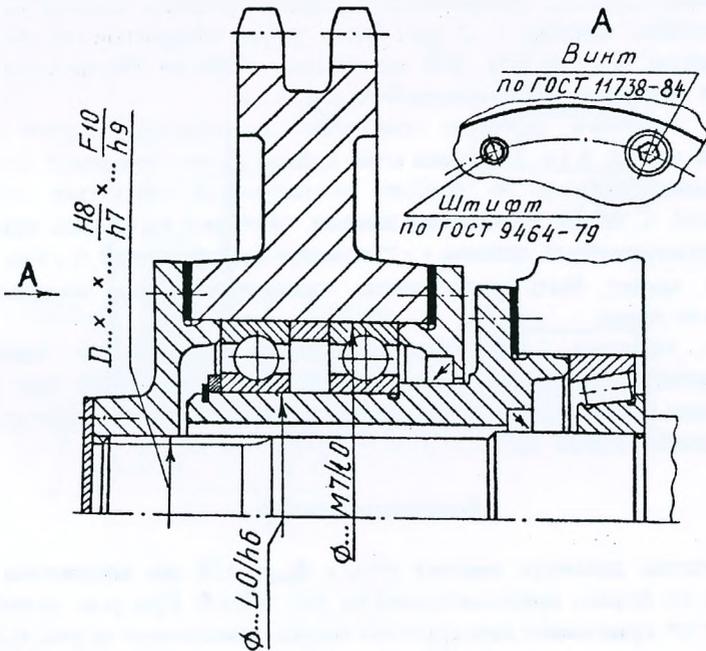


Рис. 5.6

6. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

6.1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ

Основные параметры зубчатых колес (модуль, диаметры делительные, вершин и впадин, а так же ширина венцов) были определены при расчете передач (см. п.2). Конструктивные параметры шестерен, учитывая, что они выполнены заодно целое с валами, рассмотрены в п.5. Поэтому ниже рассматриваются вопросы, связанные с конструированием насадных зубчатых колес.

Цилиндрические колёса

Зубчатые колеса небольших размеров ($d_{a2} < 100$ мм) изготавливают точением из круглого проката (рис. 6.1,а). При $d_{a2} = 100 \dots 500$ мм колеса изготавливают из заготовок, получаемых ковкой или штамповкой.

Колеса, заготовки которых получают ковкой, обычно имеют конструкцию, показанную на рис. 6.1,б,в. У таких колес все поверхности обрабатывают. Для того, чтобы уменьшить объем точной механической обработки, которой подвергаются торцовые поверхности ступиц и зубчатых венцов, на дисках колес выполняют выточки 1...2 мм с более грубой обработкой (см. рис. 6.1,б). При диаметрах $d_{a2} = 250 \dots 500$ мм колеса, с целью уменьшения массы, выполняют по форме, представленной на рис. 6.1,в.

Колеса, заготовки которых получают штамповкой, имеют форму, показанную на рис. 6.1,г. Заготовка колеса после штамповки имеет достаточно чистую поверхность и не требует механической обработки нерабочих поверхностей. С целью облегчения выемки заготовки из штампа принимают значения штамповочных уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусов закруглений $R \geq 6$ мм.

Ступица может быть расположена симметрично или несимметрично относительно обода.

Следует отметить, что при серийном производстве наибольшее распространение имеют заготовки, получаемые штамповкой или ковкой. Рекомендации по определению размеров основных элементов цилиндрических колес приведены в табл. 6.1.

Конические колёса

При внешнем диаметре вершин зубьев $d_{ae2} \leq 120$ мм конические колеса выполняют по форме, представленной на рис. 6.2,а,б. При угле делительного конуса $\delta_2 \leq 30^\circ$ принимают конструкцию колеса, показанную на рис. 6.2, а, при $\delta_2 \geq 45^\circ$ - на рис. 6.2,б. При $30^\circ < \delta_2 < 45^\circ$ применяют обе формы конических колес.

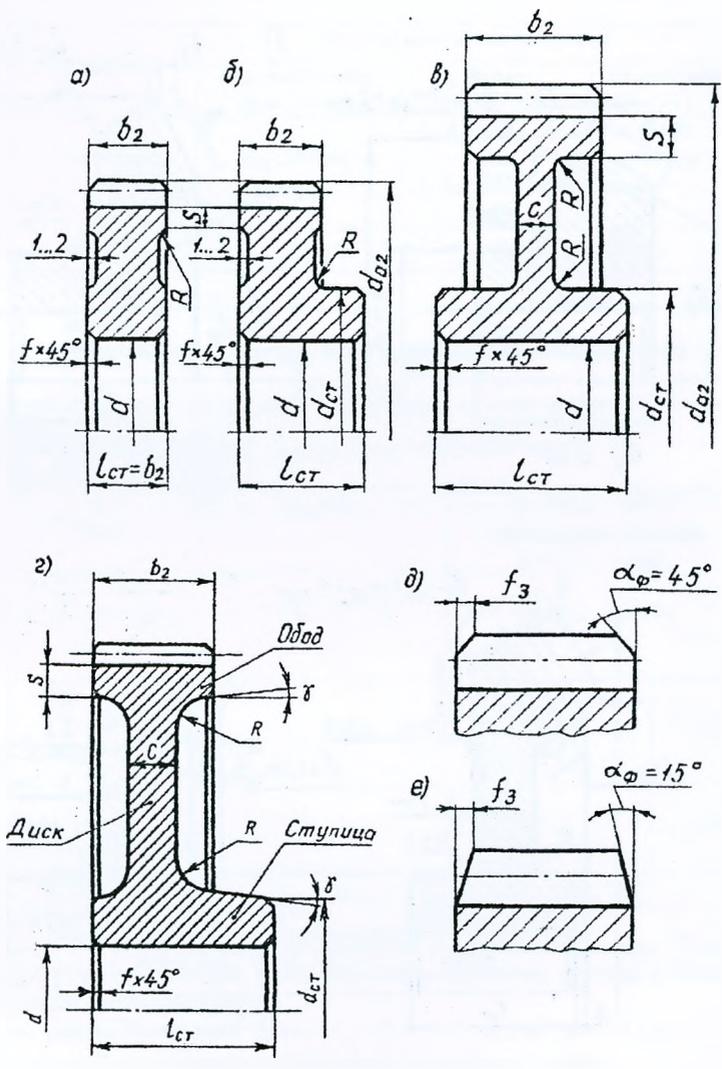


Рис. 6.1

Таблица 6.1

Конструктивные элементы цилиндрических зубчатых колес, мм

Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		Круглый прокат (рис. 6.1, а)	Ковка (рис. 6.1,б,в)	Штамповка (рис. 6.1,г)
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	$S = 2,2m_n + 0,05b_2$		
	Ширина	b_2		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_a$ (здесь d_a – диаметр вала под колесом)		
	Диаметр наружный	$d_{cr} = 1,55d$		
	Длина	$l_{cr} = b_2$	$l_{cr} = (0,8 \dots 1,5) d$ [оптимальное значение $l_{cr} = (1,0 \dots 1,2) d$]	
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$	$C = (0,3 \dots 0,4) b_2$	
	Радиусы скруглений	$R \geq 1$		$R \geq 6$
	Уклон	-		$\gamma \geq 7^\circ$

Примечания:

1. Размер фаски f в отверстии ступицы диаметром d принимают по табл. 2П.42 приложения 2П. Размеры фасок по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса принимают такого же размера f .
2. На торцах зубьев выполняют фаски $f_3 = (0,5 \dots 0,7) m_n$ (см. рис. 6.1, 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. 6.1, 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 $\alpha_\phi = 15 \dots 20^\circ$.

Формы конических колес при $d_{ae2} > 120$ мм показаны на рис. 6.2,в,г .

При серийном производстве конические колеса изготавливают из заготовок, получаемых ковкой (рис. 6.2,а,б,в) или штамповкой (рис. 6.2,г).

При единичном производстве конические колеса небольших размеров ($d_{ae2} \leq 100$ мм) изготавливают точением из круглого проката по форме, показанной на рис. 6.2, а,б.

Размеры основных элементов конических колёс указаны на рис.6.2. При этом диаметр ступицы d_{cr} , ее длину l_{cr} и размер фасок f определяют по соотношениям для цилиндрических колес (см. табл. 6.1).

Все конические колеса независимо от принятой формы притупляют фаской $f_3 \approx 0,5 m_{te}$ для колес с круговыми зубьями, и $f_3 \approx 0,5 m_e$ для колес с прямыми зубьями, обрабатывая колеса по внешнему диаметру d_{ae2} параллельно оси посадочного отверстия. Размер k принимают конструктивно.

6.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРОЕКТИРУЕМОГО ПРИВОДА

Цилиндрическое колесо тихоходной ступени

В результате ранее выполненных расчетов (см. п. 2.1) были получены следующие размеры :

$$d_2 = 333,529 \text{ мм}; d_{a2} = 341,529 \text{ мм}; d_{\varrho} = 323,529 \text{ мм}; b_2 = 63 \text{ мм}; m_n = 4 \text{ мм}; \\ \beta = 13,72915^\circ; z_{2T} = 81.$$

Учитывая мелкосерийный способ производства и принимая во внимание размер $d_{a2} = 341,529$ мм, изготовление колеса будем производить из заготовки, получаемой штамповкой.

С целью использования пространства в средней части редуктора (см. рис. 5.4) ступицу колеса выполняем несимметричной относительно обода, смещая её влево.

Конструкция изготавливаемого колеса представлена на рис. 6.3,а.

На основании табл. 6.1 для способа получения заготовки колеса- штамповка (рис. 6.1,г) рассчитываем размеры конструктивных элементов колеса (рис. 6.3,а):

а) обод:

$$S = 2,2 m_n + 0,05 b_2 = 2,2 \cdot 4 + 0,05 \cdot 63 = 72 \text{ мм};$$

б) ступица:

$$d = d_5 = 90 \text{ мм},$$

где $d_5 = 90$ мм – диаметр тихоходного вала под колесом (см. рис. 5.4);

$$d_{cr} = 1,55 d = 1,55 \cdot 90 = 140 \text{ мм};$$

$$l_{cr} = (1,0 \dots 1,2) d = (1,0 \dots 1,2) 90 = 90 \dots 108 \text{ мм};$$

принимаем $l_{cr} = 100$ мм;

в) диск:

$$c = 0,35 \quad b_2 = 0,35 \cdot 63 = 22 \text{ мм};$$

$$R \geq 6 \text{ мм};$$

$$\gamma \geq 7^\circ.$$

Размеры фасок в отверстиях ступицы по табл. 2П.42 приложения 2П (примечание 2) $f=2,5$ мм. Такой же размер фасок принимаем по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса.

Размер фасок на торцах зубьев

$$f_3 = (0,5 \dots 0,7) \quad m_n = (0,5 \dots 0,7) \quad 4 = 2 \dots 2,8 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $f_3 = 2,5$ мм (см. примечание 2 к табл. 6.1).

Так как средняя твердость поверхности зубьев колеса $H_{НВ2} = 285,5$ НВ < 350 НВ, то принимаем угол фасок на торцах зубьев $\alpha_\phi = 45^\circ$ (см. примечание 3 к табл. 6.1).

Коническое колесо быстроходной ступени

Ранее были получены следующие размеры конического колеса для двух вариантов зубьев:

а) зубья прямые (осевая форма I):

$$d_{e2} = 353,500 \text{ мм}; d_{ae2} = 354,936 \text{ мм}; d_{fe2} = 350,290 \text{ мм}; \delta_2 = 72,43974^\circ; \delta_{a2} = 73,39041^\circ;$$

$$\delta_{f2} = 70,79797^\circ; \Theta_{a2} = 1,24391^\circ; \Theta_{f2} = 1,64177^\circ; A_2 = 53,731 \text{ мм}; R_e = 185,61 \text{ мм};$$

$$b = 53 \text{ мм}; m_e = 3,5 \text{ мм};$$

б) зубья круговые (осевая форма I):

$$d_{e2} = 249,900 \text{ мм}; d_{ae2} = 251,226 \text{ мм}; d_{fe2} = 247,212 \text{ мм}; \delta_2 = 72,54345^\circ; \delta_{a2} = 73,78736^\circ;$$

$$\delta_{f2} = 70,58333^\circ; \Theta_{a2} = 1,24391^\circ; \Theta_{f2} = 1,96012^\circ; A_2 = 37,162 \text{ мм}; R_e = 130,91 \text{ мм};$$

$$b = 38 \text{ мм}; m_{te} = 3,57 \text{ мм}.$$

Учитывая мелкосерийный способ производства и принимая во внимание размер d_{ae2} предполагаем изготовление конического колеса как с прямыми, так и с круговыми зубьями из заготовки, полученной штамповкой (форма такого колеса представлена на рис. 6.2,г).

Конструкция проектируемого конического колеса показана на рис.6.3,б.

На основании размеров, указанных на рис. 6.2,г, рассчитаем размеры элементов конического колеса быстроходной ступени (рис. 6.3,б) для круговых зубьев осевой формы I (для прямых зубьев в расчетные зависимости вместо модуля m_{te} подставляют модуль m_e):

а) обод:

$$\delta \geq 1,2 \quad m_{te} = 1,2 \cdot 3,57 = 4,3 \text{ мм}; \text{принимаем } \delta = 5 \text{ мм};$$

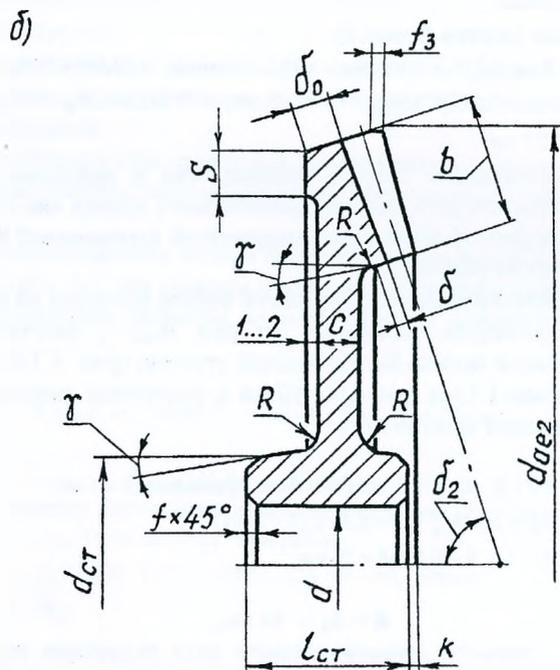
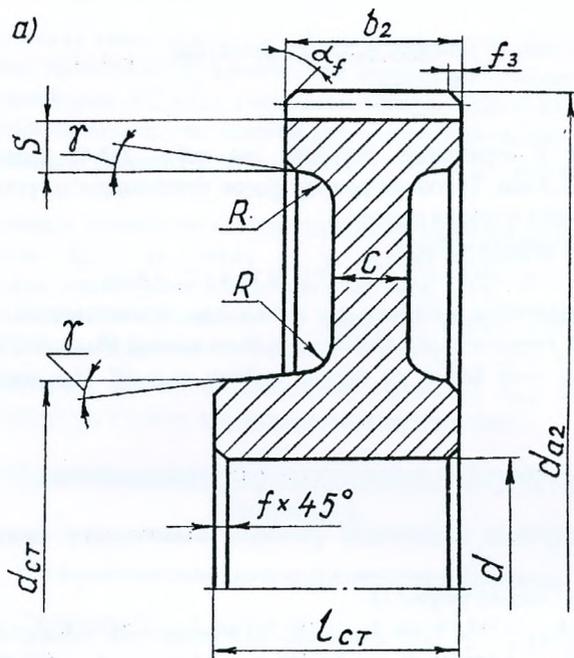
$$\delta_0 = 2,5 \quad m_{te} + 2 = 2,5 \cdot 3,57 + 2 = 11 \text{ мм};$$

$$S = 0,6 \quad b = 0,6 \cdot 38 = 23 \text{ мм};$$

б) ступица:

$$d = d_2 = 48 \text{ мм},$$

где $d_2 = 48$ мм – диаметр промежуточного вала редуктора под коническим колесом (рис. 5.4);



$$d_{\text{ст}} = 1,55 \quad d = 1,55 \cdot 48 = 74 \text{ мм};$$

$$l_{\text{ст}} = (1,0 \dots 1,2) \quad d = (1,0 \dots 1,2) \quad 48 = 48 \dots 58 \text{ мм},$$

принимаем $l_{\text{ст}} = 55$ мм;

в) диск

$$C = 0,35 \quad b = 0,35 \cdot 38 = 13 \text{ мм};$$

$$R \geq 6 \text{ мм};$$

$$\gamma \geq 7^\circ.$$

Размеры фасок в отверстиях ступицы по табл. 2П.42 приложения 2П (примечание 2) $f = 1,6$ мм. Фаски по углам наружной поверхности ступицы принимаем такого же размера.

Коническое колесо притупляем фаской

$$f_3 \cong 0,5 \quad m_{\text{тс}} = 0,5 \cdot 3,57 = 1,8 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $f_3 = 2,0$ мм (см. примечание 2 к табл. 6.1).
Размер $k = 2$ мм.

7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

При расчете цепной передачи были получены следующие параметры (см. п. 3):

а) тип цепи – двухрядная приводная роликовая цепь 2ПР с шагом $p_u = 38,1$ 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 $d_{o1} = 303,99$ мм, ведомой $d_{o2} = 618,90$ мм.

Цепь является покупным изделием и все ее размеры приведены в ГОСТ 13568 – 75 (см. табл. 1П.31 приложения 1П).

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 $d_{\text{ст}}$ и длину $l_{\text{ст}}$) определяют по формулам для зубчатых колес (см. табл. 6.1).

Определение размеров венца ведущей и ведомой звездочек (рис. 7.1 и 7.2) рекомендуется производить в следующей последовательности.

Диаметр окружности выступов D_e :

$$D_{e1} = p_u \left[0,5 + \text{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) \right] = 38,1 \left[0,5 + \text{ctg} \left(\frac{180^\circ}{25} \right) \right] = 320,6 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = p_u \left[0,5 + \text{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) \right] = 38,1 \left[0,5 + \text{ctg} \left(\frac{180^\circ}{51} \right) \right] = 636,8 \text{ мм}.$$

По табл. 1П.31 приложения 1П диаметр ролика цепи $d_1 = 22,23$ мм.

Радиус впадин (для ведущей и ведомой звездочек)

$$r = 0,5025d_1 + 0,05 = 0,5025 \cdot 22,23 + 0,05 = 11,22 \text{ мм.}$$

Радиус сопряжения (для ведущей и ведомой звездочек)

$$r_1 = 0,08d_1 + r = 0,08 \cdot 22,23 + 11,22 = 13,00 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин D_i :

$$D_{i1} = d_{o1} - 2r = 303,99 - 2 \cdot 11,22 = 281,55 \text{ мм;}$$

$$D_{i2} = d_{o2} - 2r = 618,90 - 2 \cdot 11,22 = 596,46 \text{ мм.}$$

Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев) L_x :

$$L_{x1} = d_{o1} \cos\left(\frac{95^\circ}{z_1}\right) - 2r = 303,99 \cos\left(\frac{95^\circ}{25}\right) - 2 \cdot 11,22 = 280,88 \text{ мм;}$$

$$L_{x2} = d_{o2} \cos\left(\frac{95^\circ}{z_2}\right) - 2r = 618,90 \cos\left(\frac{95^\circ}{51}\right) - 2 \cdot 11,22 = 596,13 \text{ мм.}$$

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 :

$$r_{21} = d_1 (1,24 \cos \varphi_1 + 0,8 \cos \beta_1 - 1,3025) - 0,05 = 22,23 (1,24 \cos 14,44^\circ + 0,8 \cos 15,6^\circ - 1,3025) - 0,05 = 14,80 \text{ мм;}$$

$$r_{22} = d_1 (1,24 \cos \varphi_2 + 0,8 \cos \beta_2 - 1,3025) - 0,05 = 22,23 (1,24 \cos 15,75^\circ + 0,8 \cos 16,82^\circ - 1,3025) - 0,05 = 14,55 \text{ мм.}$$

Прямой участок профиля FG:

$$(FG)_1 = d_1 (1,24 \sin \varphi_1 - 0,8 \sin \beta_1) = 22,23 (1,24 \sin 14,44^\circ - 0,8 \sin 15,6^\circ) = 2,09 \text{ мм;}$$

$$(FG)_2 = d_1 (1,24 \sin \varphi_2 - 0,8 \sin \beta_2) = 22,23 (1,24 \sin 15,75^\circ - 0,8 \sin 16,82^\circ) = 2,34 \text{ мм.}$$

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

$$e = 0,03 p_{\text{ц}} = 0,03 \cdot 38,1 = 1,14 \text{ мм.}$$

Координаты точки O_1 :

а) для ведущей звездочки

$$X_1 = 0,8 d_1 \sin \alpha_1 = 0,8 \cdot 22,23 \sin 52,6^\circ = 14,13 \text{ мм};$$

$$Y_1 = 0,8 d_1 \cos \alpha_1 = 0,8 \cdot 22,23 \cos 52,6^\circ = 10,80 \text{ мм};$$

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

$$X_2 = 1,24 d_1 \cos \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) = 1,24 \cdot 22,23 \cos \left(\frac{180^\circ}{25} \right) = 27,35 \text{ мм};$$

$$Y_2 = 1,24 d_1 \sin \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) = 1,24 \cdot 22,23 \sin \left(\frac{180^\circ}{25} \right) = 3,45 \text{ мм};$$

б) для ведомой звездочки

$$X_2 = 1,24 d_1 \cos \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) = 1,24 \cdot 22,23 \cos \left(\frac{180^\circ}{51} \right) = 27,51 \text{ мм};$$

$$Y_2 = 1,24 d_1 \sin \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) = 1,24 \cdot 22,23 \sin \left(\frac{180^\circ}{51} \right) = 1,70 \text{ мм};$$

Для принятой двухрядной цепи ведущая и ведомая звездочки выполняются двухрядными (рис. 7.2,д).

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. 7.2,г). Угол скоса принимают $\gamma \cong 20^\circ$, а размер фаски $f \cong 0,2b$.

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

$$b_1 = 0,93 B_{BH} - 0,15 \text{ мм};$$

б) двухрядной и трехрядной

$$b_2 = 0,90 B_{BH} - 0,15 \text{ мм}.$$

В нашем примере для двухрядной звездочки (рис 7.2, д)

$$b_2 = 0,90 B_{BH} - 0,15 = 0,90 \cdot 25,4 - 0,15 = 22,7 \text{ мм}.$$

Ширина венца

$$B = (n - 1) A + b,$$

где **n** – число рядов; **b** – ширина зуба.

Тогда для двухрядной звездочки ширина венца

$$B_2 = (n - 1) A + b_2 = (2 - 1) 45,44 + 22,7 = 68,1 \text{ мм}.$$

Толщина обода **S** для многорядных цепей

$$S = 1,5 (D_e - d_o)$$

В нашем случае:

$$S_1 = 1,5 (D_{e1} - d_{o1}) = 1,5 (320,6 - 303,99) = 25 \text{ мм};$$

$$S_2 = 1,5 (D_{e2} - d_{o2}) = 1,5 (636,8 - 618,90) = 27 \text{ мм}.$$

Толщина диска для однорядных цепей:

$$C = b_1 - \text{рис. 7,2, а};$$

$$C = b_1 - 2 r_4 - \text{рис.7,2, б};$$

$$C = b_1 + 2 r_4 - \text{рис.7,2, в, г}.$$

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**

$$C \leq n A.$$

По табл. 6.1 диаметр ступицы ведущей звездочки:

$$d_{ct} = 1,55 d_7 = 1,55 \cdot 70 = 109 \text{ мм},$$

где $d_7 = d_1 = 70 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца тихоходного вала (см. рис. 5.4).

Принимаем $d_{ct} = 110 \text{ мм}$.

Так как размеры выходного конца тихоходного вала были определены ранее (см. п.5.3), то длину ступицы ведущей звездочки согласуем с длиной выходного конца вала $l_7 = 105 \text{ мм}$. Звездочку предполагаем закреплять на конце вала с помощью концевой шайбы. Для надежного прижатия ступицы к буртику между концевой шайбой и валом предусматриваем зазор 1...3 мм. Тогда длина ступицы ведущей звездочки

$$l_{ct} = l_7 + (1 \dots 3) = 105 + (1 \dots 3) = 106 \dots 108 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_{ct} = 107 \text{ мм}$.

Размеры d_{ct} и l_{ct} 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...50 HRC₃.

8. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСА РЕДУКТОРА

8.1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

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 характером производства и составляет:

- а) при единичном и мелкосерийном производстве – не более 100 штук в год;
- б) при серийном производстве - 100...10000 штук в год;
- в) при крупносерийном производстве – более 10000 штук в год.

В мелкосерийном и 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.8.1, 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; тяжёлые 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.8.1, в...и.

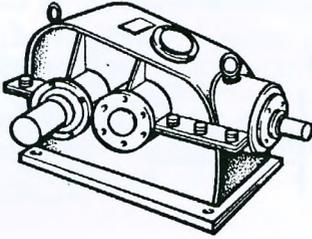
При конструировании корпуса редуктора необходимо придерживаться следующих рекомендаций.

Формовочные уклоны обычно задают углом β , который принимают в зависимости от размера h (см. табл. 8.1).

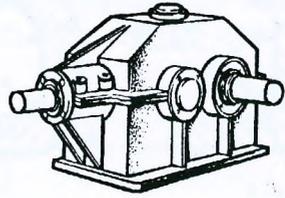
Если плоскости стенок корпуса образуют прямой или тупой угол, то их сопрягают радиусами $r \approx 0,5\delta$, $R \approx 1,5\delta$, здесь δ - толщина стенки (рис. 8.2, а). Если плоскости стенок образуют острый угол (рис. 8.2, б), то их соединяют вертикальной стенкой (здесь r и R те же, что и на рис. 8.2, а). Радиусы r и R , рассчитанные выше, округляют до ближайшего целого числа.

В местах расположения бобышек, фланцев, приливов толщину стенки увеличивают.

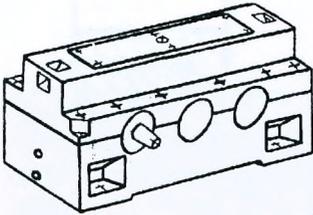
а)



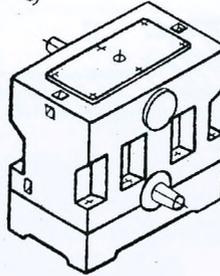
б)



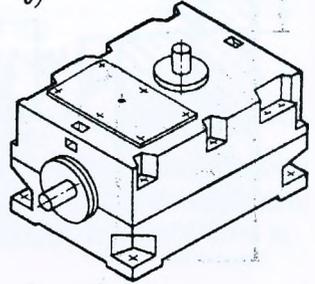
в)



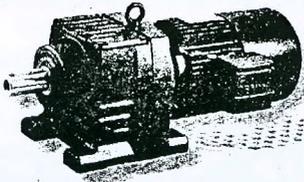
г)



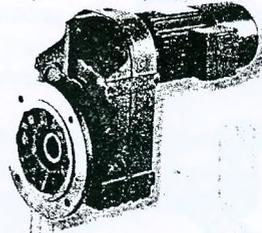
д)



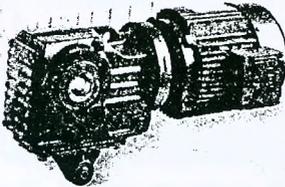
е)



ж)



з)



и)

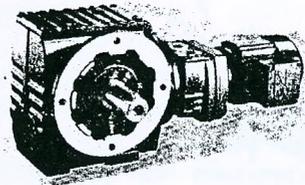


Рис. 8.1

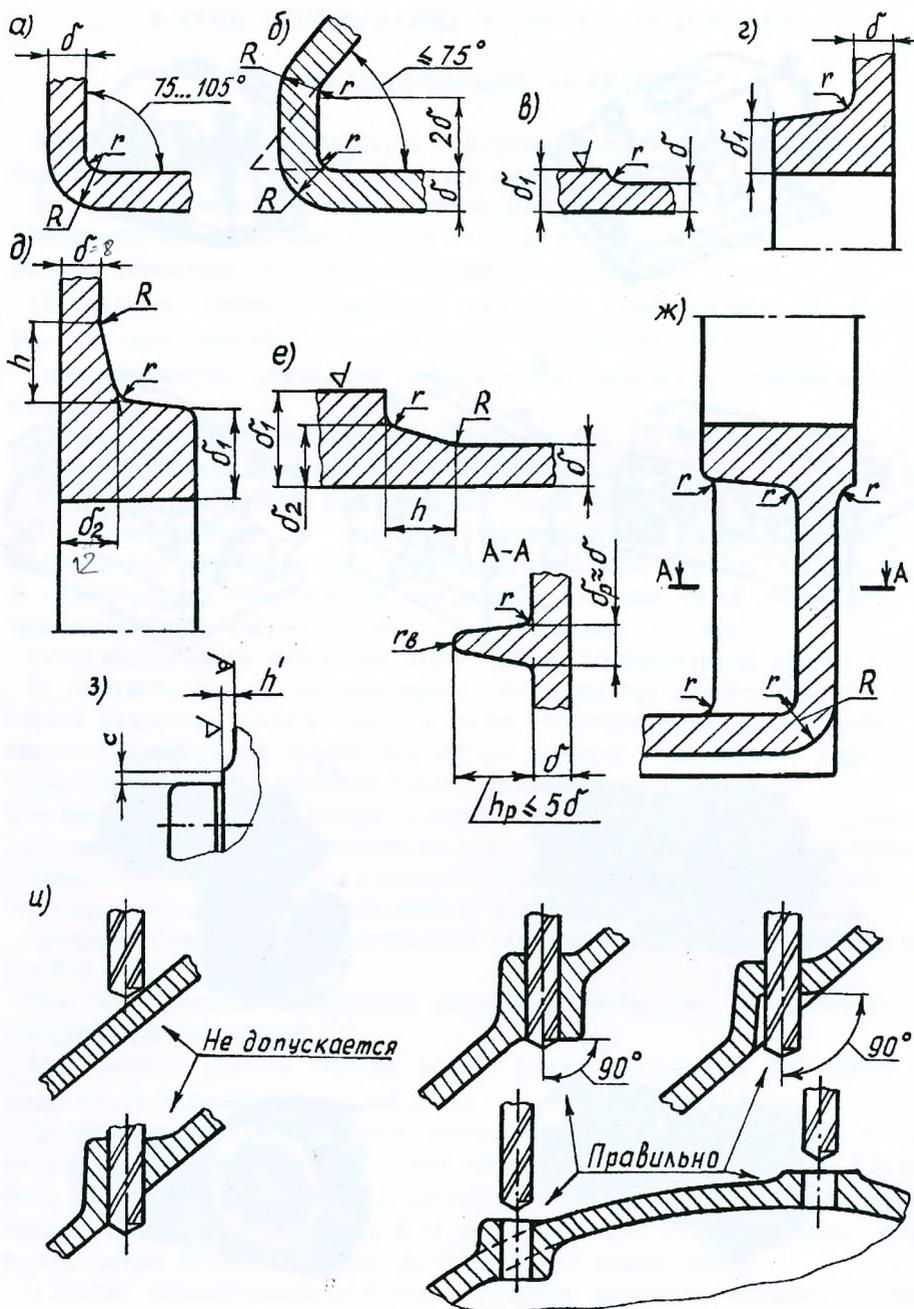
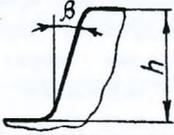


Рис. 8.2

Если отношение толщин $\delta_1/\delta \leq 2$ (рис. 8.2, в, г), 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. 8.2, д, е). С этой целью принимают: $h \geq 4(\delta_2 - \delta)$; $\delta_2 = 1,5\delta$; $r \approx 0,5\delta$.

Таблица 8.1

Формовочные уклоны

			
h , мм	β , град	h , мм	β , град
До 25	6	Св. 100 до 200	3
Св. 25 до 50	5	Св. 200 до 500	2
Св. 50 до 100	4	Св. 500	1

Размеры внутренних рёбер (рис. 8.2, 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 $h' \approx (0,4 \dots 0,5)\delta$ (см. рис. 8.2, 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 $s = 3 \dots 5$ мм (см. рис. 8.2, з).

В местах сверления отверстий в корпусе следует предусматривать перпендикулярность поверхности, с которой соприкасается сверло в начале сверления, к оси сверла (рис. 8.2, и). На выходе сверла поверхность также должна быть перпендикулярна его оси.

8.2. 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.

Отличительной особенностью конструкции проектируемого редуктора является симметричность корпуса относительно оси быстроходного

(входного) вала-шестерни, а также наличие в нём прилива, в котором размещается данный вал с конической шестерней, стаканом и подшипниками (табл. ЗП.1 приложения ЗП).

Ранее нами были предварительно разработаны конструкции валов редуктора и их опор, а также элементов передач. При выборе схем установки подшипников в качестве варианта конструктивного исполнения приняты привертные подшипниковые крышки (см. п. 4).

Для удобства сборки редуктора корпус его выполняем разъемным. Плоскость разъёма проходит через оси валов и параллельна горизонтальной плоскости основания. Так как верхняя поверхность крышки служит технологической базой для обработки плоскости разъёма, её выполняем параллельной данной плоскости.

8.2.1. 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, $H \cdot м$.

В нашем примере $T_T = T_{тп} = 1421 \text{ Н} \cdot м$.

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 $\delta_1 = 8 \text{ мм}$. Если по расчёту получилось $\delta_1 < 6 \text{ мм}$, то принимают $\delta_1 = 6 \text{ мм}$.

8.2.2. 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. ЗП.1 приложения ЗП, 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 контуру плоскости разъёма. Другие варианты конструктивного исполнения фланцев представлены в табл. ЗП.4...ЗП.6 приложения ЗП.

Размеры фланцев (рис. 8.4):

$$b = 1,5\delta = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ мм}; \text{ принимаем } b = 14 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,5\delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

$$l_{\phi} = (2 \dots 2,2)\delta = (2 \dots 2,2)\vartheta = 18 \dots 19,8 \text{ мм}; \text{ принимаем } l_{\phi} = 19 \text{ мм}.$$

В ряде конструкций (см. табл. 3П.2 приложения 3П) для того, чтобы скрыть несовпадение контуров крышки и нижней части корпуса по причине погрешности изготовления, крышку выполняют с некоторым напуском на величину $f = (0,4 \dots 0,5)\delta_1$.

8.2.3. 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. 3П.21 приложения 3П принимаем конструкцию стакана, представленную на рис.3. При этом в конструкцию стакана вносим некоторые изменения (см. рис. 8.4. Продолжение 2).

По табл. 3П.21 приложения 3П: толщина стенки стакана $\delta_{ст} = 8 \text{ мм}$ для $D = 120 \text{ мм}$; толщина фланца $\delta_{\phi} = 1,2\delta_{ст} = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ мм}$, принимаем $\delta_{\phi} = 10 \text{ мм}$; $D_{\phi} = D + 2\delta_{ст} = 120 + 2 \cdot 8 = 136 \text{ мм}$; размер винтов d_{ϕ} принимаем М10, число винтов $n_{\phi} = 6$; диаметр фланца стакана

$D_{\phi.ст} = D_{\phi} = D_{\phi} + (4 \dots 4,4) d_{\phi} = 136 + (4 \dots 4,4) 10 = 176 \dots 180 \text{ мм}$; с целью уменьшения диаметра фланца крышки $D_{\phi.кр}$ ($D_{\phi.кр} = D_{\phi.ст}$), принимаем

$D_{\phi.ст} = 176 \text{ мм}$. При $c = d_{\phi} = 10 \text{ мм}$ диаметр окружности расположения винтов $D_{\phi} = D_{\phi} + 2c = 136 + 2 \cdot 10 = 156 \text{ мм}$ (такой же диаметр D_{ϕ} принимаем и для крышки). Диаметр отверстия во фланце для винта М10 по табл. 3П.22 $d_0 = 11 \text{ мм}$ (2-й ряд).

С учётом наружного диаметра бортов подшипников D_1 (по табл. 2П.16 приложения 2П для подшипника 67513 по ГОСТ 3169-81 $D_1 = 127 \text{ мм}$) принимаем диаметр расточки $D' = 128 \text{ мм}$ (см. рис. 8.4. Продолжение 2).

Размер канавки c_{ϕ} 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. 3П.19 приложения 3П). 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. 8.4. Продолжение 2)

Расчетная толщина крышки при диаметре отверстия $D=D'=128$ мм по табл. 3П.19 $\delta_{кр} = 7$ 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 $\Delta_{кр} = 1,5 \dots 2$ мм, принимаем $\Delta_{кр} = 1,5$ 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: $l = L_1 + \Delta_{кр} + \delta_\phi + (\delta_1 - H) + S = 15 + 1,5 + 10 + (16 - 10) + 2,5 = 35$ 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 \times 35.66.05 ГОСТ 11738-84. Уточним размер $L_1 = l - \Delta_{кр} - \delta_\phi - (\delta_1 - H) - S = 35 - 1,5 - 10 - (16 - 10) - 2,5 = 15$ мм. Оставив прежнее значение $L_2 = 12$ мм, окончательно $L_s = L_1 + L_2 = 15 + 12 = 27$ мм. По табл. 2П.4 приложения 2П размер канавки $c_k = 8$ мм для $D' = 128$ мм. Размеры центрирующего пояска: 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 $D' = 128$ мм $f = 3$ мм. Диаметр фланца крышки $D_{ф.кр}$ принимаем равным диаметру фланца стакана $D_{ф.ст}$, тогда $D_{ф.кр} = D_{ф.ст} = 176$ мм. Диаметр окружности расположения винтов был принят ранее при конструировании стакана ($D_s = 156$ 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/н8.

Промежуточный вал (рис. 8.4. Продолжение 3)

Обе крышки имеют одинаковую конструкцию (глухие). Толщина крышки $\delta_{кр} = 7$ мм для $D = 100$ мм. Размер винта d_s М10, число винтов $n_s = 6$. При $H = d_s$ толщина фланца $\delta_1 = H + 0,8\delta_{кр} = 10 + 0,8 \cdot 7 = 16$ мм; диаметр фланца $D_\phi = D + (4 \dots 4,4)d_s = 100 + (4,0 \dots 4,4)10 = 140 \dots 144$ мм, принимаем $D_\phi = 142$ мм; $c = d_s = 10$ мм; диаметр окружности расположения винтов

$D_* = D + 2c = 100 + 2 \cdot 10 = 120$ мм. Приняв толщину прокладок между крышкой и корпусом $\Delta_{np} = 1,5$ мм, а также глубину завинчивания винта в чугунный корпус $L_1 \approx 1,5d = 1,5 \cdot 10 = 15$ мм, размер $H = d_*$, толщину пружинной шайбы $S = 2,5$ мм, 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). Уточнив размер

$L_1 = l - \Delta_{np} - (\delta_1 - H) - S = 25 - 1,5 - (16 - 10) - 2,5 = 15$ мм и приняв $L_3 = 12$ мм при нормальном недорезе (табл. 3П.22 приложения 3П) окончательно $L_* = L_1 + L_3 = 15 + 12 = 27$ мм. Обозначение винта: Винт М10-6g × 25.66.05 ГОСТ 11738-84. Другие размеры: $c_k = 8$ мм (табл. 2П.4 приложения 2П); $c_n = (1,0 \dots 1,5) \cdot c_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot 8 = 8 \dots 12$ мм, принимаем $c_n = 10$ мм; $\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \delta_{np} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 7 = 6,3 \dots 7,0$ мм, принимаем $\delta_2 = 7$ мм; $d_0 = 11$ мм (табл. 3П.22 приложения 3П). Посадки обеих крышек в корпус при отсутствии манжет Н7/d11.

Тихоходный вал (рис. 8.4. Продолжение 4)

Одна крышка глухая, другая с отверстием для выходного вала. Толщина глухой крышки $\delta_{np} = 8$ мм для $D = 150$ мм; толщину крышки с отверстием принимаем конструктивно с учётом ширины манжеты. Размер винта d_* М12, число винтов $n_* = 6$. При $H = d_*$ толщина фланца $\delta_1 = H + 0,8\delta_{np} = 12 + 0,8 \cdot 8 = 18,4$ мм, принимаем $\delta_1 = 18$ мм. Диаметр фланца $D_\phi = D + (4 \dots 4,4)d_* = 150 + (4,0 \dots 4,4)12 = 198 \dots 202,8$ мм; принимаем $D_\phi = 200$ мм. Диаметр окружности расположения винтов $D_* = D + 2c = 150 + 2 \cdot 12 = 174$ мм (здесь $c = d_* = 12$ мм). Как и для промежуточного вала, приняв толщину прокладок между крышкой и корпусом $\Delta_{np} = 1,5$ мм, $L_1 = 1,5d = 1,5 \cdot 12 = 18$ мм, $H = d_*$, толщину пружинной шайбы $S = 3$ мм для винта М12, определим длину винта l : $l = L_1 + \Delta_{np} + (\delta_1 - H) + S = 18 + 1,5 + (18 - 12) + 3 = 28,5$ мм; принимаем $l = 30$ мм (табл. 2П.31 приложения 2П). При прежних размерах Δ_{np} , δ_1 , H и S новое значение $L_1 = 19,5$ мм при $l = 30$ мм. По табл. 3П.22 приложения 3П при нормальном недорезе $a_{\text{ннд}}$ $L_3 = 14,5$ мм окончательно размер $L_* = L_1 + L_3 = 19,5 + 14,5 = 34$ мм; обозначение винта: Винт М12-6g × 30.66.05 ГОСТ 11738-84. Другие размеры: $c_k = 8$ мм (табл. 2П.4 приложения 2П); $c_n = (1,0 \dots 1,5) \cdot c_k = (1,0 \dots 1,5) \cdot 8 = 8 \dots 12$ мм, принимаем $c_n = 10$ мм; $\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \delta_{np} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 8 = 7,2 \dots 8,0$ мм, для обеих крышек принимаем $\delta_2 = 8$ мм; $d_0 = 14$ мм (по табл. 3П.22 приложения 3П для второго ряда); размер фаски f по торцам крышки (см. табл. 2П.3 приложения 2П) при $D = 150$ мм составляет $f = 3$ мм. Посадка глухой крышки в корпус Н7/d11, крышки с отверстием и манжетой - Н7/h8.

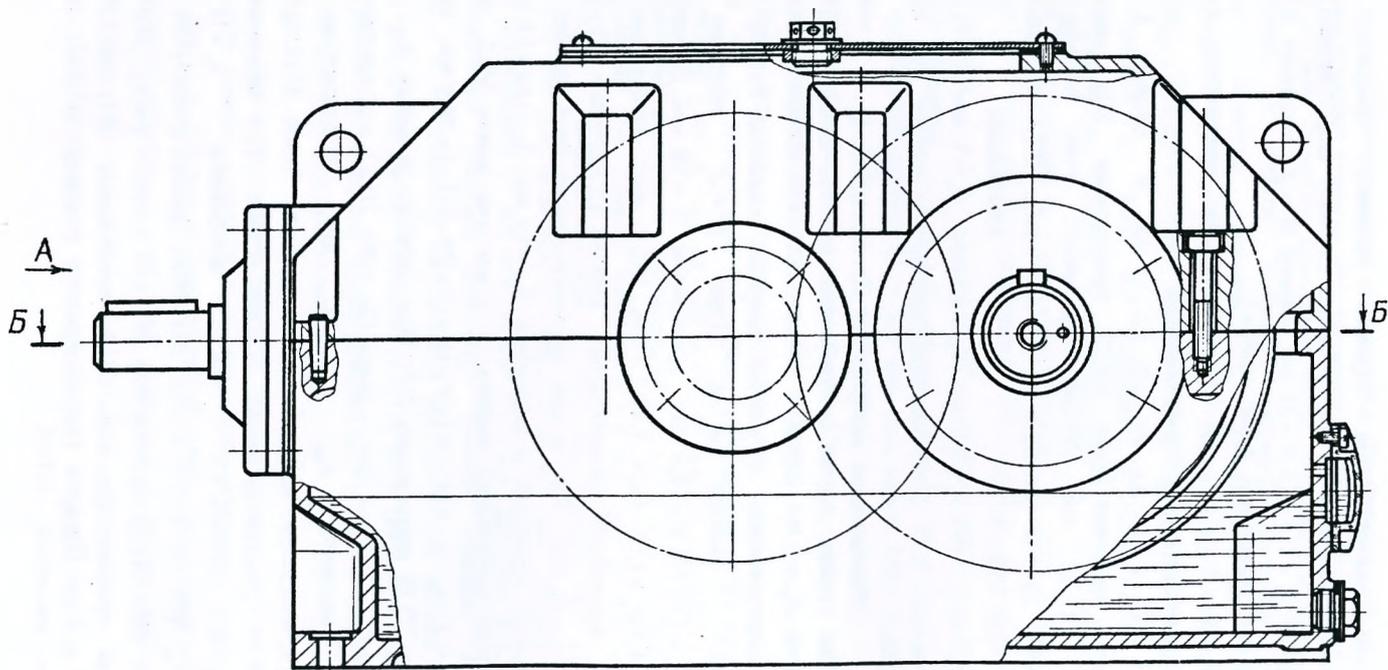


Рис. 8.3

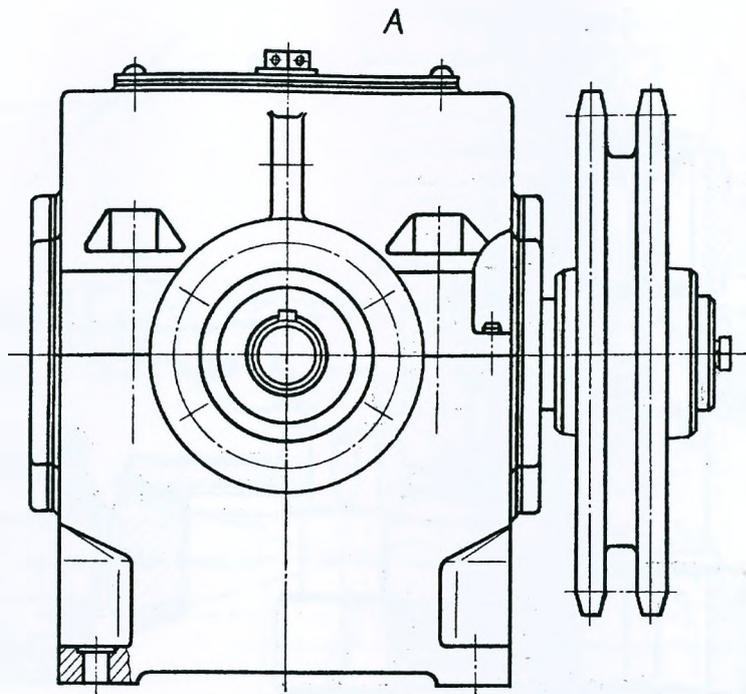


Рис. 8.3 Продолжение 1

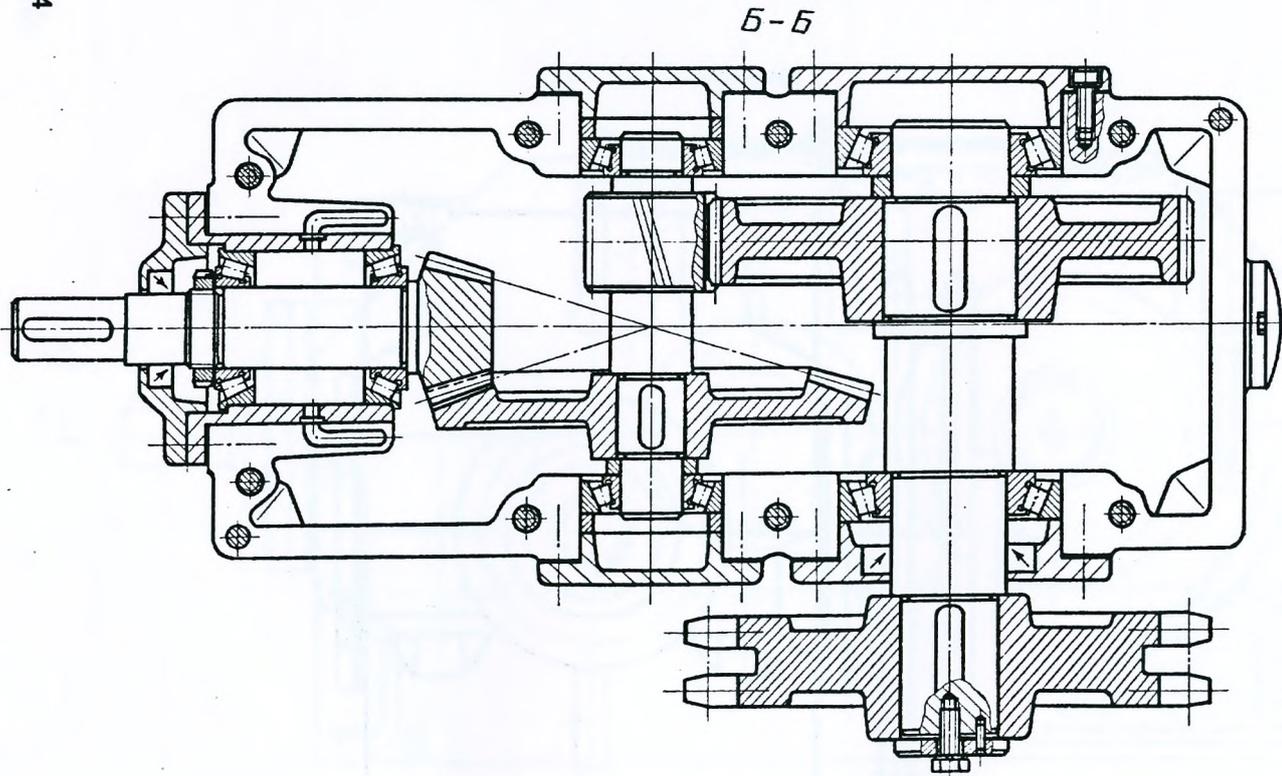


Рис. 8.3 Продолжение 2

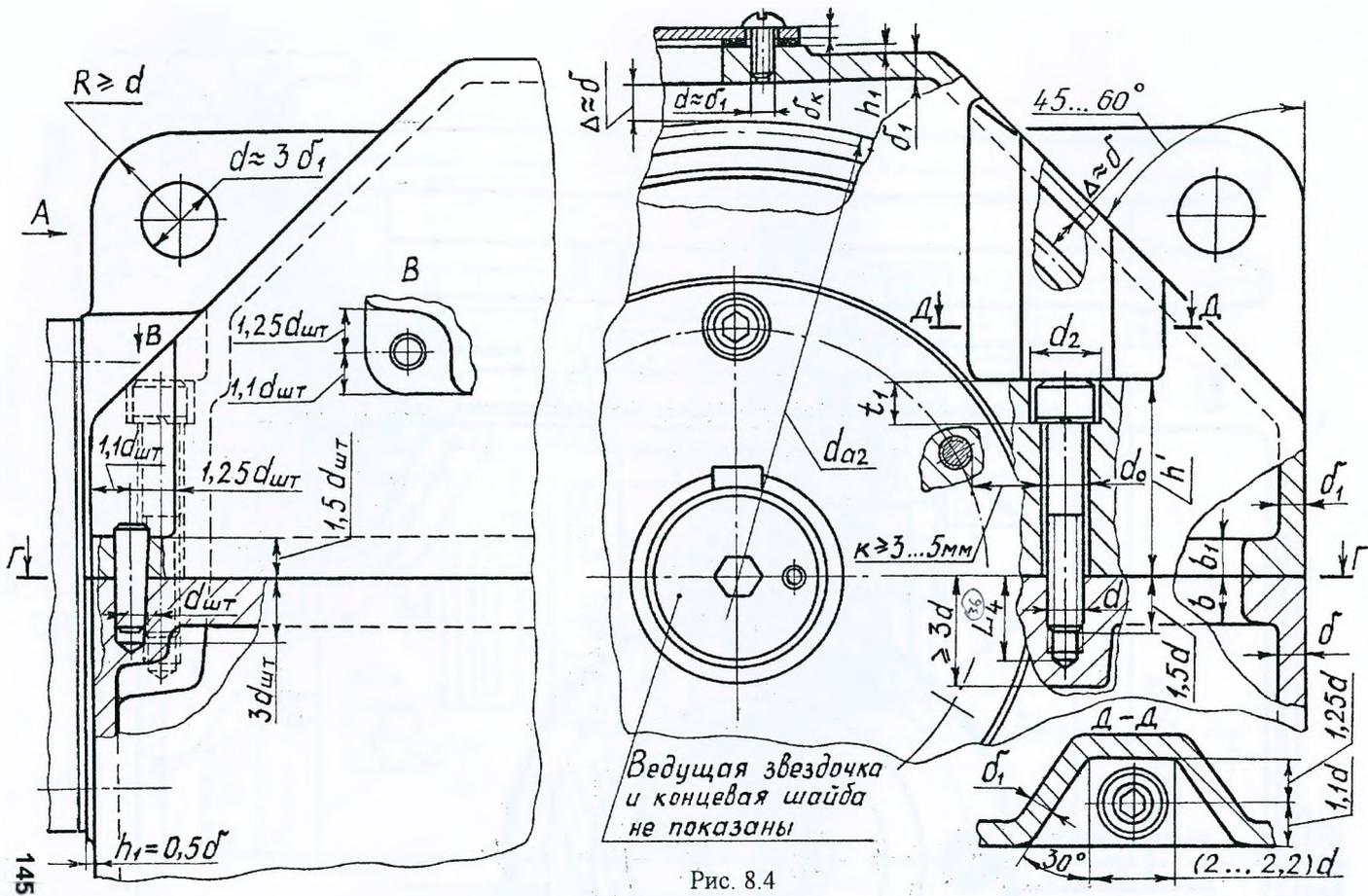
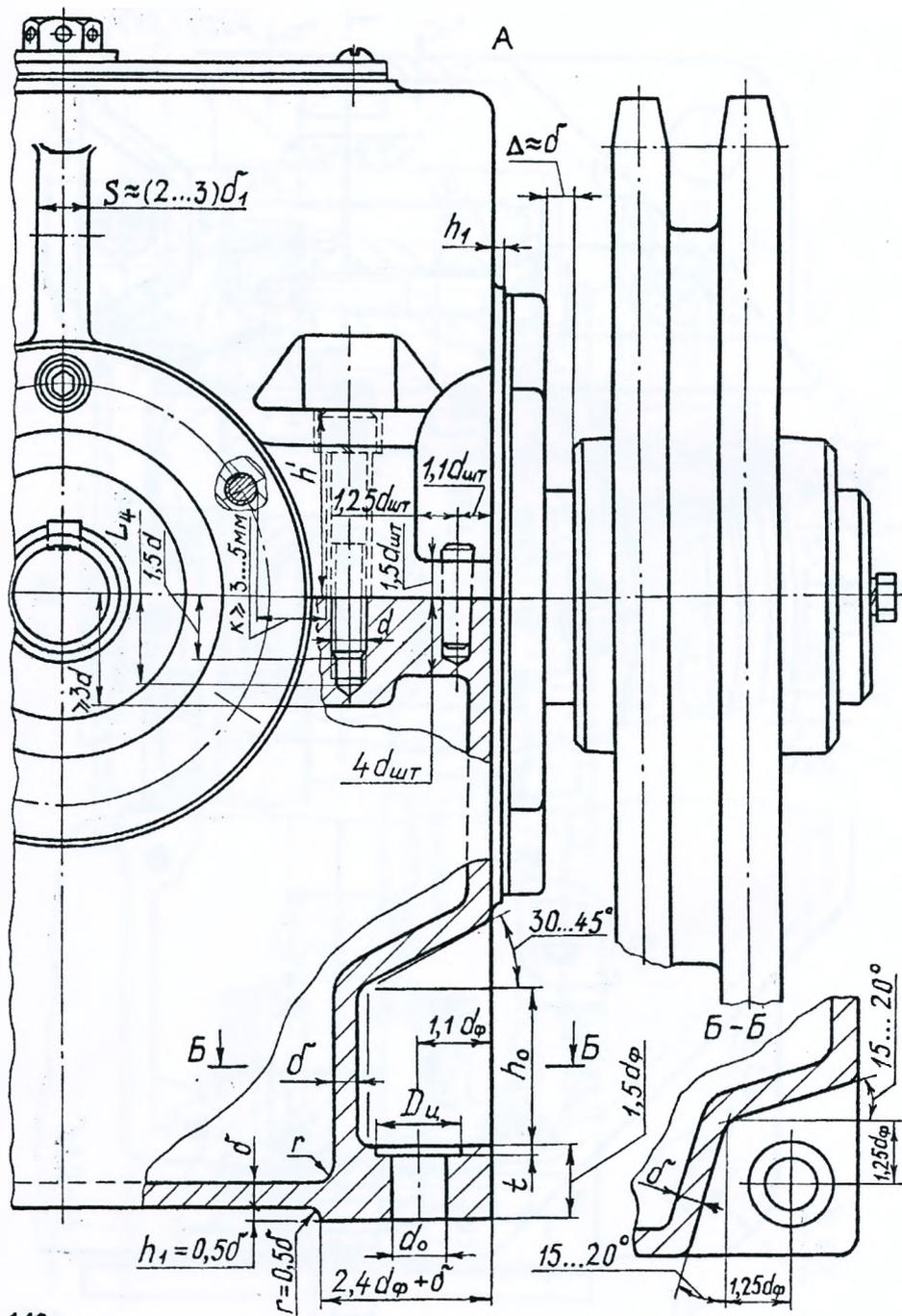


Рис. 8.4



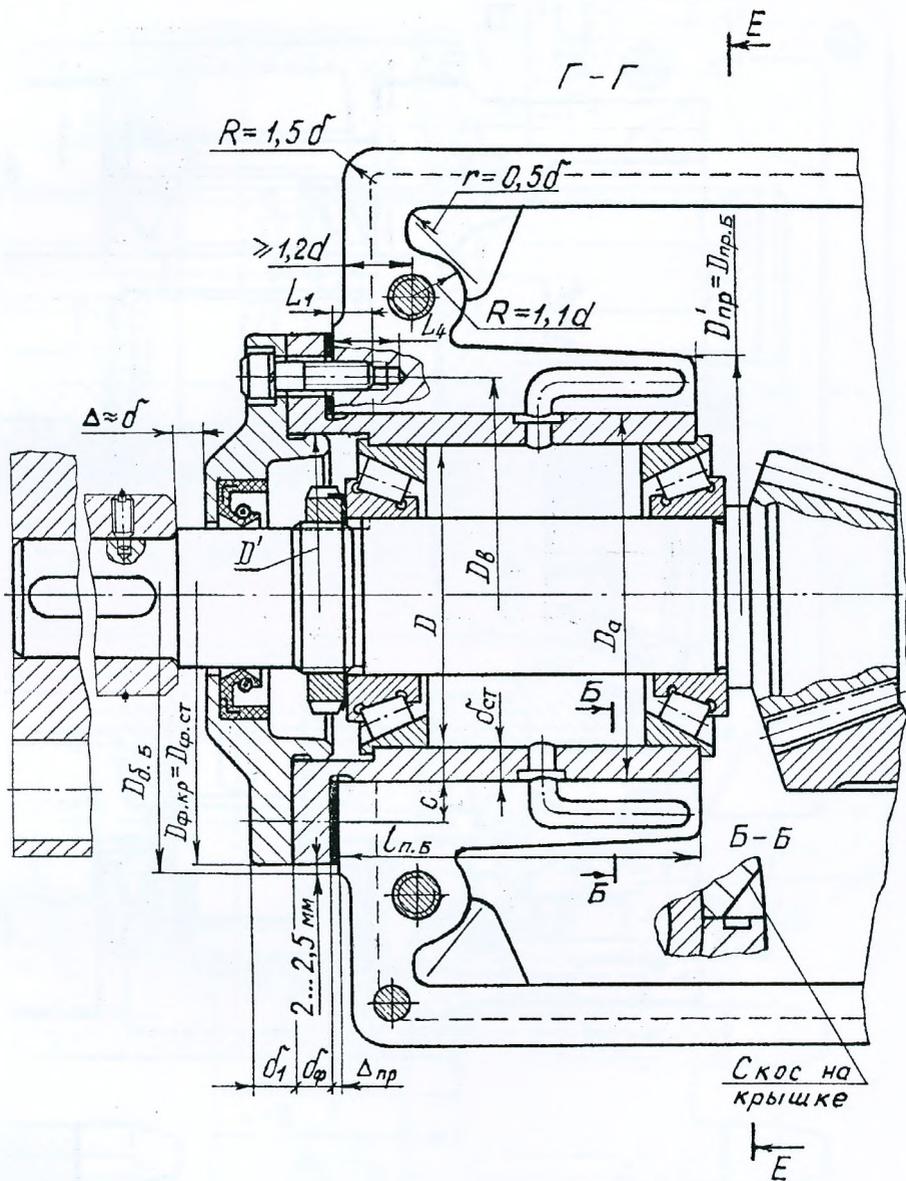


Рис. 8.4 Продолжение 2

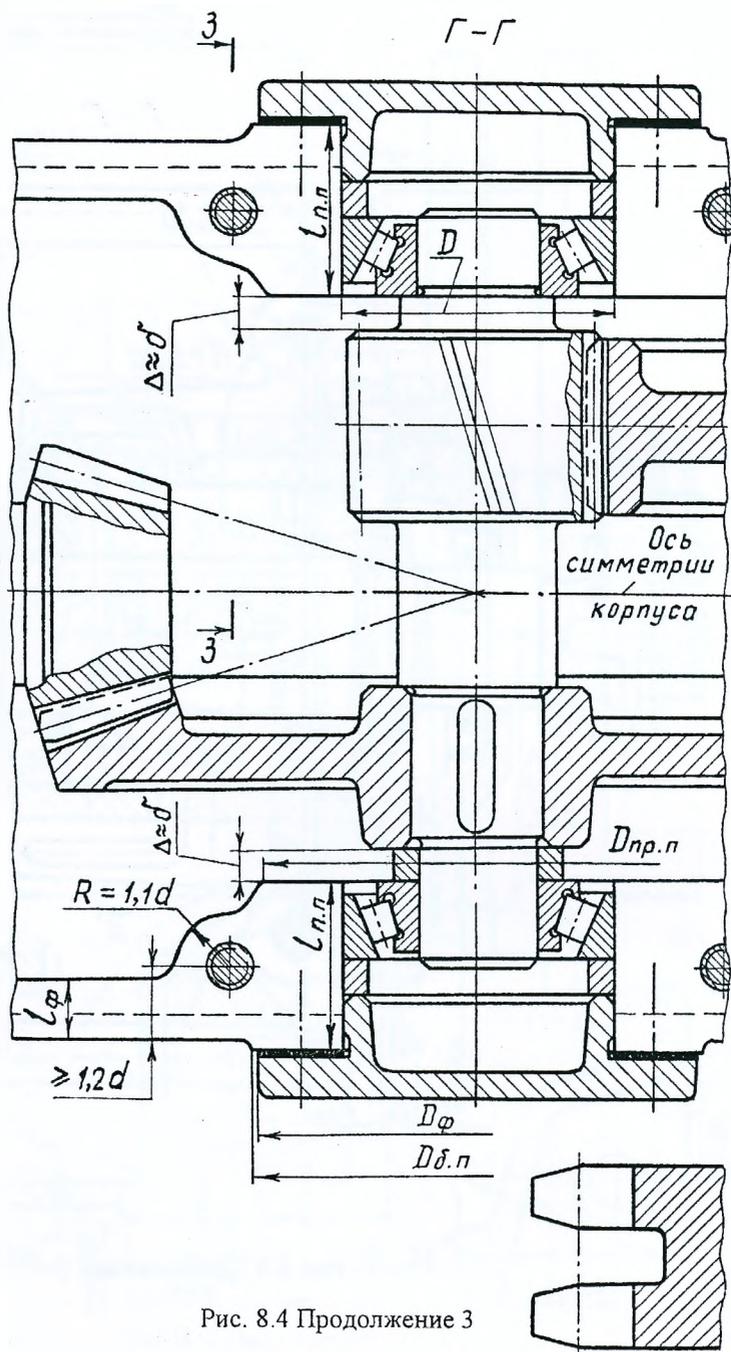


Рис. 8.4 Продолжение 3

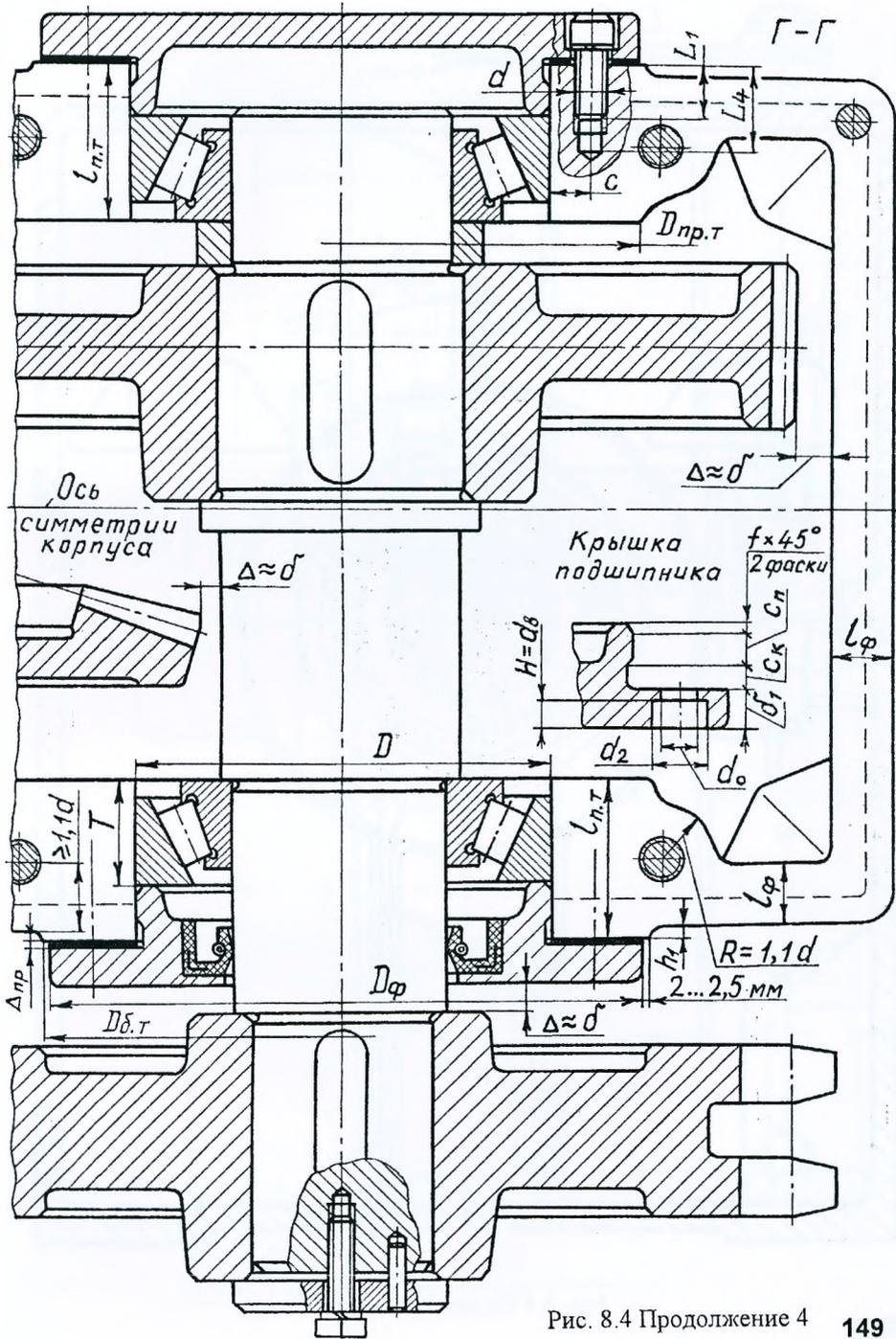


Рис. 8.4 Продолжение 4 149

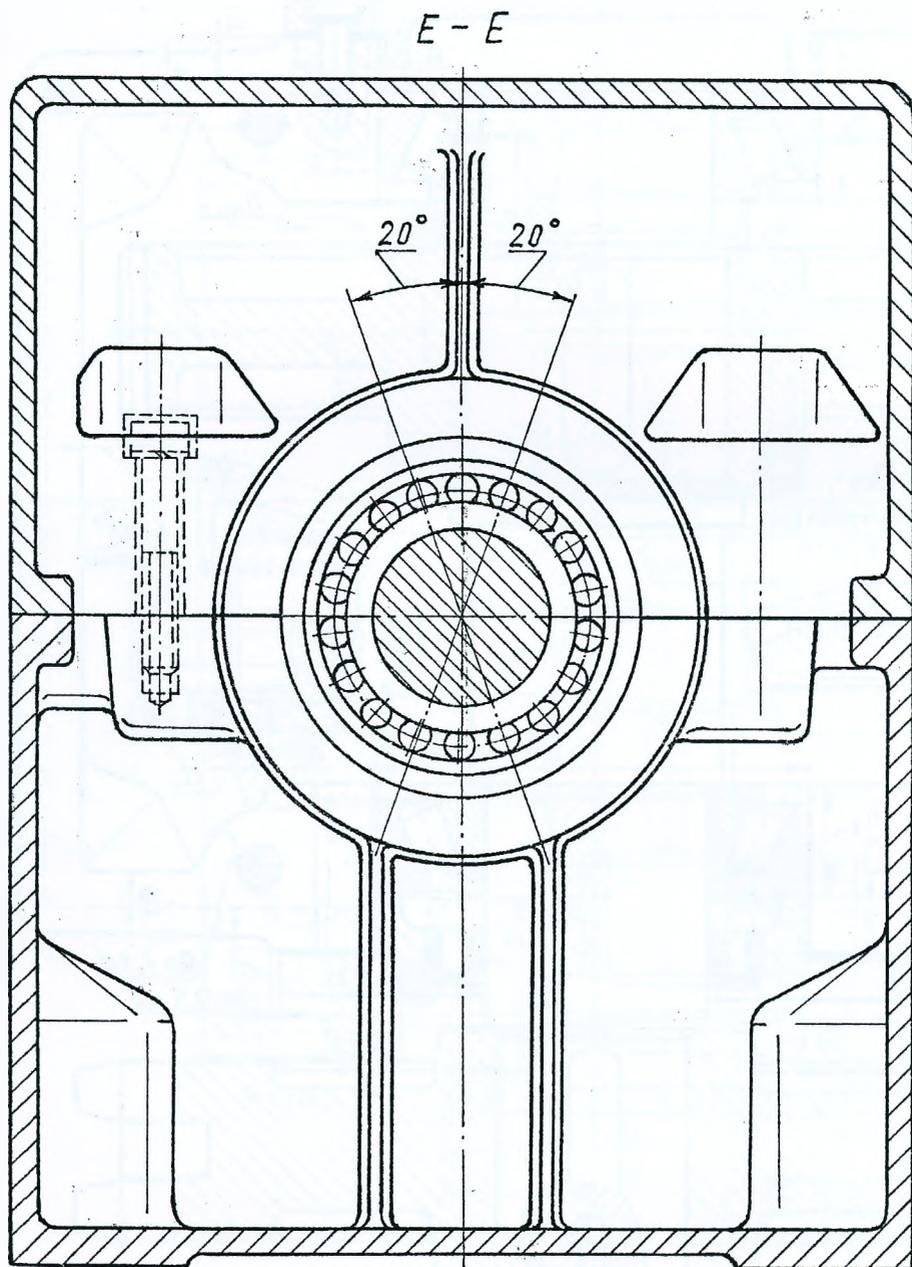


Рис. 8.4 Продолжение 5

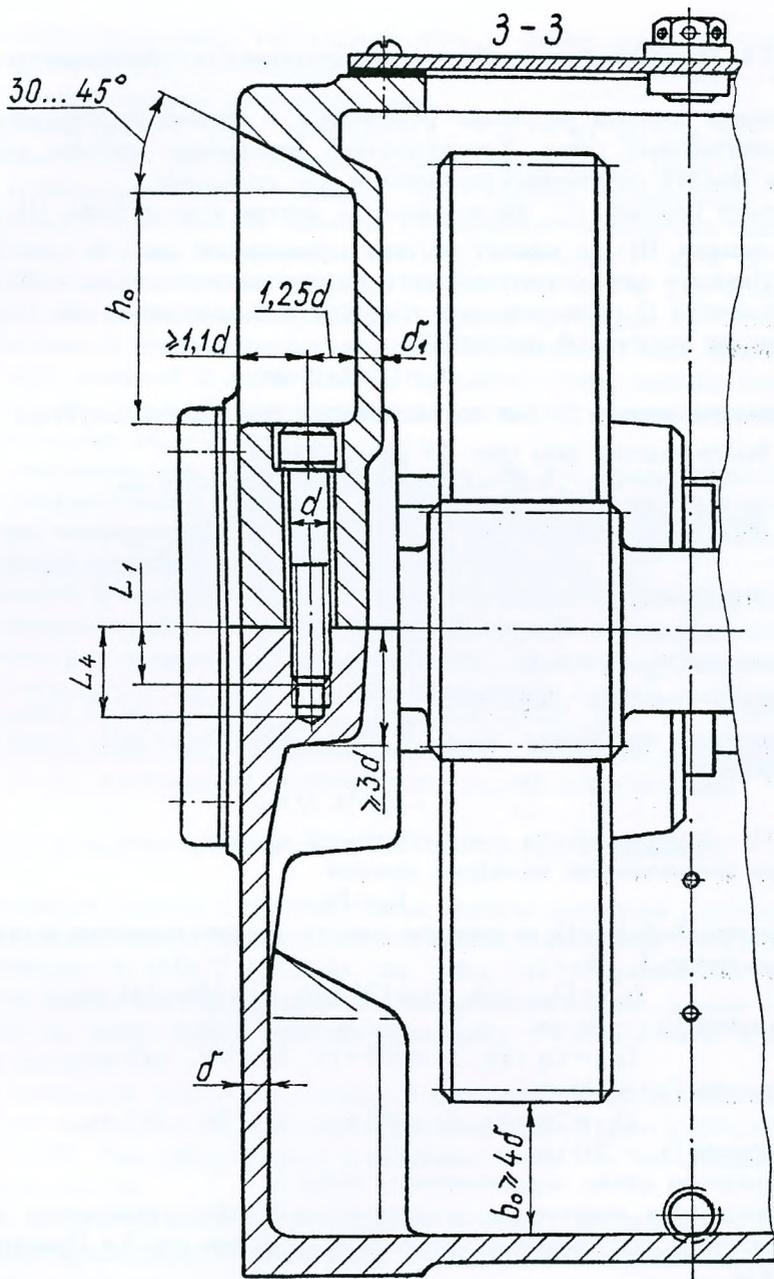


Рис. 8.4 Продолжение 6

8.2.4. 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):

$$D_{np} = 1,25D + 10 \text{ мм.}$$

Определим размер D_{np} для подшипниковых гнёзд валов редуктора (рис. 8.4):

а) быстроходного вала (рис. 8.4 Продолжение 2)

$$D_{np, б} = D'_{np} = 1,25D_a + 10 = 1,25 \cdot 136 + 10 = 180 \text{ мм;}$$

б) промежуточного вала (рис. 8.4. Продолжение 3)

$$D_{np, п} = 1,25D + 10 = 1,25 \cdot 100 + 10 = 135 \text{ мм;}$$

в) тихоходного вала (рис. 8.4. Продолжение 4)

$$D_{np, т} = 1,25D + 10 = 1,25 \cdot 150 + 10 = 197,5 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{np, т} = 198 \text{ мм.}$

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

$$D_б = D_{ип}.$$

Размеры бобышек $D_б$ со стороны крышек соответствующего вала (рис. 8.4. Продолжения 2...4):

$$D_{б, б} = D_{ф, кр} + (4...5) = 176 + (4...5) = 180...181 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б, б} = 180 \text{ мм;}$

$$D_{б, п} = D_ф + (4...5) = 142 + (4...5) = 146...147 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б, п} = 146 \text{ мм;}$

$$D_{б, т} = D_ф + (4...5) = 200 + (4...5) = 204...205 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б, т} = 205 \text{ мм.}$

Определим длины подшипниковых гнёзд l_n .

Определение начинаем с подшипниковых гнёзд тихоходного вала, где установлены подшипники наибольшей ширины (см. рис. 8.4. Продолжение 4).

Тогда

$$l_{н, т} = T + f + c_n + c_k - \Delta_{np} = 38,5 + 3 + 10 + 8 - 1,5 = 61 \text{ мм,}$$

где T – ширина подшипника тихоходного вала; f – размер фаски по торцам крышки (см. табл. 2П.3 приложения 2П), для $D = 150$ мм $f = 3$ мм; c_n , c_k и $\Delta_{пр}$ – см. размеры крышки тихоходного вала.

Для промежуточного вала принимаем $l_{п.п} = l_{п.т} = 61$ мм (см. рис. 8.4. 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 $T = 27,5$ мм (подшипник № 7309), а размеры f , c_n и c_k для крышки промежуточного вала остались такими же, как и для крышки тихоходного вала (одинаковыми остались и толщины прокладок $\Delta_{пр} = 1,5$ мм), предусматриваем в подшипниковых гнёздах промежуточного вала установку кольца между крышкой и подшипником. В нашем случае ширина кольца равна разности ширин T подшипников тихоходного и промежуточного валов и составляет $38,5 - 27,5 = 11$ мм.

Для быстроходного вала длина прилива $l_{п.б}$ (см. рис. 8.4. Продолжение 2), в котором устанавливается стакан с коническими роликоподшипниками, принимается конструктивно с учётом ранее установленного расстояния l_r между торцами наружных колец подшипников (см. п. 5.1).

Примечания: 1. В конструкциях редукторов допускается подшипниковые гнёзда каждого вала выполнять различной длины внутрь от стенки корпуса.
2. Наружные торцы приливов подшипниковых гнёзд как для привёртных, так и для закладных крышек, расположенных на одной стенке корпуса редуктора, с целью удобства обработки должны лежать в одной плоскости.
3. В ряде конструкций длина подшипниковых гнёзд должна быть согласована с шириной фланца, необходимой для размещения головки стяжного винта.

8.2.5. 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 $a_w = 210$ 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 на минимальное расстояние 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. 8.4. и рис. 8.4. Продолжение 1), а также табл. ЗП.2 приложения 3. Для закладных крышек величину k выдерживают между стенками отверстий диаметрами D_p и d_0 (см. табл. ЗП.2 приложения ЗП).

Стяжной винт, расположенный между подшипниковыми гнёздами, 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. ЗП.9 приложения ЗП.

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. 8.3. Продолжение 2 и рис. 8.4. Продолжение 2). На поперечной стороне корпуса устанавливают стяжные винты в соосных редукторах (см. табл. ЗП.3 приложения ЗП), 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. ЗП.4 приложения ЗП).

Высоту прилива h' (см. рис. 8.4. и рис. 8.4. 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.

8.2.6. 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. 8.1, в, д, рис. 8.3 и табл. ЗП.14 приложения ЗП). 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 $d_{шт} = (0,7...0,8) 14 = 9,8...11,2 \text{ мм}$.

По табл. 2П.26 приложения 2П принимаем $d_{шт} = 10 \text{ мм}$ (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. 8.4 и рис. 8.4. Продолжение 1 необходимая длина штифта

$$l > 3,5d_{шт} = 3,5 \cdot 10 = 35 \text{ мм}.$$

По табл. 2П.26 приложения 2П принимаем $l = 40 \text{ мм}$. Обозначение штифта:
Штифт 10 × 40 ГОСТ 9464-79.

8.2.7. 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. 8.5.

Диаметр $d_{ф}$ 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.

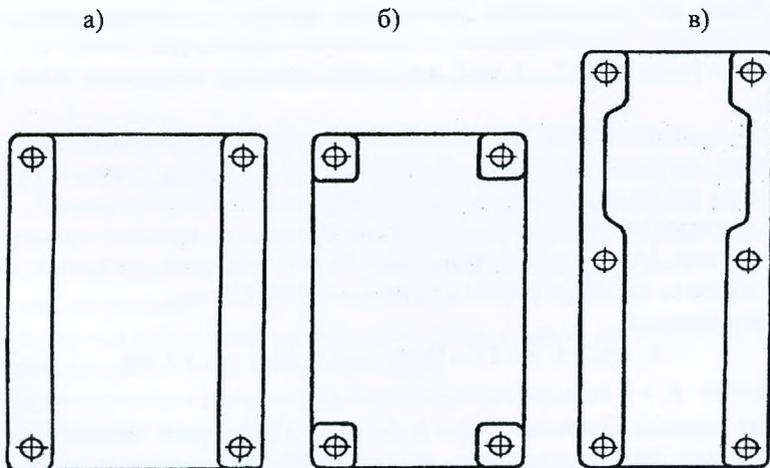


Рис. 8.5

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 $a_{\psi} < 250 \text{ мм}$.

Размеры конструктивных элементов указаны на рис. 8.4. Продолжение 1. Форма опорных платиков принята по варианту, представленному на рис. 8.5, а.

Следует отметить, что широкое применение находит крепление редуктора к раме снизу (см. табл. 3П.12 приложения 3П).

8.2.8. 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. 8.4. и рис. 8.4. Продолжение 1).

8.2.9. 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 310x210 мм, который закрывает плоская крышка из листа такой же формы с размерами 350x250 мм.

Толщина крышки

$$\delta_k = (0,010...0,012)L = (0,010...0,012) 350 = 3,5...4,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_k = 4 \text{ мм}$.

Крышку крепим винтами $d_{\text{в}} \approx \delta_k = 6 \text{ мм}$. Принимаем винт М6 длиной $l = 16 \text{ мм}$ (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

$$t = (12...15)d_g = (12...15) 8 = 96...120 \text{ мм.}$$

Принимаем число винтов $n_g = 10$.

В крышке люка предусматриваем пробку-отдушину (см. рис. 8.3 и рис 8.3. Продолжение 1).

8.2.10. 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 переходной стойки с двумя фланцами, один из которых крепится к корпусу, а к другому присоединяется электродвигатель (см. табл. ЗП.23 приложения ЗП).

Толщина опорного фланца

$$\delta_\phi = (1,4...2,0)d,$$

где d – диаметр винта или шпильки для крепления электродвигателя, принимаемого по отверстиям в его фланце.

При использовании переходной стойки толщину её стенки принимают равной толщине стенки корпуса δ или его крышки δ_1 .

8.2.11. 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 $V_s \leq 10 \text{ м/с}$ независимо от того, окунается в масло червяк или червячное колесо.

При картерном смазывании достаточно, чтобы в масло погрузилось 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 $0,25d_1$. 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 соосных 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. 8.13);

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.8.6) 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. 8.7). 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. 8.8...8.10). 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 устанавливают манжету 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. 8.11). Формы канавок щелевых уплотнений приведены на рис. 8.12. 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. 8.8 и 8.9). Если шайба выполняется со ступицей (рис. 8.8), 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. 8.9), то её центрирование обеспечивается с помощью дополнительного кольца, перекрывающего канавку.

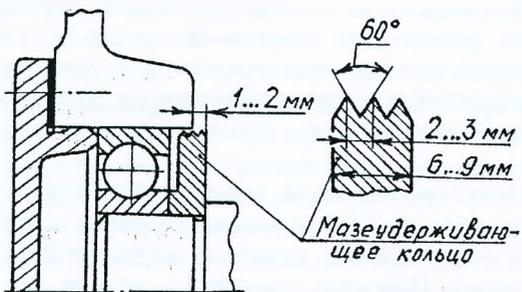


Рис. 8.6

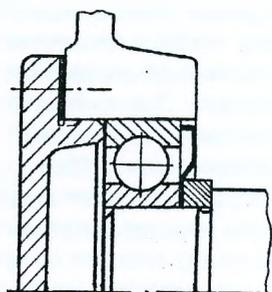


Рис. 8.7

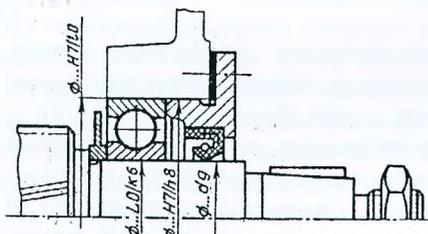


Рис. 8.8

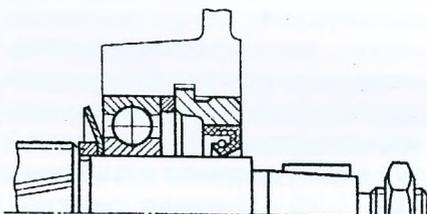


Рис. 8.9

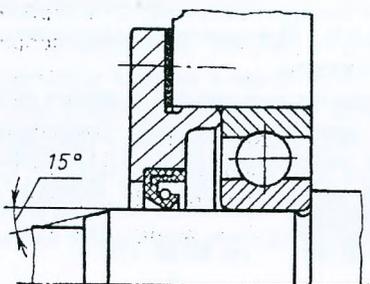


Рис. 8.10

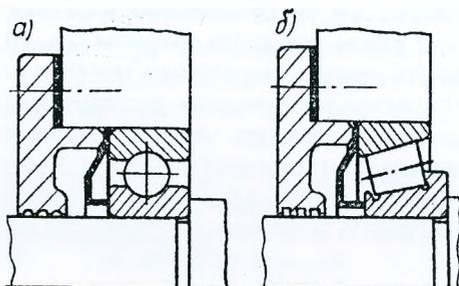


Рис. 8.11

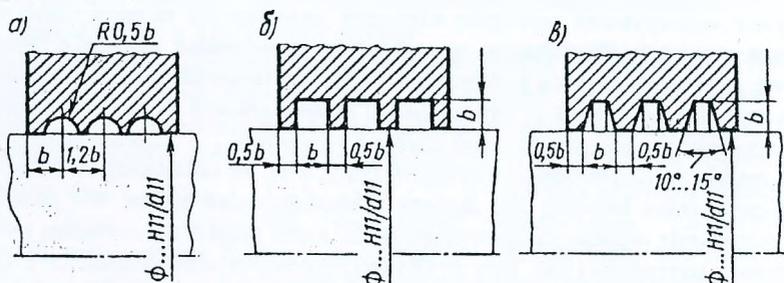


Рис. 8.12

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. 8.4) определяем, что при таком погружении в масло конического колеса цилиндрическое колесо тихоходной ступени окажется погруженным на глубину, составляющую $\approx 0,19da_2$, 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 $\Delta = \delta = 9 \text{ мм}$.

Ранее выполненные расчеты передач редуктора показали, что окружная скорость тихоходной ступени составляет 1,4 м/с, а быстроходной конической с прямыми зубьями 4,9 м/с и с круговыми зубьями 3,4 м/с. Учитывая, что в масло будут погружены колеса каждой ступени, при таких 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 разъёма выполняем канавки, а на крышке корпуса скосы (см. рис. 8.4. 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 1-55x80 и 1-185x110 по ГОСТ 8752-79 (см табл. 2П.10 приложения 2П).

Выбор сорта масла

Сорт масла для смазывания передач рекомендуется выбирать по табл. 8.2 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. В результате ранее выполненных расчетов (см. п.2) фактические контактные напряжения σ_H и окружные скорости V составляют: для тихоходной ступени – $\sigma_H = 554 \text{ МПа}$, $V = 1,4 \text{ м/с}$; для быстроходной ступени - $\sigma_H = 382 \text{ МПа}$ и

$V = 4,9$ м/с (зубья прямые), $\sigma_n = 390$ МПа и $V = 3,4$ м/с (зубья круговые). По табл. 8.2 принимаем масло индустриальное И-Г-А-46. Этим же маслом за счет разбрызгивания будут смазываться и подшипники редуктора.

Таблица 8.2

Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4-87)

Передача	Контактные напряжения σ_n , 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

Примечание. В обозначении индустриальных масел: И – индустриальное; 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.

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. ЗП.17 приложения ЗП). При этом используются две маслосливные пробки: одна для контроля за верхним уровнем масла, вторая – за нижним.

Весьма удобны для осмотра при контроле уровня масла жезловые маслоуказатели (табл. ЗП.17 приложения ЗП), 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. ЗП.18 приложения ЗП).

В проектируемом редукторе контроль уровня масла проводим с помощью круглого маслоуказателя из прозрачного материала, размеры которого принимаем по табл. ЗП.18 приложения ЗП.

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. ЗП.17 приложения ЗП).

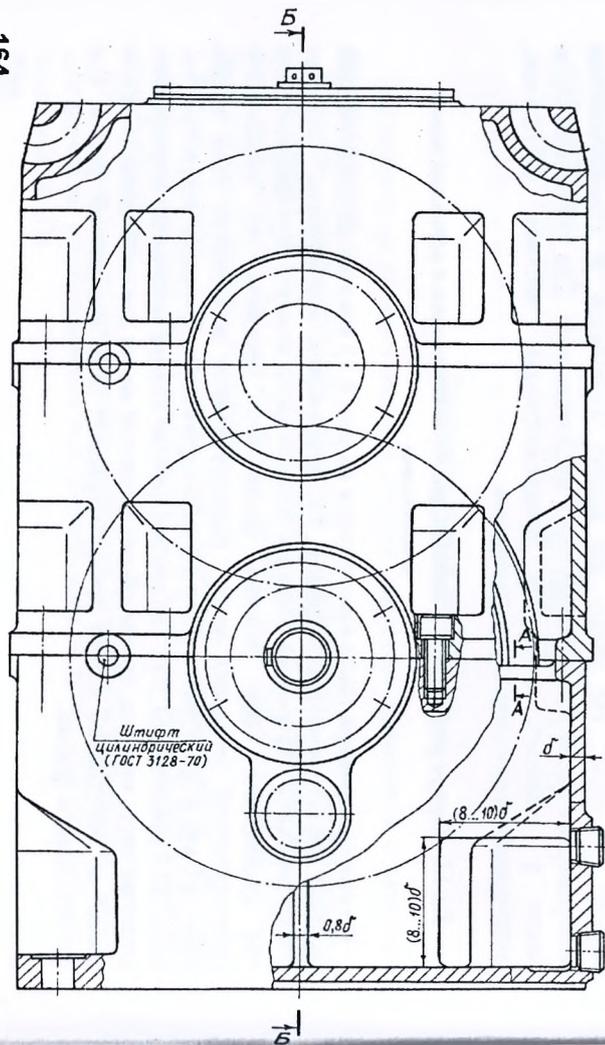
Так как цилиндрическая резьба не обеспечивает надёжное уплотнение, под пробку с цилиндрической резьбой следует устанавливать уплотняющую прокладку (паронит, фибра и др.). Для этой цели используют также кольцо из маслобензостойкой резины, которое следует размещать в углублении t , предотвращающем его выдавливание пробкой при её завинчивании.

Коническая резьба обеспечивает герметичное соединение, что не требует дополнительного уплотнения.

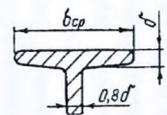
В проектируемом редукторе для слива масла предусматриваем сливное отверстие, закрываемое маслосливной пробкой с цилиндрической резьбой $M16 \times 1,5$ с уплотняющей прокладкой. Размеры маслосливной пробки принимаем по табл. ЗП.17 приложения ЗП. Так как поверхность нижней части корпуса в месте установки сливной пробки фрезеруется, предусматриваем отделение данного участка внешней поверхности от необрабатываемой 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.

8.2.12. Корпус редуктора с валами, расположенными в вертикальной плоскости

В качестве примера такой конструкции на рис. 8.13 показан цилиндрический соосный двухступенчатый редуктор. Его характерная особенность – наличие дополнительной внутренней стенки в нижней части корпуса, предназначенной для размещения опор соосных валов или создания так называемой промежуточной (средней) опоры. Конструктивное исполнение этой опоры такое же, как и для горизонтального цилиндрического соосного редуктора (см. табл. ЗП.3 приложения ЗП). 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 формы или прямоугольной формы.



A-A



Вариант установки
стяжных винтов

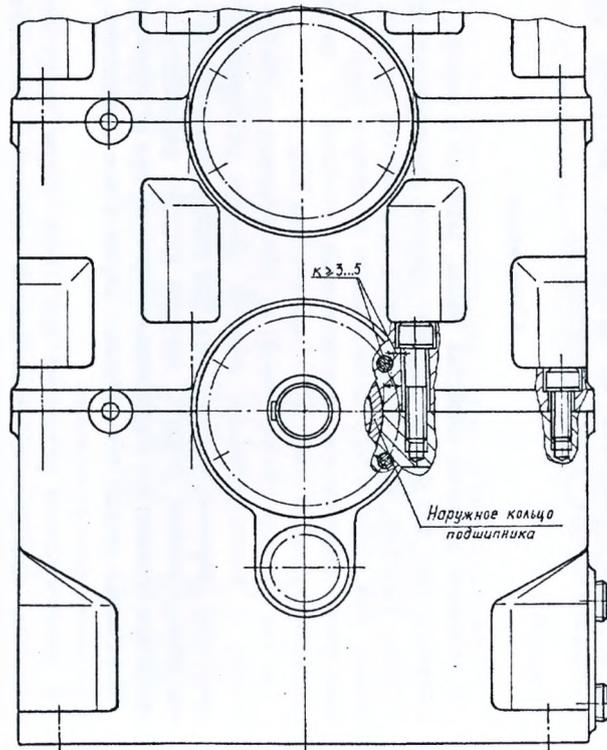


Рис. 8.13

Б-Б

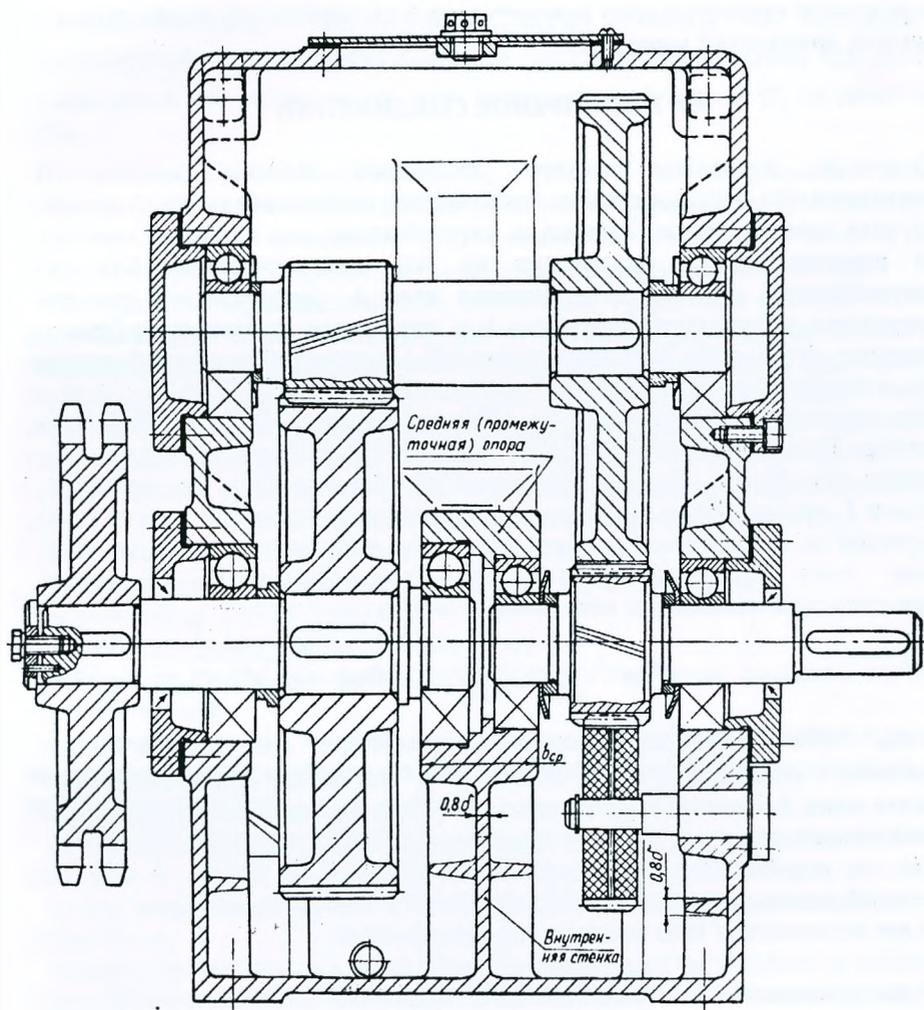


Рис. 8.13 Продолжение

9. СОЕДИНЕНИЯ 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 .

9.1. ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Основным элементом данного соединения является шпонка. В индивидуальном и мелкосерийном 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 по табл. 2П.9 приложения 2П в зависимости от диаметра вала d принимают размеры поперечного сечения шпонки $b \times h$ и глубину паза вала t_1 (глубина врезания шпонки в паз вала). Полную длину шпонки l принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы детали $l_{ст}$ и затем округляют до стандартного размера, указанного в примечании 1 к табл. 2П.9. После этого проверяют условие прочности шпоночного соединения призматической шпонкой по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (9.1)$$

где $\sigma_{см}$ – МПа; T – вращающий момент на валу, Н·м; d – диаметр вала, мм (для конического конца вала $d = d_{ср}$, здесь $d_{ср} = d - 0,05l_k$, l_k – длина конического участка вала); h – высота шпонки, мм; t_1 – глубина паза вала, мм; l_p – расчетная длина шпонки, мм.

Так как скругленные торцы шпонки не работают на смятие, в качестве расчетной длины l_p принимают:

а) для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b;$$

б) для исполнения 2 (один торец шпонки скругленный, второй плоский)

$$l_p = l - (b/2);$$

в) для исполнения 3 (оба торца шпонки плоские)

$$l_p = l,$$

где l – стандартное значение полной длины шпонки.

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 $[\sigma_{см}]$ следует снижать 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_b не ниже 500 МПа.

Если по условию (9.1) 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 полумуфта, 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 – Р9; 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 $d11$ (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 s_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 $s \geq 1$ 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 3), 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.

Выполним проверочные расчеты шпоночных соединений проектируемого редуктора. Допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$ будем принимать с учетом материала ступицы детали и переменного режима нагружения. Посадки для шпоночных соединений будем назначать с учетом нереверсивности привода цепного конвейера.

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 $l_{ст} = l_{шпл} = 82$ мм (см. п. 5.1). Для нереверсивной передачи установку полумуфты на вал осуществляем по переходной посадке Н7/к6 (принимая умеренные толчки при работе цепного конвейера). 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 с учетом переменной нагрузки $[\sigma_{см}] = 80$ 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 $T = T_1 = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 125}{45(9-5,5)56} = 28 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_{\text{см}}] = 80 \text{ МПа}$.

Промежуточный вал

Шпонка установлена только под коническим колесом, длина ступицы которого составляет $l_{\text{ст}} = 55 \text{ мм}$ (см. п. 6.2). Диаметр вала $d = d_k = 48 \text{ мм}$ (см. п. 5.2). Материал ступицы конического колеса с круговыми зубьями – сталь 40Х (см. п. 2.2.7). Принимаем посадку колеса на вал с натягом Н7/с6. Тогда $[\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа}$.

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

$$l = l_{\text{ст}} - (5 \dots 10) = 55 - (5 \dots 10) = 50 \dots 45 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $l = 45 \text{ мм}$ с учетом того, что посадочная длина вала будет меньше длины ступицы $l_{\text{ст}}$. Тем самым будет обеспечено надежное прижатие ступицы конического колеса к третьей ступени вала распорным кольцом, устанавливаемым слева (см. рис. 5.4).

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 $T = T_{II} = 381 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 381}{48(9-5,5)31} = 146 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа}$.

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 (см. п. 5.3). Длина ступицы ведущей звездочки $l_{\text{ст}} = 107 \text{ мм}$ (см. п. 7). Тогда для переходной посадки Н7/к6 при умеренных толчках для неререверсивной передачи, стальной ступице и переменной нагрузке $[\sigma_{\text{см}}] = 140 \text{ МПа}$.

По табл. 2П.9 приложения 2П для $d = 70$ мм принимаем : $b = 20$ мм; $h = 12$ мм; $t_1 = 7,5$ мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{ст} - (5 \dots 10) = 107 - (5 \dots 10) = 102 \dots 97 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $l = 100$ 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 $T = T_{III} = 1421$ Н·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 $[\sigma_{см}] = 140$ МПа.

Рассмотрим шпоночное соединение цилиндрического косозубого колеса. Диаметр вала $d = d_5 = 90$ мм (см. п. 5.3). Длина ступицы $l_{ст} = 100$ мм (см. п. 6.2). Материал ступицы – сталь 40Х (см. п. 2.1.8). Тогда для посадки с натягом Н7/г6, стальной ступице и переменной нагрузке $[\sigma_{см}] = 150$ 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 : $b = 20$ мм; $h = 12$ мм; $t_1 = 7,5$ мм. Полная длина шпонки при $l_{ст} = 100$ мм

$$l = l_{ст} - (5 \dots 10) = 100 - (5 \dots 10) = 95 \dots 90 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $l = 90$ 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 $T = T_{III} = 1421$ Н·м

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1421}{90(12 - 7,5)70} = 100 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

9.2. 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. Заменить шпоночное соединение цилиндрического косозубого колеса, установленного на тихоходном (выходном) валу проектируемого редуктора, соединением с натягом.

Исходные данные :

- а) вращающий момент на колесе $T = T_{\parallel} = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- б) диаметр соединения (посадочной поверхности) $d = 90 \text{ мм}$;
- 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 охватывающей детали d_2 , мм (так как цилиндрическое косозубое колесо имеет ступицу диаметром $d_{ст} = 140 \text{ мм}$, то $d_2 = d_{ст} = 140 \text{ мм}$, где $d_{ст}$ – см. п. 6.2; если колесо выполнено без ступицы в виде диска, как показано на рис. 6.1, 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 $l_{ст} = 100 \text{ мм}$ и с учетом размеров двух канавок для выхода шлифовального круга, каждая из которых имеет ширину $s_k = 5 \text{ мм}$);
- е) материал охватываемой детали (вала) – сталь 45 ($\sigma_{Т1} = 550 \text{ МПа}$ при диаметре заготовки не более 120 мм и твердости не ниже 240 НВ);
- ж) материал охватывающей детали (ступицы колеса) – сталь 40Х ($\sigma_{Т2} = 750 \text{ МПа}$, см. п. 2.1.8).

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. 9.1 выбираем коэффициенты трения: при сборке прессованием $f = 0,08$, при сборке температурным деформированием $f = 0,14$.

Таблица 9.1

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

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 kT}{\pi d^2 l f}, \quad (9.2)$$

где p – МПа ; T - Н·м; d, l - мм.

Тогда по формуле (9.2):

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

$$\Delta = pd \cdot 10^3 (c_1 / E_1 + c_2 / E_2), \quad (9.3)$$

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 (9.3):

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. 9.2 для данного качества среднее арифметическое отклонение профиля поверхности R_a : вала $R_{a1} = 1,6$ мкм; отверстия $R_{a2} = 1,6$ мкм.

Поправка на обмятие микронеровностей для обоих видов сборки

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}) = 5,5(1,6 + 1,6) = 17,6 \text{ мкм.}$$

7. Определение минимального натяга (мкм), требуемого для передачи вращающего момента

$$[N]_{\min} = \Delta + u. \quad (9.4)$$

Тогда по формуле (9.4):

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 9.2

Шероховатость R_a для посадочных поверхностей отверстий и валов

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитеты					
	6, 7	8	9	6, 7	8	9
	R_a , 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

$$[p]_{\max 1} = 0,5 \sigma_{T1} [1 - (d_1/d)^2]. \quad (9.5)$$

Для сплошных валов

$$[p]_{\max 1} = \sigma_{T1} = 550 \text{ МПа.}$$

Максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали (ступица колеса) для обоих видов сборки определяется по формуле

$$[p]_{\max 2} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 750 [1 - (90/140)^2] = 220 \text{ МПа.} \quad (9.6)$$

Максимально допускаемая деформация деталей (мкм)

$$[\Delta]_{\max} = [p]_{\max} (\Delta/p). \quad (9.7)$$

В формулу (9.7) подставляют меньшее из $[p]_{\max 1}$ $[p]_{\max 2}$.

Тогда при $[p]_{\max} = [p]_{\max 2}$ по формуле (9.7):

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)

$$[N]_{\max} = [\Delta]_{\max} + u. \quad (9.8)$$

Тогда по формуле (9.8):

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. 9.3 выбирают соответствующую посадку, для которой выполняется условие :

$$\begin{aligned} N_{\min} &\geq [N]_{\min}; \\ N_{\max} &\leq [N]_{\max}, \end{aligned} \quad (9.9)$$

где N_{\min} , N_{\max} - табличные значения (мкм) минимального и максимального натягов для принятой посадки.

По табл. 9.3 принимаем, что при сборке прессованием условию (9.9) удовлетворяет посадка Н7/у7, для которой $N_{\min} = 99$ мкм, $N_{\max} = 149$ мкм.

При сборке температурным деформированием условию (9.9) удовлетворяет посадка Н7/т6, для которой $N_{\min} = 64$ мкм, $N_{\max} = 105$ мкм.

Следует отметить, что в табл. 9.3 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)

$$F_n = \pi d l p_{\max} f_n, \quad (9.10)$$

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 (9.10) при $f_n = 0,20$:

$$F_n = 3,14 \cdot 90 \cdot 90 \cdot 91 \cdot 0,20 = 462899 \text{ Н}.$$

12. Определение температуры нагрева охватывающей детали при сборке температурным деформированием

Температура нагрева (°С) охватывающей детали (колеса) определяется по формуле

$$t = 20^\circ + \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{d \cdot 10^3 \alpha}, \quad (9.11)$$

Посадки с натягом

Интервалы диаметров свыше ... до (мм)	Значение натягов N_{\min} / N_{\min} (мкм)										
	Обозначение посадки										
	<u>H7/p6</u>	<u>H7/r6</u>	<u>H8/s7</u>	<u>H7/s6</u>	H7/s7	<u>H7/t6</u>	<u>H8/u8</u>	<u>H7/u7</u>	<u>H8/x8</u>	<u>H8/z8</u>	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

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 $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$; для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$.

При этом температура нагрева детали, рассчитанная по формуле (9.11), не должна превышать допускаемую $[t]$, при которой возможны структурные изменения в материале. Для стали $[t] = 230 \dots 240$ $^\circ\text{C}$.

Тогда для выбранной посадки Н7/т6 при $N_{\max} = 105$ мкм, $z_{сб} = 15$ мкм и $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ по формуле (9.11):

$$t = 20^\circ + \frac{105 + 15}{90 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} = 131^\circ\text{C},$$

что меньше допускаемой для стали $[t] = 230 \dots 240$ $^\circ\text{C}$.

9.3. 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.45 и 2П.46 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.

10. СИЛОВАЯ СХЕМА НАГРУЖЕНИЯ ВАЛОВ ПРИВОДА

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 п. 2.2.15, 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 – сбегаящими. 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, встроившей 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 (15.10) определить максимальное усилие S_{\max} в ветви каната, наматываемой на барабан, задаваясь при этом типом полиспаста (одинарным или двоянным). Далее в зависимости от принятого типа полиспаста в соответствии с рис. 15.19 или 15.20 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. 10.3, 10.4, 15.10), элеваторах – вертикальным вниз.

Для проектируемого привода направление вращения приводного вала указано в техническом задании. В соответствии с этим направлением и принимаем направление вращения валов редуктора, что в свою очередь определяет направление сил в зацеплении передач. С целью исключения ошибок при составлении силовой схемы нагружения силы в зацеплении быстроходной ступени редуктора обозначаем с индексом «Б», а тихоходной – с индексом «Т». При этом передачи изображаем условно раздвинутыми, отдельно показывая силы на шестерне и колесе.

Силы в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями, являющейся быстроходной ступенью редуктора (см. п. 2.2.15):

$$F_{1Б} = 2515 \text{ Н}; F_{1Т} = 873 \text{ Н}; F_{2Б} = 276 \text{ Н}; F_{2Т} = 2515 \text{ Н}; F_{3Б} = 276 \text{ Н}; F_{3Т} = 873 \text{ Н}.$$

Силы в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора (см. п. 2.1.11):

$$F_{1Т} = F_{2Т} = 8521 \text{ Н}; F_{1Б} = F_{2Б} = 3193 \text{ Н}; F_{3Т} = F_{3Б} = 2082 \text{ Н}.$$

Консольная нагрузка на тихоходный и приводной валы цепной передачи (см. п. 3.8) $F_{ц} = 10527 \text{ Н}$. В соответствии с рекомендациями табл. 1П.23 приложения 1П силу $F_{ц}$ направляем по линии, соединяющей центры ведущей и ведомой звездочек. Консольная нагрузка на быстроходный (входной) вал редуктора от упругой втулочно-пальцевой муфты (МУВП), устанавливаемой между двигателем и редуктором (см. рекомендации в табл. 1П.23 приложения 1П)

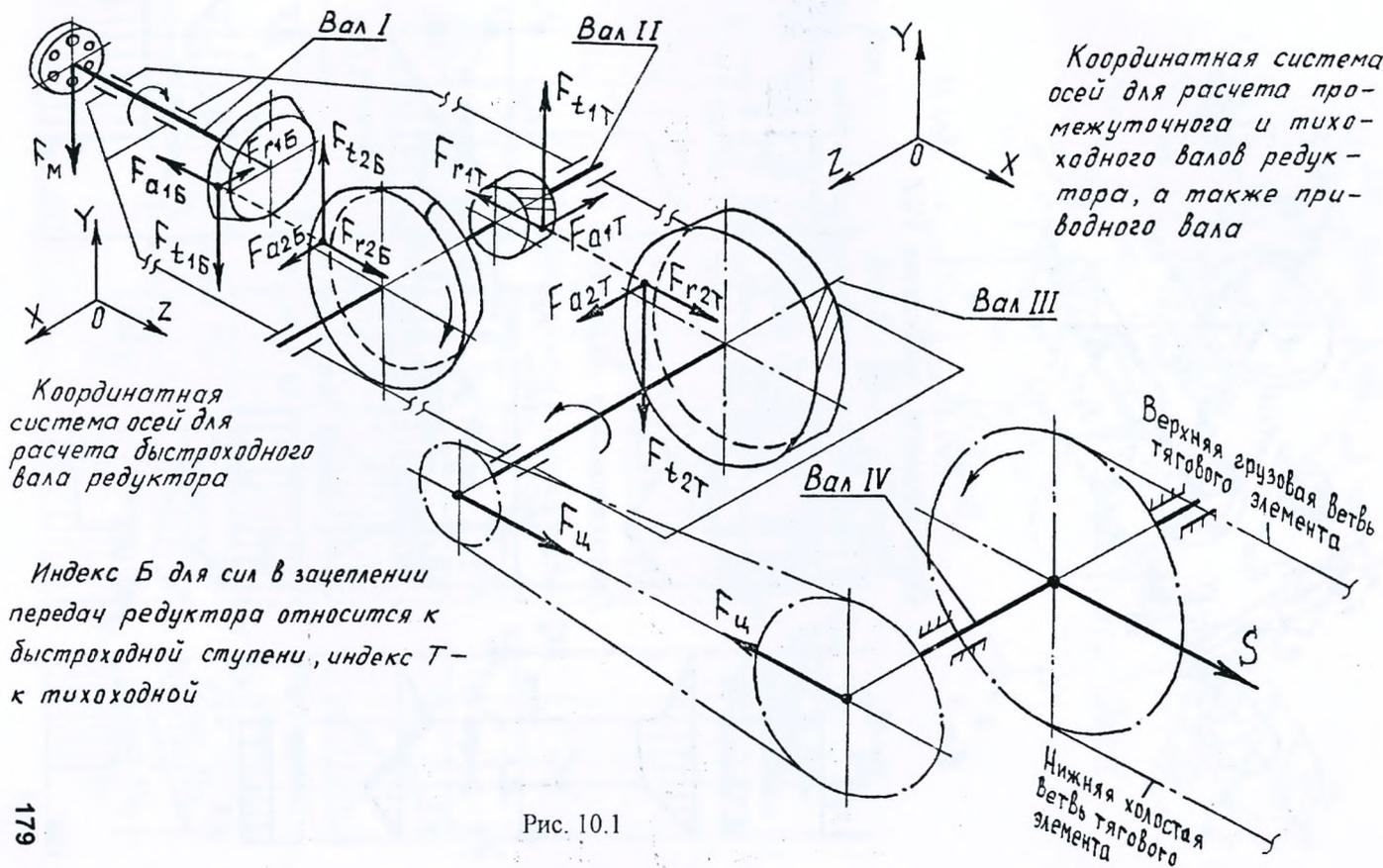


Рис. 10.1

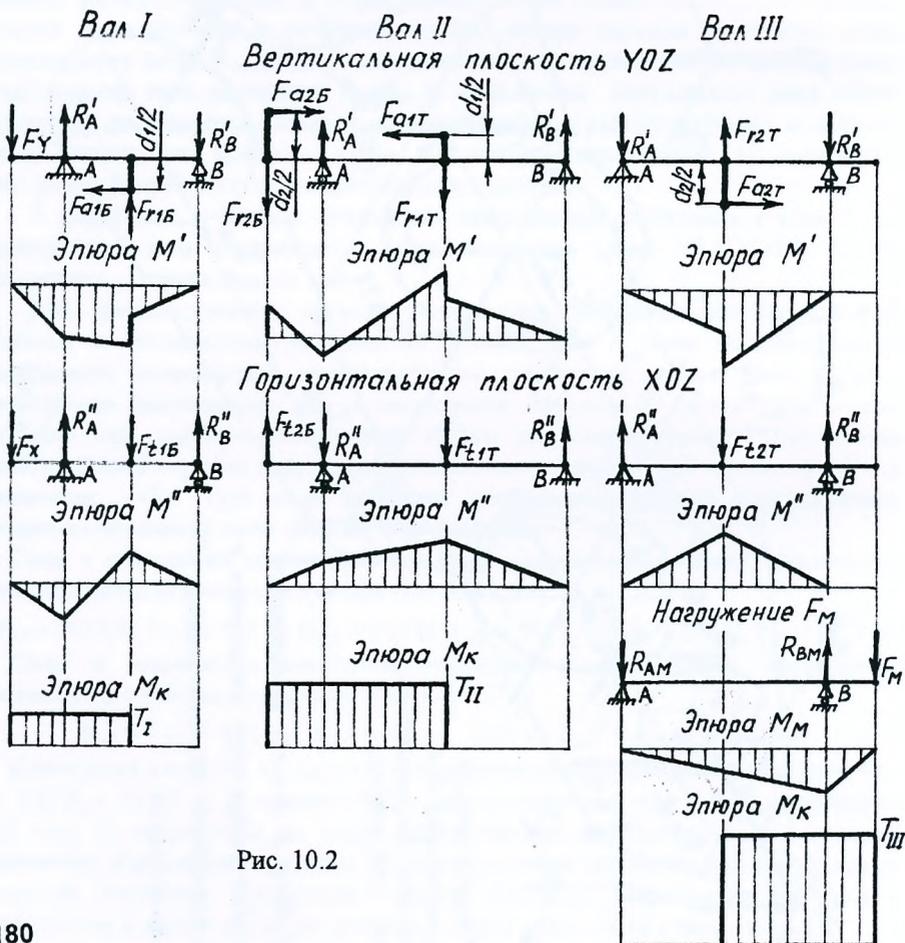
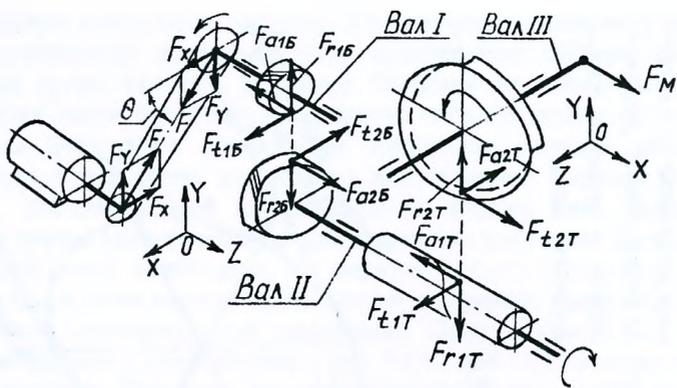


Рис. 10.2

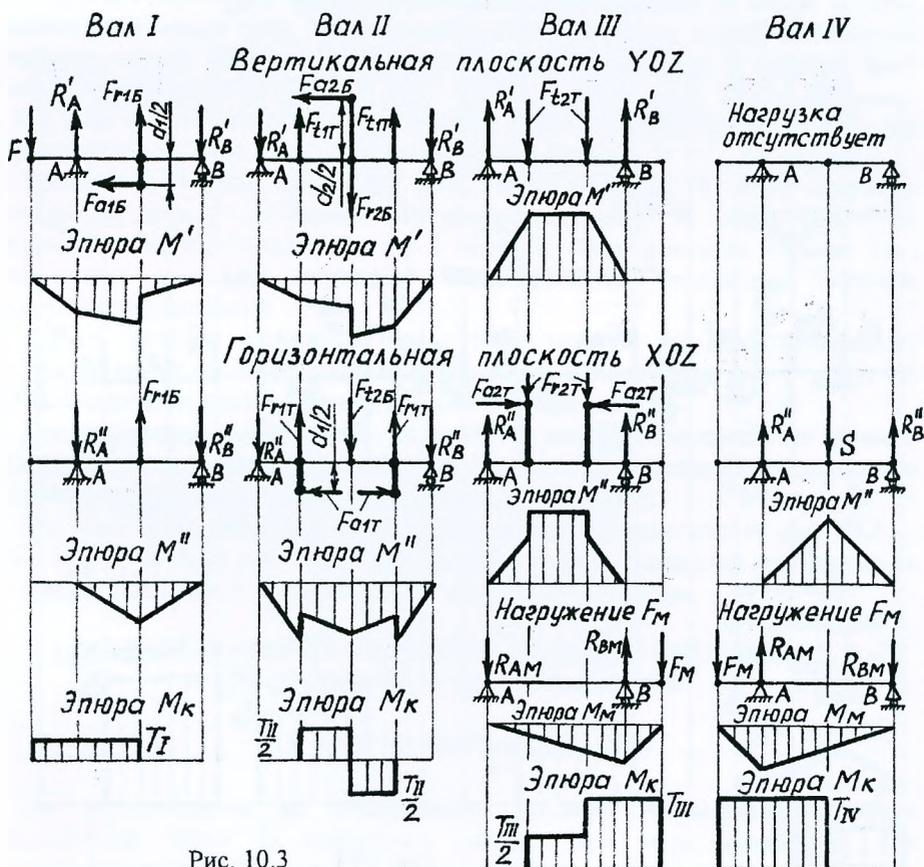
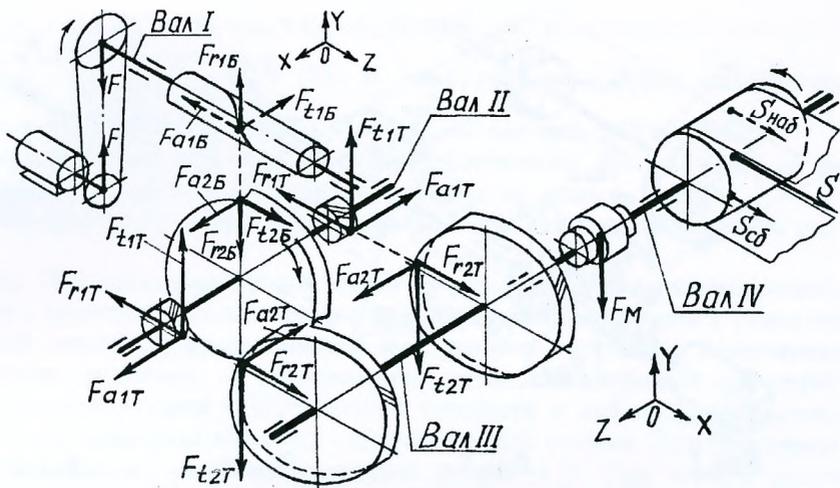


Рис. 10.3

$$F_m = 0,25 F_{tm} = 0,25 \cdot 1786 = 447 \text{ Н},$$

где $F_{tm} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{D_0} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 125}{140} = 1786 \text{ Н}$ – окружная сила муфты на диаметре окружности расположения пальцев $D_0 = 140 \text{ мм}$ (выбор муфты см. п. 5.1).

Направление силы от муфты выбираем произвольно. Рекомендации по ее учету при расчете валов и проверке подшипников см. далее п. 11.1.

Силовая схема нагружения валов проектируемого привода приведена на рис. 10.1.

На рис. 10.2 приведена силовая схема нагружения валов индивидуального привода 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.

На рис. 10.3 и 10.4 приведены силовые схемы нагружения валов приводов конвейеров с тяговым элементом: ленточного и цепного.

Привод ленточного конвейера (рис. 10.3) 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. 10.4) состоит из двухступенчатого горизонтального соосного цилиндрического косозубого редуктора и открытой цепной передачи, расположенной под углом к горизонту.

Для индивидуального привода на рис. 10.2 направление вращения принято произвольно, для конвейеров на рис. 10.3 ... 10.4 направление вращения приводного вала указано на схеме привода.

Для облегчения работы студента над проектом для приводов на рис. 10.2 ... 10.4 приведены расчетные схемы валов редукторов и приводных валов, а также эпюры изгибающих M и крутящего M_k моментов.

11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ОПОР ВАЛОВ И ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР МОМЕНТОВ

11.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

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 двояных 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 торцевой плоскости к концу вала.

Так как силы в зацеплении зубчатых и червячных передачах представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t, F_r и F_o , то их приводят к оси вала и изображают раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом точка приложения этих сил остаётся в той же торцевой 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_o создаёт в рассматриваемом сечении сосредоточенный изгибающий момент $M_o = F_o d_{(m)}/2$. 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:

$R_{тА} = R_A + R_{AM}$; $R_{тВ} = R_B + R_{BM}$. 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 $M_{ц}$ в рассматриваемом сечении будет равен арифметической сумме изгибающих моментов M и M_M , то есть $M_{ц} = M + M_M$. При таком подходе будет учтен худший случай в нагружении рассматриваемого вала.

11.2. БЫСТРОХОДНЫЙ (ВХОДНОЙ) ВАЛ (рис. 11.2)

Величина смещения точки приложения радиальной реакции от широкого торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника легкой серии 67513, выбранного предварительно (см. п. 5.1), и имеющего следующие данные:

$$d = 65 \text{ мм}; D = 120 \text{ мм}; T = 33 \text{ мм}; e = 0,37;$$

$$a = 0,5(T + \frac{d+D}{3}e) = 0,5(33 + \frac{65+120}{3}0,37) = 28 \text{ мм}.$$

Из рис. 11.1 с учетом полученной величины a линейные размеры: $l_{1Б} = 150$ мм; $l_{2Б} = 131$ мм; $l_{3Б} = 48$ мм.

Силы на шестерне конической передачи с круговыми зубьями (см. п. 10): $F_{т1Б} = 2515$ Н; $F_{т1Б} = 873$ Н; $F_{o1Б} = 276$ Н. Консольная сила от муфты (МУВП), устанавливаемой между двигателем и редуктором (см. п. 10): $F_M = 447$ Н.

Вначале определим радиальные реакции опор от сил на конической шестерне, являющимися силами определенного направления (при этом консольная сила от муфты F_M не учитывается):

а) в плоскости YOZ

$$\sum M_A = 0; F_{т1Б}(l_{2Б} + l_{3Б}) - R'_B l_{2Б} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{т1Б}(l_{2Б} + l_{3Б})}{l_{2Б}} = \frac{2515(131 + 48)}{131} = 3436,5 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; F_{т1Б} l_{3Б} - R'_A l_{2Б} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{т1Б} l_{3Б}}{l_{2Б}} = \frac{2515 \cdot 48}{131} = 921,5 \text{ Н}.$$

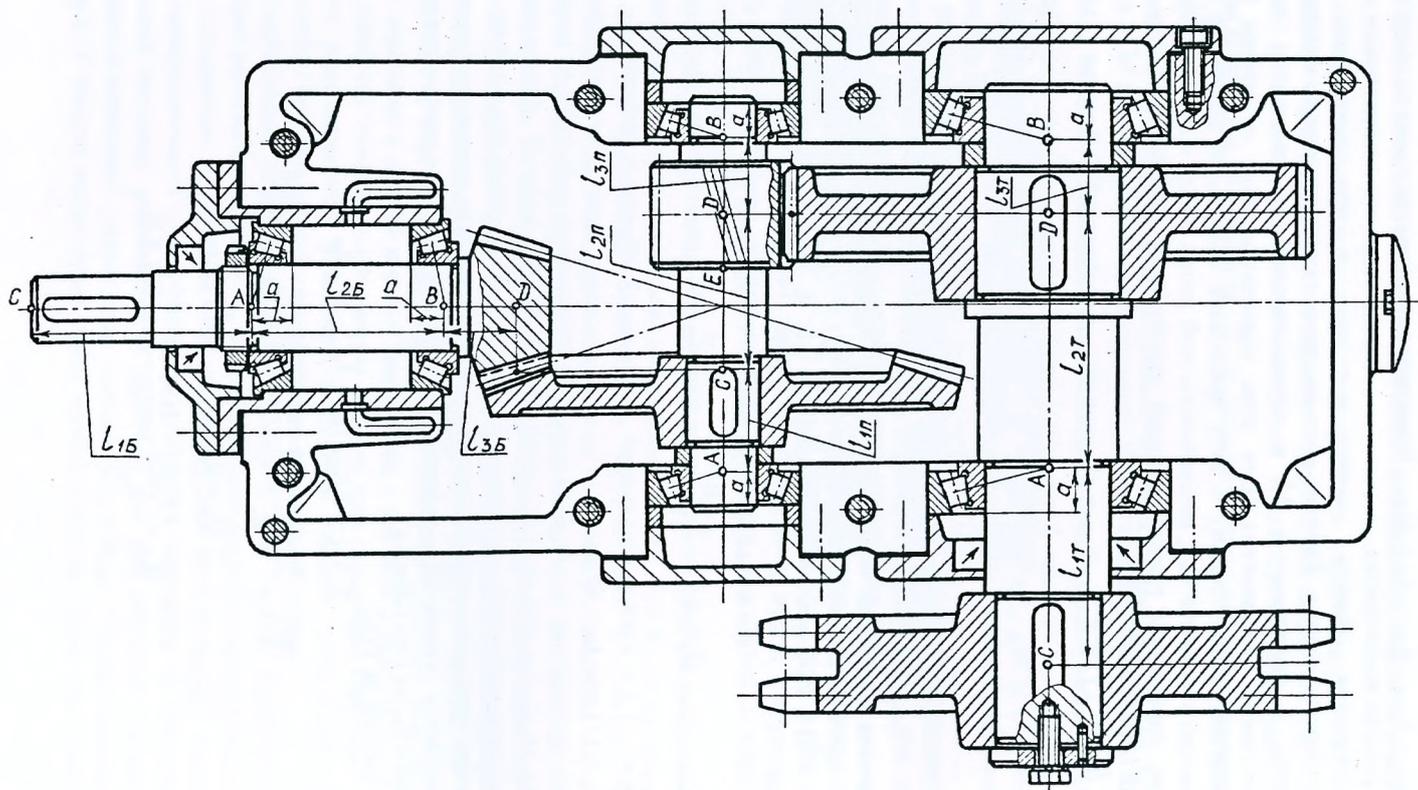


Рис. 11.1

Вертикальная плоскость YOZ (рис.10.1)

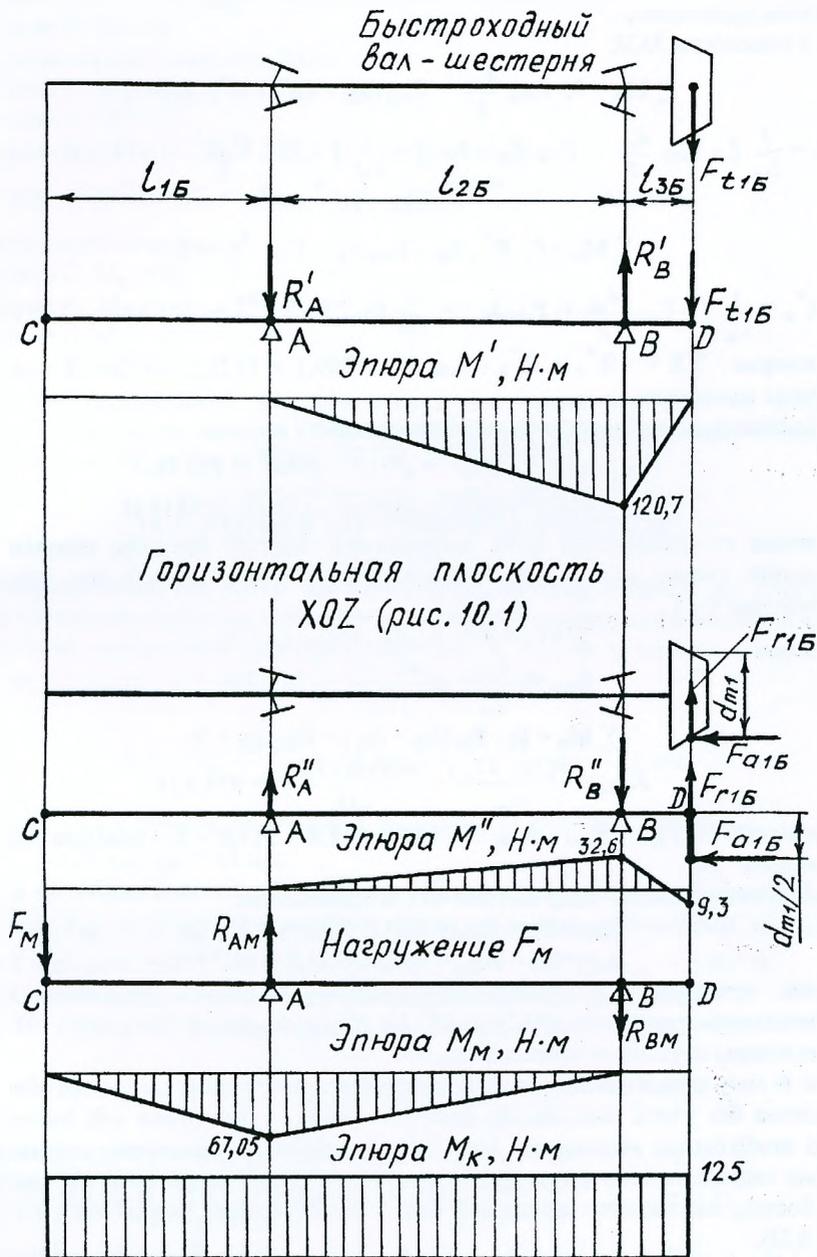


Рис. 11.2

Проверка : $\sum Y = -R'_A + R'_B - F_{11B} = -921,5 + 3436,5 - 2515 = 0$ – реакции найдены правильно;

б) в плоскости XOZ

$$\sum M_A = 0; F_{o1B} \frac{d_{m1}}{2} + F_{11B} (l_{2B} + l_{3B}) + R''_B l_{2B} = 0;$$

$$R''_B = \frac{1}{l_{2B}} [-F_{o1B} \frac{d_{m1}}{2} + F_{11B} (l_{2B} + l_{3B})] = \frac{1}{131} [-276 \frac{67,144}{2} + 873 (131 + 48)] = 1122,1 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; R''_A l_{2B} - F_{11B} l_{3B} + F_{o1B} \frac{d_{m1}}{2} = 0;$$

$$R''_A = \frac{1}{l_{2B}} (-F_{o1B} \frac{d_{m1}}{2} + F_{11B} l_{3B}) = \frac{1}{131} (-276 \frac{67,144}{2} + 873 \cdot 48) = 249,1 \text{ Н.}$$

Проверка : $\sum X = -R''_A + R''_B - F_{11B} = -249,1 + 1122,1 - 873 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор от сил в зацеплении :

$$R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{921,5^2 + 249,1^2} = 955 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{3436,5^2 + 1122,1^2} = 3615 \text{ Н.}$$

Реакции от консольной силы, создаваемой муфтой, находим отдельно для расчетной схемы вала, нагруженного только данной силой (на рис. 11.2 нагружение F_M) :

$$\sum M_A = 0; -F_M l_{1B} + R_{BM} l_{2B} = 0;$$

$$R_{BM} = \frac{F_M l_{1B}}{l_{2B}} = \frac{447 \cdot 150}{131} = 511,8 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; -F_M (l_{1B} + l_{2B}) + R_{AM} l_{2B} = 0;$$

$$R_{AM} = \frac{F_M (l_{1B} + l_{2B})}{l_{2B}} = \frac{447(150 + 131)}{131} = 958,8 \text{ Н.}$$

Проверка : $-F_M + R_{AM} - R_{BM} = -447 + 958,8 - 511,8 = 0$ – реакции найдены правильно.

Радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A + R_{AM} = 955 + 958,8 = 1914 \text{ Н;}$$

$$R_{rB} = R_B + R_{BM} = 3615 + 511,8 = 4127 \text{ Н.}$$

Далее приступаем к построению эпюр изгибающих моментов M^I (в вертикальной плоскости YOZ) и M^{II} (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. 11.1 и 11.2 А, В, С и D).

Вертикальная плоскость YOZ:

сечение С $M^I = 0$;

сечение А $M^I = 0$;
сечение В $M^I = -F_{т1Б} l_{3Б} = -2515 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = -120,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
сечение D $M^I = 0$.

Горизонтальная плоскость ХOZ:

сечение С $M'' = 0$;
сечение А $M'' = 0$;
сечение В $M'' = R''_A l_{2Б} = 249,1 \cdot 131 \cdot 10^{-3} = 32,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
сечение D $M'' = -M_G = -F_{o1Б} \frac{d_{m1}}{2} = -276 \frac{67,144}{2} 10^{-3} = -9,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Нагружение от муфты :

сечение С $M_M = 0$;
сечение А $M_M = -F_M l_{1Б} = -447 \cdot 150 \cdot 10^{-3} = -67,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
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 $M_k = T_l = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

11.3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ВАЛ (рис. 11.3, а)

Величина смещения точки приложения радиальной реакции от широкого торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника средней серии 7309, выбранного предварительно (см. п. 5.2) и имеющего следующие данные: $d = 45 \text{ мм}$; $D = 100 \text{ мм}$; $T = 27,5 \text{ мм}$; $e = 0,29$:

$$a = 0,5(T + \frac{d+D}{3}e) = 0,5(27,5 + \frac{45+100}{3}0,29) = 21 \text{ мм}.$$

Из рис. 11.1 с учетом полученной величины a линейные размеры : $l_{1П} = 72 \text{ мм}$; $l_{2П} = 105 \text{ мм}$; $l_{3П} = 54 \text{ мм}$.

Силы на колесе конической передачи с круговыми зубьями (см. п. 10): $F_{т2Б} = 2515 \text{ Н}$; $F_{т2Б} = 276 \text{ Н}$; $F_{o2Б} = 873 \text{ Н}$. Силы на шестерне косозубой цилиндрической передачи (см. п. 10): $F_{т1Т} = 8521 \text{ Н}$; $F_{т1Т} = 3193 \text{ Н}$; $F_{o1Т} = 2082 \text{ Н}$.

Радиальные реакции опор от сил в вертикальной плоскости YOZ:

$$\sum M_A = 0; R'_B (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{т1Т} (l_{1П} + l_{2П}) - F_{т2Б} l_{1П} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{т1Т}(l_{1П} + l_{2П}) + F_{т2Б} l_{1П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} = \frac{8521(72+105) + 2515 \cdot 72}{72+105+54} = 7313 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; -R'_A (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) + F_{т2Б} (l_{2П} + l_{3П}) + F_{т1Т} l_{3П} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{т2Б}(l_{2П} + l_{3П}) + F_{т1Т} l_{3П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} = \frac{2515(105+54) + 8521 \cdot 54}{72+105+54} = 3723 \text{ Н}.$$

Проверка : $\sum Y = -R'_A + F_{т2Б} + F_{т1Т} - R'_B = -3723 + 2515 + 8521 - 7313 = 0$ - реакции найдены правильно.

Радиальные реакции опор от сил в горизонтальной плоскости XOZ:

$$\sum M_A = 0; R''_B (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{r1T} (l_{1П} + l_{2П}) - F_{o1T} \frac{d_1}{2} - F_{o2B} \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2B} l_{1П} = 0;$$

$$R''_B = \frac{F_{r1T} (l_{1П} + l_{2П}) + F_{o1T} \frac{d_1}{2} + F_{o2B} \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2B} l_{1П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} =$$

$$= \frac{3193(72+105) + 2082 \frac{86,471}{2} + 873 \frac{213,64}{2} - 276 \cdot 72}{72+105+54} = 3154 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; R''_A (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{o2B} \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2B} (l_{2П} + l_{3П}) - F_{o1T} \frac{d_1}{2} + F_{r1T} l_{3П} = 0;$$

$$R''_A = \frac{F_{r2B} (l_{2П} + l_{3П}) + F_{o1T} \frac{d_1}{2} + F_{o2B} \frac{d_{m2}}{2} - F_{r1T} l_{3П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} =$$

$$= \frac{276(105+54) + 2082 \frac{86,471}{2} + 873 \frac{213,64}{2} - 3193 \cdot 54}{72+105+54} = 237 \text{ Н.}$$

Проверка : $\sum X = -R''_A + F_{r2B} - F_{r1T} + R''_B = -237 + 276 - 3193 + 3154 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{3723^2 + 273^2} = 3731 \text{ Н;}$$

$$R_{rB} = R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{7313^2 + 3154^2} = 7964 \text{ Н.}$$

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_{o2B} , в сечении D – осевой силой F_{o1T} .

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от сечения С к сечению D (эпюра M_k): $M_k = T_{\parallel} = 381 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

11.4. ТИХОХОДНЫЙ (ВЫХОДНОЙ) ВАЛ (рис. 11.3, б)

Величина смещения точки приложения радиальной реакции от широкого торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника легкой серии 7217, выбранного предварительно (см. п. 5.3) и имеющего следующие данные : $d = 85 \text{ мм}$; $D = 150 \text{ мм}$; $T = 38,5 \text{ мм}$; $e = 0,39$:

$$a = 0,5(T + \frac{d+D}{3}e) = 0,5(38,5 + \frac{85+150}{3} \cdot 0,39) = 35 \text{ мм.}$$

Из рис. 11.1 с учетом полученной величины a линейные размеры : $l_{1T} = 138 \text{ мм}$; $l_{2T} = 167 \text{ мм}$; $l_{3T} = 49 \text{ мм}$.

Силы на колесе косозубой цилиндрической передачи (см. п. 10): $F_{t2T} = 8521 \text{ Н}$; $F_{r2T} = 3193 \text{ Н}$; $F_{o2T} = 2082 \text{ Н}$. Сила, действующая на вал со стороны цепной

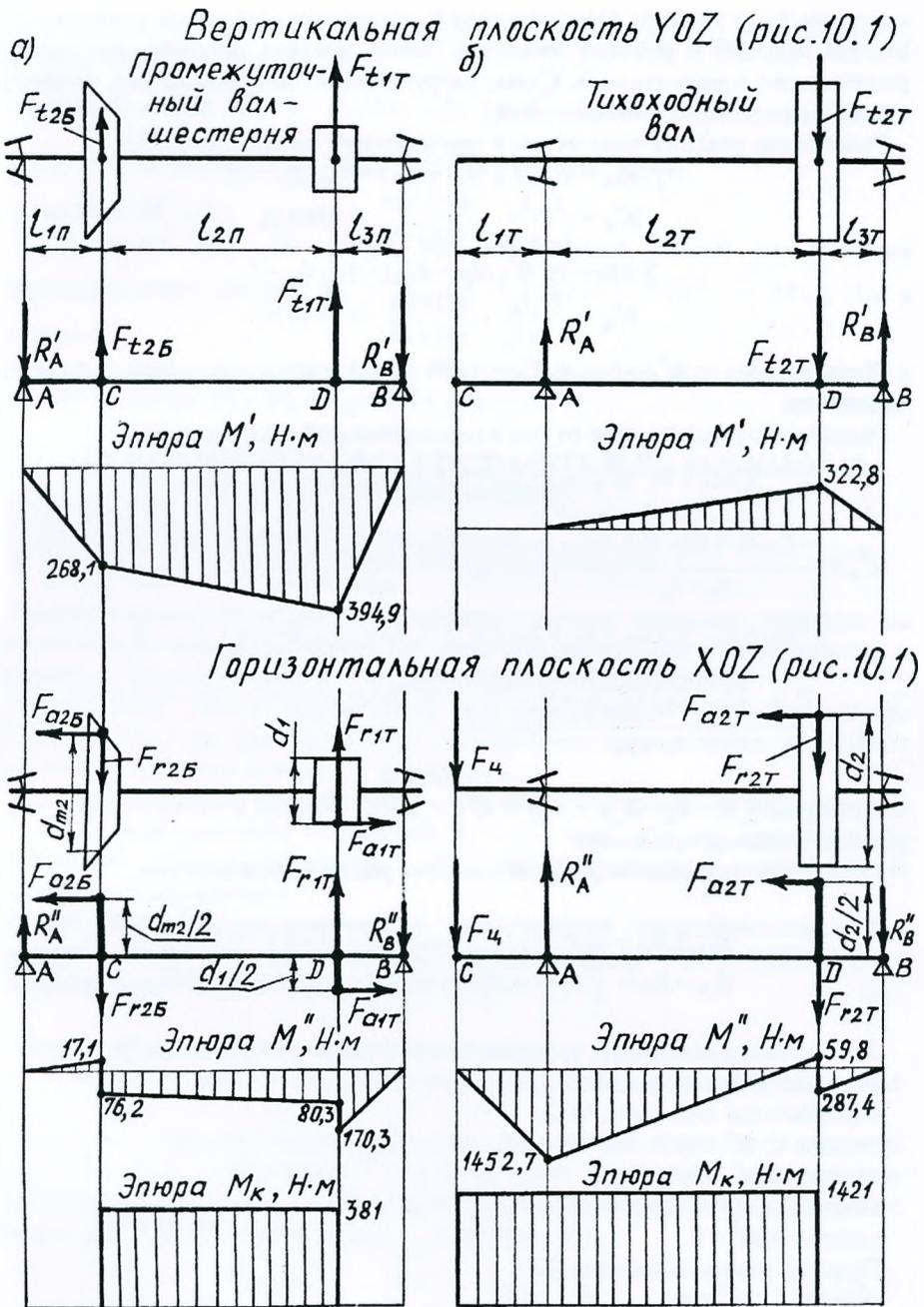


Рис. 11.3

передачи, $F_{ц} = 10527$ Н. При этом сила $F_{ц}$ 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:

$$\sum M_A = 0; -R'_B (l_{2T} + l_{3T}) + F_{ц2T} l_{2T} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{ц2T} l_{2T}}{l_{2T} + l_{3T}} = \frac{8521 \cdot 167}{167 + 49} = 6588 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; R'_A (l_{2T} + l_{3T}) - F_{ц2T} l_{3T} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{ц2T} l_{3T}}{l_{2T} + l_{3T}} = \frac{8521 \cdot 49}{167 + 49} = 1933 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y = R'_A - F_{ц2T} + R'_B = 1933 - 8521 + 6588 = 0$ – реакции найдены правильно.

Радиальные реакции опор от сил в горизонтальной плоскости XOZ:

$$\sum M_A = 0; R''_B (l_{2T} + l_{3T}) + F_{ц2T} l_{2T} - F_{ц2T} \frac{d_2}{2} - F_{ц} l_{1T} = 0;$$

$$R''_B = \frac{-F_{р2T} l_{2T} + F_{а2T} \frac{d_2}{2} + F_y l_{1T}}{l_{2T} + l_{3T}} = \frac{-3193 \cdot 167 + 2082 \frac{333,529}{2} + 10527 \cdot 138}{167 + 49} = 5864,3 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; -F_{ц} (l_{1T} + l_{2T} + l_{3T}) + R''_A (l_{2T} + l_{3T}) - F_{ц2T} l_{2T} - F_{ц2T} \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R''_A = \frac{F_y (l_{1T} + l_{2T} + l_{3T}) + F_{р2T} l_{3T} + F_{а2T} \frac{d_2}{2}}{l_{2T} + l_{3T}} = \frac{10527(138 + 167 + 49) + 3193 \cdot 49 + 2082 \frac{333,529}{2}}{167 + 49} = 19584,3 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X = F_{ц} - R''_A + F_{ц2T} + R''_B = 10527 - 19584,3 + 3193 + 5864,3 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{1933^2 + 19584,3^2} = 19679 \text{ Н;}$$

$$R_{rB} = R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{6588^2 + 5864,3^2} = 8820 \text{ Н.}$$

Для построения эпюр определяем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала.

Вертикальная плоскость YOZ:

$$\text{сечение C } M^1 = 0;$$

$$\text{сечение A } M^1 = 0;$$

$$\text{сечение D } M^1 = R'_A l_{2T} = 1933 \cdot 167 \cdot 10^{-3} = 322,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{сечение B } M^1 = 0.$$

Горизонтальная плоскость XOZ:

$$\text{сечение C } M'' = 0;$$

$$\text{сечение A } M'' = -F_{ц} l_{1T} = -10527 \cdot 138 \cdot 10^{-3} = -1452,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

сечение D слева $M'' = -F_u (l_{1T} + l_{2T}) + R''_A l_{2T} = -10527(138 + 167) 10^{-3} + 19584,3 \cdot 167 \cdot 10^{-3} = 59,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

сечение D справа $M'' = -F_u (l_{1T} + l_{2T}) + R''_A l_{2T} - F_{a2T} \frac{d_2}{2} = -10527(138 + 167) 10^{-3} + 19584,3 \cdot 167 \cdot 10^{-3} - 2082 \frac{333,529}{2} 10^{-3} = -287,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

сечение B $M'' = 0$.

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 C (эпура M_k): $M_k = T_{III} = 1421 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

12. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ВЫБРАННЫХ ПОДШИПНИКОВ

12.1. 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 выполняется 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 $S_{\text{расч}}$ с базовой S или базовой долговечности (расчетного ресурса) при 90%-ой надежности L_{10h} с требуемой L_h :

$$S_{\text{расч}} \leq S \quad \text{или} \quad L_{10h} \geq L_h. \quad (12.1)$$

Для радиальных и радиально-упорных подшипников условие (12.1) имеет вид:

$$C_{r \text{ расч}} = P_r \sqrt[3]{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} \leq C_r \quad \text{или} \quad L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \geq L_h. \quad (12.2)$$

Для упорных и упорно-радиальных подшипников условие (12.1) записывают следующим образом:

$$C_{o \text{ расч}} = P_o \sqrt[3]{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} \leq C_o \quad \text{или} \quad L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60nK_{HE}} \left(\frac{C_o}{P_o} \right)^3 \geq L_h. \quad (12.3)$$

В формулах (12.2) и (12.3): $C_{r \text{ расч}}$, $C_{o \text{ расч}}$ - расчетные радиальная и осевая динамические грузоподъемности, Н; P_r , P_o - 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. 12.1); 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. 12.2); C_r , C_o - 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 (12.2), вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность комплекта C_{r2} из двух подшипников: для шарикоподшипников $C_{r2} = 1,625 C_r$, для роликоподшипников $C_{r2} = 1,714 C_r$].

Эквивалентная динамическая нагрузка P :

а) для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_r = (\sqrt{V} X R_r + Y R_o) K_B K_T; \quad (12.4)$$

б) для упорных подшипников

$$P_o = R_o K_B K_T; \quad (12.5)$$

в) для упорно-радиальных подшипников

$$P_r = (X R_r + Y R_o) K_B K_T. \quad (12.6)$$

В формулах (12.4)...(12.6): R_r , R_o - радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, Н; X , Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, принимаемые по табл. 12.3; 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 $K_B = 1,3 \dots 1,5$); K_T - температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника $t \leq 100^\circ \text{C}$ $K_T = 1$).

Таблица 12.1

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

Коэффициент a_{23}

Таблица 12.2

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

Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок

Таблица 12.3

Тип подшипника	α	iR_a/Cor	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				Коэффициент осевого нагружения e
			$R_a/(VR_r) > e$		$R_a/(VR_r) \leq e$		$R_a/(VR_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковый радиальный	0°	0,014	0,56	1,45	1,0	0	0,56	2,30	0,19
		0,028						1,99	0,22
		0,056						1,71	0,26
		0,084						1,55	0,28
		0,110						1,45	0,30
		0,170						1,31	0,34
		0,280						1,15	0,38
		0,420						1,04	0,42
0,560	1,00	0,44							

Тип подшипника	α	iR_a/C_{or}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				Коэффициент осевого нагружения e
			$R_a/(VR_r) > e$		$R_a/(VR_r) \leq e$		$R_a/(VR_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковый радиально-упорный	12°	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	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
	26°	-	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41	0,68
36°	-	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07	0,95	
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_a/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_o 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}), которая были рассчитаны ранее (см. п. 11.2...11.4).

Относительно осевой силы R_o необходимо отметить следующее. При установке вала на шариковых радиальных подшипниках осевая сила R_o , нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_o , действующей на вал (более точно F_o - это результирующая внешняя сила для вала, на котором установлено несколько зубчатых колес с осевыми усилиями в зацеплении). При этом считают, что осевую силу F_o 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_o направлена в сторону левой опоры А имеем: $R_{oA} = F_o$; $R_{oB} = 0$. При изменении направления F_o в сторону правой опоры В получим: $R_{oA} = 0$; $R_{oB} = F_o$. 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_o , направленной в сторону левой фиксирующей опоры, тогда: $R_{oA} = F_o$; $R_{oB} = 0$. При изменении направления силы (будет направлена в сторону плавающей правой опоры В) имеем: $R_{oA} = F_o$; $R_{oB} = 0$. Если $F_o = 0$ (для прямозубых зубчатых колес), то для опор А и В: $R_{oA} = 0$; $R_{oB} = 0$.

Более сложным является определение осевых сил R_o , нагружающих подшипники, при установке вала на радиально-упорных подшипниках (шариковых или роликовых). В данном случае осевые силы R_o 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.

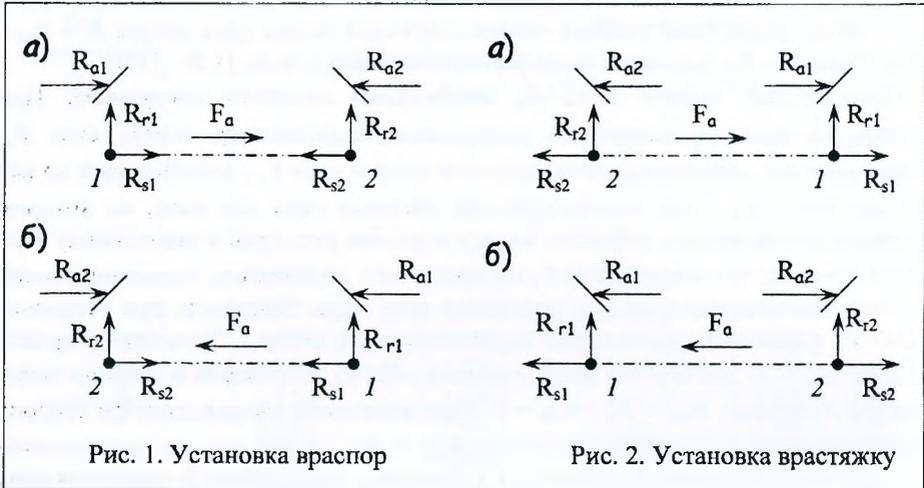
Для шариковых радиально-упорных подшипников

$$R_s = e R_r, \quad (12.7)$$

где e - коэффициент осевого нагружения, принимаемый по табл. 12.3 в зависимости от отношения iR_a/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_a/C_{or} , где C_{or} - базовая статическая радиальная грузоподъемность данного подшипника, принимаемая по табл. 2П.13 приложения 2П. Если в опоре

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 .

устанавливают два одинаковых радиально-упорных шарикоподшипника (сдвоенная опора), то отношение iR_a/C_{or} будет записано $2R_a/C_{or\Sigma}$, 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

$$R_s = 0,83eR_r, \quad (12.8)$$

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. 12.4). Условие нераздвижения колец, что обеспечивает нормальную работу радиально-упорных подшипников:

$$R_{a1} \geq R_{s1}; R_{a2} \geq R_{s2}. \quad (12.9)$$

В табл. 12.4 приведены формулы для определения осевых сил R_{a1} и R_{a2} в отдельных частных случаях.

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

$$P_{or} \leq C_{or}, \quad (12.10)$$

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_{or} определяют по формуле

$$P_{or} = (X_0 R_r + Y_0 R_a) \geq R_r, \quad (12.11)$$

где R_r , R_a – радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник Н; X_0, Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок, принимаемые по табл. 12.5.

Примечания:

1. Если по формуле (12.11) получилось $P_{or} < R_r$, то принимают $P_{or} = R_r$.
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.
3. Окончательное решение о применении конкретного типоразмера подшипника может быть принято только после проверочного расчета соответствующего вала на прочность (см. далее п.14). При необходимости изменения размеров вала на основании расчетов, выполненных в п.14, производится корректировка типоразмеров и его подшипников с целью обеспечения их заданного срока службы.

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: $\alpha = 12^\circ$ $\alpha = 26^\circ$ $\alpha = 36^\circ$	0,5 0,5 0,5	1,0 1,0 1,0	0,47 0,37 0,28	0,94 0,74 0,56
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся подшипники, а также конические роликоподшипники	0,5	1,0	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ (можно по каталогу)	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

12.2. БЫСТРОХОДНЫЙ (ВХОДНОЙ) ВАЛ

Для быстроходного вала предварительно (см. п. 5.1) был выбран конический однорядный роликоподшипник легкой серии 67513, для которого по табл. 2П.16 приложения 2П: $d = 65$ мм; $D = 120$ мм; $T = 33$ мм; $C_r = 109$ кН; $C_{or} = 98,9$ кН; $e = 0,37$; $Y = 1,62$; $Y_0 = 0,89$.

Схема установки подшипников – вращающему (схема 2). По табл. 4.2 для данной схемы установки при $d = 65$ мм расстояние между подшипниками должно быть не более $l_{\max} = 7d = 7 \cdot 65 = 455$ мм. В проектируемом редукторе расстояние между подшипниками $l_{2Б} = 131$ мм (см. рис. 11.1), что значительно меньше l_{\max} .

На опоры вала действуют силы (см. п.11.2): радиальные реакции опор $R_{rA} = 1914$ Н и $R_{rB} = 4127$ Н; внешняя осевая сила $F_{a1Б} = 276$ Н.

Частота вращения вала $n = n_1 = 975$ мин⁻¹. Требуемая долговечность подшипников $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч. Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 11.2) к виду, представленному на рис. 2,6 в табл. 12.4. Получим $R_{r1} = R_{rA} = 1914$ Н, $R_{r2} = R_{rB} = 4127$ Н,

$$F_a = F_{a1B} = 276 \text{ Н.}$$

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок :

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1914 = 588 \text{ Н;}$$

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 4127 = 1267 \text{ Н.}$$

Так как $R_{s1} < R_{s2}$ ($588 < 1267$) и $F_a < R_{s2} - R_{s1}$ [$276 < (1267 - 588) = 679$], то в соответствии с табл. 12.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a2} = R_{s2} = 1267 \text{ Н; } R_{a1} = R_{a2} - F_a = 1267 - 276 = 991 \text{ Н.}$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 991/(1 \cdot 1914) = 0,52 > e = 0,37$ и для опоры 1 имеем (см. табл. 12.3): $X = 0,4$; $Y = 1,62$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 1267/(1 \cdot 4127) = 0,31 < e = 0,37$ и для опоры 2: $X = 1$; $Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле (12.4) при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$P_{r1} = (VXR_{s1} + YR_{a1}) K_B K_T = (1 \cdot 0,4 \cdot 1914 + 1,62 \cdot 991) \cdot 1,4 \cdot 1 = 3319 \text{ Н;}$$

$$P_{r2} = VXR_{r2} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 4127 \cdot 1,4 \cdot 1 = 5778 \text{ Н.}$$

По условию (12.2) проверяем более нагруженный подшипник опоры 2, приняв $K_{HE} = 0,5$ (по табл. 12.1) и $a_{23} = 0,65$ (табл. 12.2):

$$C_{r \text{ расч}} = P_{r2} \sqrt{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} = 5778 \sqrt{\frac{60 \cdot 975 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{10^6 \cdot 0,65}} = 38222 \text{ Н} \approx 38,2 \text{ кН} < C_r = 109 \text{ кН.}$$

Предварительно принятый подшипник 67513 подходит.

12.3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ВАЛ

При проектном расчете промежуточного вала (см. п. 5.2) предварительно было намечено использование в качестве его опор роликового конического однорядного подшипника средней серии 7309 со следующими данными (см. табл. 2П.16 приложения 2П): $d=45$ мм; $D=100$ мм; $T=27,5$ мм; $C_r=76,1$ кН; $C_{or}=59,3$ кН; $e = 0,29$; $Y = 2,09$; $Y_0 = 1,15$.

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. 11.1) $l = l_{1П} + l_{2П} + l_{3П} = 72 + 105 + 54 = 231$ мм, что меньше l_{\max} .

На опоры вала действуют силы (см. п. 11.3): радиальные реакции опор $R_{rA}=3731$ Н и $R_{rB}=7964$ Н, осевая сила на колесе конической передачи с круговыми зубьями $F_{a2B}=873$ Н, осевая сила на шестерне косозубой цилиндрической передачи $F_{a1T}=2082$ Н.

Частота вращения вала $n = n_{П} = 308$ мин⁻¹. Требуемая долговечность подшипников $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч.

Расчитаем внешнюю результирующую осевую силу, действующую на вал:

$$F_a = F_{a1T} - F_{a2B} = 2082 - 873 = 1209 \text{ Н.}$$

Сила F_a направлена в данном случае в сторону правой опоры В.

Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 11.3, а) к виду, представленному на рис. 1, а табл.12.4 (с учетом направления силы F_a). Получим $R_{r1}=R_{rA}=3731\text{Н}$, $R_{r2}=R_{rB}=7964\text{Н}$, $F_a=1209\text{Н}$.

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок:

$$R_{S1} = 0,83e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 3731 = 898\text{ Н};$$

$$R_{S2} = 0,83e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,29 \cdot 7964 = 1917\text{ Н}.$$

Так как $R_{S1} < R_{S2}$ ($898 < 1917$) и $F_a > R_{S2} - R_{S1}$ [$1209 > (1917-898) = 1019$], то в соответствии с табл. 12.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{S1} = 898\text{ Н}; R_{a2} = R_{a1} + F_a = 898 + 1209 = 2107\text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 898/(1 \cdot 3731) = 0,24 < e = 0,29$ и для опоры 1 имеем: $X = 1$; $Y = 0$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 2107/(1 \cdot 7964) = 0,26 < e = 0,29$ и для опоры 2: $X = 1$; $Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле(12.4) при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$P_{r1} = VXR_{r1} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 3731 \cdot 1,4 \cdot 1 = 5223\text{ Н};$$

$$P_{r2} = VXR_{r2} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 7964 \cdot 1,4 \cdot 1 = 11150\text{ Н}.$$

По условию (12.2) проверяем более нагруженный подшипник опоры 2, приняв $K_{HE} = 0,5$ (по табл. 12.1) и $a_{23} = 0,65$ (табл. 12.2):

$$C_{r \text{ расч}} = P_{r2} \sqrt{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} = 11150 \sqrt{\frac{60 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{10^6 \cdot 0,65}} = 52183\text{Н} \approx 52,2\text{ кН} < C_r =$$

76,1 кН.

Предварительно выбранный подшипник 7309 подходит.

12.4. ТИХОХОДНЫЙ (ВЫХОДНОЙ) ВАЛ

При проектном расчете тихоходного вала (см. п. 5.3) предварительно был принят роликовый конический однорядный подшипник легкой серии 7217, имеющий следующие данные (см. табл. 2П.16 приложения 2П): $d=85\text{ мм}$; $D=150\text{ мм}$; $T=38,5\text{ мм}$; $C_r=162\text{ кН}$; $C_{or}=141\text{ кН}$; $e = 0,39$; $Y = 1,58$; $Y_0 = 0,85$.

Схема установки подшипников – враспор (схема 1). По табл. 4.2 для данной схемы установки при $d = 85\text{ мм}$ расстояние между подшипниками должно быть не более $l_{\max} = 6d = 6 \cdot 85 = 510\text{ мм}$. Для тихоходного вала расстояние между опорами составляет (рис. 11.1) $l = l_{2T} + l_{3T} = 167 + 49 = 216\text{мм}$, что значительно меньше l_{\max} .

На опоры вала действуют силы (см. п. 11.4): радиальные реакции опор $R_{rA}=19679\text{Н}$ и $R_{rB}=8820\text{Н}$, осевая сила на колесе косозубой цилиндрической передачи $F_{a2T}=2082\text{ Н}$.

Частота вращения вала $n = n_{\Pi\Pi} = 80\text{ мин}^{-1}$. Требуемая долговечность подшипников $L_h = 12 \cdot 10^3\text{ ч}$. Таким образом, на вал действует только одна внешняя осевая сила $F_a = F_{a2T} = 2082\text{ Н}$, которая в соответствии со схемой

нагрузки вала (см. рис. 11.3,б) направлена в сторону опоры А. Приведем данную схему нагружения вала к виду, представленному на рис. 1, б табл.12.4. Получим $R_{r1}=R_{rB}=8820\text{Н}$, $R_{r2}=R_{rA}=19679\text{Н}$, $F_a=2082\text{Н}$.

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок:

$$R_{s1} = 0,83e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,39 \cdot 8820 = 2855\text{ Н};$$

$$R_{s2} = 0,83e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,39 \cdot 19679 = 6370\text{ Н}.$$

Так как $R_{s1} < R_{s2}$ ($2855 < 6370$) и $F_a < R_{s2} - R_{s1}$ [$2082 < (6370 - 2855) = 3515$], то в соответствии с табл. 12.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a2} = R_{s2} = 6370\text{ Н}; R_{a1} = R_{a2} - F_a = 6370 - 2082 = 4288\text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 4288/(1 \cdot 8820) = 0,49 > e = 0,39$ и для опоры 1 в соответствии с табл. 12.3 имеем: $X = 0,4$; $Y = 1,58$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 6370/(1 \cdot 19679) = 0,32 < e = 0,39$ и для опоры 2: $X = 1$; $Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле(12.4) при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$P_{r1} = (VXR_{r1} + Y R_{a1})K_B K_T = (1 \cdot 0,4 \cdot 8820 + 1,58 \cdot 4288) \cdot 1,4 \cdot 1 = 14424\text{ Н};$$

$$P_{r2} = VXR_{r2} K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 19679 \cdot 1,4 \cdot 1 = 27551\text{ Н}.$$

По условию (12.2) проверяем более нагруженную опору 2, приняв $K_{HE} = 0,5$ (табл. 12.1) и $a_{23} = 0,65$ (табл. 12.2):

$$C_r \text{ расч} = P_r \sqrt[3]{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} = 27551 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 80 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{10^6 \cdot 0,65}} = 86015\text{Н} \approx 86\text{кН} < C_r = 162\text{ кН}.$$

Предварительно выбранный подшипник 7217 подходит.

13. ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ

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.

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 устанавливают 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.13.1 и 13.2.

Таблица 13.1

Поле допуска вала

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипника	Поле 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	$P_r \leq 0,15C_r$	k6; js6	k6; m6
	$P_r > 0,15C_r$	m6	n6
Примечание: P_r – эквивалентная динамическая нагрузка; C_r – базовая радиальная динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу.			

В проектируемом редукторе внутренние кольца конических роликоподшипников имеют циркуляционное нагружение, наружные – местное. При этом отношение P_r / C_r составляет: для быстроходного (входного) вала $5778/109000 = 0,05$, для промежуточного вала $11150/76100 = 0,15$ и для тихоходного (выходного) вала $27551/162000 = 0,17$.

По табл. 13.1 при циркуляционном нагружении внутреннего кольца подшипника выбираем поля допусков быстроходного и промежуточного валов k6, тихоходного вала – n6.

По табл. 13.2 поля допусков отверстий корпуса редуктора Н7 (для местного нагружения).

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

14. РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА НА ПРОЧНОСТЬ**14.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ**

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 допускаемым значением $[S]$, принимаемым обычно 1,5:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (14.1)$$

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_u + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_u + \psi_\tau \tau_m}. \quad (14.2)$$

Здесь σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости материала (гладких образцов) соответственно при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом, МПа (табл. 14.1); $K_{\sigma D}$ 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. 14.3...14.5); K_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 14.6); K_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 14.7); K_V - коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением (табл. 14.8); 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. 14.2); τ_K - напряжение кручения, МПа; M_K - крутящий момент, Н·мм; W_K - полярный момент сопротивления сечения вала, мм³ (табл. 14.2).

Таблица 14.1

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_{-1}	τ_{-1}
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
12XH3A	120	260	950	700	490	420	210
18XГТ	60	330	1150	950	665	520	280

Таблица 14.2

Осевые и полярные моменты сопротивления сечения вала, мм³

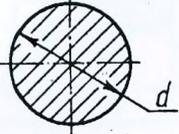
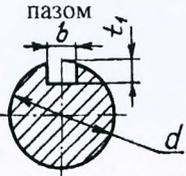
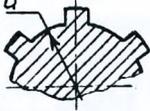
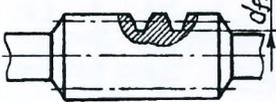
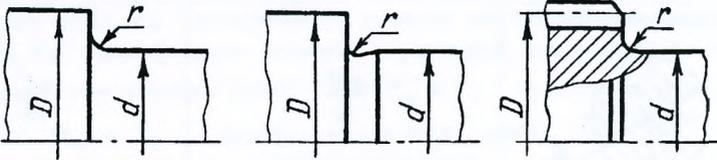
Сечение вала	W	W _K
Круглое сплошное 	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Круглое полое 	$(\pi d^3/32) (1-c^4)$	$(\pi d^3/16) (1-c^4)$
Здесь $c = \frac{d_o}{d}$		
Вал со шпоночным пазом 	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
Вал с прямобочными 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 14.3

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 14.4

Коэффициенты K_σ и K_τ для шлицевых, шпоночных и резьбовых участков валов и валов-шестерен

σ_B , МПа	K_σ для шлицев прямобочных, эвольвентных и валов-шестерен	K_τ для прямобочных шлицев	K_τ для эвольвентных шлицев и валов-шестерен	K_σ для валов со шпонками	K_τ для валов со шпонками	K_σ для резьбы (витков червяка)	K_τ для резьбы (витков червяка)
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 14.5

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
Примечания: 1. Обозначение посадок: I – посадки с гарантированным натягом (например, H7/s6); II – посадки переходные (H7/k6); III – посадки типа скользящей (H/h). 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 $K_{\tau}/K_d \approx 1 + 0,6(K_{\sigma}/K_d - 1)$.							

Таблица 14.6

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
Изгиб, кручение для всех сталей	Легированная сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица 14.7

Коэффициент K_F

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , 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 14.8

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 $K_{\tau D}$ принимают не отдельные независимые коэффициенты K_σ и K_τ , а используют общие коэффициенты K_σ/K_d и K_τ/K_d , принимаемые по табл. 14.5. 2. Для нарезки витков червяка значения K_σ и K_τ принимают как для резьбы по табл. 14.4. 3. Посадочные поверхности под подшипники и детали передач при выборе коэффициента K_F по табл. 14.7 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 $K_{\Pi} = T_{\text{пуск}}/T$, который указывается в техническом задании на проектирование. Если величина K_{Π} не задана, то ее принимают равной перегрузке при пуске приводного электродвигателя $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$ (см. табл. 1П.2 приложения 1П). При наличии в приводе предохранительной муфты величина перегрузки определяется моментом, при котором срабатывает данная муфта.

Проверка статической прочности вала проводится по условию

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{\Pi} M / W)^2 + 3(K_{\Pi} M_K / W_K)^2} \leq [\sigma], \quad (14.3)$$

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. 14.1).

14.2. 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 $D_{\text{заг}} \approx 92$ мм (см. п. 2.2.7). Из табл. 14.1 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. 11.1), а также эпюр изгибающих M' , M'' и крутящего M_K моментов (рис. 11.2) 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 $d = 65$ мм к диаметру $D = d_5 = d_{6,н} = 75$ мм с радиусом $r = r_K = 1,6$ мм (см. рис. 5.3, выносной элемент П).

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. 14.5 с учетом примечания 2 при $\sigma_B = 900$ МПа для $d = 65$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_\sigma/K_d = 4,38$ и $K_\tau/K_d = 3,10$.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d = 65$ мм к диаметру $D = d_5 = 75$ мм при радиусе канавки для выхода шлифовального круга $r = r_K = 1,6$ мм. Определим отношения: $D/d = 75/65 = 1,15$; $r/d = 1,6/65 = 0,02$. По табл. 14.3 при $\sigma_B = 900$ МПа, $K_\sigma = 2,89$ и $K_\tau = 1,74$. По табл. 14.6 линейным интерполированием для $d = 65$ мм (сталь легированная) коэффициент $K_d = 0,66$. Тогда для данного концентратора напряжений: $K_\sigma/K_d = 2,89/0,66 = 4,38$; $K_\tau/K_d = 1,74/0,66 = 2,64$.

Согласно примечания 4, указанного в п. 14.1, в расчет принимаем первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом, так как при одинаковых отношениях K_σ/K_d у него больше отношение K_τ/K_d .

Посадочная поверхность вала под подшипник шлифуется. Тогда по табл. 14.7 коэффициент $K_F = 1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется. Тогда коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1) / K_V = (4,38 + 1 - 1) / 1 = 4,38;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1) / K_V = (3,10 + 1 - 1) / 1 = 3,10.$$

Результирующий изгибающий момент в рассматриваемом сечении В (см. рис. 11.2)

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{120,7^2 + 32,6^2} = 125 \text{ Н}\cdot\text{м} = 125 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 125 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ (см. эпюру M_K на рис. 11.2).

Для круглого сплошного сечения В диаметром $d = 65$ мм в соответствии с табл. 14.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 65^3}{32} = 26961 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 65^3}{16} = 53922 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{125 \cdot 10^3}{26961} = 4,6 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K / 2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{125 \cdot 10^3}{2 \cdot 53922} = 1,2 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 1,2 \text{ МПа}.$$

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:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma 0} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m} = \frac{410}{4,38 \cdot 4,6 + 0,2 \cdot 0} = 20,3;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau 0} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m} = \frac{240}{3,10 \cdot 1,2 + 0,1 \cdot 1,2} = 62,5.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении В

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{20,3 \cdot 62,5}{\sqrt{20,3^2 + 62,5^2}} = 19,3 > [S] = 1,5.$$

Соппротивление усталости вала в сечении В обеспечивается.

Следует отметить, что такой большой коэффициент запаса прочности $S = 19,3$ объясняется особенностью конструкции вала-шестерни, а также использованием высокопрочной легированной стали 40X. По этой причине проверять прочность в сечении А (см. рис. 11.1) нет необходимости.

Расчет сечения В на статическую прочность

Проверку статической прочности вала в сечении В проводим по условию (14.3) при коэффициенте перегрузки $K_\Pi = \Gamma_{\text{пуск}}/\Gamma = 1,6$ (см. техническое задание).

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_E = \sqrt{(K_\Pi M/W)^2 + 3(K_\Pi M_x/W_x)^2} = \sqrt{(1,6 \cdot 125 \cdot 10^3 / 26961)^2 + 3(1,6 \cdot 125 \cdot 10^3 / 53922)^2} = 9,8 \text{ МПа.}$$

Предельное допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа.}$$

Статическая прочность вала в сечении В обеспечивается, т.к. $\sigma_E < [\sigma]$.

14.3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ВАЛ

Промежуточный вал представляет собой вал-шестерню, т.к. заодно с валом выполнена цилиндрическая шестерня тихоходной косозубой передачи (см. рис. 11.1). Поэтому материал промежуточного вала будет тот же, что и для шестерни: сталь 40X, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности 45...50 HRC_Э, диаметр заготовки $D_{\text{заг}} \approx 100$ мм (см. п. 2.1.8). Из табл. 14.1 для стали 40X 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 промежуточного вала и эпюр изгибающих M' , M'' и крутящего M_K моментов (рис.11.3,а) показывает, что предположительно опасными сечениями являются сечения С и D. Однако, учитывая, что в сечении D диаметр впадин зубьев шестерни $d_{п} = 76,471$ мм (см. п. 2.1.7), 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. 11.1).

Расчет сечения С на сопротивление усталости

Диаметр вала в этом сечении $d = d_2 = 48$ мм (см. п. 5.2). 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. 14.5 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. 14.4 при $\sigma_B = 900$ МПа для валов со шпонками $K_{\sigma} = 2,2$ и $K_{\tau} = 2,0$. По табл. 14.6 для $d = 48$ мм (сталь легированная) линейным интерполированием коэффициент $K_d = 0,71$. 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. 5.4, выносной элемент II) определим отношения: $D/d = 55/48 = 1,15$; $r/d = 1/48 = 0,02$. По табл. 14.3 при $\sigma_B = 900$ МПа коэффициенты $K_{\sigma} = 2,89$ и $K_{\tau} = 1,74$. По табл. 14.6 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. 11.3,а)

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{268,1^2 + 93,3^2} = 283,9 \text{ Н}\cdot\text{м} = 283,9 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 381 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ (см. эпюру M_K на рис. 11.3,а).

Для круглого сплошного сечения С диаметром $d = 48 \text{ мм}$ (размеры шпоночного паза приближенно не учитываем) в соответствии с табл. 14.2:

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:

$$\sigma_a = \sigma_n = \frac{M}{W} = \frac{283,9 \cdot 10^3}{10857} = 26,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K / 2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{381 \cdot 10^3}{2 \cdot 21715} = 8,8 \text{ МПа}.$$

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:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma 1} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m} = \frac{410}{4,20 \cdot 26,1 + 0,2 \cdot 0} = 3,7;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau 1} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m} = \frac{240}{3,01 \cdot 8,8 + 0,1 \cdot 8,8} = 8,8.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении С

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,7 \cdot 8,8}{\sqrt{3,7^2 + 8,8^2}} = 3,4 > [S] = 1,5.$$

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 $d_3 = 55 \text{ мм}$ к цилиндрической шестерне (см. рис. 5.4). Делительный диаметр шестерни $d_1 = 86,471 \text{ мм}$ (см. п.2.1.7). По табл. 2П.3 приложения 2П размер галтели $r = 1,6 \text{ мм}$. Для ступенчатого перехода с размерами $d = d_3 = 55 \text{ мм}$, $D = d_1 = 86,471 \text{ мм}$ и $r = 1,6 \text{ мм}$ определяем

отношения: $D/d = 86,471/55 = 1,6$; $r/d = 1,6/55 = 0,03$. По табл. 14.3 для $\sigma_B = 900$ МПа линейным интерполированием коэффициенты $K_\sigma = 2,63$ и $K_\tau = 1,83$.

По табл. 14.6 для легированной стали при изгибе и кручении для $d = 55$ мм линейным интерполированием коэффициент $K_d = 0,69$.

По табл. 14.7 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 п.11.3 изгибающие моменты были определены в сечении D, а в сечении E не рассчитывались, величины M' и M'' найдем в сечении E, приняв из рис. 11.1 расстояние между сечениями B и E $l = 90$ мм. Тогда изгибающие моменты в сечении E с учетом ранее принятых знаков (см. рис. 11.3,а):

в вертикальной плоскости YOZ

$$M' = -R_B' l + F_{IT} (l - l_{3n}) = -7313 \cdot 90 + 8521 (90 - 54) = -351,4 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

в горизонтальной плоскости XOZ

$$M'' = -R_B'' l + F_{IT} (l - l_{3n}) + F_{aIT} \frac{d_1}{2} = -3154 \cdot 90 + 3193 (90 - 54) + 2082 \frac{86,471}{2} = -78,9 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении E

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{351,4^2 + 78,9^2} \cdot 10^3 = 360,1 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент в сечении E $M_K = 381 \cdot 10^3$ Н·мм (см. эпюру M_K на рис. 11.3,а).

Для круглого сплошного сечения E диаметром $d = d_3 = 55$ мм в соответствии с табл. 14.2:

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:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{360,1 \cdot 10^3}{16334} = 22 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{381 \cdot 10^3}{2 \cdot 32668} = 5,8 \text{ МПа}.$$

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 C).

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{410}{3,96 \cdot 22 + 0,2 \cdot 0} = 4,7;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{240}{2,80 \cdot 5,8 + 0,1 \cdot 5,8} = 14,3.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении E

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,7 \cdot 14,3}{\sqrt{4,7^2 + 14,3^2}} = 4,5 > [S] = 1,5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении E обеспечивается.

Расчет сечений C и E на статическую прочность

По условию (14.3) определим эквивалентное напряжение σ_E для каждого из сечений:

сечение C

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{\sigma} M / W)^2 + 3(K_{\tau} M_K / W_K)^2} = \sqrt{(1,6 \cdot 283,9 \cdot 10^3 / 10857)^2 + 3(1,6 \cdot 381 \cdot 10^3 / 21715)^2} = 64,1 \text{ МПа};$$

сечение E

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{\sigma} M / W)^2 + 3(K_{\tau} M_K / W_K)^2} = \sqrt{(1,6 \cdot 360,1 \cdot 10^3 / 16334)^2 + 3(1,6 \cdot 381 \cdot 10^3 / 32668)^2} = 47,8 \text{ МПа}.$$

где $K_{\sigma} = 1,6$ – 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 C и E выполняется условие $\sigma_E < [\sigma]$.

14.4. ТИХОХОДНЫЙ (ВЫХОДНОЙ) ВАЛ

В качестве материала тихоходного вала примем сталь 45 (см. табл. 14.1): 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. 11.1), а также эпюр изгибающих M, M'' и крутящего M_K моментов (рис. 11.3,б) показывает, что предположительно опасными являются сечения A и D.

Расчет сечения A на сопротивление усталости

Из рис. 11.1 видно, что в сечении A 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. 14.5 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 (см. п. 5.3). Определим отношения: $D/d = 95/80 = 1,19$; $r/d = 1,6/80 = 0,02$. По табл. 14.3 при $\sigma_B = 800$ МПа коэффициенты $K_\sigma = 2,68$ и $K_\tau = 1,67$. По табл. 14.6 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 примечания 4, указанного в п. 14.1, 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. 14.7 коэффициент $K_F = 1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется и коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1) / K_V = (4,13 + 1 - 1) / 1 = 4,13;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1) / K_V = (2,88 + 1 - 1) / 1 = 2,88.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении А (см. рис. 11.3,б)
 $M = M'' = 1452,7 \cdot 10^3$ Н·мм.

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 1421 \cdot 10^3$ Н·мм (см. эпюру M_K на рис. 11.3,б).

Для круглого сплошного сечения А диаметром $d = 80$ мм в соответствии с табл. 14.2:

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:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{1452,7 \cdot 10^3}{50265} = 28,9 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K / 2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{1421 \cdot 10^3}{2 \cdot 100531} = 7,1 \text{ МПа}.$$

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:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{350}{4,13 \cdot 28,9 + 0,18 \cdot 0} = 2,9;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2,88 \cdot 7,1 + 0,09 \cdot 7,1} = 9,96.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении А

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2,9 \cdot 9,96}{\sqrt{2,9^2 + 9,96^2}} = 2,8 > [S] = 1,5.$$

Сопrotивление усталости вала в сечении А обеспечивается.

Расчет сечения D на сопротивление усталости

Диаметр вала в сечении D $d = d_5 = 90$ 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. 14.5 при $\sigma_B = 800$ МПа для диаметра вала $d = 90$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_\sigma/K_d = 4,19$ и $K_\tau/K_d = 2,92$.

Концентратор напряжений – шпоночный паз. По табл. 14.4 при $\sigma_B = 800$ МПа для валов со шпонками $K_\sigma = 2,05$ и $K_\tau = 1,9$. По табл. 14.6 для $d = 90$ мм (сталь углеродистая) линейным интерполированием коэффициент K_d : при изгибе $K_d = 0,72$, при кручении $K_d = 0,61$. Тогда $K_\sigma/K_d = 2,05/0,72 = 2,85$ и $K_\tau/K_d = 1,9/0,61 = 3,11$.

Согласно примечания 4, указанного в п. 14.1, 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. 14.7 коэффициент $K_F = 1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется. Тогда коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1) / K_V = (4,19 + 1 - 1) / 1 = 4,19;$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau}/K_d + K_F - 1) / K_V = (2,92 + 1 - 1) / 1 = 2,92.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении D (см. рис. 11.3,б)

$$M = \sqrt{(M^x)^2 + (M^y)^2} = \sqrt{322,8^2 + 347,2^2} \cdot 10^3 = 474,1 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 1421 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ (см. эпюру M_K на рис. 11.3,б).

Для круглого сплошного сечения со шпоночным пазом мм в соответствии с табл. 14.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5(90 - 7,5)^2}{2 \cdot 90} = 65898 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,5(90 - 7,5)^2}{2 \cdot 90} = 137467 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M}{W} = \frac{474,1 \cdot 10^3}{65898} = 7,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K / 2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{1421 \cdot 10^3}{2 \cdot 137467} = 5,2 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 5,2 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты $\psi_\sigma = 0,18$ и $\psi_\tau = 0,09$ (см. расчет выше для сечения А).

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{350}{4,19 \cdot 7,2 + 0,18 \cdot 0} = 11,6;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2,92 \cdot 5,2 + 0,09 \cdot 5,2} = 13,4.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении D

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{11,6 \cdot 13,4}{\sqrt{11,6^2 + 13,4^2}} = 8,8 > [S] = 1,5.$$

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 $K_\sigma/K_d = 2,85$ и $K_\tau/K_d = 3,11$), то будем иметь следующее: $S_\sigma = 17,1$; $S_\tau = 12,6$ и $S = 10,1$. Это подтверждает примечание 4 в п. 14.1, 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

$$\sigma_E = \sqrt{(K_n M / W)^2 + 3(K_n M_k / W_k)^2} = \\ = \sqrt{(1,6 \cdot 1452,7 \cdot 10^3 / 50265)^2 + 3(1,6 \cdot 1421 \cdot 10^3 / 100531)^2} = 61 \text{ МПа};$$

сечение D

$$\sigma_E = \sqrt{(K_n M / W)^2 + 3(K_n M_k / W_k)^2} = \\ = \sqrt{(1,6 \cdot 474,1 \cdot 10^3 / 65898)^2 + 3(1,6 \cdot 1421 \cdot 10^3 / 137467)^2} = 31 \text{ МПа},$$

где $K_n = 1,6$ – 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. 14.1, 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 п. 14 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. 14.1...14.8 содержатся все необходимые справочные данные для выполнения таких 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 грузов) и других приводных узлов. Составление расчетных схем этих валов и определение их нагрузок подробно изложено в пп. 15.1.4...15.1.5. Методика расчета приводного вала рассмотрена на примере цепного конвейера в п.15.2.

4. Расчет осей является частным случаем расчета валов и проводится 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.

15. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДНОГО ВАЛА КАК СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ

15.1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

На приводном валу ленточного конвейера устанавливают барабан (рис. 15.1...15.5), цепного – одну или две звёздочки (рис. 15.9). Установка барабана механизма подъёма груза (лебёдки) приведена на рис. 4.42 и 15.6...15.8.

Барабаны ленточных конвейеров изготавливают сварными (рис. 15.1...15.4) или литыми (рис. 15.5). 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. 15.4, целесообразна для крупносерийного и массового производства, когда окупаются затраты на штампы и другие приспособления.

Барабаны с двумя ступицами (рис. 15.1, 15.3 и 15.5) 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. 15.1) и 100...250 мм от середины тяговой звёздочки (рис. 15.9,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 п. 4. Одним из вариантов конструктивного исполнения данного узла является установка барабана на полуосях (рис. 15.6). При небольшой высоте подъёма груза (краны для загрузки станков) рекомендуется консольная установка небольшого по размерам барабана на конце выходного (тихоходного) вала редуктора (рис. 15.7).

Значительное уменьшение габаритов и массы конструкции привода (примерно в 2 раза) обеспечивает использование волновых зубчатых передач. На рис. 15.8 и 15.14 приведены примеры таких конструкций, разработанные автором совместно с В.И.Тростиним.

На рис. 15.8 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 460 мм). Барабан 10 опирается на два радиальных шарикоподшипника 11. Вал 12 генератора опирается на радиальные шарикоподшипники 13 и 14 и жестко

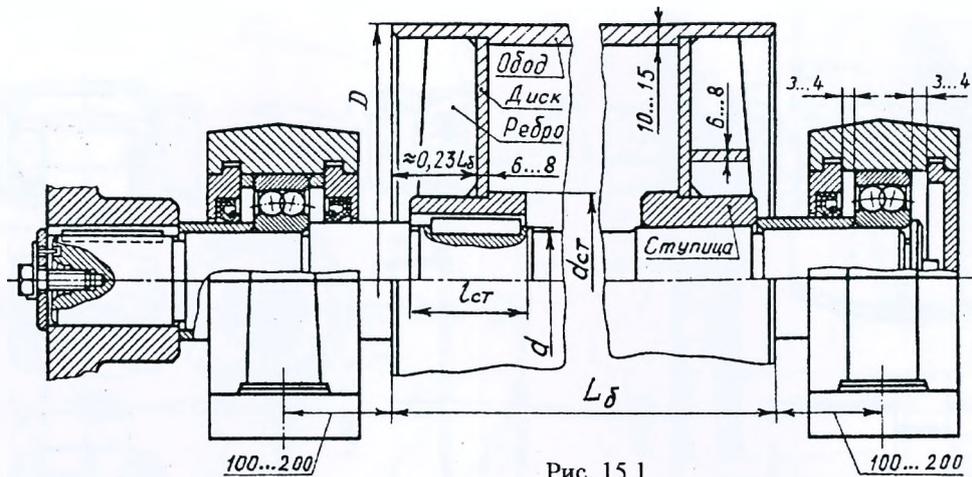


Рис. 15.1

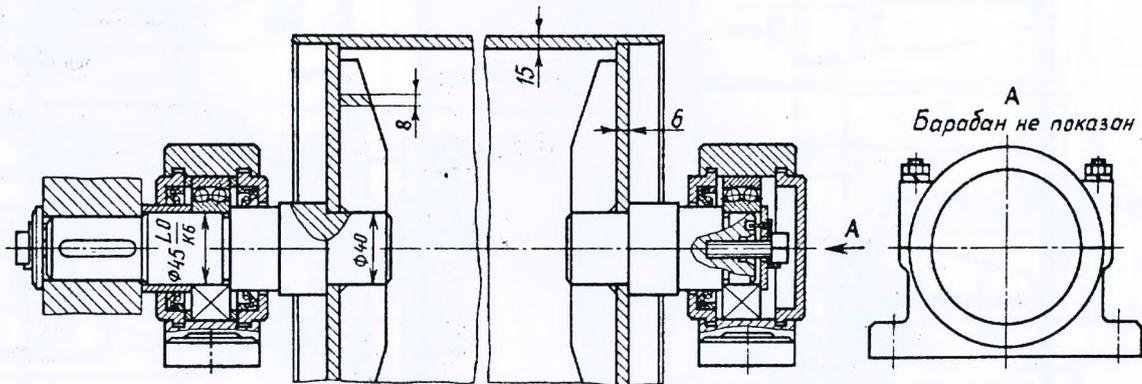


Рис. 15.2

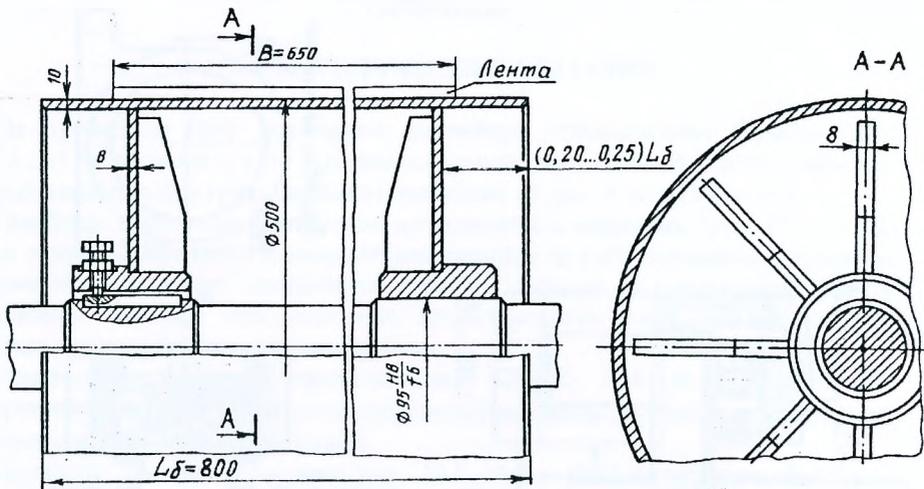


Рис. 15.3

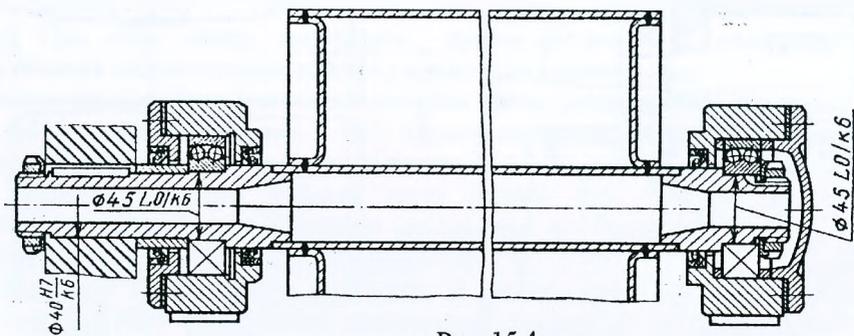


Рис. 15.4

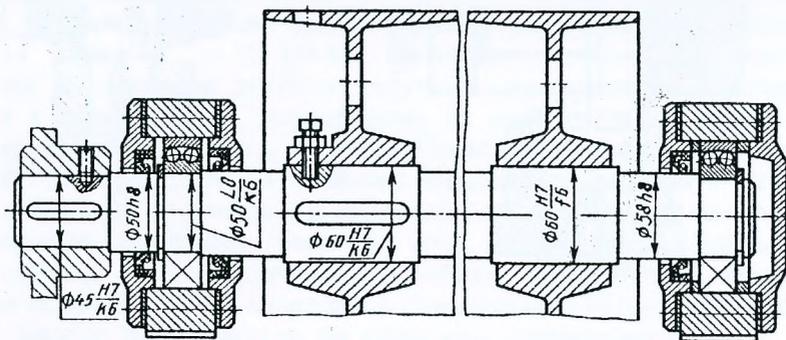


Рис. 15.5

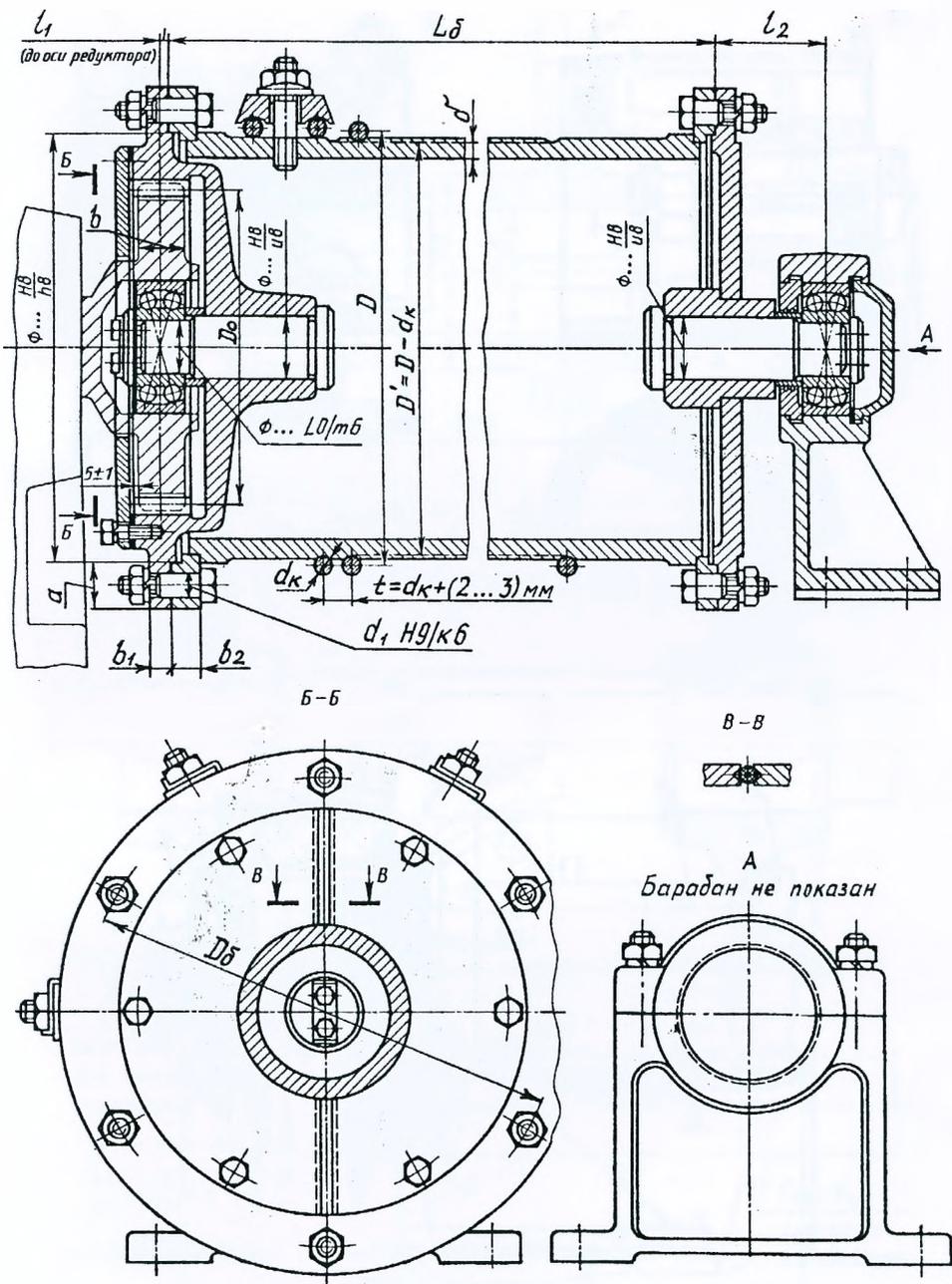


Рис. 15.6

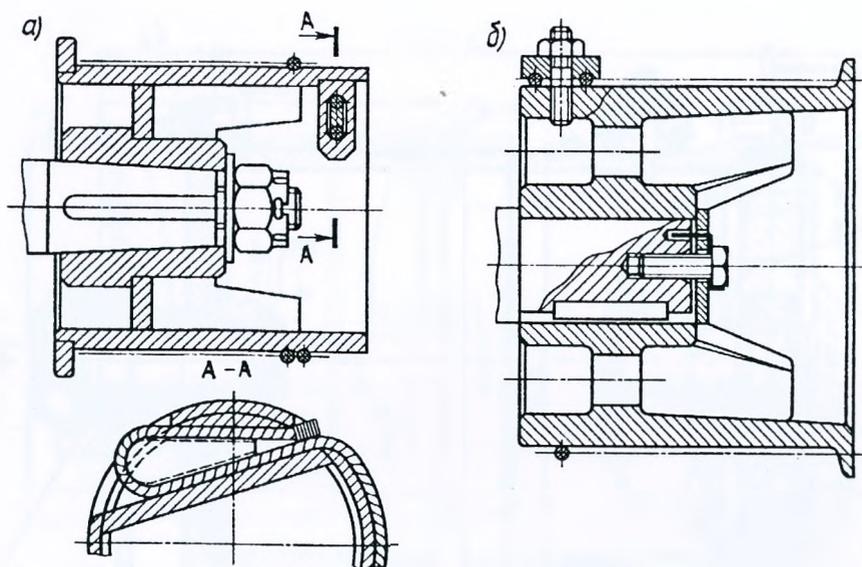


Рис. 15.7

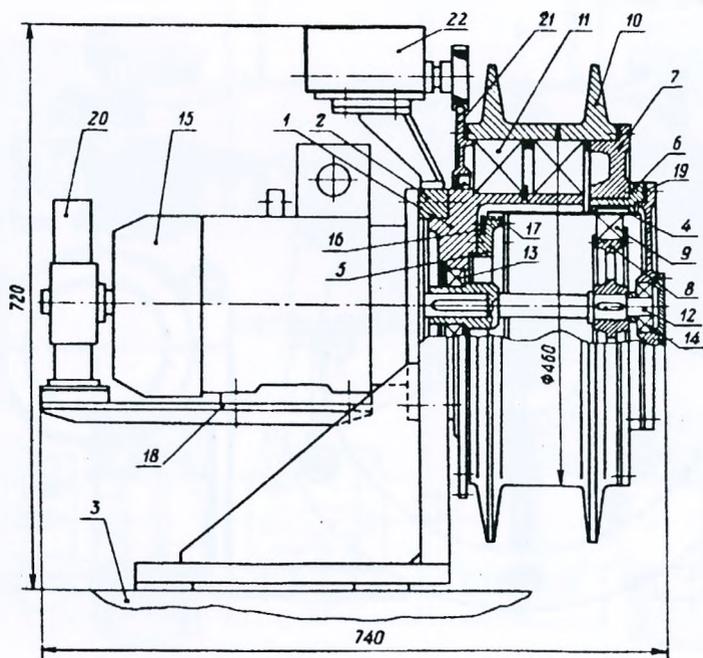


Рис. 15.8

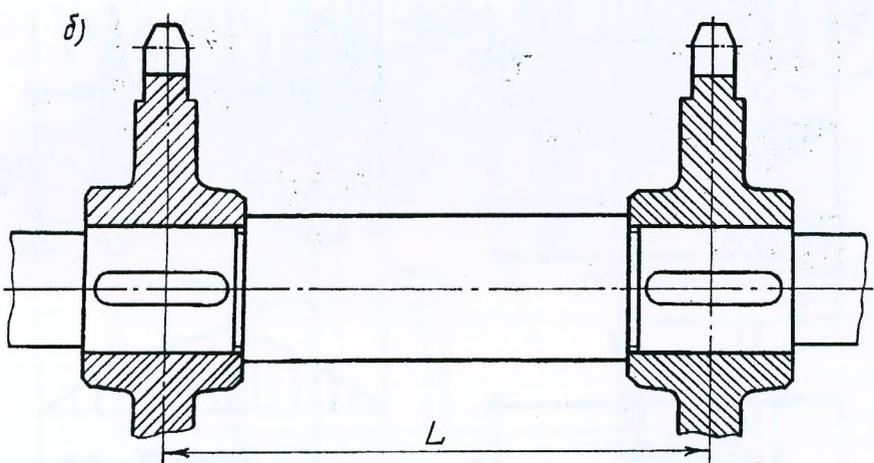
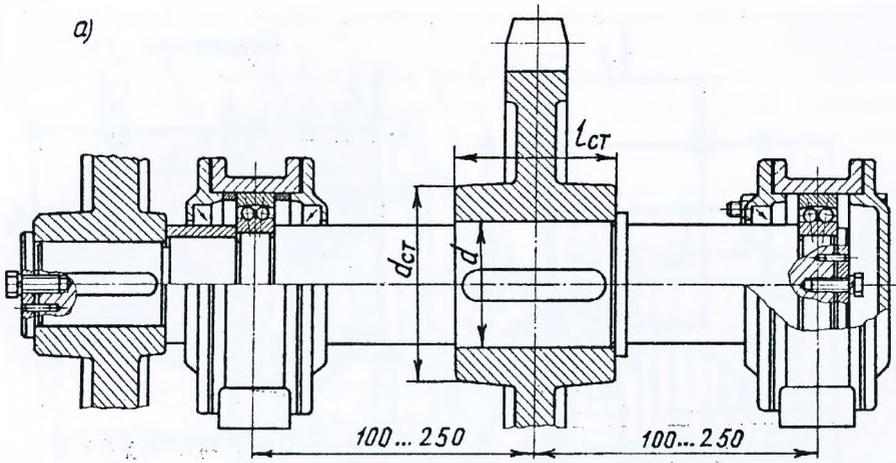


Рис. 15.9

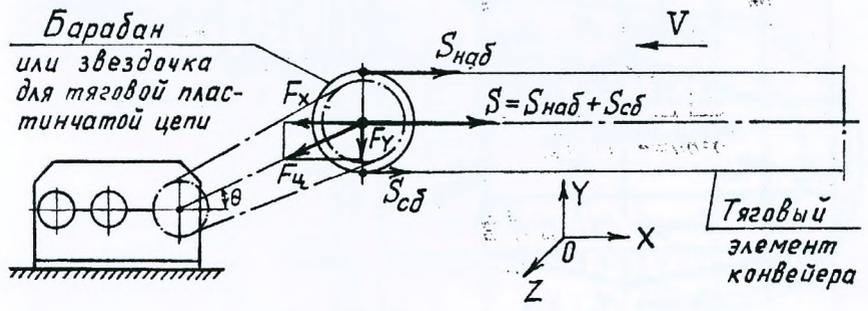


Рис. 15.10

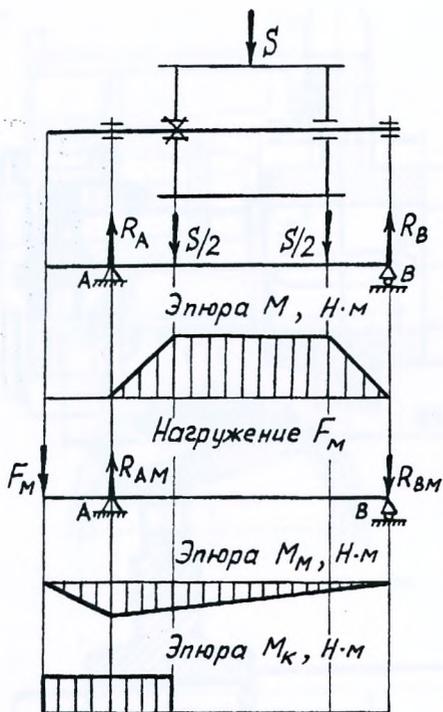


Рис. 15.11

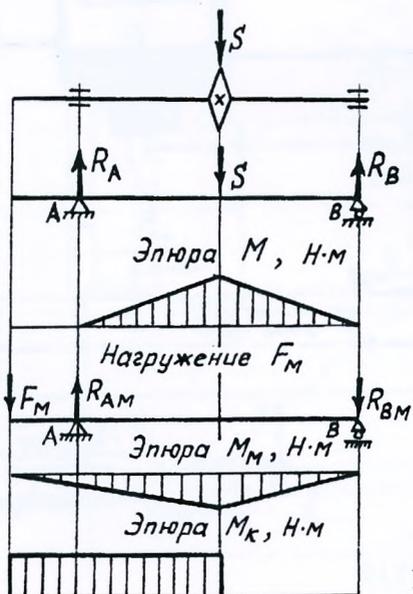


Рис. 15.12

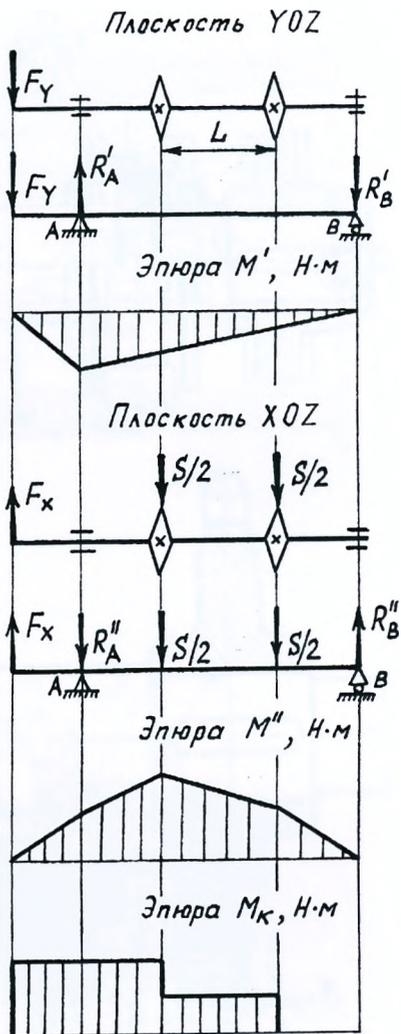
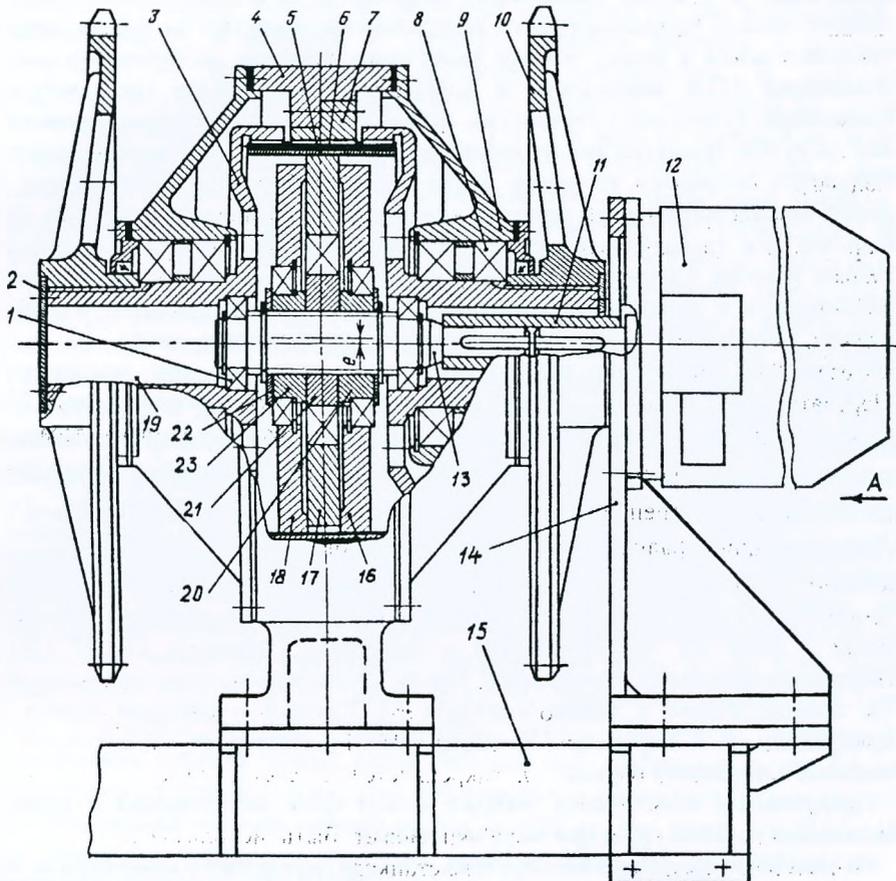


Рис. 15.13



Звездочки и редуктор условно не показаны

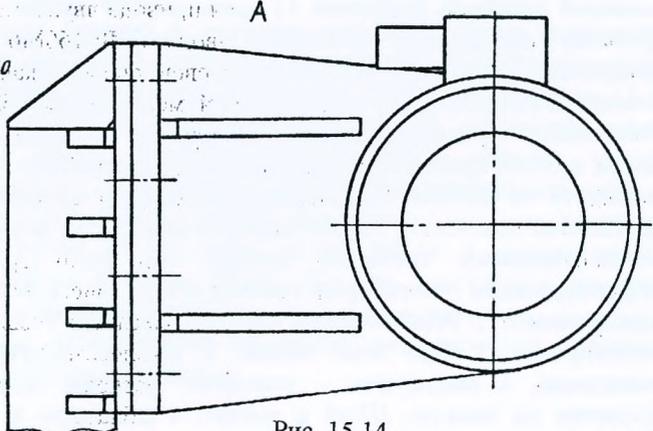


Рис. 15.14

соединён с валом двигателя 15, прикрепленного посредством шпилек к кронштейну 2. С целью уменьшения напряжений во впадинах между зубьями 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 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 $Z_b=404$. 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 HRC₂). 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 стрелы.

Предлагаемая конструкция лебёдки может быть использована в качестве механизма подъёма груза при загрузке станков.

На рис. 15.14 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. 15.14 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. 15.14 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 $H7/k6$ в корпус 4 редуктора и прикреплено к нему

болтами. Для предохранения зацепления от изменения зазоров предусмотрены конические штифты. Каждая из полу муфт опирается на два подшипника 8, смонтированных в крышках 9. Передача момента нагрузки с полу муфт звёздочкам 10 осуществляется шлицевым соединением. В редукторе предусмотрен трехдисковый (двухволновой) генератор, состоящий из дисков 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 полу муфт 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 полу муфты 3. Отверстие 19 в левой полу муфте, 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 жёстком 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 $a_b=m=2,5$ 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. 15.14) 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, надежностью и долговечностью.

Приведем некоторые рекомендации по назначению размеров элементов приводного вала, как сборочной единицы.

15.1.1. 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. 15.1...15.2) или не обрабатывают (рис. 15.3). Диски изготавливают из листа толщиной 6...8 мм, ребра – из полосы такой же толщины. Размеры ступицы (рис. 15.1): 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. 15.1). 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. 15.1.4.

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.

15.1.2. Цепные конвейеры

На приводном валу цепного конвейера устанавливают одну (рис. 15.9, а), или две (рис. 15.9, 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. 15.15 и табл. 15.1):

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. 15.1 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 $S_{разр.расч}$, которая определяется по формуле:

$$S_{разр.расч} = k_{ц} S_{наб}, \quad (15.1)$$

где $k_{ц}$ – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи: для горизонтальных конвейеров $k_{ц} = 6...8$, для цепей конвейеров, имеющих наклонные участки, $k_{ц} = 8...10$;

$S_{наб}$ – натяжение в цепи, набегающей на приводную тяговую звёздочку (определение $S_{наб}$ см. п. 15.1.4).

При наличии двух тяговых пластинчатых цепей (на приводном валу установлены две тяговые звёздочки) величина $S_{разр.расч}$ для одной цепи с учётом неравномерности распределения нагрузки между цепями определяется по формуле:

$$S_{разр.расч} = (0,55...0,63) k_{ц} S_{наб}. \quad (15.2)$$

Тогда условие выбора номера цепи по ГОСТ 588 – 81:

$$S_{разр.расч} \leq S_{разр}, \quad (15.3)$$

где $S_{разр}$ – разрушающая нагрузка для цепи по ГОСТ 588 – 81 (см. табл. 15.1).

Основные размеры звёздочек для тяговых пластинчатых цепей определяют по ГОСТ 592 – 81 (см. табл. 15.2).

Пример разработки конструкции приводного вала цепного конвейера см. п. 15.2.

15.1.3. 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. 15.16). Такое устройство иногда komponуют и с компенсирующей муфтой.

Основным элементом предохранительного устройства (см. рис. 15.16) 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 упорные 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

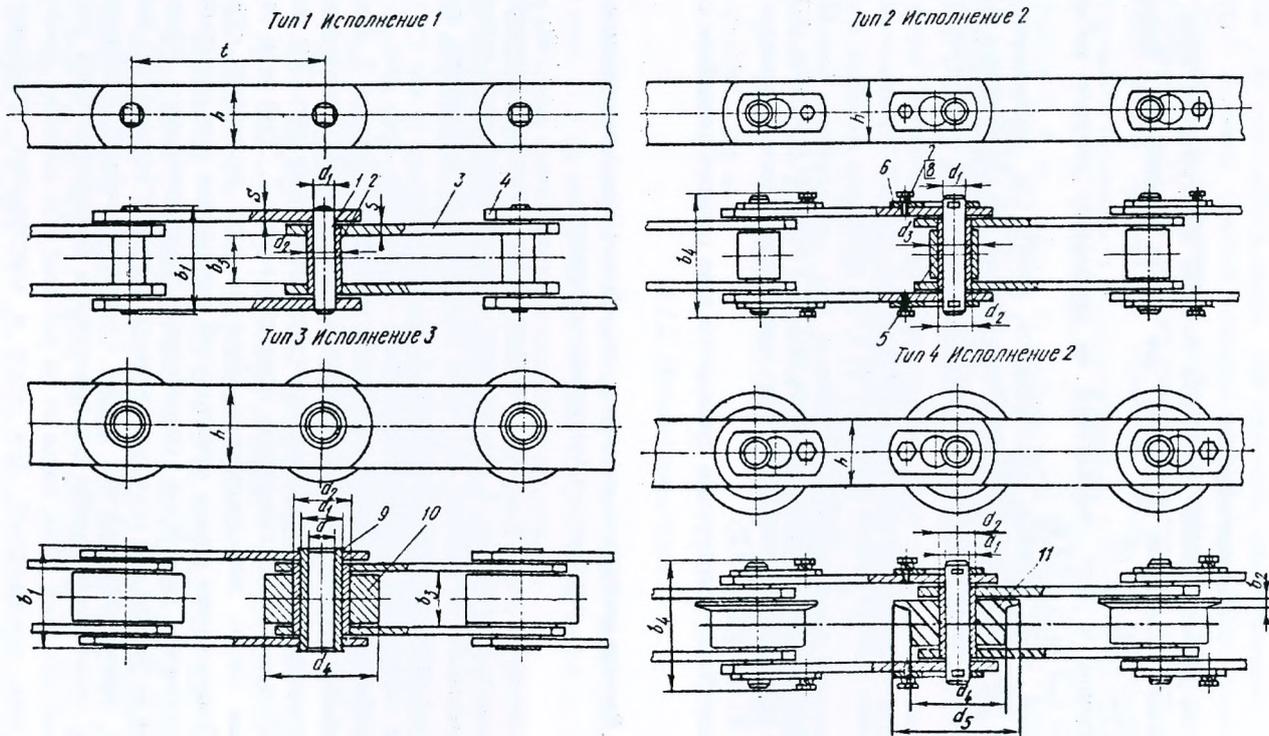


Рис. 15.15

Таблица 15.1. Цепи тяговые пластинчатые по ГОСТ 588-81. Основные параметры и размеры (см. рис. 15.15), 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*...160	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	3,0
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 t 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 расчета и построения профиля зубьев звёздочек типов 1 и 2 для тяговых пластинчатых цепей по ГОСТ 588-81 (из ГОСТ 592-81)

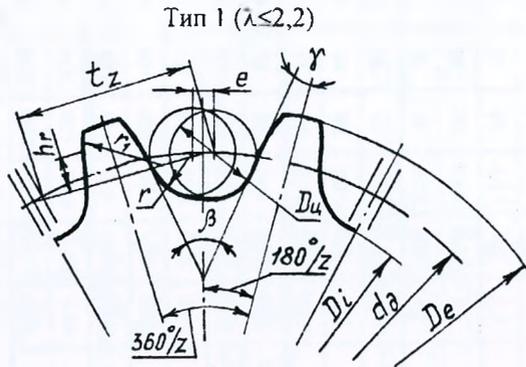


Рис. 1

Тип 2 ($\lambda > 2,2$)

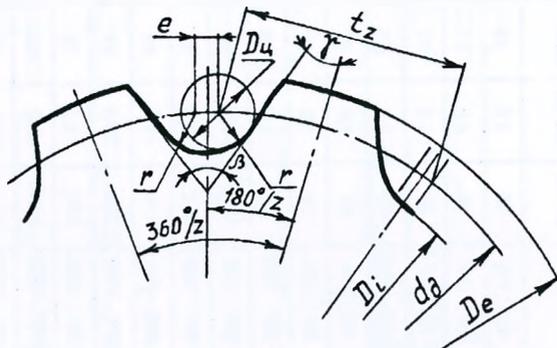


Рис. 2

Исполнение 1

Исполнение 2

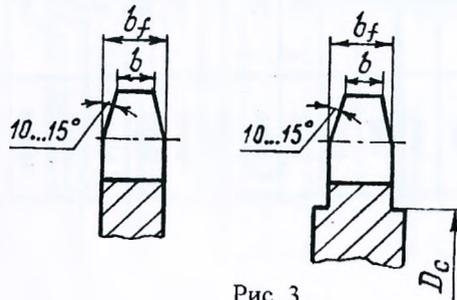


Рис. 3

Параметр	Расчётные формулы		
Шаг цепи t	—		
Диаметр элемента зацепления цепей D_u : втулочных роликовых катковых	$D_u = d_2$ $D_u = d_3$ $D_u = d_4$, где d_2, d_3 и d_4 – по ГОСТ 588-81 (табл. 15.1)		
Геометрическая характеристика зацепления λ	$\lambda = t/D_u$		
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	$D_u \leq 80$ мм	$D_u > 80$ 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	$K_z = \text{ctg}(180^\circ/z)$		
Диаметр наружной окружности D_e	$D_e = t[K + K_z - (0,31/\lambda)]$		
Диаметр окружности впадин D_i	$D_i = d_d - D_u$		
Смещение центров дуг впадин e	$e_{\min} = 0,01t$; $e_{\max} = 0,05t$		
Радиус впадины зубьев r	$r = 0,5D_u$		
Половина угла заострения зуба γ	$\gamma = 13 \dots 20^\circ$		
Угол впадины зуба β	при $z = 6 \dots 8$ при $z = 9 \dots 14$ при $z = 15 \dots 20$ при $z > 20$	$\beta = 80^\circ$; $\beta = 66^\circ$; $\beta = 56^\circ$; $\beta = 48^\circ$	
Радиус закругления головки зуба r_1 при $\lambda \leq 2,2$	$r_1 = (t - 0,5D_u - 0,5e) \cos \gamma$		
Высота прямолинейного участка профиля зуба h_r при $\gamma \leq 2,2$	$h_r = r_1 \sin \gamma$		
Расстояние между внутренними пластинами b_3 и ширина пластины h	По ГОСТ 588-81 (см. табл. 15.1)		

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	$D_c=tK_z - (d_4+0,25h)$
	тип 4	$D_c=tK_z - (d_5+0,25h)$
Примечания: 1. Диаметр делительной окружности d_a вычисляют с точностью до 0,01 мм, остальные линейные размеры с точностью до 0,1 мм, угловые – с точностью до 1'. 2. Допускается скругление боковой поверхности зуба радиусом $b_f \leq R \leq 16b_f$ 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		

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. 15.3. В нормали предусмотрен штифт из стали 45 с твёрдостью 45 ... 55 HRC_э, устанавливаемый во втулках из стали 40X, закалённых до твёрдости 50 ... 60 HRC_э.

При проектном расчёте предохранительного устройства в качестве расчётного момента $T_{расч}$, при котором оно срабатывает, можно принимать

$$T_{расч} = 0,5(T_{пуск} + T_{max})u_{общ} \eta_{общ} \quad (15.4)$$

При этом должно выполняться условие

$$T_{расч.min} \leq T_{расч} \leq T_{расч.max} \quad (15.5)$$

где $T_{расч.min} = 1,2T_{пуск} u_{общ} \eta_{общ}$; $T_{расч.max} = T_{max} u_{общ} \eta_{общ}$.

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 (15.4) и условии (15.5): $T_{пуск}$ – пусковой момент двигателя; T_{max} – максимальный момент, который развивает двигатель при перегрузке; $u_{общ}$ и $\eta_{общ}$ – 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 $T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$ и максимального $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$. Номинальный момент двигателя $T_{\text{ном}}$ можно рассчитать по его номинальной мощности $P_{\text{ном}}$ и номинальной частоте вращения $n_{\text{ном}}$, указанным в этой же таблице:

$$T_{\text{ном}} = 9550 P_{\text{ном}} / n_{\text{ном}},$$

где $T_{\text{ном}}$ – Н·м; $P_{\text{ном}}$ – кВт; $n_{\text{ном}}$ – мин⁻¹.

В качестве примера рассмотрим определение расчётного момента срабатывания предохранительного устройства $T_{\text{расч}}$ для проектируемого привода в случае, если такое устройство необходимо было установить в ведомой звёздочке цепной передачи.

Для двигателя 4А160М6У3 ($P_{\text{ном}} = 15$ кВт и $n_{\text{ном}} = 975$ мин⁻¹) номинальный момент

$$T_{\text{ном}} = 9550 P_{\text{ном}} / n_{\text{ном}} = 9550 \cdot 15 / 975 = 147 \text{ Н·м}.$$

Кратности моментов для данного двигателя по табл. 1П.2 приложения 2П: $T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}} = 1,2$; $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}} = 2$. Тогда:

$$T_{\text{пуск}} = 1,2 T_{\text{ном}} = 1,2 \cdot 147 = 176 \text{ Н·м};$$

$$T_{\text{max}} = 2 T_{\text{ном}} = 2 \cdot 147 = 294 \text{ Н·м}.$$

При передаточном числе привода $u_{\text{общ}} = 24,38$ и общем КПД $\eta_{\text{общ}} = 0,84$ (см. п. 1) расчётный момент для предохранительного устройства по формуле (15.4):

$$T_{\text{расч}} = 0,5(176 + 294) 24,38 \cdot 0,84 = 4813 \text{ Н·м}.$$

При этом: $T_{\text{расч min}} = 1,2 T_{\text{пуск}} u_{\text{общ}} \eta_{\text{общ}} = 1,2 \cdot 176 \cdot 24,38 \cdot 0,84 = 4325 \text{ Н·м}$; $T_{\text{расч max}} = T_{\text{max}} u_{\text{общ}} \eta_{\text{общ}} = 294 \cdot 24,38 \cdot 0,84 = 6021 \text{ Н·м}$.

Условие (15.5) выполняется, и окончательно принимаем $T_{\text{расч}} = 4813 \text{ Н·м}$. Диаметр окружности расположения штифтов предварительно рекомендуется [12] принимать $D_{\text{шт}} \approx (2 \dots 2,5) d_v$, где d_v – диаметр вала (см. рис. 15.16). Тогда сила среза одного штифта $P'_{\text{ср}}$ (Н):

$$P'_{\text{ср}} = 2 \cdot 10^3 T_{\text{расч}} / (D_{\text{шт}} z), \quad (15.6)$$

где $T_{\text{расч}}$ – Н·м; $D_{\text{шт}}$ – мм; z – количество штифтов.

Первоначально рекомендуется принять $z = 1$, так как при этом обеспечивается наибольшая точность срабатывания предохранительного устройства.

По полученному значению силы среза $P'_{\text{ср}}$ по табл. 15.3 принимают ближайшее к ней значение $P_{\text{ср}}$ (большее или меньшее) и уточняют диаметр окружности $D_{\text{шт}}$: $D_{\text{шт}} = 2 \cdot 10^3 T_{\text{расч}} / (P_{\text{ср}} z)$.

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.

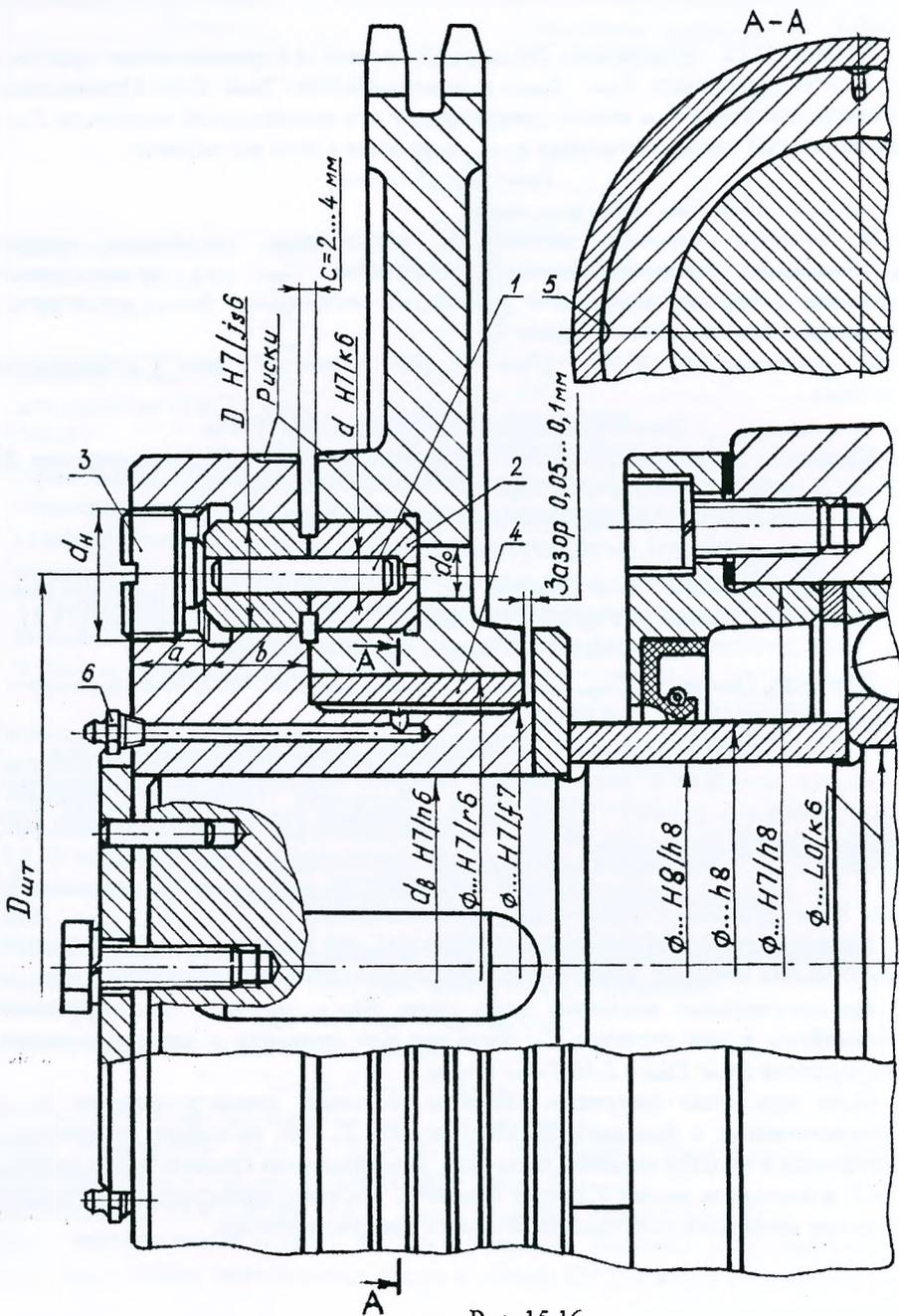


Рис. 15.16

Размеры предохранительного устройства с разрушающимся элементом
(рис. 15.16)

Срезающая сила $P_{ср}$ (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

15.1.4. Составление расчётной схемы приводного вала ленточного и цепного конвейеров

Расчётное усилие S (H) для приводного вала конвейера (см. рис. 15.10) определяют по формуле:

$$S = S_{наб} + S_{сб}, \quad (15.7)$$

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 (см. п. 1.4) усилия $S_{наб}$ и $S_{сб}$ можно определить, решая систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} S_{\text{наб}} - S_{\text{сб}} &= \frac{2 \cdot 10^3 T}{D}; \\ S_{\text{наб}} &= c S_{\text{сб}}, \end{aligned} \right\} \quad (15.8)$$

где $S_{\text{наб}}$ и $S_{\text{сб}}$ – Н; T – Н·м; D – диаметр барабана, мм (для цепного конвейера вместо D подставляют делительный диаметр d_d звездочки 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; $F_{\text{ц}}$ – консольная сила от цепной передачи при ее установке между редуктором и приводным валом. Расчет сил F_M и $F_{\text{ц}}$ приведен в табл. 1П.23 приложения 1П (сила $F_{\text{ц}}$ 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. 15.11...15.13. 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. 15.11 и 15.12), 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 $R_A = R_A + R_{AM}$ 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 $F_{\text{ц}}$, создаваемая ею на конце приводного вала, направлена по линии, соединяющей центры звездочек. Если цепная передача установлена под углом к горизонту, то данную силу $F_{\text{ц}}$ раскладывают на вертикальную F_y и горизонтальную F_x составляющие (см. рис. 15.10 и 15.13), 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.15.2).

15.1.5. Расчет узла барабана механизма подъема груза

Данный узел состоит из барабана, установленного на оси (рис. 4.42 и 15.6), 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. 15.17...15.18). Учитывая, что в полиспасте сила тяжести груза Qg (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_b :

$$V_b = \frac{K_{zp}}{K_b} V_{zp}, \quad (15.9)$$

где K_b – число ветвей каната, одновременно наматываемых на барабан.

Отношение числа перерезов ветвей каната K_{zp} , на которых подвешен груз, к числу ветвей K_b , одновременно наматываемых на барабан, называют передаточным отношением полиспаста или его кратностью.

Полиспасты, у которых на барабан наматывается одна ветвь каната ($K_b=1$) называют одинарными (рис. 15.17). Одинарные полиспасты широко используют в кранах стрелового типа. При одновременном наматывании на барабан двух ветвей каната ($K_b=2$) полиспаст называют сдвоенным (рис. 15.18). 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. 15.6). 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_b .

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, 15.6 и 15.7). 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. 15.6) должна быть не менее 12 мм и определяется по формулам:

для чугунного барабана $\delta=0,02D+(6...10)$ 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 (см. п. 1.4) максимальное усилие S_{max} можно определить по формуле:

$$S_{max} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{K_\delta D}, \quad (15.10)$$

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. 15.19, для сдвоенного – на рис. 15.20.

На рис. 15.19 вдоль барабана перемещается одна ветвь каната с усилием S_{max} , занимая различные положения при работе механизма. Поэтому при проверке подшипника опоры A в качестве расчетного принимается расположение силы S_{max} над левой ступицей барабана (схема 1). В то же время при проверке подшипника опоры B в качестве расчетной следует принять схему 2. Для каждой из схем строится эпюра изгибающего момента M и определяется опасное сечение оси.

На рис. 15.20 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 15.6, левый подшипник опоры A проверяют по статической грузоподъемности, правый опоры B – по динамической грузоподъемности. Ось рассчитывают в опасной сечении на сопротивление усталости и на статическую прочность

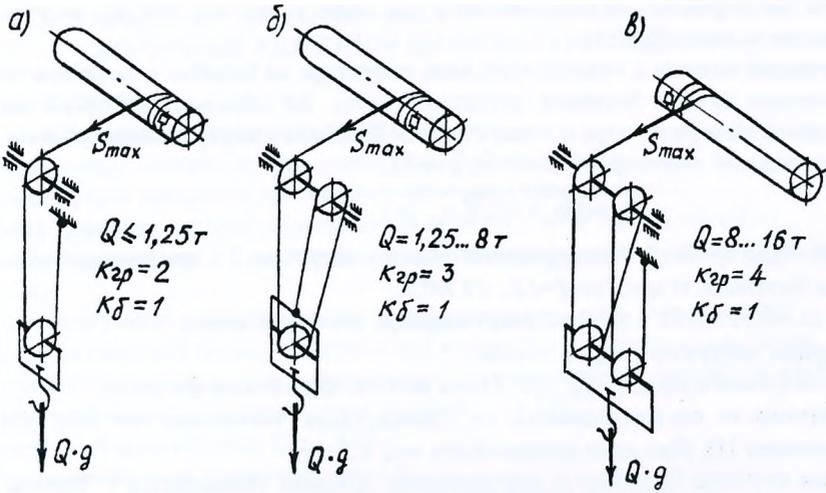


Рис. 15.17

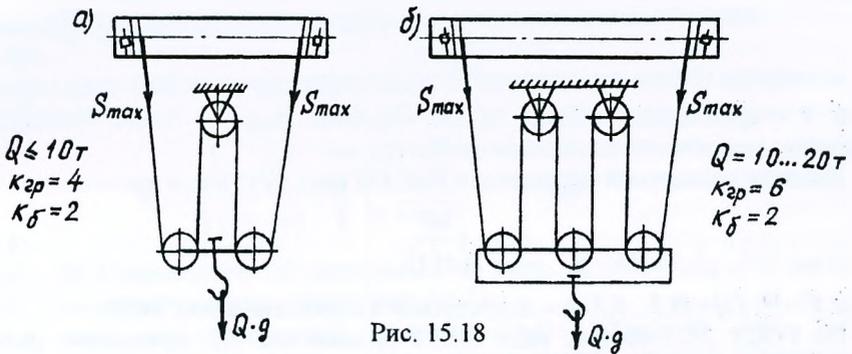


Рис. 15.18

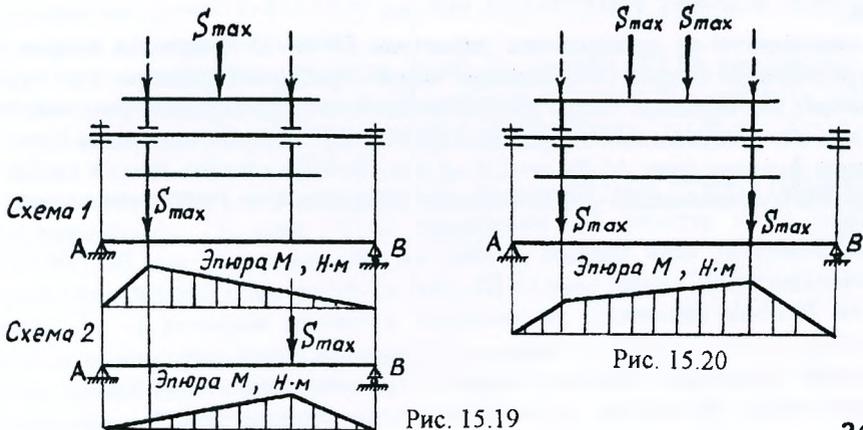


Рис. 15.19

только по нормальным напряжениям (на изгиб), так как она не нагружена крутящим моментом.

Крутящий момент с тихоходного вала редуктора на барабан передаётся через встроенную внутри барабана зубчатую муфту. Её образуют зубчатый венец выходного вала редуктора и левая ступица барабана с внутренними зубьями.

Делительный диаметр зубчатой муфты [3]:

$$D_0 = \sqrt[3]{k_p T / (0,9[\sigma_{см}] \psi)}, \quad (15.11)$$

где D_0 – мм; $k_p = 2 \dots 3$ – коэффициент режима нагрузки; T – вращающий момент на оси барабана, Н·мм; $[\sigma_{см}] = 12 \dots 15$ МПа;

$\psi = b / D_0 = 0,12 \dots 0,16$ – коэффициент ширины зубчатого венца.

Ширина зубчатого венца $b = \psi D_0$.

Число зубьев муфты $z = 30 \dots 80$. 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):

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 T}{z D_6}, \quad (15.12)$$

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:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]}}, \quad (15.13)$$

где F – Н; $[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ – 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, 15.6). В последнем случае размеры фланцев (рис. 15.6): $a = (2,0 \dots 2,2) d_1$; $b_1 = (1,3 \dots 1,4) d_1$; $b_2 = (1,4 \dots 1,5) d_1$. После этого окончательно устанавливается длина болта по ГОСТ 7817-80 (табл. 2П.32).

15.2. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДНОГО ВАЛА КАК СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

Исходные данные:

- а) частота вращения приводного вала $n=40 \text{ мин}^{-1}$;
- б) вращающий момент на приводном валу $T=T_{\text{пр}}=2626 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- 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 $t=125 \text{ мм}$;
- 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 $F_{\text{ц}}=10527 \text{ Н}$;
- е) расчётный срок службы $L_h=12000 \text{ ч}$;
- ж) кратковременная перегрузка $K_{\text{п}}=1,6$;
- з) номер типового режима нагружения – 1 (тяжёлый).

Порядок проектирования

1. Предварительная разработка конструкции приводного вала (рис. 15.21).

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: $d_1=80 \text{ мм}$; $l_{\text{к}}=130 \text{ мм}$ (в табл. 2П.1 размеры конца вала обозначены d и l).

Диаметр вала под распорной втулкой $d_2=d_1+5=80+5=85 \text{ мм}$; под подшипником $d_3=d_2+5=85+5=90 \text{ мм}$, что соответствует размерам отверстий внутренних колец подшипников.

Исходя из посадочного диаметра $d_3=90 \text{ мм}$ по табл. 2П.12 приложения 2П выбираем шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник легкой серии 1218, имеющий следующие данные: $d=d_3=90 \text{ мм}$; $D=180 \text{ мм}$; $B=34 \text{ мм}$; $r=3,5 \text{ мм}$; $C_r=68,9 \text{ кН}$; $C_{or}=40,5 \text{ кН}$.

Следующая ступень вала диаметром d_4 выполняет роль буртика (заплечика) для подшипника. По табл. 2П.17 приложения 2П диаметр этого буртика $d_{\text{б.п}}=100 \dots 103 \text{ мм}$. Учитывая, что на данной ступени вала устанавливается крышка подшипника с манжетой, по табл. 2П.10 приложения 2П согласовываем размер $d_{\text{б.п}}$ с размером манжет и окончательно принимаем $d_{\text{б.п}}=100 \text{ мм}$. В крышке подшипника будет установлена манжета $1-100 \times 125$ 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 диаметр фаски в отверстии ступицы $f=2,0$ мм. Тогда наружный диаметр распорной втулки со стороны ступицы звёздочки должен быть

$$d_5 \geq d_1 + (3 \dots 4)f = 80 + (3 \dots 4) 2,0 = 86 \dots 88 \text{ мм.}$$

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

$$d_6 \geq d_5 + (3 \dots 4)f = 105 + (3 \dots 4) 2,5 = 113 \dots 115 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_6=115$ мм.

Учитывая, что подшипник правой опоры должен быть такого же типоразмера, как и левой, принимаем $d_8=d_3=90$ 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 $M8 \times 20$ (ГОСТ 7798-70) и штифта $5m6 \times 16$ (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_8 болта $M12$, число болтов - 6 (одним болтом стягиваем одновременно обе крышки); диаметр фланца крышки $D_{\phi} = D + (4 \dots 4,4)d_8 = 180 + (4 \dots 4,4) 12 = 228 \dots 233$ мм, принимаем $D_{\phi} = 232$ мм; толщина фланца для исполнения 2 $\delta_3 = 1,2\delta_{кр} = 1,2 \cdot 8 = 9,6$ мм, принимаем $\delta_3 = 10$ мм; размер канавки $c_k=8$ мм; толщина δ_2 , ширина c_n и размер фаски f центрирующего пояса: $\delta_2 = (0,9 \dots 1)\delta_{кр} = 8$ мм, $c_n = (1,0 \dots 1,5)c_k = 10$ мм, $f = 4$ мм для $D = 180$ мм.

Принимая во внимание ширину подшипника $B=34$ мм, зазор между крышкой и подшипником 4 мм, а также размеры привертной крышки длина болта для крепления обеих крышек $l=140$ мм. Обозначение болта: Болт $M12-6g \times 140.66.05$ ГОСТ 7805-70.

2. Выбор тяговой пластинчатой цепи по ГОСТ 588-81 и определение расчётного усилия S.

Делительный диаметр тяговой звёздочки

$$d_o = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)} = \frac{125}{\sin(180^\circ / 12)} = 482,96 \text{ мм.}$$

Запишем систему уравнений (15.8) для цепного конвейера:

$$\begin{cases} S_{наб} - S_{сб} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_0}; \\ S_{наб} = 5S_{сб}. \end{cases}$$

При вращающем моменте на приводном валу $T=2626 \text{ Н м}$ и $d_0=482,96 \text{ мм}$ получим: $S_{наб}=13595 \text{ Н}$; $S_{сб}=2719 \text{ Н}$.

Для цепных конвейеров обычно $S_{сб}=1000 \dots 3000 \text{ Н}$.

По формуле (15.1) для одной тяговой пластинчатой цепи расчётная разрушающая нагрузка

$$S_{разр.расч} = k_{ц} S_{наб} = 9 \cdot 13595 = 122355 \text{ Н},$$

где $k_{ц}=9$ – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи в предположении, что конвейер будет иметь наклонные участки.

По табл. 15.1 выбираем цепь $M160$ с разрушающей нагрузкой $S_{разр}=160 \text{ кН}$, что больше $S_{разр.расч}$. Для цепи $M160$ предусмотрены шаги t в диапазоне $100 \dots 500 \text{ мм}$. Заданный шаг $t=125 \text{ мм}$ находится в рекомендуемом диапазоне.

Выбранная тяговая пластинчатая цепь $M160$ типа 2 (роликовая) с шагом $t=125 \text{ мм}$ исполнения 2 (разборная со сплошными валиками) имеет условное обозначение: *Цепь M160-2-125-2 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. 15.2).

Диаметр элемента зацепления $D_{ц}$ для тяговой пластинчатой цепи $M160$ типа 2 исполнения 2 по табл. 15.1: $D_{ц}=d_3=36 \text{ мм}$.

Геометрическая характеристика зацепления

$$\lambda = \frac{t}{D_{ц}} = \frac{125}{36} = 3,47.$$

Диаметр делительной окружности $d_0=482,96 \text{ мм}$ (был определён ранее, см. п. 2).

Коэффициент числа зубьев: $K_z - ctg(180^\circ/z) = ctg(180^\circ/12) = 3,73$.

Диаметр наружной окружности: $D_e = t[K + K_z - (0,31/\lambda)] = 125[0,46 + 3,73 - (0,31/3,47)] = 512,6 \text{ мм}$, где $K = 0,46$ при $z=12$ и $D_{ц} < 80 \text{ мм}$.

Диаметр окружности впадин: $D_i = d_0 - D_{ц} = 482,96 - 36 = 446,96 \text{ мм}$.

Смещение центров дуг впадин e : $e_{min} = 0,01t = 0,01 \cdot 125 = 1,25 \text{ мм}$; $e_{max} = 0,05t = 0,05 \cdot 125 = 6,25 \text{ мм}$.

Радиус впадины зубьев: $r = 0,5D_{ц} = 0,5 \cdot 36 = 18 \text{ мм}$.

Половина угла заострения зуба $\gamma = 13 \dots 20^\circ$.

Угол впадины зуба $\beta = 66^\circ$ при $z=12$.

Расстояние между внутренними пластинами $b_3 = 36 \text{ мм}$ и ширина пластины $h = 45 \text{ мм}$ (табл. 15.1).

Ширина зуба звёздочки для цепи типа 2:

$$bf_{\max} = 0,9b_3 - l = 0,9 \cdot 36 - l = 31,4 \text{ мм};$$

$$bf_{\min} = 0,87b_3 - l,7 = 0,87 \cdot 36 - l,7 = 29,6 \text{ мм},$$

принимаем $bf = 31 \text{ мм}$.

Ширина вершины зуба для цепи типа 2:

$$b = 0,75bf = 0,75 \cdot 31 = 23 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр ступицы $d_{cm} = 1,55d_5 = 1,55 \cdot 105 = 163 \text{ мм}$.

Длина ступицы $l_{cm} \approx 1,2d_5 = 1,2 \cdot 105 = 126 \text{ мм}$. 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 размеры ступицы $l_{cm} = 128 \text{ мм}$, $d_{cm} = 1,55d_1 = 1,55 \cdot 80 = 124 \text{ мм}$; размеры шпонки: $b \times h = 22 \times 14 \text{ мм}$ для $d_1 = 80 \text{ мм}$; $t_1 = 9 \text{ мм}$; $t_2 = 5,4 \text{ мм}$; 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 $H7/k6$ при умеренных толчках для нереверсивной передачи, стальной ступице и переменной нагрузке $[\sigma_{см}] = 140 \text{ МПа}$ (см. п. 9.1). Расчётное напряжение смятия при $T = T_{лв} = 2626 \text{ Н·м}$ и $d = d_1 = 80 \text{ мм}$:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2626}{80(14 - 9)110} = 119 \text{ МПа},$$

что не превышает $[\sigma_{см}] = 140 \text{ МПа}$.

Необходимо отметить, что при переходных посадках для стальной ступицы допускается принимать $[\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа}$.

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 при стальной ступице

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2626}{105(14-9)82} = 122 \text{ МПа},$$

что также меньше $[\sigma_{см}] = 180 \text{ МПа}$ для посадки с натягом $H7/r6$ при умеренных толчках для неревверсивной передачи.

5. Определение радиальных реакций опор вала и построение эпюр моментов.

Из рис. 15.21 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. 15.10 $F_x = F_y = 10527 \text{ Н}$ (где F_y – нагрузка на валы цепной передачи), $F_x = 0$ 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. 15.21).

Тогда радиальные реакции опор:

$$\sum M_A = 0; \quad -R_B(l_2 + l_3) + S l_2 + F_y l_1 = 0;$$

$$R_B = \frac{S l_2 + F_y l_1}{l_2 + l_3} = \frac{16314 \cdot 240 + 10527 \cdot 117}{240 + 240} = 10723 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_y(l_1 + l_2 + l_3) - R_A(l_2 + l_3) - S l_3 = 0;$$

$$R_A = \frac{F_y(l_1 + l_2 + l_3) - S l_3}{l_2 + l_3} = \frac{10527(117 + 240 + 240) - 16314 \cdot 240}{240 + 240} = 4936 \text{ Н}.$$

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:

сечение А $M = F_y l_1 = 10527 \cdot 117 \cdot 10^{-3} = 1231,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$

сечение D $M = R_B l_3 = 10723 \cdot 240 \cdot 10^{-3} = 2573,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$

сечения В и С $M = 0.$

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от сечения С до сечения D (см. эпюру крутящего момента M_k). При этом $M_k = T_{iv} = 2626 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Под расчётной схемой вала построены эпюры изгибающих M и крутящих M_k моментов (см. рис. 15.21).

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_o на подшипники отсутствуют.

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка для более нагруженной опоры В:

$$P_r = VR_r K_B = 1 \cdot 10723 \cdot 1,4 = 15012H.$$

Приняв по табл. 12.1 коэффициент $K_{HE}=0,5$ (для типового режима нагружения 1) и по табл. 12.2 коэффициент $a_{23}=0,55$ (для шарикоподшипников сферических двухрядных), а также показатель $p=3$ (для шариковых подшипников), определим расчётную динамическую грузоподъёмность для опоры В:

$$C_{расч} = P_r \sqrt[p]{\frac{60nL_r K_{HE}}{10^6 \cdot a_{23}}} = 15012 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 40 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{10^6 \cdot 0,55}} = 44576H \approx 44,6 \text{ кН}.$$

Базовая радиальная динамическая грузоподъёмность подшипника 1218 $C_r=68,9 \text{ кН}$. Предварительно выбранный подшипник 1218 подходит, так как

$$C_{расч} = 44,6 \text{ кН} < C_r = 68,9 \text{ кН}.$$

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

$$\frac{P_r}{C_r} = \frac{15012}{68,9 \cdot 10^3} = 0,22.$$

По табл. 13.1 и 13.2 принимаем поля допусков: вала – *тб*, отверстия – *Н7*.

8. Расчёт вала на сопротивление усталости.

В качестве материала приводного вала примем сталь 45 (см. табл. 14.1): диаметр заготовки не более 120 мм (наибольший диаметр вала составляет размер буртика для ступицы тяговой звёздочки, равный 115 мм), твёрдость не ниже 240НВ, $\sigma_b=800 \text{ МПа}$, $\sigma_T=550 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1}=350 \text{ МПа}$ и $\tau_{-1}=210 \text{ МПа}$.

Анализ конструкции вала, а также эпюр изгибающего M и крутящего M_k моментов (рис. 15.21) показывает, что предположительно опасными являются сечения А и D.

Расчёт сечения А на сопротивление усталости

Из рис. 15.21 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 $d=d_3=90 \text{ мм}$ к диаметру $D=d_4=100 \text{ мм}$.

Определим отношение $K_{\sigma}K_d$ для каждого из концентраторов напряжений.

Концентратор напряжений – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. По табл. 14.5 с учётом примечания 2 при $\sigma_b=800 \text{ МПа}$ 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. 14.3 при $\sigma_b=800$ МПа $K_{\sigma}=2,68$ и $K_{\tau}=1,67$. По табл. 14.6 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: $K_{\sigma}/K_d=2,68/0,72=3,72$; $K_{\tau}/K_d=1,67/0,61=2,74$.

Согласно примечания 4, указанного в п.14.1 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. 14.7 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 $d=d_3=90$ мм в соответствии с табл. 14.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71569 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} = 143139 \text{ мм}^3.$$

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} :

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800 = 0,18;$$

$$254 \quad \psi_{\tau} = 0,5\psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,18 = 0,09.$$

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

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,86 \cdot 7,58}{\sqrt{4,86^2 + 7,58^2}} = 4,1 > [S] = 1,5.$$

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. 14.5 при $\sigma_b=800$ 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. 14.4 при $\sigma_b=800$ МПа для валов со шпонками $K_{\sigma}=2,05$ и $K_{\tau}=1,9$. По табл. 14.6 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 (см. примечание 4 в п. 14.1), 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. 14.7 коэффициент $K_F=1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется (коэффициент $K_V=1$).

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_d + K_F - 1) / K_V = (4,25 + 1 - 1) / 1 = 4,25;$$

$$K_{\sigma D} = (K_r / K_d + K_F - 1) / K_v = (2,95 + 1 - 1) / 1 = 2,95.$$

Изгибающий момент в сечении D $M = 2573,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Крутящий момент в данном сечении $M_k = 2626 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Для круглого сплошного сечения со шпоночным пазом в соответствии с табл.

14.2: осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 105^3}{32} \frac{28 \cdot 10(105-10)^2}{2 \cdot 105} = 101616 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 105^3}{16} \frac{28 \cdot 10(105-10)^2}{2 \cdot 105} = 215266 \text{ мм}^3.$$

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

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,3 \cdot 11,3}{\sqrt{3,3^2 + 11,3^2}} = 3,2 > [S] = 1,5.$$

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 $K_H = 1,6$ эквивалентное напряжение σ_E для сечения D:

$$\begin{aligned} \sigma_E &= \sqrt{(K_H M / W)^2 + 3(K_H M_k / W_K)^2} = \\ &= \sqrt{(1,6 \cdot 2573,5 \cdot 10^3 / 101616)^2 + 3(1,6 \cdot 2626 \cdot 10^3 / 215266)^2} = 53 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Предельно допустимое напряжение для приводного вала при $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$:

$$[\sigma] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 550 = 440 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность приводного вала обеспечивается, так как для более напряжённого сечения D выполняется условие $\sigma_k < [\sigma]$.

16. 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 (как в нашем примере), то концы валов расположены соосно (см. рис. 16.1).

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 (см. п. 5.1). 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 нашем примере в качестве соединительной муфты использована упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП), выбор которой приведён в п.5.1. Для принятой муфты с $D=190 \text{ мм}$ и $T=710 \text{ Н·м}$ (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.16.1). 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: $l = l_{1d} + l_{eд} + l_{ep} + l_{1p} + a$.

Далее следует вычертить контур рамы и нанести размер h_o – разность опорных поверхностей двигателя и редуктора ($h_o = h_p - h_d$).

В нашем примере для выбранного двигателя 4А160М6УЗ 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: $b_p \times l_p = 52 \times 725 \text{ мм}$, $c_p = 295 \text{ мм}$, $l_{2p} = 685 \text{ мм}$, $l_{3p} = 20 \text{ мм}$, $h_p = 220 \text{ мм}$.

При этом разность высот опорных поверхностей рамы $h_o = h_p - h_d = 220 - 180 = 40 \text{ мм}$.

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 пластики высотой $h_n = 5 \dots 6 \text{ мм}$ (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 пластики 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 пластиков 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]: $c_o = 0,05 b_d(b_p) + 1 \text{ мм}$. В этой формуле $b_d(b_p)$ – ширина опорной поверхности лап двигателя (редуктора). В нашем случае $b_d = 75 \text{ мм}$ и $b_p = 52 \text{ мм}$. Для наибольшей величины $b_d = 75 \text{ мм}$ определяем $c_o = 0,05 \cdot 75 + 1 = 5 \text{ мм}$.

Расстояние от пластиков до края рамы в плане $b_o = 8 \dots 10 \text{ мм}$.

Тогда ширина B и длина L рамы:

$$B = c_p + b_p + 2c_o + 2b_o = 295 + 52 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 8 = 373 \text{ мм};$$

$L = l_{2d} + l_1 + l_{2p} + l_{3d} + l_{3p} + 2c_o + 2b_o = 210 + 397 + 685 + 30 + 20 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 8 = 1368 \text{ мм}$,
где $l = l_{1d} + l_{d0} + l_{ep} + l_{1p} + a = 121 + 110 + 82 + 78 + 6 = 397 \text{ мм}$.

Базовую конструкцию рамы составляем из двух продольно расположенных швеллеров 1 (см. рис. 16.2 и 16.3,а) и приваренных к ним трех поперечно расположенных швеллеров: двух крайних 2 и среднего 3.

Некоторые из возможных вариантов конструкции надстройки приведены на рис. 16.4. 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. ЗП.24 приложения ЗП 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.

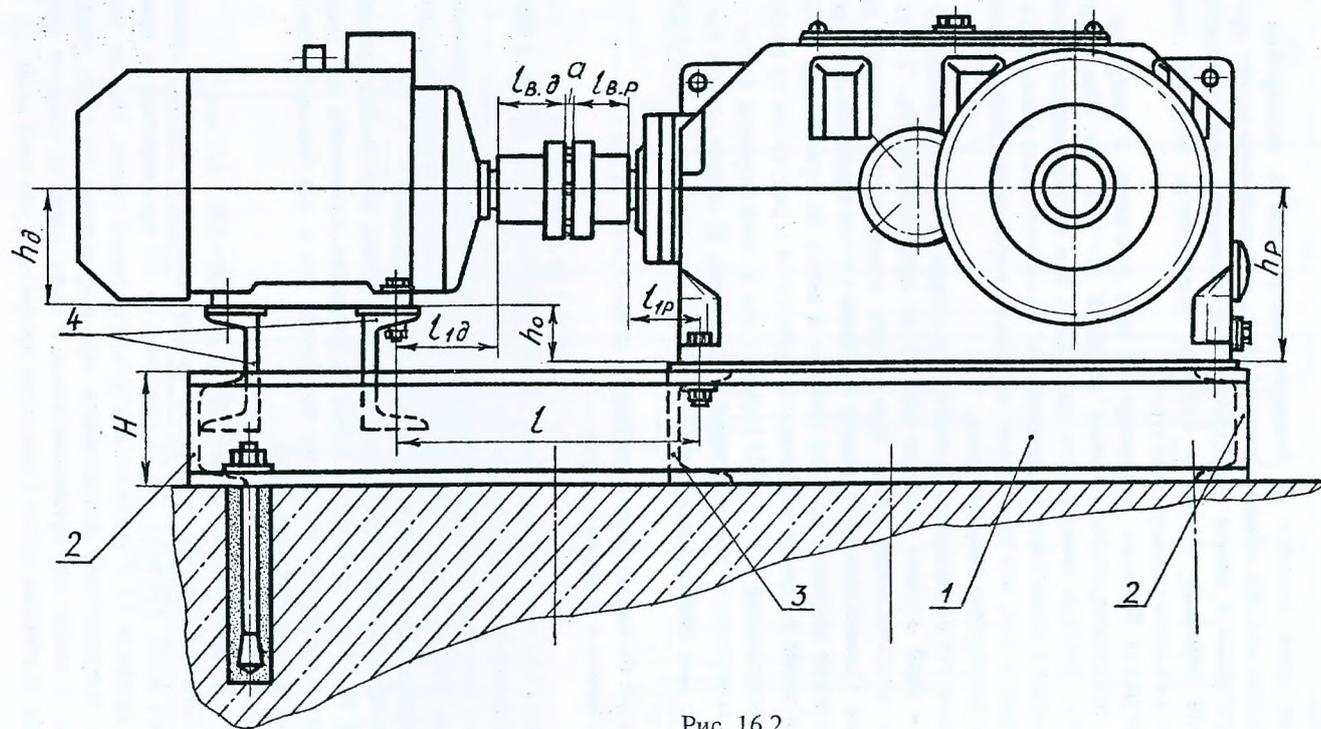


Рис. 16.2

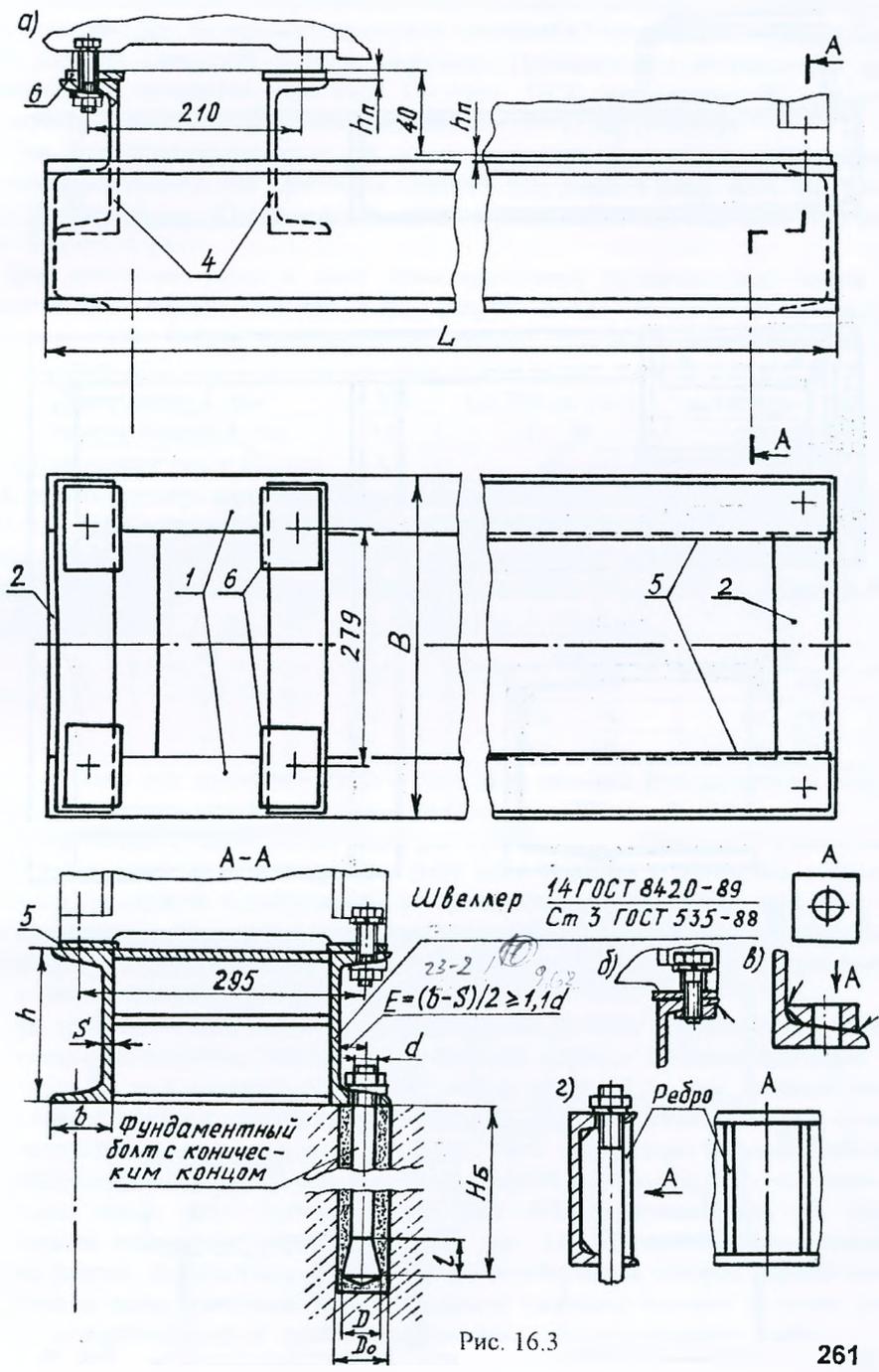
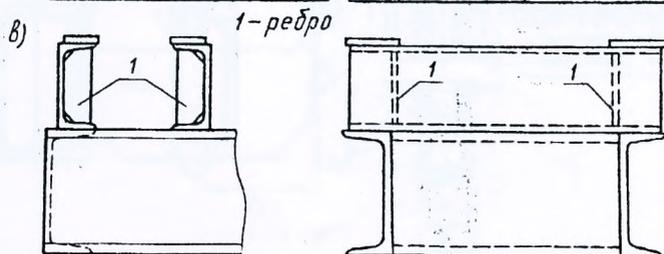
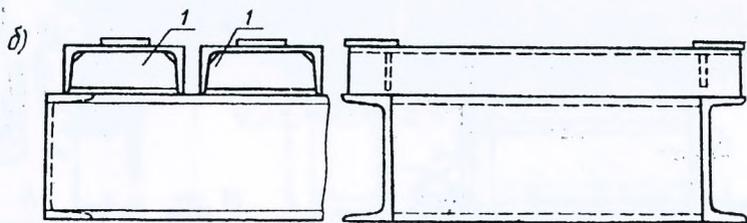
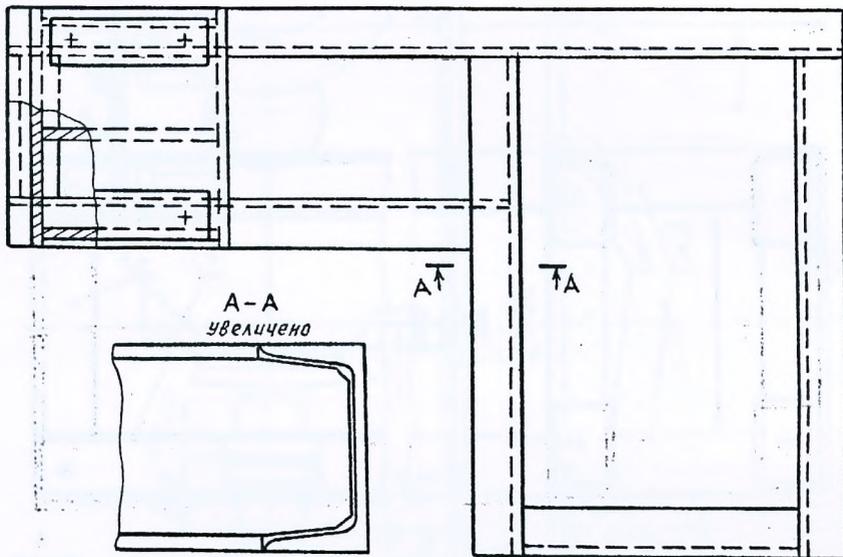
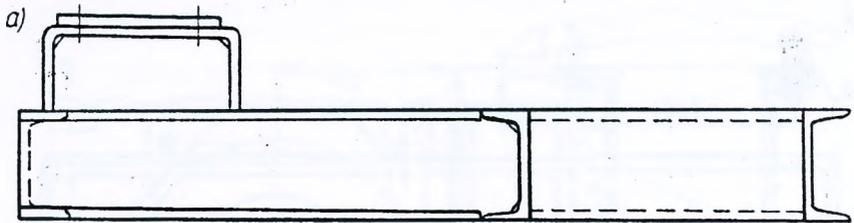


Рис. 16.3



Определим размеры отверстий в полках швеллера при закреплении двигателя и редуктора. Для выбранного двигателя 4А160М6УЗ 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 $d_0 = d_0 = 15$ мм (3-й ряд).

При конструировании опорной части редуктора (см.п.8.2.7) был принят диаметр d_{ϕ} болтов для крепления корпуса редуктора к раме М18. По табл. 3П.22 приложения 3П диаметр отверстия в полке швеллера под болт М18 $d_{\phi} = d_0 = 21$ мм (3-й ряд).

Для крепления рамы к полу цеха применяем фундаментные болты с коническим концом (см.рис.16.3,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 $d_{\phi} = d_0 = 26$ мм (3-й ряд).

Размеры фундаментного болта с коническим концом (см.рис.16.3.а, разрез А-А)

в мм:

d	D	l	H_0	D_0
М16	26	28	150...200	30...40
М20	32	34	200...250	40...50
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, $H_0=250$ 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 следует коротко рассмотреть 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 (рис. 16.3,а, разрез А-А) или винтами (рис. 16.3,б). Если используется швеллер с уклоном внутренних граней полок, то на их внутреннюю поверхность накладывают или приваривают косые шайбы, выравнивающие опорную поверхность под гайкой или головкой болта (винта). Размеры косых шайб принимают по табл. 3П. 13 приложения 3П. При креплении по варианту, показанному на рис. 16.3,б, глубина завинчивания болта (винта), должна быть равна диаметру резьбы болта, которая нарезается в пластике и полке швеллера. Если суммарной толщины пластика и полки для этого недостаточно, то к полке дополнительно следует приварить шайбу.

Швеллеры без уклона граней полки не требуют установки косых шайб. И тогда при использовании варианта, показанного на рис. 16.3,б, взамен шайбы приваривают при контрольной сборке гайку.

Наиболее простой способ крепления сварной рамы к полу цеха за нижнюю полку швеллера показан на рис. 16.3,а, разрез А-А. Однако в данном случае расстояние E от оси болта до стенки швеллера должно быть для болтов с диаметром резьбы $d \geq 14$ мм $E = (b - S) / 2 \geq 1,1d$, 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. 16.3,г, 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. 16.3, г) 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. 16.3, в).

В нашем примере крепление двигателя и редуктора к раме, а также рамы к полу цеха осуществляем по варианту, представленному на рис. 16.3, 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 $M22$). 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 $M22$ $1,1d = 1,1 \cdot 22 = 24,2$ мм. Размер $E = (b - S) / 2 = (52 - 4,8) / 2 = 23,6$ мм, что меньше $1,1d$. Швеллер профиля 12 не подходит. Принимаем швеллер профиля 14, для которого: $h = 140$ мм $> H$; $b = 58$ мм; $S = 4,9$ мм; $t = 8,1$ мм. Размер $E = (58 - 4,9) / 2 = 26,6$ мм, что больше $1,1d = 23,6$ мм и обеспечивает сборку соединения. При ширине опорной поверхности редуктора $b_p = 52$ мм ширина полки $b = 58$ мм швеллера профиля 14 достаточна для его установки.

Под лапы двигателя предусматриваем четыре платика 6 (см. рис. 16.3, а) в виде коротких прямоугольников, под опорную поверхность редуктора – два платика 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 пластики предусматривают только под опорной поверхностью одной из устанавливаемых сборочных единиц.

На рис. 16.4,а приведен вариант конструкции рамы для привода с цилиндрическим горизонтальным редуктором. При серийном выпуске машин экономически более выгодно применение вместо сварных рам литых плит. Рекомендации по проектированию плит см. [1], с. 338...339.

17. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

На рис. 17.1...17.6 приведены чертёж общего вида проектируемого привода и сборочные чертежи редуктора и приводного вала, а также соответствующие спецификации.

Рекомендации по выполнению рабочих чертежей деталей см. [1], с. 342...387.

В состав пояснительной записки входит титульный лист, содержание, техническое задание, текстовая и расчётная часть, литература и приложение (при необходимости).

Титульный лист является первым листом пояснительной записки. Его выполняют на листе формата А4 по форме, приведённой на рис. 17.7, стандартным шрифтом (чёрной тушью или пастой).

Содержание приводят в начале пояснительной записки на заглавном и последующих листах (см. рис. 17.8). Заглавный лист должен иметь основную надпись по форме 2, последующие листы по форме 2а.

Бланк технического задания приводят после содержания.

В текстовую часть пояснительной записки входят: расчёты, подтверждающие работоспособность конструкции и литература.

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

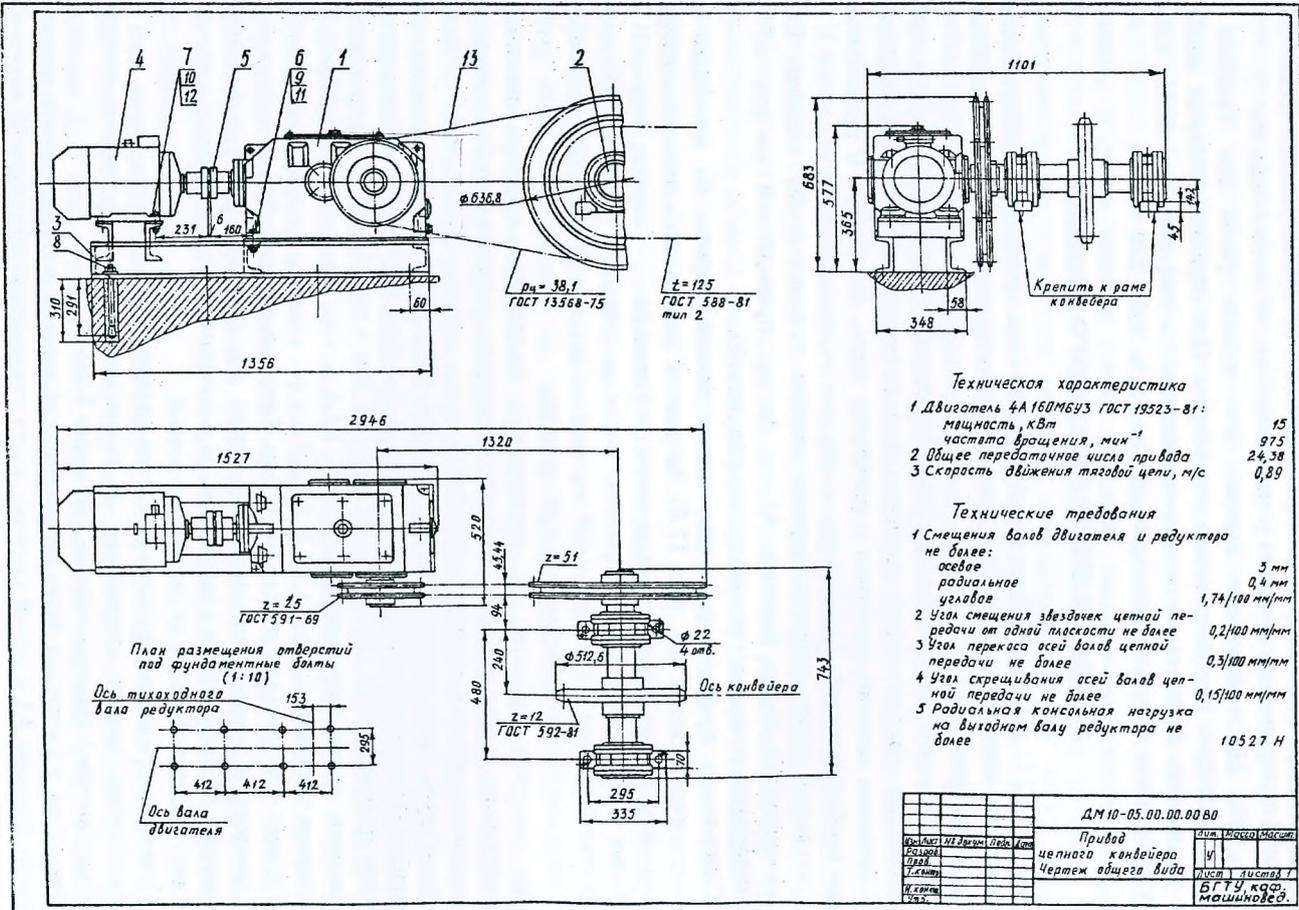


Рис. 17.1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				<u>Документация</u>		
A1			ДМ10-05.00.00.00 В0	Чертеж общего вида		
			ДМ10-05.00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка		
				<u>Сборочные единицы</u>		
A1	1		ДМ10-05.01.00.00	Редуктор	1	
				коническо-цилиндрический двухступенчатый		
A1	2		ДМ10-05.02.00.00	Вал приводной	1	
Б4	2	3	ДМ10-05.03.00.00	Рама	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		4		Двигатель 4А160М6У3	1	
				ГОСТ 19523-81		
		5		Муфта упругая	1	
				втулочно-пальцевая		
				710-48-Г.1-45-Г.2-У3		
				ГОСТ 21424-93		
				Болт ГОСТ 7796-70		
		6		M18-6g x 75. 58.05	4	
		7		M12-6g x 55. 58.05	4	
		8		Болт фундаментный	8	
				M18-6g x 270. 36		
				ГОСТ 24379.1-80		
				Гайка ГОСТ 5915-70		
		9		M18-6H. 6.05	12	
		10		M12-6H. 6.05	4	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		11		18. 65Г.05	12	
		12		12. 65Г.05	4	
		13		Цель 2ПР-38,1-254000	1	
				ГОСТ 13568-75		

				ДМ10-05.00.00.00		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.					Лит.	Лист
Пров.					У	1
Н.контр.					БГТУ, кафедра машиноведения	
Утв.						

Привод
цепного конвейера

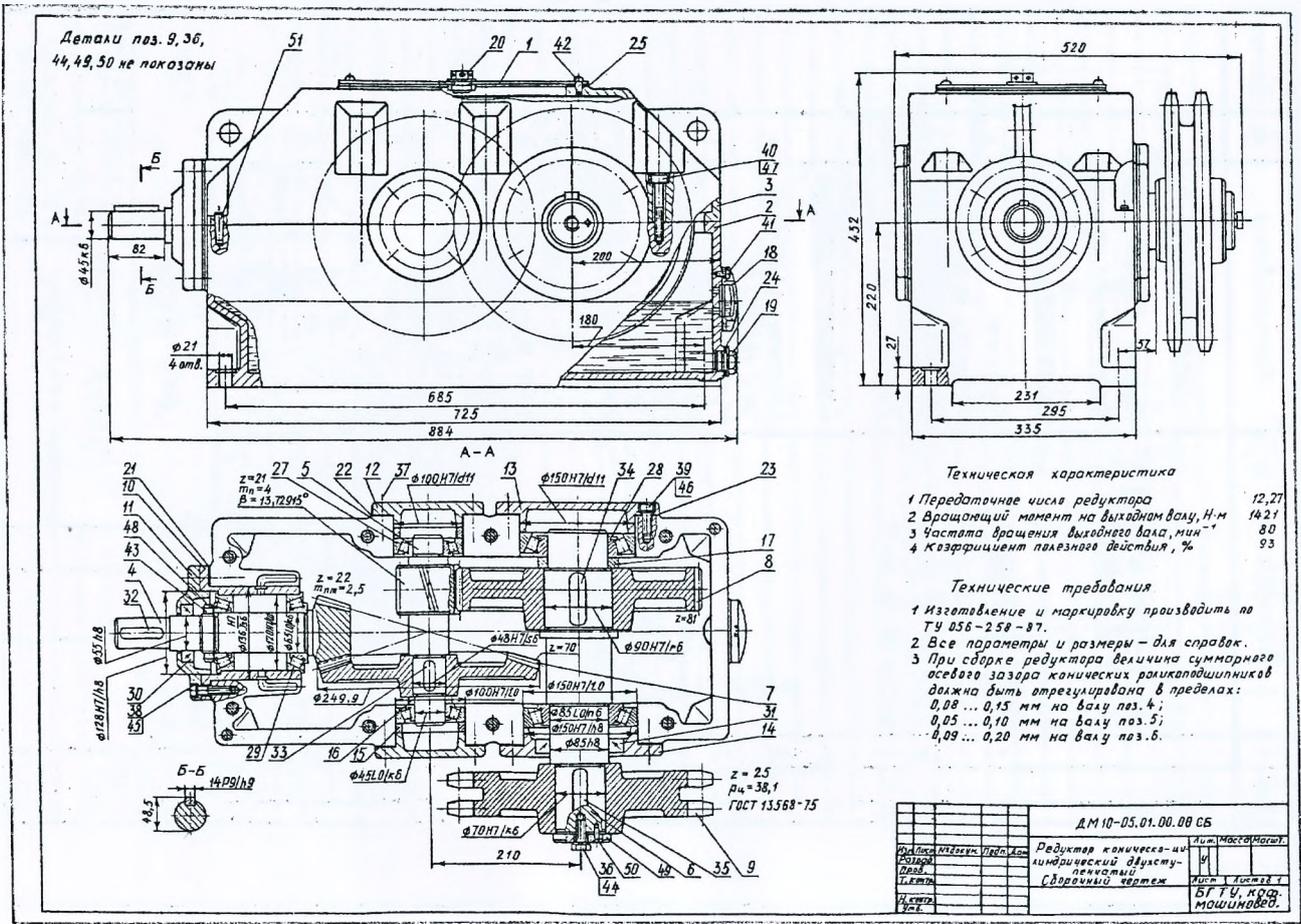


Рис. 17.3

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				<u>Документация</u>		
А1			ДМ10-05.01.00.00СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
	+	1	ДМ10-05.01.01.00	Крышка люка	1	
				<u>Детали</u>		
	+	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	1 шт.
	+	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	2	
	+	17	ДМ10-05.01.00.16	Кольцо	1	
	+	18	ДМ10-05.01.00.17	Маслоуказатель	1	пробка
	+	19	ДМ10-05.01.00.18	Пробка-отдушника	1	
	+	20	ДМ10-05.01.00.19	Пробка-отдушника	1	
	+	21	ДМ10-05.01.00.20	Прокладка регулирующая	-	набор
	+	22	ДМ10-05.01.00.21	Прокладка регулирующая	-	набор
	+	23	ДМ10-05.01.00.22	Прокладка регулирующая	-	набор
			24	ДМ10-05.01.00.23	Прокладка	1
ДМ10-05.01.00.00						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.					Лит.	Лист
Пров.					У	1
Н. контр.					лист 3	
Утв.					БГТУ, кафедра машиноведения	
Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый						

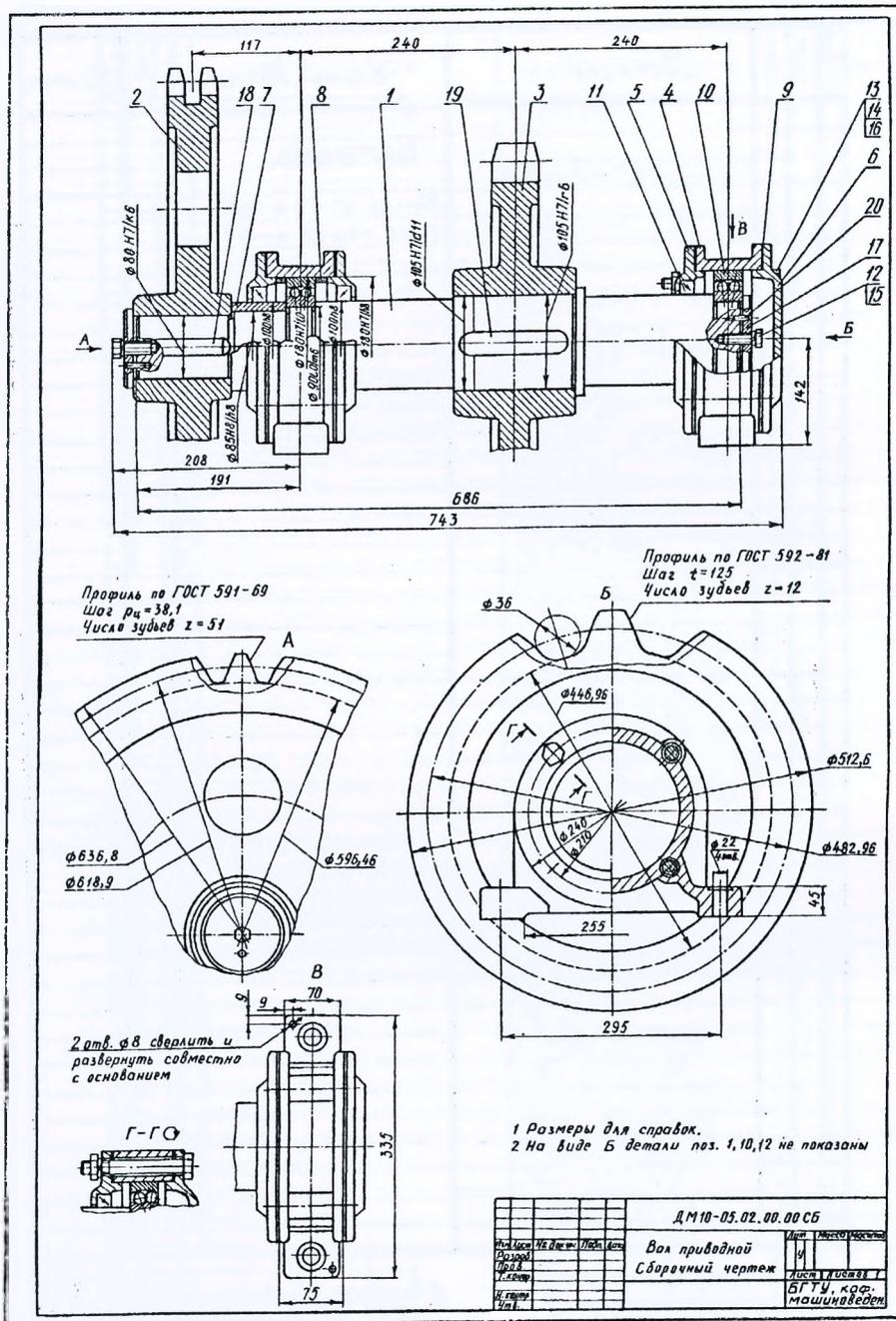


Рис. 17.5

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				<u>Документация</u>		
А1			ДМ10-05.02.00.00СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Детали</u>		
		1	ДМ10-05.02.00.01	Вал	1	
		2	ДМ10-05.02.00.02	Звездочка	1	
		3	ДМ10-05.02.00.03	Звездочка	1	
		4	ДМ10-05.02.00.04	Корпус	2	
		5	ДМ10-05.02.00.05	Крышка подшипника	3	
		6	ДМ10-05.02.00.06	Крышка подшипника	1	
		7	ДМ10-05.02.00.07	Втулка	1	
		8	ДМ10-05.02.00.08	Кольцо	2	
		9	ДМ10-05.02.00.09	Прокладка	4	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		10		Подшипник 1218 ГОСТ 5720-75	2	
		11		Манжета 1-100×125 ГОСТ 8752-79	3	
		12		Болт М8-8d×20.66.05 ГОСТ 7798-70	1	
		13		Болт М12-6d×120.58.05 ГОСТ 7808-70	8	
		14		Гайка М12-6Н.6.05 гост 2524-70	8	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		15		В. 65Г.05	1	
		16		12.65Г.05	8	
		17		Шайба 7019-0647 ГОСТ 14734-69	1	
				Шпонка ГОСТ 23360-78		
		18		2-22×14×110	1	
		19		28×16×110	1	
ДМ10-05.02.00.00						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.					Лит.	Лист
Пров.					У	1
						2
Н. контр.					БГТУ, кафедра машинovedения	
Утв.						

Рис. 17.6

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. 17.9).

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:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\Pi\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]}} = 430 (3,84 + 1) \sqrt[3]{\frac{1421 \cdot 1,04}{3,84^2 \cdot 0,3 \cdot 567^2}} = 211 \text{ мм},$$

где K_a – вспомогательный коэффициент, $K_a = 430$ – для косозубой передачи; u – передаточное число; T_2 – вращающий момент на валу колеса, $T_2 = 1421 \text{ Н·м}$; $K_{\Pi\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{\Pi\beta} = 1,04$ (табл. 1.П.12, кривая IV); ψ_{ba} – коэффициент рабочей ширины венца шестерни относительного диаметра, $\psi_{ba} = 0,3$ (табл. 1П.11); $[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение при расчете передачи на сопротивление контактной усталости, $[\sigma_H] = 567 \text{ МПа}$.”

Ссылка на учебники и учебные пособия проводится следующим образом, например: “Минимально допустимое число зубьев шестерни при $\beta_m = 35^\circ$ и $u = 2$ $z_1 = 11$ ([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 (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.

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.

<p>Брестский государственный технический университет Кафедра “Машиноведение”</p> <p>ПРИВОД ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА</p> <p><i>Пояснительная записка</i></p> <p><i>ДМ10 – 05.00.00.00ПЗ</i></p> <p>Студент группы Т-100 _____ (фамилия, инициалы)</p> <p>Руководитель проекта _____ (фамилия, инициалы)</p> <p>2002</p>
--

Рис. 17.7

3 РАСЧЁТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Выбор типа цепи

Так как цепная передача будет испытывать значительные нагрузки ввиду небольшой скорости движения, принимаем приводную роликую цепь.

3.2 Выбор чисел зубьев звёздочек

Число зубьев ведущей звёздочки согласно [4]

$$z_1 = 29 - 2u_c = 29 - 2 \cdot 2 = 25 > 13,$$

где u_c - передаточное число цепной передачи (см. п. 1.3).

Число зубьев ведомой звёздочки

$$z_2 = u_c z_1 = 2 \cdot 25 = 50.$$

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_c :

$$\Delta u_c = \frac{|u_{ц.ф} - u_c|}{u_c} \cdot 100 = \frac{|2,04 - 2|}{2} \cdot 100 = 2\% < [\Delta u] = 3\%,$$

что допустимо.

3.3 Предварительное определение межосевого расстояния

По соображениям долговечности цепи будем принимать межосевое расстояние в диапазоне $a = (30 \dots 50)r_c$,

где r_c - шаг цепи, мм.

						Лист
					ДМ10 - 05.00.00.00ПЗ	25
Изм.	Лист.	№ документа	Подп.	Дата		

СОДЕРЖАНИЕ

	С.
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 и схем их установки	29
5 Проектный расчёт валов редуктора и определение геометрических параметров их ступеней. Предварительный выбор подшипников качения.....	30
6 Конструирование зубчатых колёс	33
7 Конструирование звёздочек цепной передачи	34
8 Конструирование корпуса редуктора	35
9 Соединение вал-ступица	40
10 Силовая схема нагружения валов привода	42
11 Определение радиальных реакций опор валов и построение эпюр моментов.....	43
12 Проверочный расчёт предварительно выбранных подшипников	45

						ДМ10 – 05.00.00.00ПЗ		
Изм.	Лист	№ документа	Подп.	Дата	Привод цепного конвейера Пояснительная записка	Литера	Лист	Листов
Разраб.						У	2	55
Провер.						БГТУ		
Н.контр.						Кафедра машиноведения		
Утв.								

Рис. 17.8

13 Выбор посадок подшипников	47
14 Расчёт валов редуктора на прочность	48
15 Проектирование приводного вала как сборочной единицы..	50
16 Проектирование рамы	53
Литература	55

					<i>ДМ10 – 05.00.00.00ПЗ</i>	Лист
Изм	Лист	№ документа	Подп.	Дата		2

Рис. 17.8. Продолжение

Раздел II ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДОВ

ПРИМЕР 1

Выбрать электродвигатель и рассчитать червячную передачу двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора привода (см. схему) по следующим исходным данным:

- а) мощность на выходном валу редуктора $P = 2,2 \text{ кВт}$;
- б) частота вращения выходного вала редуктора $n = 18 \text{ мин}^{-1}$;
- в) кратковременная перегрузка $K_{\eta} = T_{\text{мск}} / T = 1,8$;
- г) расчетный срок службы $L_n = 16 \cdot 10^3 \text{ часов}$;
- д) номер типового режима нагружения – 2 (средний равновероятный);
- е) привод реверсивный;
- ж) работа в три смены;
- з) производство мелкосерийное.

Разработать конструкцию вала червяка и червячного колеса.

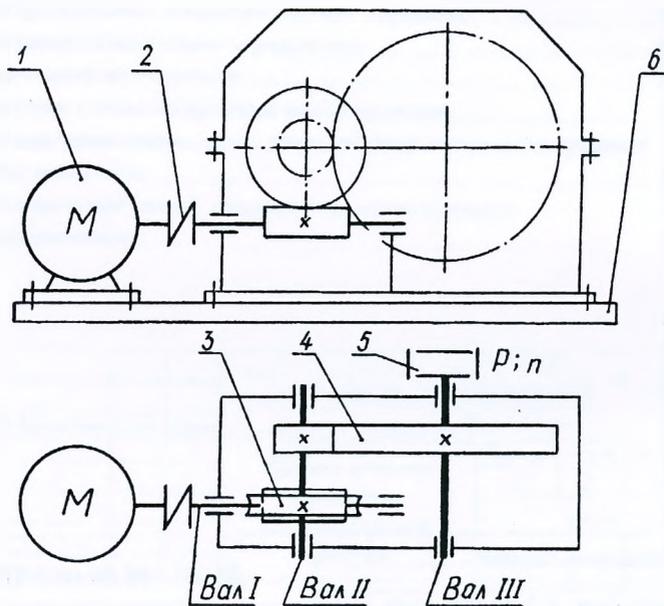


Схема привода:

1 – электродвигатель; 2 – муфта соединительная упругая; 3 – червячная передача; 4 – закрытая зубчатая цилиндрическая передача; 5 – муфта соединительная компенсирующая; 6 – рама

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

По таблице 1П.1 приложения 1П для заданной схемы привода принимаем КПД его элементов: КПД муфты соединительной $\eta_m = 0,98$; КПД закрытой червячной передачи (предварительно) $\eta_c = 0,8$; КПД закрытой цилиндрической передачи (с учетом потерь в опорах) $\eta_{з.ц} = 0,97$.

Тогда общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \eta_c \eta_{з.ц} = 0,98^2 \cdot 0,8 \cdot 0,97 = 0,75.$$

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 $u'_c = 16 \dots 50$, зубчатой цилиндрической $u'_{з.ц} = 3 \dots 5$. Принимаем ориентировочно $u'_c = 20$ и $u'_{з.ц} = 4$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа привода $u'_{\text{общ}} = u'_c u'_{з.ц} = 20 \cdot 4 = 80$.

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 $P_2 = 3 \text{ кВт}$ и частотой вращения вала $n_2 = 1435 \text{ мин}^{-1}$.

Уточняем $u_{\text{общ}}$:

$$u_{\text{общ}} = n_2 / n = 1435 / 18 = 79,72.$$

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 $u_c = 20$. Тогда передаточное число быстроходной ступени $u_n = u_c = 20$. Уточним передаточное число цилиндрической передачи $u_{з.ц}$, являющейся тихоходной ступенью редуктора. Тогда

$$u_t = u_{з.ц} = u_p / u_n = 79,72 / 20 = 3,99.$$

Окончательные величины u_c и $u_{з.ц}$ 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 :

$$P_1 = P_{\text{мощ}} \eta_M = 2,9 \cdot 0,98 = 2,84 \text{ кВт};$$

$$n_1 = n_2 = 1435 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 2,84 / 1435 = 19 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вал I I:

$$P_{II} = P_1 \eta_{II} = 2,84 \cdot 0,8 = 2,27 \text{ кВт};$$

$$n_{II} = n_1 / u_{II} = 1435 / 20 = 72 \text{ мин}^{-1};$$

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

Вал III:

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

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

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

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

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

2. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

а) передаточное число $u_{II} = 20$;

б) частота вращения червяка $n_1 = n_1 = 1435 \text{ мин}^{-1}$;

в) частота вращения червячного колеса $n_2 = n_{II} = 72 \text{ мин}^{-1}$;

г) вращающий момент на валу червяка $T_1 = T_1 = 19 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

д) вращающий момент на валу червячного колеса $T_2 = T_{II} = 301 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

е) кратковременная перегрузка $K_{II} = T_{\text{пуск}} / T = 1,8$;

ж) расчетный срок службы $L_n = 16 \cdot 10^3 \text{ ч}$;

з) номер типового режима нагружения – 2 (средний равновероятный);

и) привод реверсивный;

к) расположение червяка – нижнее горизонтальное (под червячным колесом).

Расчет проводим в следующей последовательности.

2.1. 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 $H_1 = 45 \dots 50 \text{ HRC}_3$ 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

$$V_s = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1^3 \sqrt{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 1435^3 \sqrt{301} = 4,3 \text{ м/с.}$$

По табл. 1П.35 приложения 1П при $V_s < 5 \text{ м/с}$ в качестве венца червячного колеса принимаем безоловянную бронзу БрА9ЖЗЛ : способ отливки П – в песок; $\sigma_R = 425 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 195 \text{ МПа}$.

2.2. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при расчете передачи на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса

По табл. 1П.36 приложения 1П (см.п.1.2) для материала венца колеса – безоловянная бронза

$$[\sigma_H] = 300 - 25V_s = 300 - 25 \cdot 4,3 = 193 \text{ МПа.}$$

2.3. Определение основных параметров червячной передачи

Число витков (заходов) червяка зависит от передаточного числа червячной передачи u_q :

$u_q, \dots \dots \dots$	св.8 до 14	св.14 до 30	св.30
$z_1, \dots \dots \dots$	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):

$$q = (0,22 \dots 0,4) z_2 = (0,22 \dots 0,4) 40 = 8,8 \dots 16.$$

При этом, минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка по данным [1,4] $q_{\min} = 0,212 z_2$.

По табл.1П.37 приложения 1П принимаем стандартное значение $q = 12,5$.

Тогда $q/z_2 = 12,5/40 = 0,3125$.

Модуль упругости материалов червяка и колеса: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - сталь; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - бронза. Тогда приведенный модуль упругости E_{np} :

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 0,9 \cdot 10^5} = 1,26 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

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

$$a_w = 0,625(q/z_2 + 1) \sqrt{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_w] F(q/z_2)}} = 0,625(0,3125 + 1) \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 301 \cdot 10^3}{193^2 \cdot 0,3125}} = 121,6 \text{ мм.}$$

По ряду $Ra40$ (см. табл. 1П.13 приложения 1П) принимаем ближайшее стандартное значение $a_w = 125 \text{ мм}$.

$$\text{Предварительная величина модуля зацепления } m' = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 125}{12,5 + 40} = 4,76 \text{ мм.}$$

По табл. 1П.37 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 $|x| \leq 1$.

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_{12} :

$$u_{12} = z_2 / z_1 = 39/2 = 19,5.$$

Отклонение от ранее принятой величины $u_{12} = 20$:

$$\Delta u = \frac{20 - 19,5}{20} \cdot 100 = 2,5\%.$$

При этом необходимо выполнение условия $|\Delta u_{12}| \leq 4\%$.

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 $u_{12} = 19,5$.

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

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma &= z_1 / q = 2/12,5 = 0,16; \\ \gamma &= 9,09027^\circ; \end{aligned}$$

г) начальный угол подъема линии витков

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_w &= z_1 m / d_{w1} = 2 \cdot 5 / 55 = 0,181818; \\ \gamma_w &= 10,30484^\circ; \text{ при } x = 0 \quad \gamma_w = \gamma; \end{aligned}$$

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.38 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 $x = -0,75$):

$$\text{при } x = -0,5 \quad b_1 \geq (8 + 0,06z_2) m = (8 + 0,06 \cdot 39) 5 = 51,7 \text{ мм},$$

$$\text{при } x = -1,0 \quad b_1 \geq (10,5 + z_1) m = (10,5 + 2) 5 = 62,5 \text{ мм}.$$

В качестве расчетной величины принимаем наибольшее значение $b_1 = 62,5$ мм. Согласно примечания 1 к табл. 1П.38 при $m < 10$ мм для шлифуемого червяка увеличиваем b_1 на 25 мм. Тогда

$$b_1 = 62,5 + 25 = 87,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 88$ мм.

Размеры венца червячного колеса (см. табл. 2П.49 приложения 2П):

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

$$d_{ам2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 197,5 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 205 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{ам2} = 205 \text{ мм}$.

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 $b_2 = 54 \text{ мм}$.

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 $2\delta = 90 \dots 120^\circ$.

2.4. 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 $V_s = 4,3 \text{ м/с}$.

Оставляем без изменения ранее принятый материал венца червячного колеса – безоловянную бронзу.

Уточним $[\sigma_H]$: $[\sigma_H] = 300 - 25V_s = 300 - 25 \cdot 4,8 = 180 \text{ МПа}$.

Приведенный угол трения φ между стальным червяком и колесом из бронзы принимают в зависимости от V_s и материала венца:

$V_s, \text{ м/с} \dots < 2,0$	2,5	3	4	7	10	15
φ (бронза оловянная)	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'
φ (бронза безоловянная)	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'

В нашем примере линейным интерполированием при $V_s = 4,8 \text{ м/с}$

$$\varphi = 1^\circ 37' = 1,6167^\circ.$$

Тогда КПД червячной передачи

$$\eta_{\gamma} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 9,09027^{\circ}}{\operatorname{tg}(9,09027^{\circ} + 1,6167^{\circ})} = 0,85.$$

Уточним вращающий момент на валу червячного колеса

$$T_2 = T_1 u_q \eta_q = 19 \cdot 19,5 \cdot 0,85 = 315 \text{ Н} \cdot \text{м} = 315 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Коэффициент динамической нагрузки K_V при расчете червячной передачи: $K_V = 1$ при $V_s \leq 3 \text{ м/с}$; $K_V = 1 \dots 1,3$ при $V_s > 3 \text{ м/с}$. В нашем случае $V_s > 3 \text{ м/с}$ и $K_V = 1,1$.

Коэффициент концентрации нагрузки K_B : для типового режима нагружения 0 $K_B = 1$; для типовых режимов нагружения 1...5 $K_B = 1,05 \dots 1,2$. Принимаем $K_B = 1,1$.

Коэффициент расчетной нагрузки K_H при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

$$K_H = K_V K_B = 1,1 \cdot 1,1 = 1,21.$$

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

$$\sigma_H = 1,82 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H \cos^2 \gamma}{d_1^2 d_2 \varepsilon_{\alpha}}} = 1,82 \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 315 \cdot 10^3 \cdot 1,21 \cos^2 9,09027^{\circ}}{195^2 \cdot 62,5 \cdot 1,87}} = 187 \text{ МПа}.$$

Условие сопротивления контактной усталости:

$$\sigma_H < [\sigma_H].$$

В нашем примере это условие не выполняется, так как

$\sigma_H = 187 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 180 \text{ МПа}$. В данном случае наблюдается перегрузка передачи. Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при перегрузке не более 5%. Перегрузка передачи в нашем примере :

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 = \frac{187 - 180}{180} 100 = 3,9\%, \text{ что меньше } 5\%.$$

2.5. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ при расчете зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе

По табл. 1П.36 приложения 1П (п.2) для реверсивной передачи $[\sigma_F] = 0,16 \sigma_H Y_N$.

Определим коэффициент долговечности Y_N .

Суммарное число циклов перемены напряжений

$$N = 60 n_2 L_n = 60 \cdot 74 \cdot 16 \cdot 10^3 = 71,04 \cdot 10^6,$$

где $n_2 = n_1 / u_q = 1435 / 19,5 = 74 \text{ мин}^{-1}$.

Для заданного типового режима нагружения 2 по табл. 1П.36 коэффициент эквивалентности $K_{FE} = 0,1$.

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

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N = 0,1 \cdot 71,04 \cdot 10^6 = 7,1 \cdot 10^6.$$

Тогда коэффициент долговечности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе (см. табл. 1П.36):

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{7,1 \cdot 10^6}} = 0,8.$$

При этом должно выполняться условие

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

Данное условие выполняется и окончательно $Y_N = 0,8$.

Тогда при $\sigma_B = 425 \text{ МПа}$ для бронзы БрА9ЖЗЛ:

$$[\sigma_F] = 0,16 \sigma_B Y_N = 0,16 \cdot 425 \cdot 0,8 = 54 \text{ МПа}.$$

2.6. 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

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = 39 / \cos^3 9,09027^\circ \cong 41.$$

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

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} Y_F = 0,7 \frac{3231 \cdot 1,21}{54 \cdot 4,937} 1,54 = 16 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_F] = 54 \text{ МПа}$.

2.7. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при кратковременной перегрузке

По табл. 1П.36 приложения 1П (п.3) 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 $K_H = T_{\text{пуск}} / T = 1,8$ - кратковременная перегрузка (см. исходные данные).

Контактная прочность зубьев червячного колеса при кратковременной перегрузке обеспечена, так как

$$\sigma_{H \max} = 251 \text{ МПа} < [\sigma_{H \max}] = 390 \text{ МПа.}$$

2.8. 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 табл. 1П.36 приложения 1П (п.4) предельно допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 195 = 156 \text{ МПа.}$$

Максимальные напряжения изгиба при кратковременной перегрузке

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_H = 16 \cdot 1,8 = 29 \text{ МПа.}$$

Изгибная прочность зубьев червячного колеса при кратковременной перегрузке обеспечивается, так как

$$\sigma_{F \max} = 29 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}] = 156 \text{ МПа.}$$

2.9. 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 – °С; P_1 – мощность на валу червяка, Вт; K_T – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С) для корпусов при естественном охлаждении $K_T \approx 16$ Вт/(м²·°С); A – площадь поверхности охлаждения корпуса за исключением поверхности дна, которой корпус прилегает к раме или плите, м² (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 $[t] = 80...90^\circ\text{C}$ – для редукторных смазочных материалов и $[t] = 100...120^\circ\text{C}$ – 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 $K_{T,B}$ принимают:

$n_B, \text{ мин}^{-1} \dots\dots\dots$	750	1000	1500	3000
$K_{T,B}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \dots\dots$	24	29	35	50

Обычно $n_B = n_1$, где n_1 – частота вращения вала червяка.

2.10. Конструирование вала червяка

В качестве прототипа примем конструкцию вала червяка на рис. 4.30,б.

Подшипники здесь 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_1 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 установлено дистанционное кольцо.

В качестве плавающей опоры используется радиальный шарикоподшипник, внутреннее кольцо которого закреплено на валу с помощью пружинного упорного плоского кольца.

Конец вала червяка соединен с валом двигателя упругой втулочно-пальцевой муфтой (см. схему привода). Диаметр вала двигателя 4A100S4Y3 $d_1 = 28 \text{ мм}$ (см. табл. 1П.2 приложение 1П).

Диаметр конца вала червяка, имеющего коническую форму, принимаем такого же размера, т.е. $d_1 = 28 \text{ мм}$, что соответствует ГОСТ 12081-72 (см. табл. 2П.2 приложения 2П). В данной таблице длина конца вала $l_1 = l = 42 \text{ мм}$ (здесь l – длина конца вала исполнения 2 – короткий, тип 2).

Таким образом, размеры первой ступени вала: $d_1 = 28 \text{ мм}$, $l_1 = 42 \text{ мм}$, форма

конца вала коническая, тип 2 (ГОСТ 12081-72). Следует отметить, что допускается увеличение диаметра d_1 в сравнении с диаметром вала двигателя в пределах размеров отверстий, выполняемых в полумуфтах стандартной муфты определенного наружного диаметра D , см., например, ГОСТ 21424-93, 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 $M33 \times 1,5$. 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 $M36 \times 1,5$. Для выхода резьбонарезного инструмента предусматриваем канавку, размеры которой принимаем по табл. 2П.5 приложения 2П.

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 размерам подшипников. По табл. 2П.15 приложения 2П выбираем предварительно конические роликоподшипники средней серии 7308.

Пятая ступень диаметром d_5 является буртиком (запличиком) для подшипника 7308. По табл. 2П.18 приложения 2П $d_5 = d_{б.н} = 49...60$ мм. Так как для червяка $d_{f1} = 50,5$ мм, то с целью обеспечения свободного выхода инструмента при нарезании витков ($d_{f1} > d_5$) принимаем окончательно $d_5 = 50$ мм.

Размеры нарезаемой части червяка (шестая ступень) были определены ранее (см. п. 2.3): $d_1 = 62,5$ мм; $d_{a1} = 72,5$ мм; $d_{f1} = 50,5$ мм; $b_1 = 88$ мм.

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) $d_{б.н} = 46,5...47,5$ мм. Но так как седьмая ступень вала, являющаяся буртиком для подшипника 208, имеет размер $d_7 = 50$ мм, что больше рекомендуемого $d_{б.н}$, то перед подшипником следует на небольшой длине уменьшить седьмую ступень до размера $d_{б.н} = 47$ 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.

2.11. Конструирование червячного колеса

2.11.1. Общие рекомендации

Червячные колеса обычно выполняют составными: центр – из чугуна или стали, венец из бронзы (иногда латуни).

При единичном или мелкосерийном производстве при $d_{aM2} < 300$ мм венец колеса соединяют с центром посадкой с натягом (табл. 2П.48 приложения 2П, рис. 1, а, б). При $d_{aM2} \geq 300$ мм допускается крепление венца к центру осуществлять болтами, поставленными без зазора (табл. 2П.48 приложения 2П, рис. 1, в).

При серийном производстве (годовой выпуск более 100 штук) в основном применяют червячные колеса с наплавленным венцом (табл. 2П.48 приложения 2П, рис. 2). Изготавливают их заливкой предварительно нагретого центра расплавленной бронзой. Для более надежного соединения наплавленного венца с центром после остывания на ободе центра предусматривают углубления или выступы, воспринимающие в процессе работы червячной передачи окружную F_{t2} и осевую F_{a2} силы, возникающие в зацеплении.

После заливки венца и остывания червячного колеса выполняют механическую обработку и нарезание зубьев.

По виду обода и диска, связывающего обод центра со ступицей, червячные колеса могут быть:

- а) с симметрично расположенным диском, выполненным с отверстиями (табл. 2П.48 приложения 2П, рис. 1, а) или без отверстий (табл. 2П.48, рис. 1, б);
- б) с несимметрично расположенным диском (табл. 2П.48, рис. 1, в);
- в) со сплошным центром (толщина диска равна ширине обода, см. рис. 4.32, а); они обладают наибольшей жесткостью, но в то же время являются наиболее металлоемкими и получили распространение лишь в малогабаритных редукторах или в редукторах средних размеров при индивидуальном и мелкосерийном производстве.

2.11.2. Определение основных размеров червячного колеса

В нашем примере для мелкосерийного производства при $d_{aM2} = 205$ мм принимаем конструкцию червячного колеса с симметрично расположенным диском без отверстий и бронзовым венцом, соединенным с центром посадкой с натягом (табл. 2П.48 приложения 2П, рис. 1, б). При этом размеры конструктивных элементов колеса:

$$S = 2m + 0,05b_2 = 2 \cdot 5 + 0,05 \cdot 54 = 12,7 \text{ мм};$$

$$S_o = 1,25S = 1,25 \cdot 12,7 \cong 16 \text{ мм};$$

$$C = (1,2 \dots 1,3)S_o = (1,2 \dots 1,3)16 = 19,2 \dots 20,8 \text{ мм}.$$

Принимаем $C = 20 \text{ мм}$;

$$f = 0,5m = 0,5 \cdot 5 = 2,5 \text{ мм},$$

что соответствует стандартному значению по табл. 6.1, примечание 2 (см. п.6).

Диаметр вала под ступицей колеса

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{315 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 43 \text{ мм};$$

где $[\tau] = 15 \dots 22 \text{ МПа}$ - для промежуточных валов (см. п. 5, раздел 1).

По табл. 1П.13 приложения 1П принимаем $d = 45 \text{ мм}$.

Диаметр ступицы колеса (при стальном центре)

$$d_{CT} \approx 1,55d = 1,55 \cdot 45 = 70 \text{ мм}.$$

Длина ступицы

$$l_{CT} \approx 1,2d = 1,2 \cdot 45 = 54 \text{ мм}.$$

Диаметры колеса d_2 , d_{a2} , d_{f2} , и d_{am2} , а также ширина венца b_2 были определены ранее (см. п. 2.3).

Вал, на котором устанавливается червячное колесо, выполнен заодно с шестерней тихоходной цилиндрической ступени. Расстояние между ними определяется наружным диаметром D' прилива плавающей опоры (см. рис. 4.30, б). В опорах вала применяют в основном конические роликоподшипники, поставленные по схеме 1 – враспор.

ПРИМЕР 2

Расчитать прямозубую и косозубую цилиндрические передачи соосного двухступенчатого горизонтального редуктора привода (см. схему) по следующим исходным данным:

- передаточное число быстроходной ступени $u_B = 3,95$, тихоходной - $u_T = 4,89$;
- мощность P_i , частота вращения n_i и вращающий момент T_i на валах привода:

вал I : $P_I = 6,4 \text{ кВт}$; $n_I = 965 \text{ мин}^{-1}$; $T_I = 63 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

вал II : $P_{II} = 6,2 \text{ кВт}$; $n_{II} = 244 \text{ мин}^{-1}$; $T_{II} = 242 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

вал III : $P_{III} = 6,0 \text{ кВт}$; $n_{III} = 50 \text{ мин}^{-1}$; $T_{III} = 1150 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

в) кратковременная перегрузка $K_n = T_{пуск} / T = 1,7$;

г) расчетный срок службы $L_n = 20 \cdot 10^3 \text{ часов}$;

д) номер типового режима нагружения – 3 (средний нормальный);

е) привод реверсивный;

ж) производство мелкосерийное.

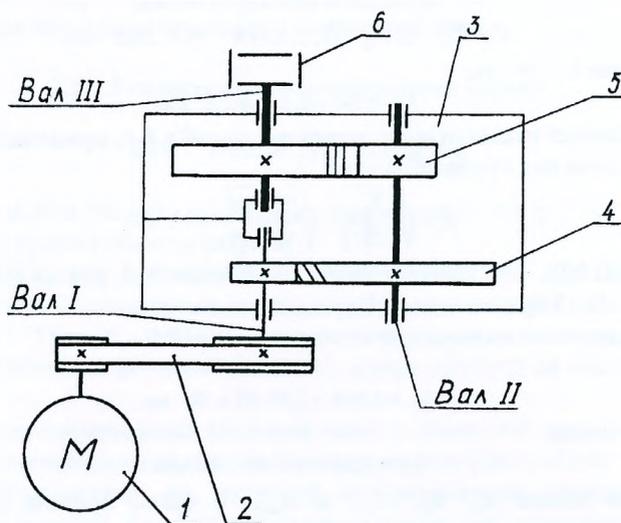


Схема привода :

1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3– редуктор соосный двухступенчатый; 4– цилиндрическая косозубая передача (быстроходная ступень); 5– цилиндрическая прямозубая передача (тихоходная ступень); 6 – муфта соединительная компенсирующая; I, II, III - валы редуктора соответственно быстроходный (входной), промежуточный и тихоходный (выходной).

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

Для соосных цилиндрических двухступенчатых редукторов проектирование зубчатых передач начинают с расчета тихоходной ступени, как более нагруженной. В нашем примере эта ступень является прямозубой.

1. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

- а) частота вращения шестерни $n_1 = n_{II} = 244 \text{ мин}^{-1}$;
- б) частота вращения колеса $n_2 = n_{III} = 50 \text{ мин}^{-1}$;
- в) передаточное число $u = u_r = 4,89$;
- г) вращающий момент на валу шестерни $T_1 = T_{II} = 242 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{III} = 1150 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

1.1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес

Учитывая рекомендации, изложенные в п. 2.1.1 (см. раздел I), 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 HB; т.о. колеса – улучшение, твердость поверхности 235...262 HB; марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40X; 40XH; 35XM и другие.

1.2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на контактную усталость

Средняя твердость H поверхности зубьев:

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

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

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:

$$N_{HE1} = 60c_1n_1L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 244 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,18 = 52,7 \cdot 10^6;$$

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

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. 2.1.2 (раздел I), определяем коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} .

Так как $N_{HE1} > N_{H \text{ lim}1}$, то по формуле (2.3)

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H \text{ lim } 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{23,47 \cdot 10^6}{52,7 \cdot 10^6}} = 0,96,$$

что больше 0,75.

Примечания: 1. Если при расчете по данной формуле получилось $Z_{N1} < 0,75$, то следует принять $Z_{N1} = 0,75$. 2. Допускается при $N_{HE} > N_{H \text{ lim}}$ принимать $Z_N = 1$.

Так как $N_{HE2} < N_{H \text{ lim } 2}$, то по формуле (2.2):

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

что меньше $Z_{N \text{ max}} = 2,6$ - при улучшении.

Примечание. Если при расчете по данной формуле получилось $Z_N > Z_{N \text{ max}}$, то следует принять $Z_N = Z_{N \text{ max}}$, где $Z_{N \text{ max}} = 2,6$ - при улучшении и $Z_{N \text{ max}} = 1,8$ - при закалке ТВЧ и цементации.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на контактную усталость:

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

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

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

1.3. Определение межосевого расстояния

По табл. 1П.11 приложения 1П выберем коэффициент ψ_{ha} . В данной таблице в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор и твердости рабочих поверхностей зубьев указывается диапазон рекомендуемых значений ψ_{ha} . 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 $HB_1 < 350$ и $HB_2 < 350$ для наилучшего случая (несимметричное расположение зубчатых колес относительно опор) принимаем из диапазона $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$ расчетное значение $\psi_{ba} = 0,315$ и наибольшее значение $\psi_{bd \text{ max}} = 1,25$.

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 $\psi_{hd} = 0,93$ принимаем коэффициент $K_{H\beta} = 1,1$.

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

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

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

1.4. Определение модуля передачи

Ориентировочно по табл. 1П.39 приложения 1П 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 $2,6 \dots 5,2 \text{ мм}$ стандартными значениями 1-го ряда являются $m=3, 4$ и 5 мм . Наилучшим решением здесь было бы следующее: для рассчитываемой тихоходной ступени принимается стандартное значение $m=4 \text{ мм}$ и в дальнейшем для быстроходной ступени следовало бы принять $m=3 \text{ мм}$. Однако с методической точки зрения примем для тихоходной ступени $m=5 \text{ мм}$ с целью рассмотрения методики проектирования прямозубой зубчатой передачи со смещением.

1.5. 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.

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 $m = 4$: $z_2 = 130$; $z_1 = 22$; $z_2 = 108$.

1.6. Определение фактического передаточного числа ступени

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

Отклонение u_ϕ от u :

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

1.7. 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: $0,5(d_1 + d_2) = a_w$; $0,5(90 + 430) = 260 \text{ мм}$.

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 $x_2 = x_1 + x_2 > 0$) $a_w > a$, 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

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

Принимаем $b_2 = 82 \text{ мм}$.

Ширина венца шестерни

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

Уточняем коэффициент ψ_{hd} :

$$\psi_{hd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{82}{90} = 0,91, \text{ что меньше } \psi_{hd \max} = 1,25 \text{ (см.п.1.3).}$$

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

1.8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала для их изготовления

Диаметр заготовки шестерни

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

Условие пригодности заготовки шестерни

$$D_{заг} \leq D_{пред},$$

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

Таким образом, для изготовления шестерни принимаем сталь 40X.

Выберем материал для изготовления колеса. Для этого определим толщину заготовки диска колеса $c_{заг}$ и толщину заготовки обода $S_{заг}$ (см. рис. 2.2, раздел I):

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

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

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

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

1.9. 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

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 244}{60 \cdot 10^3} = 1,15 \text{ м/с.}$$

По табл. ПП.15 приложения ПП, 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.

1.10. Окончательное определение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на контактную усталость

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1.10 (раздел I) принимаем параметр шероховатости $R_a=3,2$ и коэффициент $Z_R=0,9$. Коэффициент $Z_V=1$, т.к. $V < 5$ м/с.

Тогда окончательно

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\text{lim}1}}{S_{H1}} Z_{M1} Z_R Z_V = \frac{641}{1,1} \cdot 0,96 \cdot 0,9 \cdot 1 = 503 \text{ МПа};$$

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

Таким образом, окончательные 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, окончательная величина расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ будет такой же, как и при предварительном расчете, т.е. $[\sigma_H] = 501$ МПа (см. п. 1.2).

Примечание. Если при окончательном расчете получены значения $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ отличные от ранее рассчитанных величин в п. 1.2, то принимается новое значение расчетной величины $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$, где $[\sigma_H]_{\min}$ – минимальное из окончательных напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

1.11. 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 :

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

1.12. Определение коэффициента нагрузки K_H

При расчете на контактную усталость

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

Коэффициент $K_{H\alpha} = 1$ – для прямозубых передач.

Коэффициент $K_{H\beta}$ уточняем по той же кривой III при $HB_1 < 350$ и $HB_2 < 350$ (см. табл. 1П.12 приложения 1П), что и при предварительном расчете в п. 1.3, в зависимости от уточненной в п. 1.8 величины $\psi_{hd} = 0,91$ (предварительно было $\psi_{hd} = 0,93$). 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 $HB_1 < 350$ и $HB_2 < 350$.

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

Тогда динамическая добавка

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

Коэффициент $K_{H\nu}$:

$$K_{H\nu} = 1 + \nu_H = 1 + 0,04 = 1,04.$$

Окончательно

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

1.13. Проверочный расчет передачи на контактную усталость

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

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

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубой передачи

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \mathcal{E}_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,67}{3}} = 0,88.$$

Расчетное значение контактного напряжения

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

где $b_w = b_2 = 82$ мм.

Спротивление 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. $\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100 \leq [\Delta\sigma_H] = 4\%$. 2. Рекомендации при $\Delta\sigma_H > 4\%$ даны в приложении к п. 2.1.13 (раздел I).

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 $\sigma_{F \text{ lim}}$ и коэффициент запаса S_F :

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

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

где H_{HB1} и H_{HB2} - см. п. 1.2;

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

Для шестерни при $H_{HB1} < 350$ показатель $q_F = 6$, для колеса при $H_{HB2} < 350$ аналогично $q_F = 6$ (см. п.2.1.14, раздел I).

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 $N_{F \text{ lim}}$:

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

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

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 244 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,065 = 19,03 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,065 = 3,9 \cdot 10^6,$$

где c_1 и c_2 - см. п. 1.2.

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1.2 (раздел I), определяем коэффициенты долговечности Y_{N1} и Y_{N2} .

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

Для колеса при $N_{FE2} < N_{F \text{ lim} 2}$ рассчитывается Y_{N2} по формуле (2.30) при $q_F = 6$:

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

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

Тогда допускаемое напряжение изгиба:

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

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

1.15. 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 $HV_1 < 350$ и $HV_2 < 350$ 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. 1.12.

Тогда динамическая добавка

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

Коэффициент $K_{Fv} = 1 + v_F = 1 + 0,12 = 1,12$.

Окончательно

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

1.16. 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 :

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

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

Сопротивление усталости при изгибе обеспечивается, так как выполняются условия:

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

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

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

1.17. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии максимальной нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на контактную усталость.

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 $\sigma_{T1} = 750 \text{ МПа}$; для колеса из стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ $\sigma_{T2} = 640 \text{ МПа}$.

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

Максимальное контактное напряжение при кратковременной перегрузке

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

где $\sigma_H = 416 \text{ МПа}$ – см. п. 1.13; $K_H = 1,7$ – см. исходные данные.

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

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

1.18. Проверочный расчет передачи при изгибе максимальной нагрузкой

Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии максимальной 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:

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

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

где $\sigma_{F1} = 61 \text{ МПа}$ и $\sigma_{F2} = 67 \text{ МПа}$ – см. п. 1.16.

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

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

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

2. РАСЧЕТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ (БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ)

Исходные данные для расчета:

- а) частота вращения шестерни $n_1 = n_I = 965 \text{ мин}^{-1}$;
- б) частота вращения колеса $n_2 = n_{II} = 244 \text{ мин}^{-1}$;
- в) передаточное число $u = u_{\beta} = 3,95$;
- г) вращающий момент на валу шестерни $T_1 = T_I = 63 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{II} = 242 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчет данной передачи рекомендуется проводить по методике, изложенной в разделе I п.п. 2.1.1...2.1.18.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

2.1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес

См. п. 2.1.1, раздел I.

1.2. Предварительное определение допустимого контактного напряжения при проектном расчете на контактную усталость

См. п. 2.1.2, раздел I.

1.3. Определение межосевого расстояния

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

1.4. Определение модуля передачи

На основании рекомендаций, изложенных в табл. 1П.39 приложения 1П, нормальный модуль m_n ориентировочно:

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

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: $m_n = 3 \text{ мм} > m_{\min} = 1,5 \text{ мм}$.

2.5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса

Как уже указывалось в п. 2.4, 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 $\mathcal{E}_\beta = 1,2$ (в косозубых передачах рекомендуется $\mathcal{E}_\beta \geq 1,1$).

Тогда угол наклона зубьев:

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

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

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

Число зубьев шестерни

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

Принимаем $z_1 = 34$.

Число зубьев колеса

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

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 $8 \dots 20^\circ$.

Подрезание зубьев шестерни исключается, так как выполняется условие

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

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

Дальнейший расчет проводится аналогично изложенному в п.п. 2.1.6...2.1.18 (раздел I).

ПРИМЕР 3

Прямоугольную цилиндрическую передачу внешнего зацепления ($m = 3; z_1 = 22, z_2 = 55$) 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 уравнительного смещения

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

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

Определяем коэффициенты смещения x_1 и x_2 :

$$x_1 = 0,5 \left[x_\Sigma - \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} (x_\Sigma - \Delta y) \right] = 0,5 \left[1,70 - \frac{55 - 22}{55 + 22} (1,70 - 0,2) \right] = 0,53;$$
$$x_2 = x_\Sigma - x_1 = 1,70 - 0,53 = 1,17.$$

Производим проверку межосевого расстояния по вычисленным значениям коэффициентов суммарного x_Σ и уравнительного Δy смещений:

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

что соответствует ранее принятому по ряду $Ra40$ стандартному значению $a_w = 120 \text{ мм.}$

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 $\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a \cos \alpha_t}{a_w}\right) = \arccos\left(\frac{115,5 \cos 20^\circ}{120}\right) = 25,25^\circ$,

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: $d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 66 \cos 20^\circ = 62,020 \text{ мм}$;

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 165 \cos 20^\circ = 155,049 \text{ мм}.$$

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:

$$\varepsilon_{a1} = \frac{z_1 (tg \alpha_{a1} - tg \alpha_{tw})}{2\pi} = \frac{22 (tg 33,04^\circ - tg 25,25^\circ)}{2\pi} = 0,626;$$

$$\varepsilon_{a2} = \frac{z_2 (tg \alpha_{a2} - tg \alpha_{tw})}{2\pi} = \frac{55 (tg 28,73^\circ - tg 25,25^\circ)}{2\pi} = 0,670.$$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2} = 0,626 + 0,670 = 1,296 > 1,2.$$

ПРИМЕР 4

Рассчитать клиноременную передачу, установленную в приводе цепного конвейера (см. схему) по следующим исходным данным:

- электродвигатель привода – 4А132S4У3 ($P_{ном} = 7,5 \text{ кВт}$; $n_{ном} = 1455 \text{ мин}^{-1}$);
- передаточное число клиноременной передачи $u = 2$;
- натяжение ремня – периодическое;
- работа в две смены.

Расчет выполнить для клиновых ремней нормального и узкого сечений и сравнить габариты передачи.

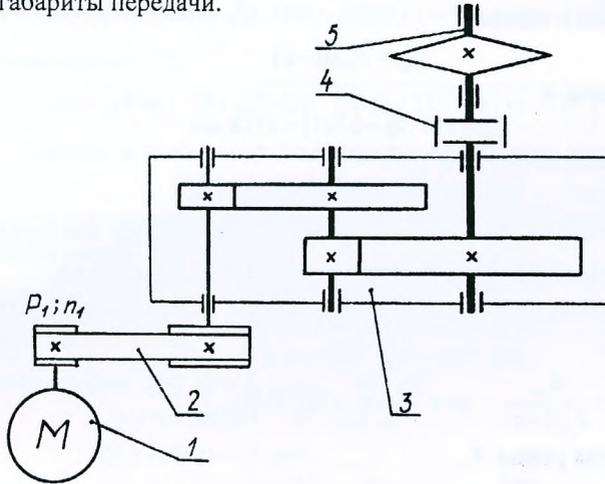


Схема привода:

- 1- электродвигатель; 2- клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта соединительная компенсирующая; 5 – приводной вал цепного конвейера

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.40 приложения 1П, в зависимости от мощности P_1 и частоты вращения n_1 выбираем клиновые ремни: нормального сечения B и узкого сечения SPZ .

2. Определение диаметров шкивов

По табл. 1П.41 приложения 1П минимально допустимый диаметр ведущего (малого) шкива: для ремня $B - d_{p1\min} = 125 \text{ мм}$; для ремня $SPZ - d_{p1\min} = 63 \text{ мм}$. 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.42 приложения 1П). Учитывая данную рекомендацию, принимаем: для сечения ремня $B - d_{p1} = 140 \text{ мм}$; для сечения $SPZ - d_{p1} = 71 \text{ мм}$.

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.42 приложения 1П принимаем стандартные значения d_{p2} : для сечения ремня $B - d_{p2} = 280 \text{ мм}$; для сечения ремня $SPZ - d_{p2} = 140 \text{ мм}$.

Определяем фактическое передаточное число u_ϕ и проверяем его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \quad 100\% \leq 4\%.$$

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 $B - a' \approx 280 \text{ мм}$, для сечения ремня $SPZ - a' \approx 140 \text{ мм}$.

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.41 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.41 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.43 приложения 1П в зависимости от полученной величины V линейным интерполированием определяем приведенную мощность $[P_0]$, передаваемую одним клиновым ремнем.

Для сечения ремня B при $d_{p1} = 140$ мм по табл. 1П.43 имеем : $V = 10$ м/с $[P_0] = 2,70$ кВт; $V = 15$ м/с $[P_0] = 3,45$ кВт. Тогда при $V = 10,7$ м/с:

$$[P_0] = 2,70 + \frac{3,45 - 2,70}{15 - 10} (10,7 - 10) = 2,81 \text{ кВт.}$$

Для сечения ремня SPZ при $d_{p1} = 71$ мм по табл. 1П.43 имеем: $V = 5$ м/с $[P_0] = 1,18$ кВт; $V = 10$ м/с $[P_0] = 1,95$ кВт. Тогда при $V = 5,4$ м/с:

$$[P_0] = 1,18 + \frac{1,95 - 1,18}{10 - 5} (5,4 - 5) = 1,24 \text{ кВт.}$$

По табл. 1П.44 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.45 приложения 1П для передаточного числа u_ϕ коэффициент $C_{u\phi}$ интерполированием: для сечения ремня B ($u_\phi = 2,03$) $C_{u\phi} = 1,13$; для сечения ремня SPZ ($u_\phi = 2$) $C_{u\phi} = 1,13$.

Коэффициент длины ремня согласно Д.Н. Решетова [4] $C_l = \sqrt[4]{l/l_0}$, где l – стандартная длина ремня, l_0 – базовая длина ремня по табл. 1П.43 приложения 1П для соответствующего сечения ремня.

Для сечения ремня B ($l = 1250$ мм; $l_0 = 2240$ мм);

$$C_l = \sqrt[4]{1250/2240} = 0,91.$$

Для сечения ремня SPZ ($l = 630$ мм; $l_0 = 1600$ мм):

$$C_l = \sqrt[4]{630/1600} = 0,86.$$

По табл. 1П.46 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:

$$[P] = [P_0] C_a C_U C_l / C_p.$$

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

$$z = \frac{P_1}{[P] C_z} < 6(8),$$

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 $P_1 = P_{\text{max}} = 7,5 \text{ кВт}$, 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.41 приложения 1П для данного сечения ремня.

Используя выше приведенную методику, для сечения ремня *SPA* получили: $d_{p1} = 100 \text{ мм}$, $d_{p2} = 200 \text{ мм}$, $l = 900 \text{ мм}$, $a = 208 \text{ мм}$, $\alpha_1 = 153^\circ$, $V = 7,6 \text{ м/с}$, $[P_0] = 2,55 \text{ кВт}$. Тогда при $C_a = 0,91$; $C_{l1} = 1,13$; $C_l = 0,84$ (при $l = 900 \text{ мм}$ и $l_0 = 2500 \text{ мм}$); $C_p = 1,2$ имеем $[P] = 1,84 \text{ кВт}$. 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 $F_0(H)$ одного клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_l C_p}{z V C_a C_{l1}} + q V^2,$$

где q – масса 1 м длины ремня; по табл. 1П.41 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 :

$$F_o = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 0,91 \cdot 1,2}{4 \cdot 10,7 \cdot 0,91 \cdot 1,13} + 0,18 \cdot 10,7^2 = 179 \text{ Н.}$$

Для сечения ремня SPA

$$F_o = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 0,84 \cdot 1,2}{5 \cdot 7,6 \cdot 0,91 \cdot 1,13} + 0,12 \cdot 7,6^2 = 171 \text{ Н.}$$

8. Определение консольной нагрузки на вал $F(H)$ ременной передачи

$$F = 2F_o z \sin(\alpha_1/2)$$

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 (c^{-1})

$$U = 10^3 (V/l)$$

Для сечения ремня B

$$U = 10^3 (10,7/1250) = 8,6 \text{ } c^{-1}.$$

Для сечения ремня SPA

$$U = 10^3 (7,6/900) = 8,4 \text{ } c^{-1}.$$

Условие $U \leq [U] = 20 \text{ } c^{-1}$ 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 5

Подобрать подшипники для валов приводов при различных вариантах конструктивного исполнения подшипниковых узлов:

Вариант 1. Проверить возможность установки в опорах тихоходного (выходного) вала коническо – цилиндрического двухступенчатого редуктора (см. п. 12.2) шариковых радиальных однорядных подшипников взамен роликовых конических однорядных подшипников легкой серии 7217. Схема нагружения вала приведена на рис. 11.3, б. На опоры вала действуют силы: радиальные реакции опор $R_{A\lambda} = 19679$ Н и $R_{B\lambda} = 8820$ Н, а также осевая сила на

колесе косозубой цилиндрической передачи $F_{o2T} = 2082 \text{ Н}$. Частота вращения вала $n = 80 \text{ мин}^{-1}$. Требуемая долговечность подшипников $L_n = 12 \cdot 10^3$ часов. Номер типового режима нагружения – 1 (тяжелый). Условия эксплуатации подшипников – обычные.

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. 11.3, б) осевая сила в косозубом зацеплении цилиндрической передачи $F_{o2T} = 2082 \text{ Н}$ направлена в сторону опоры А, то ее воспринимает подшипник данной опоры. Ввиду того, что осевые составляющие от действия радиальных нагрузок в шариковых радиальных подшипниках отсутствуют ($R_{s1} = 0; R_{s2} = 0$), то осевые нагрузки подшипников: опоры А (индекс 1) - $R_{a1} = F_{o2T} = 2082 \text{ Н}$, опоры В (индекс 2) - $R_{a2} = 0$.

3. Определяем отношение $iR_a/C_{or} = 1 \cdot 2082 / (90 \cdot 10^3) = 0,023$, где $i = 1$ – число рядов тел качения; $R_a = R_{a1} = 2082 \text{ Н}$.

4. По табл. 12.3 (см. п.12) для шарикового радиального подшипника при $iR_a/C_{or} = 0,023$ интерполированием коэффициент осевого нагружения $e = 0,21$.

5. Для подшипника опоры 1, воспринимающего осевую силу F_{o2T} , определяем отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 2082 / (1 \cdot 19679) = 0,11$, где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника); $R_{r1} = R_{rA}$.

6. Так как $R_{a1}/(VR_{r1}) = 0,11$, что меньше $e = 0,21$, то по табл. 12.3 (см. п.12) коэффициенты $X = 1, Y = 0$. Таким образом, подшипники будем рассчитывать только с учетом радиальных нагрузок $R_{r1} = R_{rA}$ и $R_{r2} = R_{rB}$. Но так как $R_{r1} > R_{r2}$, то дальнейший расчет производим для более нагруженного подшипника опоры 1 (опоры А).

7. Принимаем коэффициенты: $K_B = 1,4$; $K_T = 1$; $K_{HE} = 0,5$; $a_{23} = 0,75$ (см. табл. 12.2 в п.12).

8. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для более нагруженной опоры 1:

$$P_{r1} = VXR_{r1}K_BK_T = 1 \cdot 1 \cdot 19679 \cdot 1,4 \cdot 1 = 27551 \text{ Н}.$$

9. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность $C_{расч}$ подшипника опоры 1:

$$C_{расч} = P_{r1} \sqrt[3]{\frac{60nL_nK_{HE}}{10^6 a_{23}}} = 27551 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 80 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{10^6 \cdot 0,75}} = 92950 \text{ Н}.$$

10. Так как $C_{расч} = 92950 \text{ Н} < C_r = 133000 \text{ Н}$, то предварительно назначенный шариковый радиальный однорядный подшипник средней серии 317 пригоден.

Примечание. Подшипник легкой серии 217 оказался не пригоден, так как для него в результате аналогичного расчета $C_{расч} > C_r$.

Вариант 2. Подобрать подшипники качения для опор вала червяка (рис. 4.30, б). Частота вращения вала $n = 1435 \text{ мин}^{-1}$. Требуемая долговечность подшипников $L_h = 16 \cdot 10^3$ часов. Диаметр посадочной поверхности вала $d = 40 \text{ мм}$. На опоры вала действуют нагрузки: радиальные реакции опор $R_{rA} = 1160 \text{ Н}$ и $R_{rB} = 283 \text{ Н}$, а также осевая сила на червяке $F_{o1} = 3231 \text{ Н}$. Номер типового режима 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.

Решение. 1. Исходя из диаметра посадочных поверхностей вала червяка $d = 40 \text{ мм}$, предварительно назначаем подшипники: для опоры А – конические роликоподшипники средней серии 7308 (см. табл. 2П.15 приложения 2П) со следующей характеристикой: $C_r = 66 \text{ кН}$; $C_{or} = 47,5 \text{ кН}$; $e = 0,278$; для опоры В – один шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии 208 (см. табл. 2П.11 приложения 2П) с базовой динамической грузоподъемностью $C_r = 32 \text{ кН}$.

2. Определяем суммарную базовую динамическую грузоподъемность комплекта из двух конических роликоподшипников $C_{r\Sigma} = 1,714C_r = 1,714 \cdot 66 = 113,124 \text{ кН}$.

3. Нагрузки для фиксирующей опоры А: радиальная $R_{rA} = 1160 \text{ Н}$, осевая $R_{oA} = F_{o1} = 3231 \text{ Н}$. 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 $R_{oA}/(VR_{rA}) = 2,79 > e = 0,278$, то принимаем для комплекта подшипников, как для двухрядного подшипника: значение угла

$$\alpha = \text{arctg}(e/1,5) = \text{arctg}(0,278/1,5) = 10,50^\circ; \text{ коэффициенты } X = 0,67, \\ Y = 0,67 \text{ctg} \alpha = 0,67 \text{ctg} 10,50^\circ = 3,61.$$

Примечание. Если получилось $R_{oA}/(VR_{rA}) \leq e$, то принимают: $\alpha = \text{arctg}(e/1,5)$, $X = 1$, $Y = 0,45 \text{ctg} \alpha$.

5. Рассчитываем эквивалентную динамическую нагрузку для опоры А, приняв коэффициенты $V = 1$; $K_B = 1,4$; $K_T = 1$:

$$P_{rA} = (XVR_{rA} + YR_{oA})K_B K_T = (0,67 \cdot 1 \cdot 1160 + 3,61 \cdot 3231) \cdot 1,4 \cdot 1 = 17418 \text{ Н}.$$

6. Приняв по табл. 12.1 (см. п.12) коэффициент режима нагрузки $K_{HE} = 0,25$ и по табл. 12.2 коэффициент $a_{23} = 0,65$, определяем расчетную динамическую грузоподъемность комплекта конических роликоподшипников опоры А:

$$C_{r\Sigma \text{ расч}} = P_{rA} \sqrt[3]{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} = 17418^{3,33} \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1435 \cdot 16 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{10^6 \cdot 0,65}} = 114567 \text{ Н.}$$

7. Комплект подшипников опоры А считается пригодным, если выполняется условие: $C_{r\Sigma \text{ расч}} \leq C_{r\Sigma}$. В нашем примере $C_{r\Sigma \text{ расч}} = 114567 \text{ Н} > C_{r\Sigma} = 113124 \text{ Н}$. Учитывая небольшое превышение $C_{r\Sigma \text{ расч}}$ над $C_{r\Sigma}$, предварительно выбранные конические роликоподшипники средней серии 7308 оставляем без изменения. Расчетный ресурс (долговечность) комплекта подшипников опоры А:

$$L_{10h} = a_{23} \left(\frac{C_{r\Sigma}}{P_{rA}} \right)^p \frac{10^6}{60nK_{HE}} = 0,65 \left(\frac{113124}{17418} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 1435 \cdot 0,25} = 15338 \text{ ч.}$$

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 $K_{\beta} = 1,4$ и $K_{\gamma} = 1$:

$$P_{rB} = VXR_{rB}K_{\beta}K_{\gamma} = 1 \cdot 1 \cdot 283 \cdot 1,4 \cdot 1 = 396 \text{ Н.}$$

9. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность $C_{r \text{ расч}}$ подшипника опоры В при $a_{23} = 0,75$ (см. табл. 12.2, п.12):

$$C_{r \text{ расч}} = P_{rB} \sqrt[3]{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} = 396^3 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1435 \cdot 16 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{10^6 \cdot 0,75}} = 3055 \text{ Н.}$$

10. Так как $C_{r \text{ расч}} = 3055 \text{ Н} < C_r = 32 \cdot 10^3 \text{ Н}$, то предварительно назначенный шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии 208 пригоден.

Вариант 3. По данным варианта 2 проверить возможность применения в фиксирующей сдвоенной 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 $C_r = 36,8 \text{ кН}$, статическая $C_{or} = 21,3 \text{ кН}$.

2. Определяем суммарные базовые грузоподъемности комплекта двух подшипников опоры А: динамическая $C_{r\Sigma} = 1,625C_r = 1,625 \cdot 36,8 = 59,8 \text{ кН}$; статическая $C_{or\Sigma} = 2C_{or} = 2 \cdot 21,3 = 42,6 \text{ кН}$.

3. Нагрузки для фиксирующей опоры А: радиальная $R_{rA} = 1160 \text{ Н}$, осевая $R_{oA} = 3231 \text{ Н}$. 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. 12.3 (см.п.12) для $\alpha = 26^\circ$ принимаем коэффициент осевого нагружения $e = 0,68$.

Примечание. Коэффициент e для подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ выбирают в зависимости от отношения $iR_o / C_{or} = iR_{oA} / C_{or\Sigma}$.

5. Определяем отношение $R_{a4}/(VR_{rA}) = 3231/(1 \cdot 1160) = 2,79$, где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника).

6. По табл. 12.3 (см. п.12) при $R_o/(VR_o) = R_{a4}/(VR_{rA}) > e$ коэффициенты $X = 0,67$, $Y = 1,41$ (для двухрядных подшипников при $\alpha = 26^\circ$).

7. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку для опоры А при $V = 1$, $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$P_{rA} = (XVR_{rA} + YR_{a4})K_B K_T = (0,67 \cdot 1 \cdot 1160 + 1,41 \cdot 3231) \cdot 1,4 \cdot 1 = 7466 \text{ Н.}$$

8. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность $C_{r\Sigma \text{ расч}}$ комплекта подшипников опоры А при $a_{23} = 0,75$ (см. табл. 12.2, п.12):

$$C_{r\Sigma \text{ расч}} = P_{rA} \sqrt[3]{\frac{60nL_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} = 7466 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1435 \cdot 16 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{10^6 \cdot 0,75}} = 57600 \text{ Н.}$$

9. Так как $C_{r\Sigma \text{ расч}} = 57600 \text{ Н} < C_{r\Sigma} = 59800 \text{ Н}$, 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.

**Раздел III
ПРИЛОЖЕНИЯ**

ПРИЛОЖЕНИЕ III

Таблица III.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) 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
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	0,98
8. Подшипники качения (одна пара)	0,99

Электродвигатели

Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые единой серии 4А (закрытые, обдуваемые)

Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность P_2 ($P_{ном}$), кВт	Номинальная частота вращения n_2 ($n_{ном}$), мин ⁻¹	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м ²
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{min} / T_{ном}$	$T_{max} / T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{син ср} = 3000$ 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	$5,92 \cdot 10^{-3}$
4А100L2У3	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	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4А180M2У3	30	2945	1,4	1,0	2,2	$8,5 \cdot 10^{-2}$

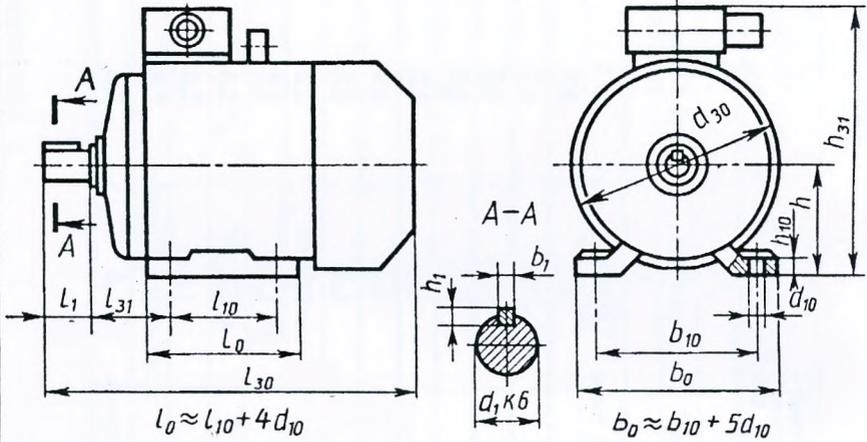
Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_3 (P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_3 (n_{ном})$, $мин^{-1}$	Кратности моментов			Момент инерции ротора, $кг \cdot м^2$
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{min} / T_{ном}$	$T_{max} / T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 1500 \text{ мин}^{-1}$						
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

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, $кг \cdot м^2$
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{min} / T_{ном}$	$T_{max} / T_{ном}$	
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	870	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

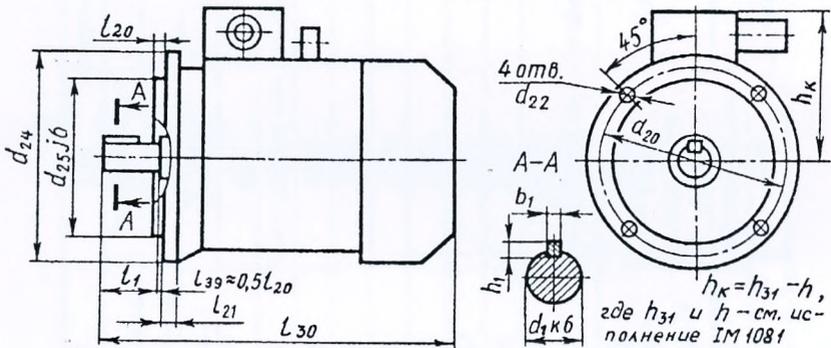
Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_э (P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_э (n_{ном})$, мин ⁻¹	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м ²
			$T_{пуск} / T_{ном}$	$T_{min} / T_{ном}$	$T_{max} / T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 750 \text{ мин}^{-1}$						
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	7,37

Размеры двигателей

Исполнение IM 1081 (на лапах)



Исполнение IM 3081 (фланцевое)



Пример обозначения электродвигателя 4А 160 М6 УЗ для работы в зоне с умеренным климатом:

Двигатель 4А 160 М6 УЗ ГОСТ 19523 – 81

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	50	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	15	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
160S	4, 6, 8	358	110	624	48	14	9	178	108	15	254	160	18	430	5	18	300	19	350	250

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}
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	18	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, M – 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 и не согласовывают со стандартным рядом номинальных передаточных чисел.

3. Для стандартных редукторов общего применения номинальные числа передач и 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 $\varepsilon_a = 1,2$, 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 торцевой плоскости (для прямозубой передачи $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$).

Диаметры окружностей вершин d_o и впадин d_f зубьев при высотной модификации:

$$d_{o1} = d_1 + 2m_n(h_o^* + x_1)$$

$$d_{o2} = d_2 + 2m_n(h_o^* + x_2)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m_n(h_o^* + c^* - x_1)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m_n(h_o^* + c^* - x_2)$$

где $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$ (для прямозубой передачи $m_n = m$ и $\beta = 0$); h_o^* и c^* - коэффициенты высоты головки зуба и радиального зазора (при исходном контуре по ГОСТ 13154-81 $h_o^* = 1$ и $c^* = 0,25$).

При определении диаметров d_o 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 $u m_n = (x_1 + x_2 - \Delta y) m_n$, где y - коэффициент воспринимаемого смещения, а Δy - коэффициент уравнивающего смещения. Таким образом, при угловой модификации высоту зуба надо уменьшить на величину $\Delta u m_n$.

Следует отметить, что в косозубых передачах угловая коррекция малоэффективна и при внешнем зацеплении практически не применяется. Поэтому приведем формулы для определения диаметров d_o и d_f при угловой модификации только для прямозубой передачи:

$$d_{o1} = d_1 + 2m(h_o^* + x_1 - \Delta y)$$

$$d_{o2} = d_2 + 2m(h_o^* + x_2 - \Delta y)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_o^* + c^* - x_1)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_o^* + c^* - x_2)$$

Рекомендации по разбивке передаточного числа двухступенчатого редуктора по ступеням

Редуктор (передаточное число u_p)	Схема	Передаточное число	
		Тихоход- ной ступени u_T	Быстро- ходной 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 (Т.О.)	Характеристика вариантов термообработки
I	1. Т.О. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ. 2. Т.О. колеса – улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
II	1. Т.О. шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC ₃ , 48...53 HRC ₃ (см. табл. 1П. 7). 2. Т.О. колеса – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
III	1. Т.О. шестерни и колеса одинаковые - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC ₃ , 48...53 HRC ₃ (см. табл. 1П. 7). 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
IV	1. Т.О. шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56...63 HRC ₃ . 2. Т.О. колеса – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC ₃ , 48...53 HRC ₃ (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	1. Т.О. шестерни и колеса одинаковые - улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56...63 HRC ₃ . 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 20Х; 20ХН2М; 18ХГТ; 12ХН3А; 25ХГМ и др.

Характеристика материалов для изготовления зубчатых колес [1]

Марка стали	Термо-обработка	Твердость		σ_T МПа	Размеры, мм	
		Сердцевины	Поверхности		$D_{пред}$	$S_{пред}$
45	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	540	125	80
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	650	80	50
40Х	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	640	200	125
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	750	125	80
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302 НВ	45...50 HRC _Э	750	125	80
40ХН, 35ХМ	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	630	315	200
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	750	200	125
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302 НВ	48...53 HRC _Э	750	200	125
20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГМ	Улучшение цементация и закалка	300...400 НВ	56...63 HRC _Э	800	200	125

Таблица 1П. 8

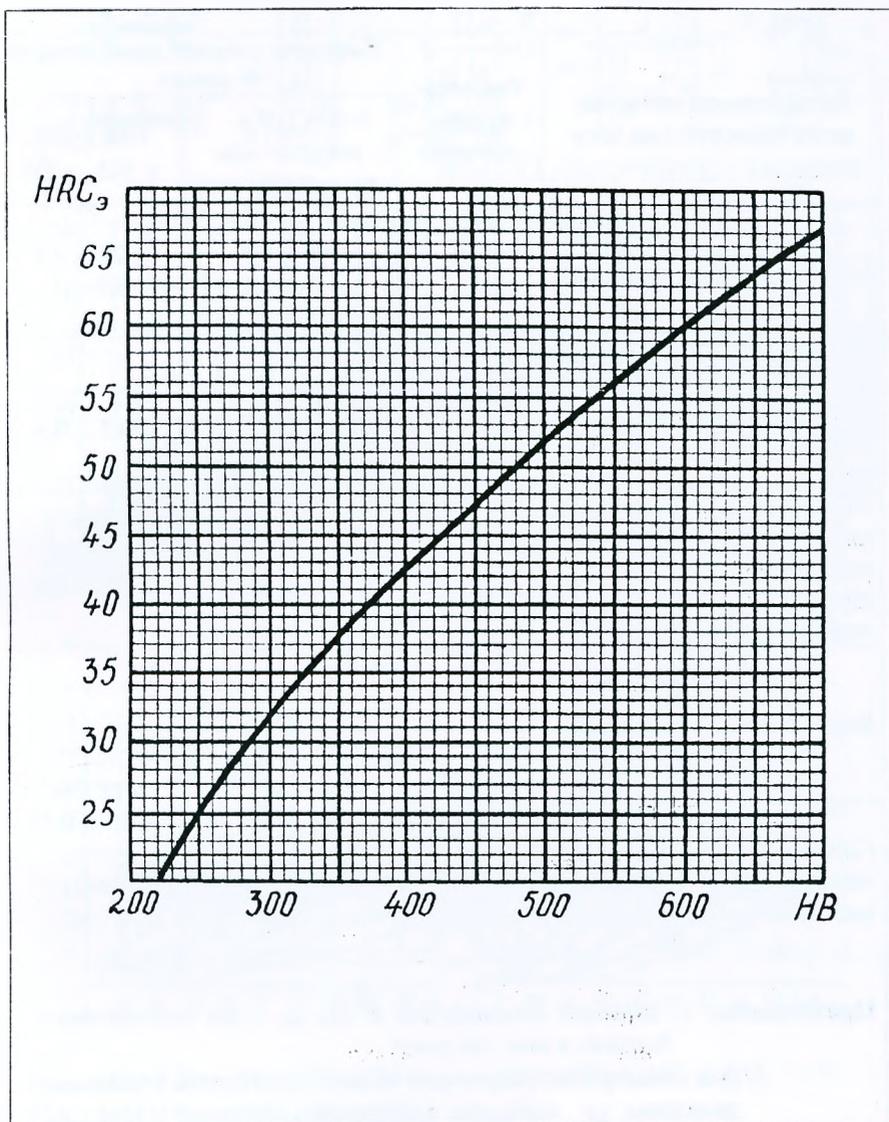
Коэффициенты μ_H и μ_F

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

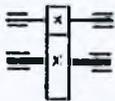
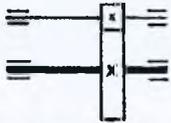
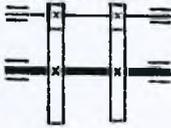
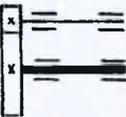
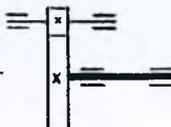
Величины $\sigma_{H\text{ lim}}$, S_H , $\sigma_{F\text{ lim}}$, S_F , $[\sigma_{H\text{ max}}]$, $[\sigma_{F\text{ max}}]$

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.	$2 H_{\text{HB}} + 70$	1,1	$1,75 H_{\text{HB}}$	1,7	$2,8 \sigma_T$	$2,74 H_{\text{HB}}$
Улучшение и закалка ТВЧ (модуль $m_n \geq 3$ мм)	40X; 40XH; 35XM	$17 H_{\text{HRCэ пов}} + 200$	1,2	650	1,7	$40 H_{\text{HRCэ пов}}$	1260
Улучшение и закалка ТВЧ (модуль $m_n < 3$ мм)				550			1430
Улучшение, цементация и закалка	20X; 18XГТ; 20XH2M; 12XH3A; 25XГМ	$23 H_{\text{HRCэ пов}}$	1,2	750	1,5	$40 H_{\text{HRCэ пов}}$	1200

Примечание. H_{HB} – средняя твердость поверхности (сердцевины) в единицах HB;
 $H_{\text{HRCэ пов}}$ – средняя твердость поверхности в единицах HRCэ

График соотношения твердостей выраженных в единицах HB и HRC₃

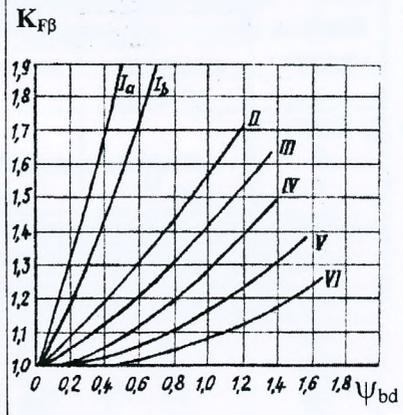
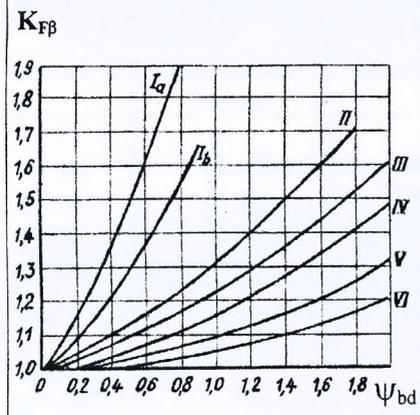
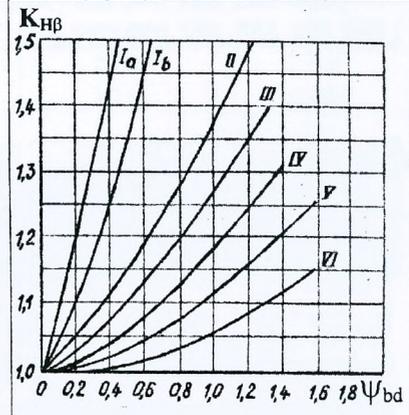
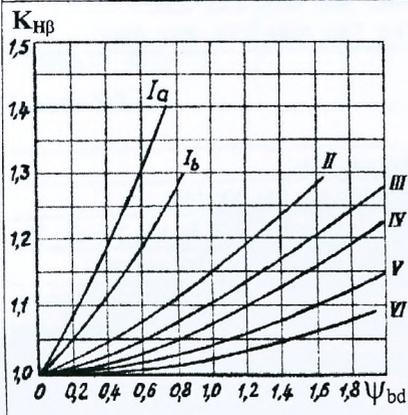
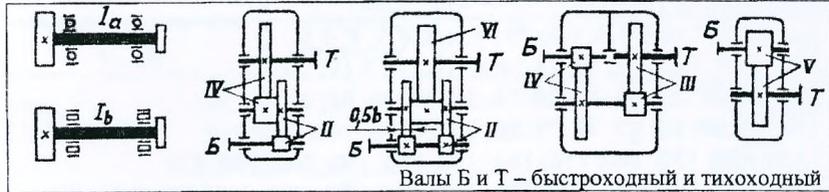
Коэффициенты Ψ_{ba} и $\Psi_{bd\ max}$

Расположение зубчатых колес относительно опор	Рекомендуемые значения	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		HB ₁ ≤ 350 и HB ₂ ≤ 350 или HB ₁ > 350; HB ₂ ≤ 350	HB ₁ > 350 и HB 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 нераздвоенной ступени 	Ψ_{ba} $\Psi_{bd\ max}$	0,25 ... 0,4 1 ... 1,25	0,2 ... 0,25 0,65 ... 0,8
Несимметричное для раздвоенной ступени (одной ее половины) 	Ψ_{ba} $\Psi_{bd\ max}$	0,2 ... 0,3 1 ... 1,25	0,2 0,65 ... 0,8
Консольное 	Ψ_{ba} $\Psi_{bd\ max}$	0,2 ... 0,25 0,6 ... 0,7	0,15 ... 0,2 0,45 ... 0,55
Симметрично-консольное 			

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 $K_{НВ}$ и $K_{ФВ}$



При $НВ_1 \leq 350$ и $НВ_2 \leq 350$
или $НВ_1 > 350$; $НВ_2 \leq 350$

При $НВ_1 > 350$ и $НВ_2 > 350$

Таблица 1П.13

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряд Ra40
... 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	
	цилиндри- ческих	конических	цилиндри- ческих	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 $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых передач [3]

Окружная скорость V , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
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	1,3
свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Таблица 1П.17

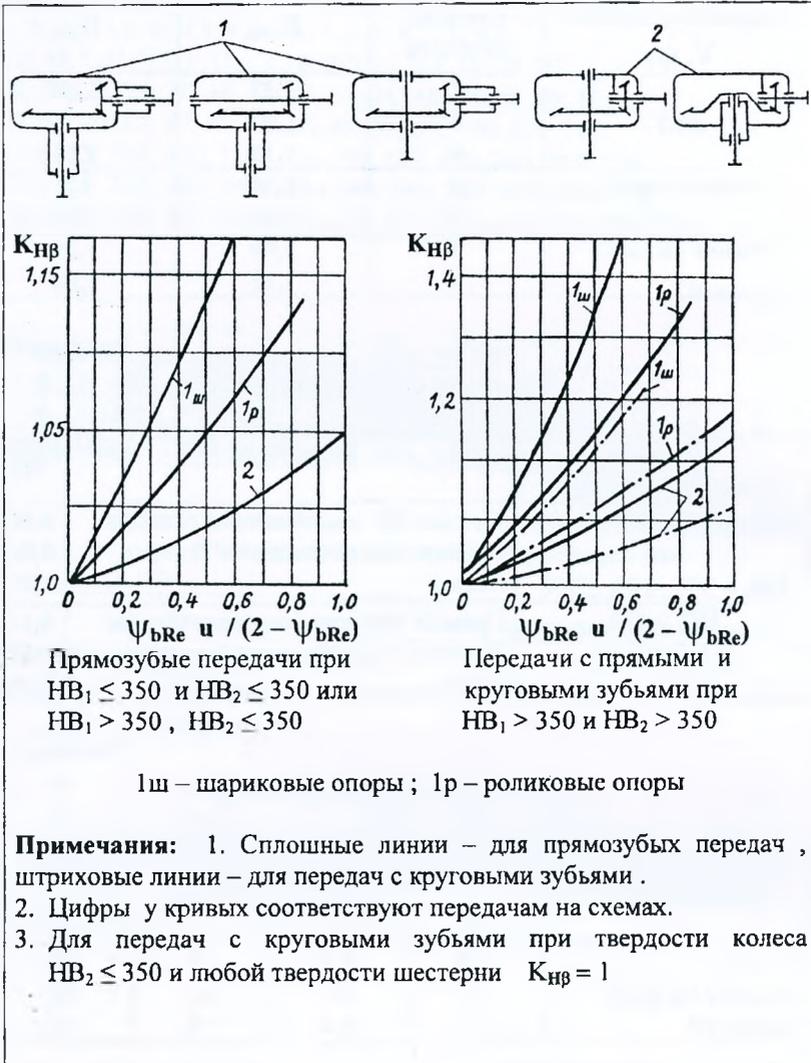
Значения коэффициента δ_H

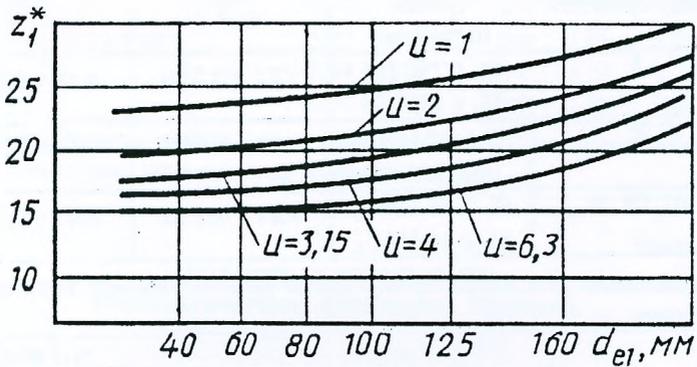
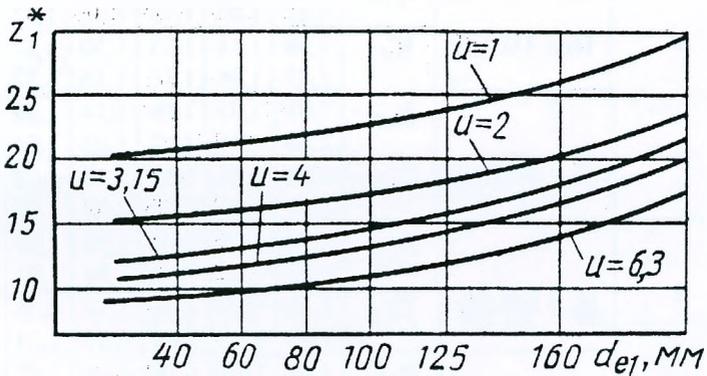
Твердость поверхностей зубьев	Вид зубьев	δ_H
$HV_1 \leq 350$ и $HV_2 \leq 350$ или $HV_1 > 350$; $HV_2 \leq 350$	Прямые без модификации головки	0,06
	Прямые с модификацией головки	0,04
	Косые	0,02
$HV_1 > 350$ и $HV_2 > 350$	Прямые без модификации головки	0,14
	Прямые с модификацией головки	0,10
	Косые	0,04

Таблица 1П.18

Значения коэффициента q_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

Число зубьев шестерни z_1^* конической передачиГрафик для определения числа зубьев шестерни z_1^* конической передачи с прямыми зубьямиГрафик для определения числа зубьев шестерни z_1^* конической передачи с круговыми зубьями

Значения коэффициентов Q_H и Q_F для конических передач с круговыми зубьями

Вариант термообработки	Твердость поверхности зубьев передачи	Q_H	Q_F
I	$H_1 \leq 350 \text{ HB}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$1,22 + 0,21u$	$0,94 + 0,08u$
II	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$1,13 + 0,13u$	$0,85 + 0,043u$
III, IV, V	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$ $H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3$	$0,81 + 0,15u$	$0,65 + 0,11u$

Примечание. u – передаточное число рассчитываемой конической передачи

Таблица ПП.22

Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV}

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость V , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	K_{HV}	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	1,29 1,07	1,36 1,08
		K_{FV}	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
	$H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3$	K_{HV}	1,03 1,00	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,19 1,03	1,24 1,04
		K_{FV}	1,03 1,01	1,05 1,02	1,09 1,03	1,13 1,05	1,17 1,07	1,22 1,08
7	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	K_{HV}	1,04 1,01	1,08 1,02	1,16 1,04	1,24 1,06	1,32 1,07	1,40 1,08
		K_{FV}	1,10 1,03	1,20 1,06	1,38 1,11	1,58 1,17	1,78 1,23	1,96 1,29
	$H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3$	K_{HV}	1,03 1,01	1,06 1,01	1,10 1,02	1,16 1,03	1,22 1,04	1,26 1,05
		K_{FV}	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
8	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	K_{HV}	1,05 1,01	1,10 1,03	1,20 1,05	1,30 1,07	1,40 1,09	1,50 1,12
		K_{FV}	1,13 1,04	1,28 1,07	1,50 1,14	1,77 1,21	1,98 1,28	2,25 1,35

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость V, м/с					
			1	2	4	6	8	10
8	$H_2 \geq 45HRC_3$	K_{HV}	1,04 1,01	1,07 1,01	1,13 1,02	1,20 1,03	1,26 1,04	1,32 1,05
		K_{FV}	1,04 1,01	1,07 1,02	1,14 1,04	1,21 1,06	1,27 1,08	1,34 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

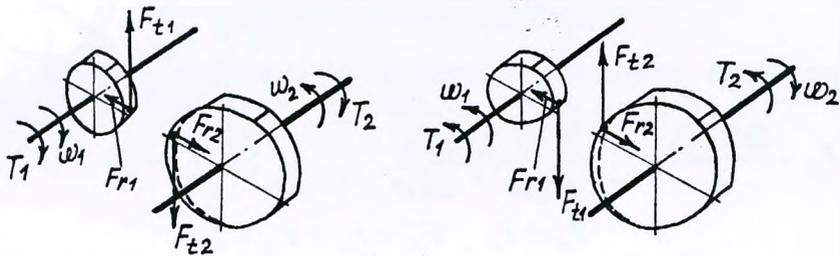


Рис.1

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} ; \quad F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha ; \quad F_{t2} = F_{t1} ; \quad F_{r2} = F_{r1}$$

или

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} ; \quad F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha ; \quad F_{t1} = F_{t2} ; \quad F_{r1} = F_{r2} ,$$

где $F_t, F_r - Н$; $T_1, T_2 - Н \cdot м$; $d_1, d_2 - мм (d_1 = m z_1; d_2 = m z_2)$; $\alpha = 20^\circ$

Примечание. При определении сил в зацеплении цилиндрических и конических передач в данной таблице приняты следующие обозначения :

F_t - окружная сила ; F_r - радиальная сила ; F_o - осевая сила ; T - вращающий момент на валу ; индекс "1" относится к шестерне, индекс "2" - к колесу.

Цилиндрическая косозубая передача

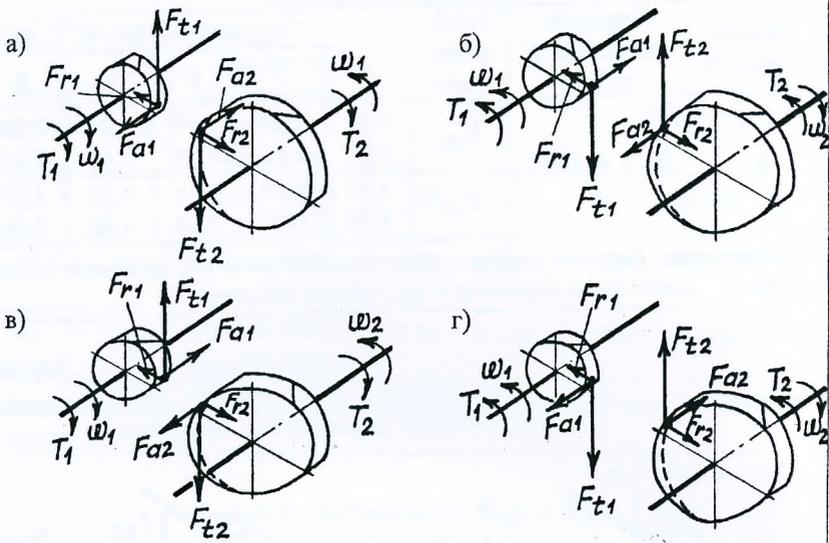


Рис.2

$$F_{n1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} ; \quad F_{r1} = F_{n1} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} ; \quad F_{a1} = F_{n1} \operatorname{tg} \beta ;$$

$$F_{t2} = F_{n1} ; \quad F_{r2} = F_{r1} ; \quad F_{a2} = F_{a1}$$

или

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} ; \quad F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} ; \quad F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta ;$$

$$F_{n1} = F_{t2} ; \quad F_{r1} = F_{r2} ; \quad F_{a1} = F_{a2} ,$$

где $F_t, F_r, F_a - \text{H}$; $T_1, T_2 - \text{H} \cdot \text{м}$;

$d_1, d_2 - \text{мм} (d_1 = m_n z_1 / \cos \beta ; d_2 = m_n z_2 / \cos \beta)$; $\alpha = 20^\circ$

Коническая прямозубая передача

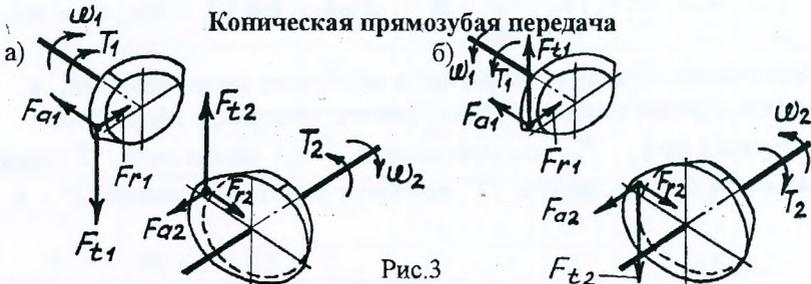


Рис.3

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{m1}} ; \quad F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 ; \quad F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 ;$$

$$F_{t2} = F_{t1} ; \quad F_{r2} = F_{a1} ; \quad F_{a2} = F_{r1}$$

или

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} ; \quad F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 ; \quad F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 ;$$

$$F_{t1} = F_{t2} ; \quad F_{r1} = F_{a2} ; \quad F_{a1} = F_{r2} ,$$

где $F_t, F_r, F_a - \text{H}$; $T_1, T_2 - \text{H} \cdot \text{м}$; $d_{m1}, d_{m2} - \text{мм}$, 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 :

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{m1}} \quad \text{или} \quad F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} ,$$

где $T_1, T_2 - \text{H} \cdot \text{м}$; $d_{m1}, d_{m2} - \text{мм}$, здесь $d_{m1} = m_{tm} z_1$; $d_{m2} = m_{tm} z_2$; $m_{tm} = m_{nm} / \cos \beta_m$.

При этом $F_{t1} = F_{t2}$.

Направление сил F_{t1} и F_{t2} такое же, как и в конической прямозубой передаче и зависит только от направления вращения шестерни (см. рис.3).

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = \gamma_r F_{t1} .$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = \gamma_a F_{t1} .$$

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 (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):

$$\gamma_r = 0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1;$$

$$\gamma_a = 0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1;$$

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):

$$\gamma_r = 0,444 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1;$$

$$\gamma_a = 0,444 \sin \delta_1 - 0,7 \cos \delta_1.$$

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:

$$F_{r2} = -F_{a1}; \quad F_{a2} = -F_{r1}.$$

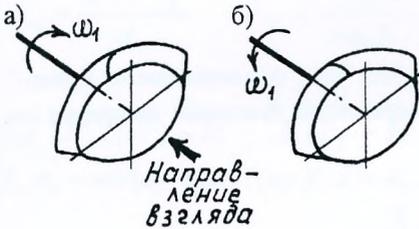


Рис. 4

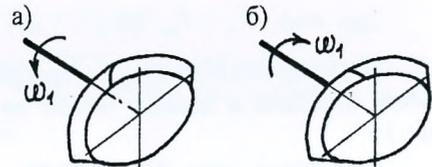


Рис. 5

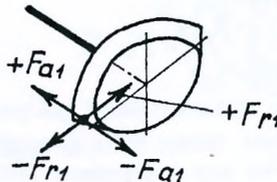


Рис. 6

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 ($\delta_1 = 17,45655^\circ$).

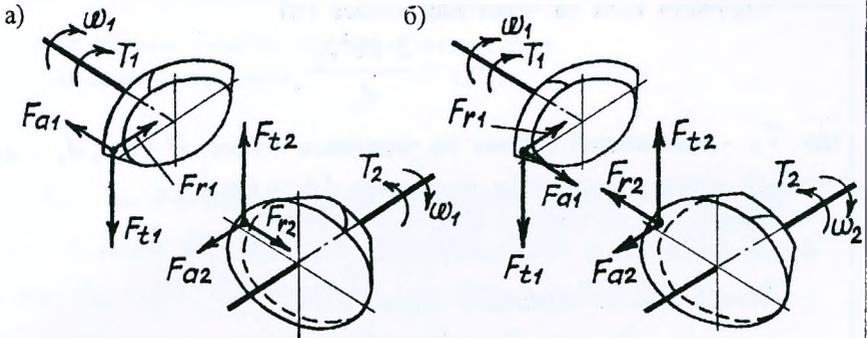


Рис. 7

Червячная передача

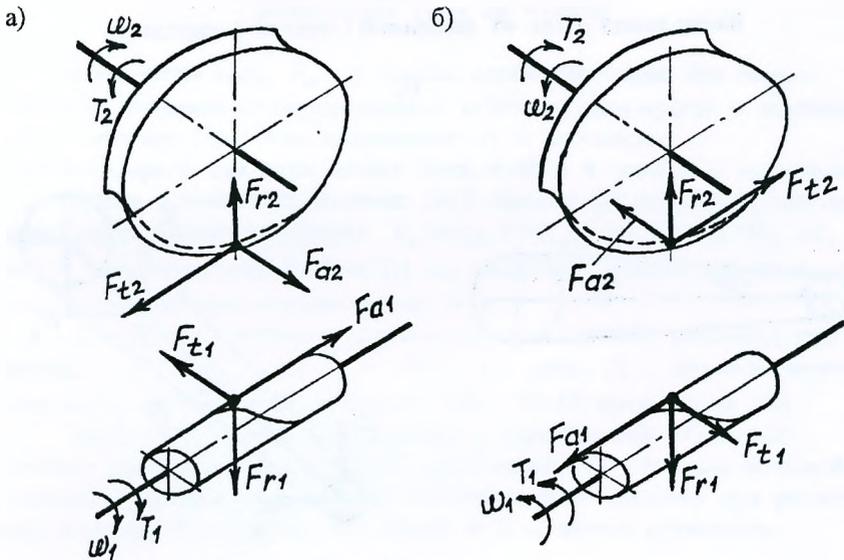


Рис. 8

Окружная сила на червяке (Н)

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$$

где T_1 - вращающий момент на червяке, $H \cdot м$; d_1 - делительный диаметр червяка, мм ($d_1 = qm$).

Окружная сила на червячном колесе (Н)

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}$$

где T_2 - вращающий момент на червячном колесе, $H \cdot м$; d_2 - делительный диаметр червячного колеса, мм ($d_2 = mz_2$).

Осевая сила на червяке (Н)

$$F_{o1} = F_{t2}$$

Осевая сила на червячном колесе (Н)

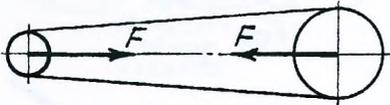
$$F_{o2} = F_{t1}$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе (Н)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} 20^\circ$$

Консольная сила от ременной (цепной) передачи

а)



б)

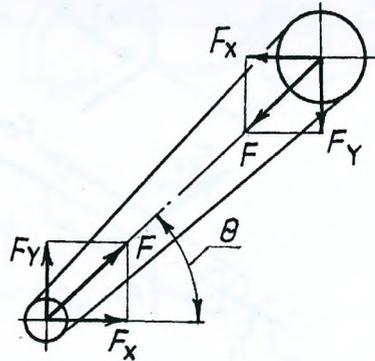


Рис. 9

Консольная сила F ремненной (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 θ менее 40° $k_M=1,15$; 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 ведущей звёздочке, $H \cdot м$; 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 $F_M = (0,2...0,5)F_{oM}$, где $F_{oM} = 2 \cdot 10^3 T_M / d_M$, здесь F_{oM} - окружная сила муфты (Н) на расчётном диаметре d_M (мм) ; T_M - вращающий момент на валу муфты, $H \cdot м$.

Для муфты упругой втулочно-пальцевой (МУВП) рекомендуется принимать $F_M = 0,25F_{oM}$, где $F_{oM} = 2 \cdot 10^3 T_M / D_0$, 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 расчёте валов консольной нагрузкой от данной муфты можно пренебречь.

Выбор номинального диаметра зуборезной головки

Пределы среднего конусного расстояния R_m , мм	Номинальный диаметр зуборезной головки d_0 , мм	Наибольшая внешняя высота зуба h_e , мм	Ширина зубчатого венца b , мм	Средний нормальный модуль m_{nm} , мм
Осевая форма зуба I				
45...60	100	9	10...20	2...3
55...75	125	10	12...25	2...3,5
72...95	160	12	16...32	2,5...4
90...120	200	15	20...40	2,5...5
110...150	250	18	25...50	2,5...6
140...190	315	24	32...65	2,5...9
180...240	400	30	40...80	3...10
Осевая форма зуба II				
40...65	100	9	8...25	1...3
50...80	125	10	10...30	1...3,5
65...105	160	12	13...40	1,5...4
80...130	200	15	16...50	2...5
100...160	250	18	20...65	2...6
120...200	315	24	25...80	3...8
160...250	400	30	32...100	3...10
<p>Примечание. Таблица составлена из условия обработки колеса передачи двусторонним методом. При одностороннем методе обработки колеса с $m_{nm} \geq 2$ мм наименьшие значения R_m могут быть уменьшены, а наибольшие - увеличены на 25%.</p>				

**Разводы W_2 резцов зуборезных головок по ГОСТ 11902-77 при
средних нормальных модулях m_{nm} и коэффициенте
тангенциального смещения для шестерни $X_{\tau 1} = 0$**

Средний нормальный модуль m_{nm} , мм	W_2 , мм	Поправка на высоту ножки зуба δh_f , мм
1,50	1,0	- 0,010
1,75	1,1	0,077
2,00	1,3	0,030
2,25	1,4	0,119
2,50	1,6	0,072
2,75	1,8	0,024
3,00	2,0	- 0,024
3,50	2,2	0,155
4,00	2,6	0,060
4,50	2,8	0,239
5,00	3,2	0,143
5,50	3,6	0,048
6,00	4,0	- 0,047
7,00	4,6	0,036
8,00	5,2	0,120

Значения коэффициента угла головки зуба k_a (при $\alpha_n = 20^\circ$; $h_a^* = 1$;

$$\beta_m = 35^\circ \text{ и } k_0 = \frac{R_m}{d_0} = 0,3...0,7)$$

Число зубьев шестерни Z_1	Значения коэффициента угла головки зуба k_a при передаточном числе u_F конической передачи			
	свыше 1,25 до 1,6	свыше 1,6 до 2,5	свыше 2,5 до 4,0	свыше 4,0
6...9	-	-	-	0,75 / 1,00
10...11	-	-	0,80 / 1,00	0,80 / 1,00
12...13	-	0,90 / 1,00	0,85 / 1,00	0,85 / 1,00
14...15	0,90 / 0,90	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,85 / 1,00
16...17	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00
18...19	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00
20...24	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	0,90 / 1,00	0,90 / 1,00
свыше 25	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00	1,00 / 1,00

Примечание. В числителе дроби приведены значения k_a для шестерни, в знаменателе - для колеса.

Число зубьев Z_1 малой звездочки для передачи с роликковой цепью [3]

$u_{ц}$	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:</p> <ol style="list-style-type: none"> 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 $Z_{1 \min} = 7$. 3. По условию потери зацепления изношенной цепи максимальное число зубьев большой звездочки $Z_{2 \max}$ желательно принимать не более 100...120. 						

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			

Коэффициенты K_D , K_a , K_H , $K_{РЕГ}$, K_C и $K_{РЕЖ}$ [3]

Условия работы цепной передачи		Значения коэффициентов
Нагрузка равномерная или близкая к ней		$K_D \approx 1,0$
Нагрузка переменная		$K_D \approx 1,2...1,5$
$a = (30...50) p_{ц}$		$K_a = 1,0$
$a \leq 25 p_{ц}$		$K_a = 1,25$
$a \geq (60...80) p_{ц}$		$K_a = 0,8$
Линия центров звездочек наклонена к горизонту:		
- до 60°		$K_H \approx 1,0$
- больше 60°		$K_H \approx 1,25$
Положение оси регулируется:		
- одной из звездочек		$K_{РЕГ} = 1,0$
- оттяжными звездочками или нажимными роликами		$K_{РЕГ} = 1,1$
- не регулируется		$K_{РЕГ} = 1,25$
Производство:	Смазка (см. табл. 1П. 28)	
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	---	$K_{РЕЖ} = 1,00$
двухсменное		$K_{РЕЖ} = 1,25$
трехсменное		$K_{РЕЖ} = 1,45$
Примечание. Характеристику смазки I, II, III, IV см. табл. 1П. 28		

Основные данные приводных роликовых цепей нормальной серии (ПР)

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР из ГОСТ 13568 – 75	Шаг p_c , мм	Диаметр валика d , мм	Длина втулки B , мм	[P_p], кВт, при частоте вращения малой звездочки z_{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	15,3	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, H , 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.31

Цепи приводные роликовые ПР (ГОСТ 13568-75)

Цепи однорядные

Цепи двухрядные

Шаг цепи РЦ, мм	B _{вн} , 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	<u>18,2</u> 0,75	<u>31,8</u> 1,4	<u>45,4</u> 2
15,875	9,65	16,59	10,16	14,8	<u>22,7</u> 1,0	<u>45,4</u> 1,9	<u>68,10</u> 2,8
19,05	12,70	25,50	11,91	18,2	<u>31,8</u> 1,9	<u>72,0</u> 3,5	<u>108,0</u> 5,8
25,40	15,88	29,29	15,88	24,2	<u>56,7</u> 2,6	<u>113,4</u> 5	<u>170,1</u> 7,5
31,75	19,05	35,76	19,05	30,2	<u>88,5</u> 3,8	<u>177</u> 7,3	<u>265,5</u> 11
38,10	25,40	45,44	22,23	36,2	<u>127,0</u> 5,5	<u>254</u> 11	<u>381,0</u> 16,5
44,45	25,40	48,87	25,40	42,4	<u>172,4</u> 7,5	<u>344,8</u> 14,4	<u>517,2</u> 21,7
50,80	31,75	58,55	28,58	48,3	<u>226,8</u> 9,7	<u>453,6</u> 19,1	<u>680,4</u> 28,3

Таблица 1П.32

**Наибольший допускаемый шаг $[p_{ц}]_{\max}$ роликовой
цепи при $Z_1 \geq 15$ [3]**

Частота вращения малой звездочки Π_1 , мин ⁻¹	1250	1000	900	800	630	500	400	300
$[p_{ц}]_{\max}$, мм	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80

Таблица 1П.33

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.34

**Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых
цепей при $Z_1 = 15 \dots 30$**

Шаг $p_{ц}$, мм	Частота вращения малой звездочки Π_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	---	---	---	---

Материалы венцов червячных колес

Материал	Марка	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения V_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 $V_S = 2...5$ м/с, а в передачах с ручным приводом при $V_S < 2$ м/с червячное колесо выполняют из чугуна (например, СЧ18, СЧ15).

Допускаемые напряжения для червячного колеса

1. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (МПа) при расчете передачи на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса (твердость витков сопряженного червяка $H_1 \geq 45\text{HRC}_3$, витки шлифованы и полированы).

1.1. Материал венца колеса – оловянная бронза

$$[\sigma_H] = 0,9C_V\sigma_B Z_N,$$

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

Коэффициент C_V можно также определять по формуле $C_V = 1,66V_s^{-0,352}$;

σ_B – см. табл. 1П.35 приложения III, МПа; Z_N – коэффициент долговечности при расчете на сопротивление усталости по контактным напряжениям

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$$

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 :

$$N_{HE} = K_{HE} N,$$

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

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

N – суммарное число циклов перемены напряжений

$$N = 60n_2 L_h,$$

n_2 – частота вращения червячного колеса, мин^{-1} ;

L_h – срок службы привода, часы.

1.2. Материал венца колеса – безоловянная бронза.

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25V_s,$$

где $[\sigma_H]_0 = 300 \text{ МПа}$; V_s – м/с.

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

2. 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.)

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

б) передача реверсивная (приводы индивидуальные)

$$[\sigma_F] = 0,16\sigma_B Y_N,$$

где σ_B, σ_T - МПа (см. табл. 1П.35); Y_N - коэффициент долговечности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

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 :

$$N_{FE} = K_{FE} N,$$

где K_{FE} - коэффициент эквивалентности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

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

$N = 60n_2L_n$ - см. выше п.1.1.

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

а) оловянные бронзы

$$[\sigma_{H \max}] = 4\sigma_T;$$

б) безоловянные бронзы

$$[\sigma_{H \max}] = 2\sigma_T.$$

4. Предельно допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F \max}]$ (МПа) при расчете передачи на изгибную прочность при кратковременной перегрузке.

Для оловянных и безоловянных бронз

$$[\sigma_{F \max}] = 0,8 \sigma_T.$$

Таблица 1П.37

Рекомендуемые сочетания m, q и z_1

$m, \text{ мм}$	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.38

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 $m < 10 \text{ мм}$ b_1 увеличивают на 25 мм, при $m = 10 \dots 16 \text{ мм}$ - 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.

**Рекомендации по определению модуля m
(прямозубой) и m_n (косозубой и шевронной)
цилиндрической передачи**

Рекомендации А.Т. Скойбеды и др. [2]:

а) при $H_1 \leq 350 \text{ HB}$ и $H_2 \leq 350 \text{ HB}$

$$m(m_n) = (0,01 \dots 0,02) a_w;$$

б) при $H_1 > 45 \text{ HRC}_3$ и $H_2 \leq 350 \text{ HB}$

$$m(m_n) = (0,0125 \dots 0,025) a_w;$$

в) при $H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$ и $H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3$

$$m(m_n) = (0,016 \dots 0,0315) a_w.$$

Рекомендации М.Н. Иванова [3]:

а) высоконагруженные точные передачи, валы, опоры и корпуса повышенной жесткости:

при $H \leq 350 \text{ HB}$

$$m(m_n) = (0,02 \dots 0,03) \psi_{ba} a_w;$$

при $H > 350 \text{ HB}$

$$m(m_n) = (0,03 \dots 0,05) \psi_{ba} a_w;$$

б) обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами (и другие аналогичные):

при $H \leq 350 \text{ HB}$

$$m(m_n) = (0,03 \dots 0,05) \psi_{ba} a_w;$$

при $H > 350 \text{ HB}$

$$m(m_n) = (0,05 \dots 0,07) \psi_{ba} a_w;$$

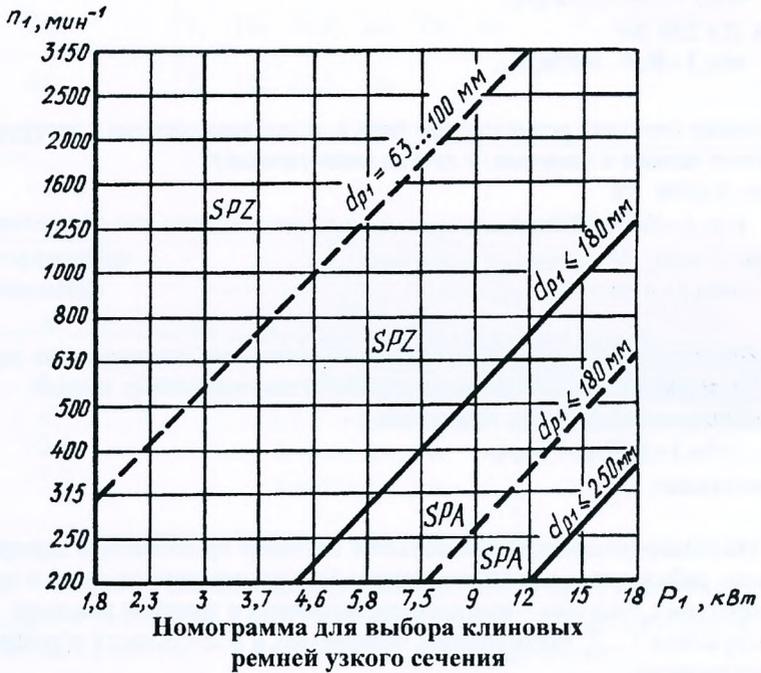
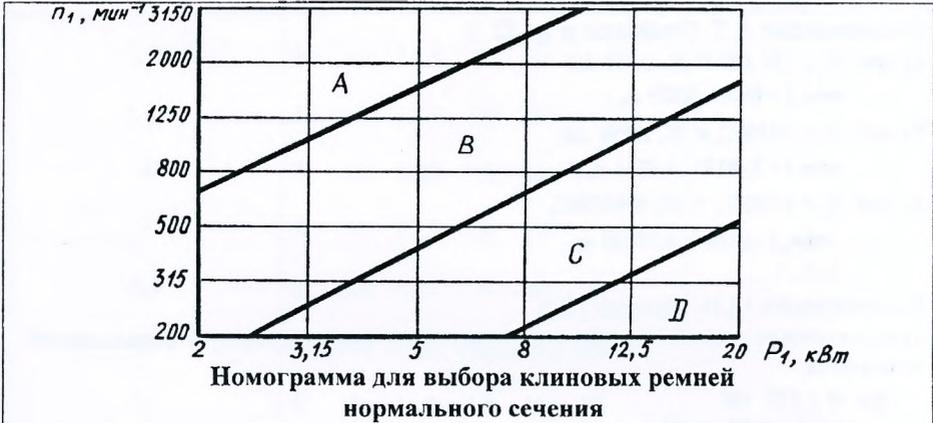
в) грубые передачи, например, с опорами на стальных конструкциях (крановые и т.п.), а также открытые передачи, передачи с консольными валами, подвижные колеса коробок скоростей

$$m(m_n) = (0,07 \dots 0,1) \psi_{ba} a_w.$$

Примечания:

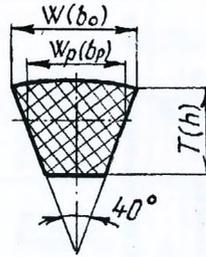
1. В указанных рекомендациях меньшие значения принимаются для зубчатых колес, работающих в типовом режиме 0 с малыми перегрузками и высокими скоростями, большие — при средних скоростях и типовых режимах нагружения 1...5, значительных перегрузках и возможности абразивного изнашивания.
2. Для силовых передач рекомендуется $m(m_n) \geq 1,5 \text{ мм}$.

Номограммы для предварительного выбора
клиновых ремней



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

	2500	6300	6300	3550	4500	8000
Масса 1м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20
$d_{p\min}$, мм	63	90	125	63	90	140
Вращающий момент на быстроходном 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.

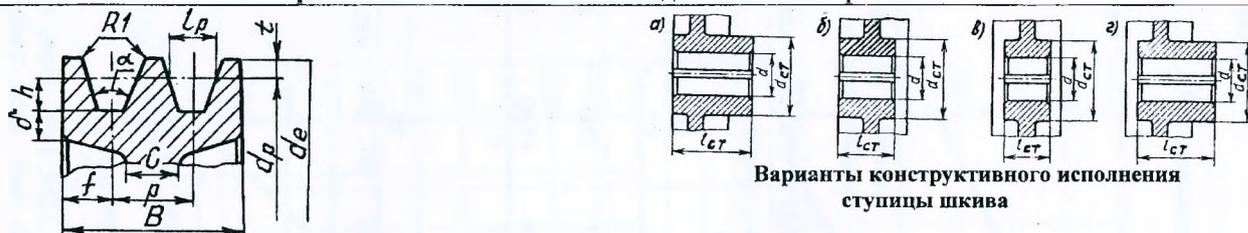
2. l – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии.

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. $d_{p\min}$ – минимально допустимый диаметр ведущего (малого) шкива.

Размеры литых и точеных шкивов для клиновых ремней



Варианты конструктивного исполнения ступицы шкива

Тип ремня	Сечение ремня	t	L _p	p	f	h	Значение α, град			
							34	36	38	40
							Расчетные диаметры шкивов d _p , мм			
Размеры, мм							Расчетные диаметры шкивов d _p , 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 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: $d_p = d + 2t$; $\delta = (1,1...1,3) h$ – для чугунных шкивов; $\delta = (0,94...1,11) h$ – для стальных шкивов; $C = (1,2...1,3) \delta$; $d_{CT} = 1,6d$ – для чугуна; $d_{CT} = 1,55d$ – для стали; $l_{CT} = (1,2...1,5) d$; $B = (n-1)p + 2f$, где n – число канавок на шкиве

**Допускаемая приведенная мощность $[P_D]$, кВт, передаваемая одним
клиновым ремнем**

Тип ремня	Сечение; l_D , мм	Диаметр ведущего шкива d_{p1} , 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
	A 1700	112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
		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
	B 2240	160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
		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
	Клино- вой ремень узкого сечения	SPZ 1600	224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00
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
SPA 2500		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
		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
SPB 3550		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
		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_D – базовая длина ремня.

Таблица 1П.44

Коэффициент угла обхвата α , на ведущем (меньшем) шкиве для клиновых ремней C_a

Угол обхвата α , 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.45

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.46

Коэффициент режима нагрузки C_p

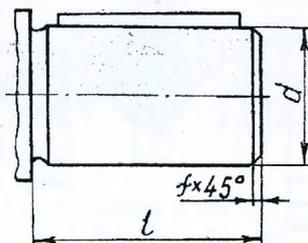
Производство	Характер нагрузки			
	Спокойная (ленточные конвейеры, станки с непрерывным процессом резания)	Умеренные колебания (цепные конвейеры, станки-автоматы)	Значительные колебания (реверсивные приводы, станки строгальные и долбежные, конвейеры винтовые и скребковые, элеваторы)	Ударная или резконемерно-мерная (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 [1,13]

Таблица 2П.1

Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080-66), мм



Исполнение 1 - длинные
Исполнение 2 - короткие

<i>d</i>		<i>l</i>	
1-й ряд	2-й ряд	исполнение	
		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 ; 95	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

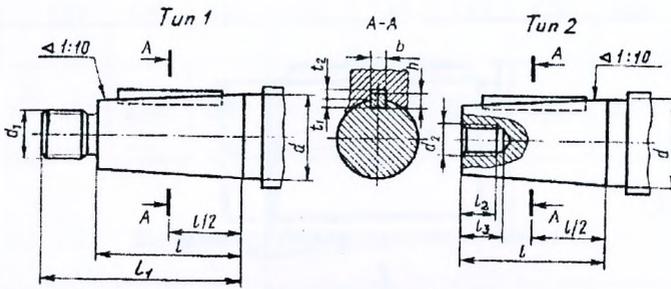
f.... 1,0 1,6 2,0 2,5

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



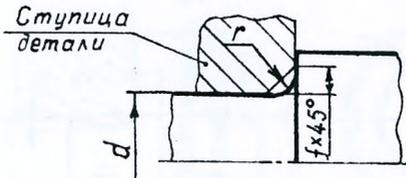
Исполнение 1 - длинные
Исполнение 2 - короткие

Номинальный диаметр d		Исполнение				d_1	d_2	t_2	t_3
		1		2					
1-й ряд	2-й ряд	l_1	l	l_1	l				
20 ; 22	24	50	36	36	22	M12 × 1,25	M6	9	11,3
25 ; 28	-	60	42	42	24	M16 × 1,5	M8	14	15,7
32 ; 36	30 ; 35	80	58	58	36	M20 × 1,5	M10	17	19
-	38	80	58	58	36	M24 × 2	M12	20	22,3
40	42	110	82	82	54	M24 × 2	M12	20	22,3
45;50;56	48 ; 55	110	82	82	54	M36 × 2	M16	26	28,5
63	60 ; 65	140	105	105	70	M42 × 3	M20	32	35
71	70 ; 75	140	105	105	70	M48 × 3	M24	36	39,3
80	85	170	130	130	90	M56 × 4	M30	44	47,9
90	-	170	130	130	90	M64 × 4	M30	44	47,9
95	-	170	130	130	90	M64 × 4	M30	44	47,9
100	-	210	165	165	120	M72 × 4	M36	54	63
110	-	210	165	165	120	M80 × 4	M42	63	74
-	120	210	165	165	120	M90 × 4	M42	63	74
125	-	210	165	165	120	M90 × 4	M48	72	84

Примечания : 1. При курсовом проектировании принимаются концы валов исполнения 2 – короткие. 2. Размеры b , h , t_1 и t_2 см. табл. 2П.9

Галтели, фаски и канавки

Галтели вала и фаски в отверстиях ступицы детали



Размеры в мм

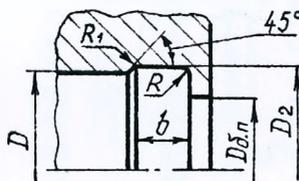
d	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150	150...250
r	0,6	0,6	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

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 $D_{6,н}$ принимается по табл. 2П.17

Канавки на валах для выхода шлифовального круга

Размеры в мм

Исполнение 1

Исполнение 2

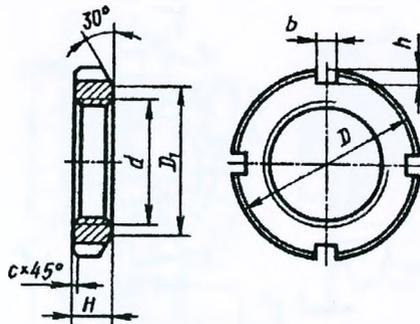
d	св.10 до 50	св.50 до 100	св.100
c_k	3	5	8
h_k	0,25	0,5	0,5
r_k	1,0	1,6	2,0

Канавки на валах для выхода резбонарезного инструмента

Размеры в мм

Размеры канавки	Шаг резьбы				
	1	1,25	1,5	1,75	2
c_k	3	4	4	4	5
r_2	1	1	1	1	1,5
r_1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
d_k	d-1,5	d-1,8	d-2,2	d-2,5	d-3

Гайки круглые шлицевые (из ГОСТ 11871-88), мм



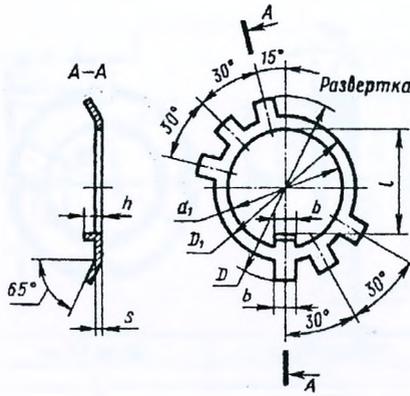
Резьба d	D	D_1	H	b	h	$c \leq$
M20×1,5*	34	27	8	5	2,5	1,0
M22×1,5	38	30	10	5	2,5	1,0
M24×1,5 *	42	33	10	5	2,5	1,0
M27×1,5	45	36	10	5	2,5	1,0
M30×1,5	48	39	10	5	2,5	1,0
M33×1,5	52	42	10	6	3,0	1,0
M36×1,5*	55	45	10	6	3,0	1,0
M39×1,5	60	48	10	6	3,0	1,0
M42×1,5*	65	52	10	6	3,0	1,0
M45×1,5	70	56	10	6	3,0	1,0
M48×1,5	75	60	12	8	4,0	1,0
M52×1,5	80	65	12	8	4,0	1,0
M56×2,0*	85	70	12	8	4,0	1,6
M60×2,0	90	75	12	8	4,0	1,6
M64×2,0*	95	80	12	8	4,0	1,6
M68×2,0	100	85	15	10	5,0	1,6
M72×2,0*	105	90	15	10	5,0	1,6
M76×2,0	110	95	15	10	5,0	1,6
M80×2,0*	115	100	15	10	5,0	1,6
M85×2,0	120	105	15	10	5,0	1,6

Примечания : 1. Предпочтительные размеры отмечены звездочкой «*».

2. Пример условного обозначения гайки диаметром резьбы $d=64$ мм, с мелким шагом резьбы 2 мм, с полем допуска 6Н:

Гайка М64×2 – 6Н ГОСТ 11871-88

Стопорные многолапчатые шайбы (из ГОСТ 11872-89), мм

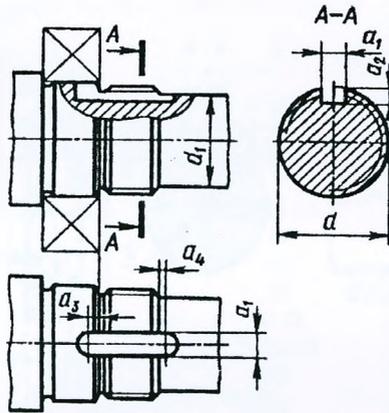


Резьба d	d_1	D	D_1	l	b	h	s
M20 × 1,5	20,5	37	27	17	4,8	4	1,0
M22 × 1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0
M24 × 1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0
M27 × 1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0
M30 × 1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0
M33 × 1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6
M36 × 1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6
M39 × 1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6
M42 × 1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6
M45 × 1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6
M48 × 1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M52 × 1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M56 × 2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M60 × 2,0	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6
M64 × 2,0	65,0	97	80	61	7,8	6	1,6
M68 × 2,0	69,0	102	85	65	9,5	6	1,6
M72 × 2,0	73,0	107	90	69	9,5	7	1,6
M76 × 2,0	77,0	112	95	73	9,5	7	1,6
M80 × 2,0	81,0	117	100	76	9,5	7	1,6
M85 × 2,0	86,0	122	105	81	9,5	7	1,6

Пример обозначения шайбы для гайки круглой шлицевой с резьбой M64 × 2, из материала группы 21 без покрытия:

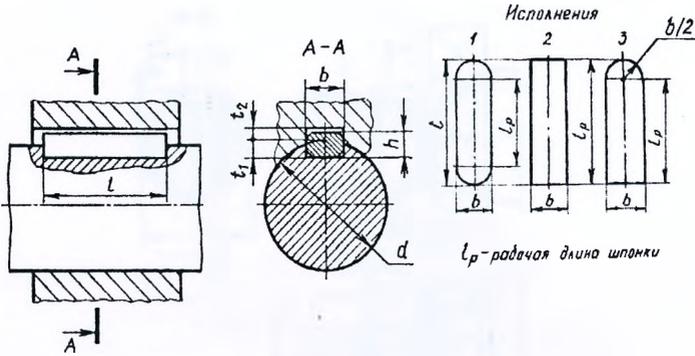
Шайба 64.21 ГОСТ 11872-89

Канавки под язычок стопорной шайбы, мм



Резьба, d	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

Шпонки призматические по ГОСТ 23360-78



Размеры в мм

Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	ступицы t_2
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; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500.

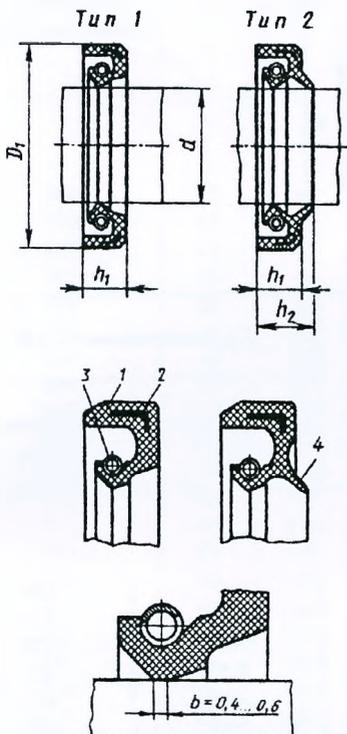
2. Примеры условного обозначения : исполнение 1, $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 100$:

Шпонка 14 \times 9 \times 100 ГОСТ 23360-78.

То же, исполнение 2:

Шпонка 2 - 14 \times 9 \times 100 ГОСТ 23360-78

Манжеты резиновые армированные для валов (ГОСТ 8752-79)

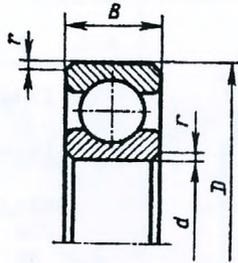
Размеры в мм 	<i>d</i>	<i>D</i> ₁	<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂
	Type 1 D_1 d h_1	15;16	30	7
17		32	7	-
18;19		35	7	-
Type 2 h_1 h_2	20;21;22	40	10	14
	24	41	10	14
	25	42	10	14
	26	45	10	14
	30;32	52	10	14
	35;36;38	58	10	14
	40	60	10	14
	42	62	10	14
	45	65	10	14
	48;50	70	10	14
	52	75	10	14
	Type 1 $b = 0,4 \dots 0,6$	55;56;58	80	12
60		85	12	16
63;65		90	12	16
70;71		95	12	16
75		100	12	16
80		105	12	16
85		110	12	16
90;95		120	12	16
100		125	12	16
105		130	12	16
110		135	12	16
Type 1 Элементы манжет: 1 - корпус из дивизмасла- стойкой резины; 2 - кар- кас (стальное кольцо); 3 - пружина дрослетная; 4 - пыльник в виде до- полнительной кромки	115	145	12	16
	120	150	12	16
	125	155	12	16

Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d=60$, наружным диаметром $D_1 = 85$ мм :

Манжета 1 - 60 × 85 ГОСТ 8752 - 79.

Примечание. Манжету типа 2 используют при высокой запылённости среды

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

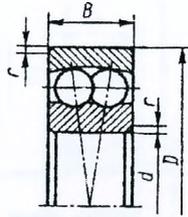


Размеры в мм

Условное обозначение подшипников	d	D	B	r	Грузоподъёмность, кН	
					динамическая C_r	статическая C_{0r}
Лёгкая серия						
200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	17	40	12	1	9,56	4,5
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

Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН	
					динамическая C_r	статическая C_{0r}
Средняя серия						
300	10	35	11	1	8,06	3,75
301	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65
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
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

Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 5720-75)

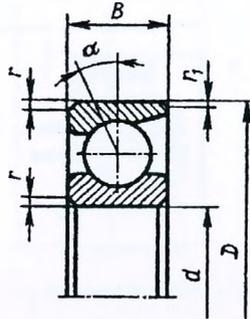


Размеры в мм

Условное обозначение подшипника типа 1000	d	D	B	r	Грузоподъёмность, кН		Факторы приведенной нагрузки*			
					Динамическая C_r	Статическая C_{0r}	e	У при		Y_0
								$\frac{F}{F_r} \leq e$	$\frac{F}{F_r} > e$	
Лёгкая серия										
1200	10	30	9	1,0	5,53	1,37	0,321	1,960	3,033	2,053
1201	12	32	10	1,0	5,59	1,50	0,334	1,884	2,915	1,973
1202	15	35	11	1,0	7,41	2,04	0,332	1,896	2,935	1,986
1203	17	40	12	1,5	7,93	2,42	0,307	2,052	3,176	2,150
1204	20	47	14	1,5	9,95	3,18	0,273	2,306	3,570	2,416
1205	25	52	15	1,5	12,1	4,00	0,271	2,324	3,597	2,435
1206	30	62	16	1,5	15,6	5,80	0,244	2,576	3,987	2,699
1207	35	72	17	2,0	15,9	6,60	0,230	2,737	4,236	2,867
1208	40	80	18	2,0	19,0	8,55	0,219	2,870	4,442	3,007
1209	45	85	19	2,0	21,6	9,60	0,212	2,972	4,599	3,113
1210	50	90	20	2,0	22,9	10,8	0,214	3,134	4,850	3,283
1211	55	100	21	2,5	26,5	13,3	0,195	3,232	5,002	3,386
1212	60	110	22	2,5	30,2	15,5	0,185	3,407	5,273	3,569
1213	65	120	23	2,5	31,2	17,2	0,170	3,705	5,734	3,882
1214	70	125	24	2,5	34,5	18,7	0,179	3,509	5,431	6,676
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,5	0,175	3,596	5,566	3,767
1216	80	140	26	3,0	39,7	23,5	0,160	3,944	6,105	4,132
1217	85	150	28	3,0	48,8	28,5	0,171	3,689	5,710	3,865
1218	90	160	30	3,0	57,2	32,0	0,168	3,758	5,815	3,936
1220	100	180	34	3,5	68,9	40,5	0,173	3,634	5,625	3,808

Условное обозначение подшипника типа 1000	d	D	B	r	Грузоподъёмность, кН		Факторы приведенной нагрузки*			
					динамическая C_r	статическая C_{0r}	e	У при		Y_0
								$\frac{R_a}{R_r} \leq e$	$\frac{R_a}{R_r} > e$	
Средняя серия										
1300	10	35	11	1,0	7,25	2,00	0,330	1,910	2,956	2,000
1301	12	37	12	1,5	9,36	2,60	0,348	1,811	2,803	1,897
1302	15	42	13	1,5	9,56	2,80	0,334	1,885	2,917	1,975
1303	17	47	14	1,5	12,5	3,66	0,328	1,918	2,968	2,009
1304	20	52	15	2,0	12,5	3,66	0,291	2,291	3,352	2,269
1305	25	62	17	2,0	17,8	6,0	0,279	2,257	3,492	2,364
1306	30	72	19	2,0	21,2	7,7	0,256	2,458	3,804	2,575
1307	35	80	21	2,5	25,1	9,8	0,245	2,570	3,978	2,693
1308	40	90	23	2,5	29,6	12,2	0,241	2,614	4,046	2,739
1309	45	100	25	2,5	37,7	15,9	0,248	2,538	3,928	2,659
1310	50	110	27	3,0	43,6	17,5	0,235	2,676	4,141	2,803
1311	55	120	29	3,0	50,7	22,5	0,234	2,696	4,173	2,824
1312	60	130	31	3,5	57,2	26,5	0,225	2,800	4,334	2,934
1313	65	140	33	3,5	61,8	29,5	0,226	2,785	4,311	2,918
1314	70	150	35	3,5	74,1	35,5	0,224	2,813	4,354	2,947
1315	75	160	37	3,5	79,3	38,5	0,222	2,837	4,390	2,972
1316	80	170	39	3,5	88,4	42,0	0,216	2,918	4,515	3,056
1317	85	180	41	4,0	97,5	48,5	0,217	2,898	4,485	3,036
1318	90	180	41	4,0	117,0	56,0	0,224	2,817	4,360	2,951
1320	100	215	47	4,0	143,0	72,0	0,236	2,673	4,137	2,800
Лёгкая широкая серия										
1500	10	30	14	1	7,28	1,76	0,65	0,97	1,5	1,02
1506	30	62	20	1,5	15,3	5,7	0,39	1,59	2,47	1,67
1507	35	72	23	2	21,6	8,2	0,37	1,69	2,62	1,77
1508	40	80	23	2	22,5	9,45	0,33	1,9	2,96	1,99
1509	45	85	23	2	23,4	10,7	0,31	2,06	3,19	2,16
1510	50	90	23	2	23,4	11,5	0,29	2,2	3,41	2,31
1516	80	140	33	3	48,8	27,0	0,24	2,49	3,85	2,61
				*Примечание. При $\frac{R_a}{R_r} \leq e$ $X=1$; при $\frac{R_a}{R_r} > e$ $X=0,65$.						

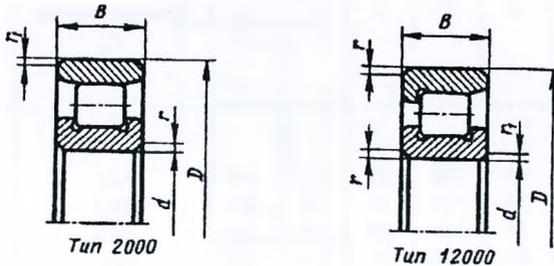
Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831-75)



Размеры в мм

Условное обозначение подшипника		d	D	B	r	r ₁	Грузоподъёмность, кН			
							динамическая C _r типа		статическая C _{0r} типа	
							36000	46000	36000	46000
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$									
Лёгкая серия										
36202	46202	15	35	11	1	0,3	8,15	8,25	3,83	3,65
36203	-	17	40	12	1	0,3	12,0	-	6,12	-
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)

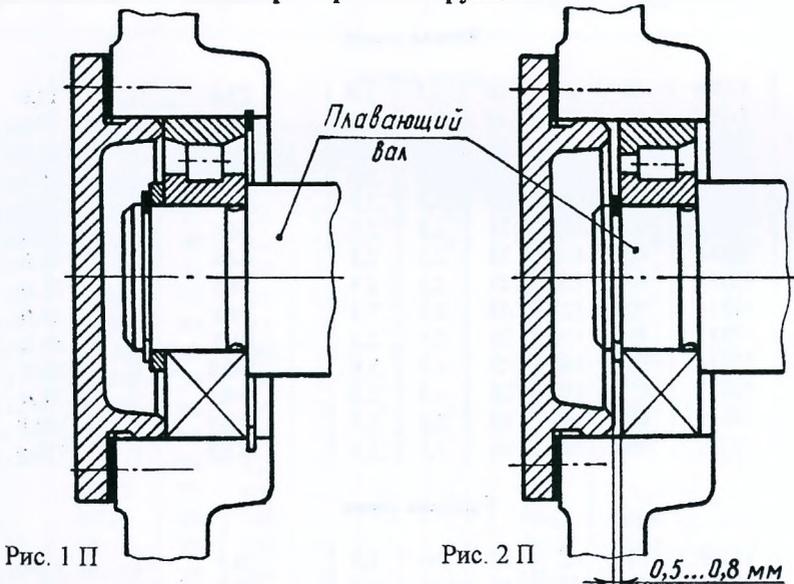


Размеры в мм

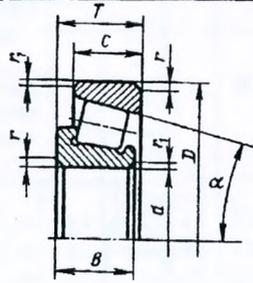
Условное обозначение подшипника типа		d	D	B	r	r ₁	Грузоподъемность, кН		
							динамическая C _r	статическая C _{0r}	
2000	12000								
Лёгкая серия									
2206	12206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0	
2207	12207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6	
2208	12208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0	
2209	12209	45	85	19	2,0	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	

Условное обозначение подшипника типа		d	D	B	r	r_1	Грузоподъёмность, кН	
							Динамическая C_r	статическая C_{0r}
2000	12000							
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
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

Примеры конструкций



Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 333-79)

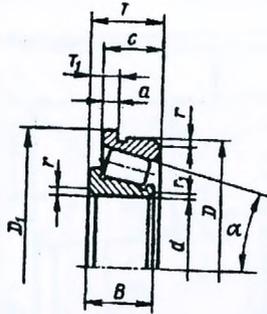


Размеры в мм

Условное обозначение подшипника	d	D	T	B	c	r	r ₁	Грузоподъёмность, кН		Факторы приведённой нагрузки		
								динамическая C _r	статическая C _{0r}	e	Y	Y ₀
Лёгкая серия $\alpha = 12^\circ \div 16^\circ$												
7202	15	35	12,0	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,451	1,329	0,731
7203	17	40	13,5	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,314	1,909	1,050
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,369	1,624	0,893
7208	40	80	20,0	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,414	1,450	0,798
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,374	1,604	0,882
7211	55	100	23,0	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,411	1,459	0,802
7212	60	110	24,0	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,351	1,710	0,940
7214	70	125	26,5	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,369	1,624	0,893
7215	75	130	27,5	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,388	1,547	0,851
7216	80	140	28,5	26	22	3,0	1,0	112,0	95,0	0,421	1,426	0,784
7217	85	150	31,0	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,435	1,380	0,759
7218	90	160	33,0	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,383	1,565	0,861
7219	95	170	35,0	32	27	3,5	1,2	168,0	131,0	0,407	1,476	0,812
7220	100	180	37,5	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,402	1,493	0,821
Средняя серия $\alpha = 10^\circ \div 14^\circ$												
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,360	1,666	0,916

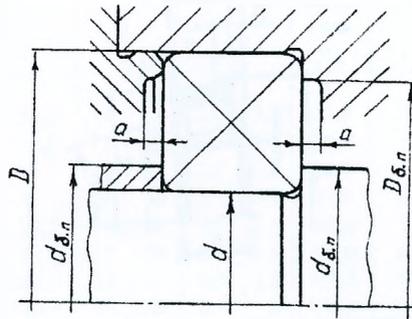
Условное обозначение подшпнника	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	Грузоподъёмность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
								динамическая <i>C_r</i>	статическая <i>C_{ст}</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀
7306	30	72	21,0	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23	3,0	1,0	100,0	75,5	0,310	1,937	1,065
7311	55	120	32,0	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,332	1,804	0,992
7312	60	130	34,0	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,305	1,966	1,081
7313	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,305	1,966	1,081
7314	70	150	38,5	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,310	1,937	1,065
7315	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,328	1,829	1,006
7317	85	180	45,0	41	35	4,0	1,5	230,0	195,0	0,314	1,909	1,050
7318	90	190	47,0	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,319	1,881	1,035
Средняя серия * $\alpha = 25^\circ \div 29^\circ$												
27306	30,0	72	21,0	19	14	2,0	0,8	35,0	20,6	0,721	0,833	0,458
27307	35,0	80	23,0	21	15	2,5	0,8	45,0	29,0	0,786	0,763	0,420
27308	40,0	90	25,5	23	17	2,5	0,8	56,0	37,0	0,786	0,763	0,420
27310	50,0	110	29,5	29	19	3,0	1,0	80,0	53,0	0,797	0,752	0,414
27311	55,0	120	32,0	29	21	3,0	1,0	92,0	58,0	0,814	0,737	0,504
27312	60,0	130	34,0	31	22	3,5	1,2	105,0	61,0	0,699	0,858	0,472
27313	65,0	140	36,5	33	23	3,5	1,2	120,0	70,0	0,753	0,796	0,438
27315	75,0	160	40,5	37	26	3,5	1,2	150,0	93,5	0,826	0,726	0,400
27317	85,0	180	45,0	41	30	4,0	1,5	180,0	146,0	0,764	0,785	0,432
* По ГОСТ 7260-81												

**Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом
на наружном кольце (ГОСТ 3169 - 81)**



Условное обозначение подшипников	d	D	D_1	T	B	c	T_1	a	r	r_1	Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
											динамическая C_r	статическая C_{0r}	e	Y	Y_0
67204	20	47	51	15,25	14	12	6,25	3	1,5	0,5	21	13	0,36	1,65	0,92
67207	35	72	77	18,5	17	15	7,25	4	2	0,8	38,5	26	0,37	1,62	0,89
67208	40	80	85	19,75	20	16	7,75	4	2	0,8	46,5	32	0,38	1,56	0,86
67510	50	90	96	24,75	23	20	9,25	4,5	2	0,8	62	53,5	0,42	1,43	0,78
67512	60	110	117	29,75	28	24	10,75	5	2,5	1,0	94	74	0,39	1,53	0,84
67513	65	120	127	32,75	31	27	11,75	6	2,5	1,0	119	97	0,37	1,62	0,89

Диаметры буртиков (заплечиков) d б.п валов и D б.п корпусов для подшипников радиальных шариковых: однорядных (ГОСТ 8338 - 75) и сферических двухрядных (тип 1000, ГОСТ 5720 - 75), а также радиальных роликовых: с короткими цилиндрическими роликами (типы 2000 и 12000, ГОСТ 8328 - 75) и сферических двухрядных (ГОСТ 24696 - 81)

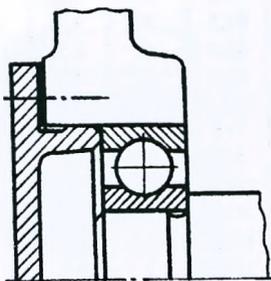


Размеры в мм

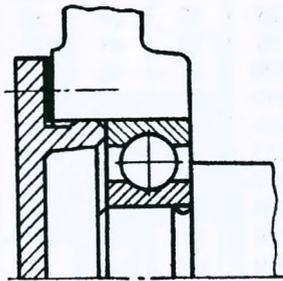
d	D	$d_{б.п}$, не менее	$d_{б.п}$, не более	$D_{б.п}$, не более	$D_{б.п}$, не менее	a , не менее
Лёгкие серии подшипников						
20	47	25	25,5	42	-	2
25	52	30	30,5	47	-	2
30	62	35	36	57	-	2
35	72	42	-	65	-	2
40	80	46,5	47,5	73	-	2
45	85	52	53	78	-	2
50	90	57	-	83	-	2
55	100	63	-	91	-	3
60	110	68	-	101	-	3
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

d	D	$d_{\text{б.п.}}$, не менее	$d_{\text{б.п.}}$, не более	$D_{\text{б.п.}}$, не более	$D_{\text{б.п.}}$, не менее	a , не менее
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

Примеры конструкций

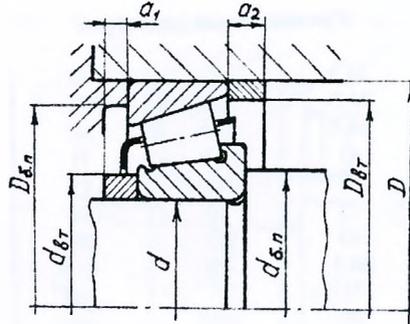


Правильно



Недопустимо

Диаметры буртиков (заплечиков) d б.п валов и D б.п корпусов для роликовых конических однорядных подшипников по ГОСТ 333 - 79 и ГОСТ 3169 - 81 (только лёгкой серии)

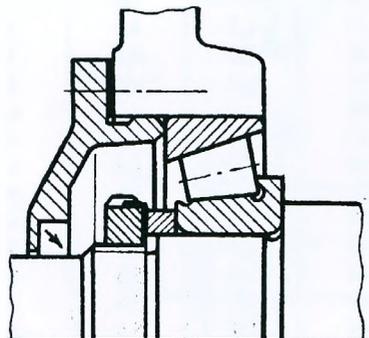


Размеры в мм

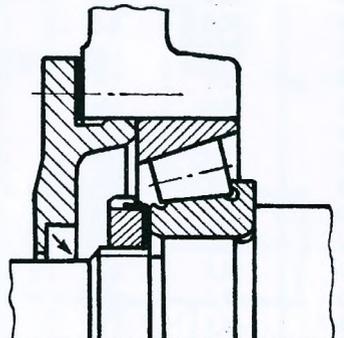
d	D	$d_{б.п.}$, не менее	$d_{б.п.}$, не более	$d_{вт.}$, не более	$D_{б.п.}$, не менее	$D_{б.п.}$, не более	$D_{вт.}$, не менее	Узкие серии		Широкие серии	
								a_1 , не менее	a_2 , не менее	a_1 , не менее	a_2 , не менее
Лёгкие серии диаметров											
20	47	26	30	26	39	41	43,5	3	3	-	-
25	52	31	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

d	D	$d_{б.п.,}$ не менее	$d_{б.п.,}$ не более	$d_{вт.,}$ не более	$D_{б.п.,}$ не менее	$D_{б.п.,}$ не более	$D_{вт.,}$ не менее	Узкие серии		Широкие серии	
								$a_{1,}$ не менее	$a_{2,}$ не менее	$a_{1,}$ не менее	$a_{2,}$ не менее
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
105	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

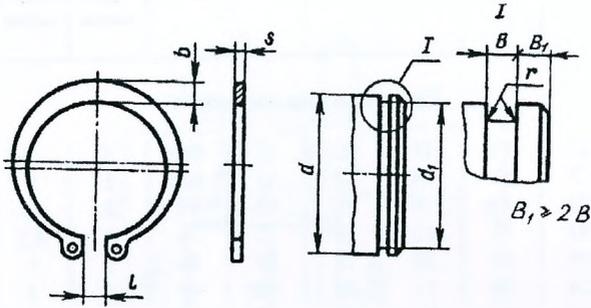


Правильно



Недопустимо

Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические
(из ГОСТ 13942 - 86) и канавки для них, мм



Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{\text{наиб}}$	Допус- каемая 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	0,1	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
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

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{\text{ннб}}$	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
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

Обозначение кольца для вала $\varnothing d = 30 \text{ мм}$:
Кольцо 30 ГОСТ 13942 - 86.

Примеры конструкций

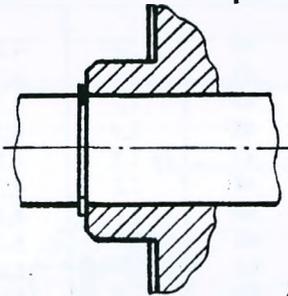


Рис. 1 П

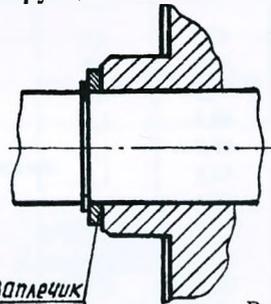


Рис. 2 П

Кольцо-запечник

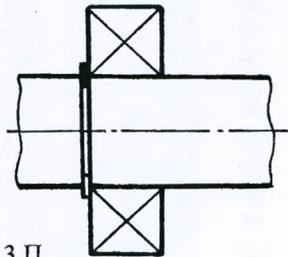


Рис. 3 П

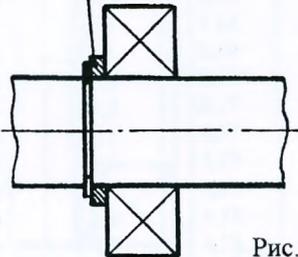
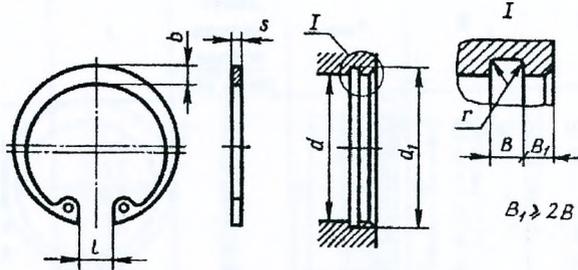


Рис. 4 П

Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические (по ГОСТ 13941-86) и канавки для них, мм



Диаметр отвер- стия d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{\text{наиб}}$	Допус- каемая осевая сила, кН	s	b	L
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

Диаметр отверс- тия d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{\text{нвнб}}$	Допус- каемая осевая сила, кН	s	b	L
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 13941 - 86.

Примеры конструкций

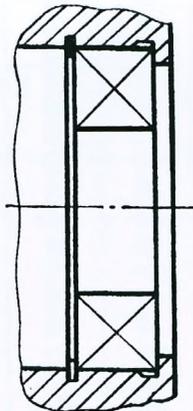


Рис. 1 П

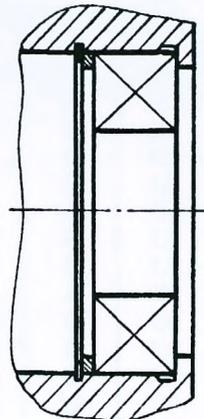
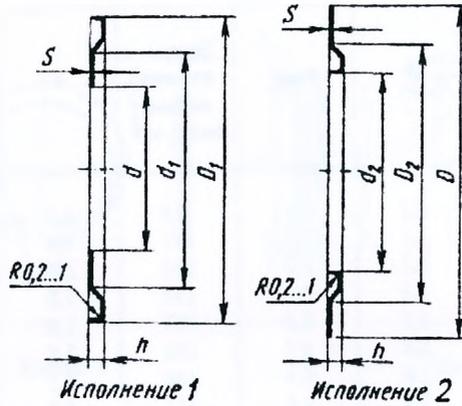


Рис. 2 П

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 ^г	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

Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение 1			Исполнение 2		
d	D	s	h	D_1	d	d_1	d_2	D	D_2
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

Примеры конструкций

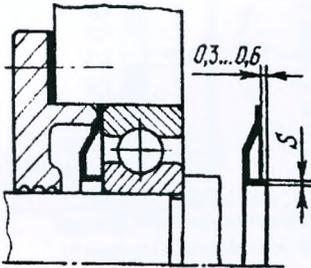


Рис. 1 П

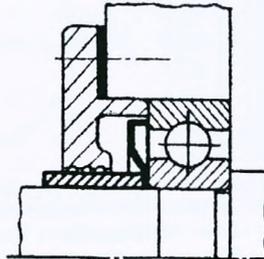


Рис. 2 П

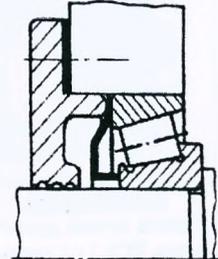


Рис. 3 П

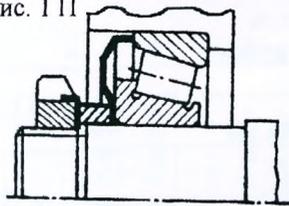


Рис. 4 П

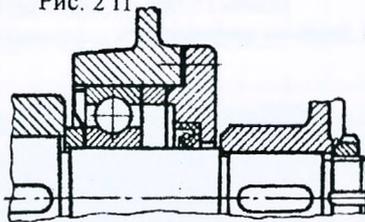


Рис. 5 П

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
<p>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 .</p> <p>2. Стандарт предусматривает шайбы исполнения 2 – с фасками</p>			

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	16	16,3	4,0
8	8,1	2,0	20	20,5	5,0
10	10,2	2,5	24	24,5	6,0
12	12,2	3,0			

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

Концевые шайбы (из ГОСТ 14734 – 69), мм

Таблица 2П.24

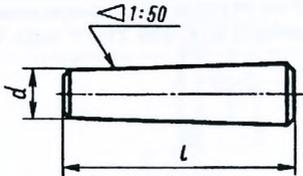
Шайба

Пример применения

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	5	9	6,6	4,5	1,0	24...28	M6	4	18	12	M6×16	4т6 × 12
7019—0625	36		28...32										
7019—0627	40		32...36										
7019—0629	45		36...40										
7019—0631	50		40...45										
7019—0633	56	45...50											
7019—0635	63	6	20	9,0	5,5	1,6	50...55	M8	5	22	16	M8×20	5т6 × 16
7019—0637	67		55...60										
7019—0639	71		60...65										
7019—0641	75		65...70										
7019—0643	85		70...75										
7019—0645	90		75...80										

Примечание. Пример условного обозначения концевой шайбы D=50 мм:
Шайба 7019 – 0631 ГОСТ 14734 – 69 .

Штифты конические (из ГОСТ 3129—70), мм

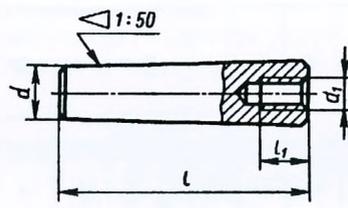


d	6	8	10	12
l	20...40	25...50	30...60	35...70

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 10×50 ГОСТ 3129 – 70.

Штифты конические с внутренней резьбой (из ГОСТ 9464—79), мм

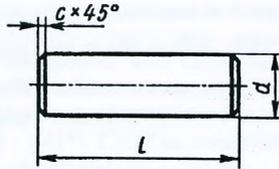


d	8	10	12	16
d_1	M5	M6	M8	M10
l_1	9	10	12	16
l	25...50	30...60	35...70	40...80

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 10×60 ГОСТ 9464 – 79.

Штифты цилиндрические (из ГОСТ 3128 – 70), мм



<i>d</i>	6	8	10	12	16
<i>c</i> <i>l</i>	1 20...40	1,2 25...50	1,6 30...60	1,6 35...70	2 40...80
Примечания:					
1. Размер <i>l</i> в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл.2 П.25.					
2. Пример условного обозначения штифта <i>d</i> =10мм, <i>l</i> = 60 мм: Штифт 10мм×60 ГОСТ 3128 – 70.					

Технические требования к крепежным резьбовым деталям

Класс прочности		$\sigma_{в}$, МПа	$\sigma_{т}$, 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 покрытия 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, гаек 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 05, 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

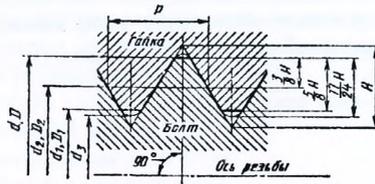
**Диаметры и шаги метрической резьбы
(выборка из ГОСТ 8724 – 81)**

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; 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



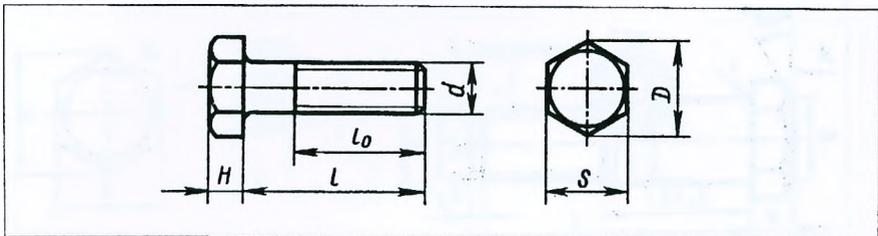
Диаметр d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
6	1	6	5,350	4,917	4,773
6	0,75	6	5,513	5,188	5,080
6	0,5	6	5,675	5,459	5,387
8	1,25	8	7,188	6,647	6,466
8	1	8	7,350	6,917	6,773
8	0,75	8	7,513	7,188	7,080
8	0,5	8	7,675	7,459	7,387
10	1,5	10	9,026	8,376	8,160
10	1,25	10	9,188	8,647	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	l ₀	l ₀ = l при l ≤
	ГОСТ 7805 – 70			ГОСТ 7808 – 70					
	S	H	D	S	H	D			
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

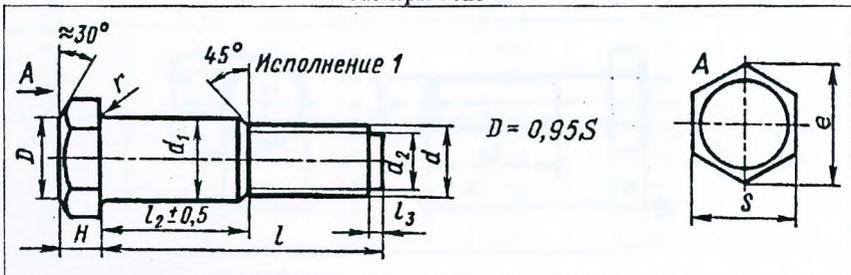
Примечания: 1. Класс А – повышенной точности. 2. Болт исполнения 1 – без отверстий в головке и стержне. 3. Размер d в скобках по возможности не применять. 4. Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 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	H	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		
12	13	17	7	18,9	8,5	2	0,8	32...105	22	110...180	28
(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 , заключенный в скобки, по возможности не применять.

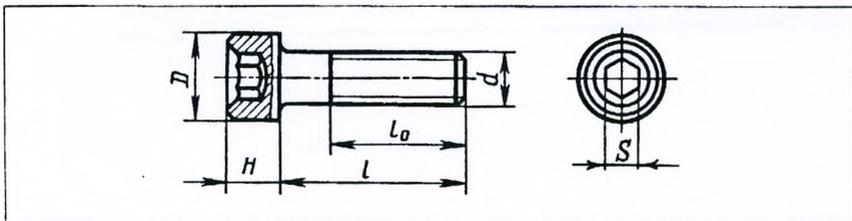
3. Пример условного обозначения болта при $d = 12$ мм, длиной $l = 50$ мм класса прочности 10.9 из стали 40X с крупным шагом резьбы поля допуска 6g без покрытия:

Болт M12 – 6g×50.10.9.40X 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	H	S	l	l_0	l	l_0	$l_0=l$ 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:

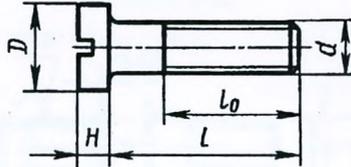
Винт М12 – 6g×25.66.05 ГОСТ 11738 – 84.

5.2. То же, класса прочности 10.9, из стали 40Х:

Винт М12 – 6g×25.109.40Х.05 ГОСТ 11738 – 84

Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В по ГОСТ 1491 – 80

Размеры в мм



d	D	H	l	l_0	$l_0 = l$ 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

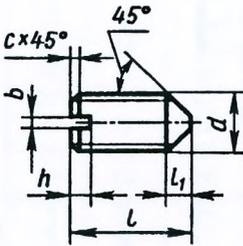


Рис. 1

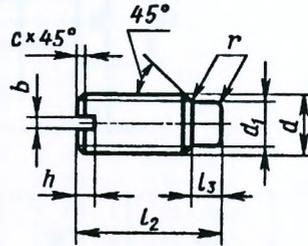


Рис. 2

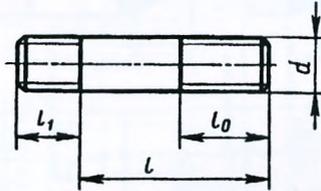
Общие размеры				По ГОСТ 1476–93 (рис. 1)		По ГОСТ 1478 – 93 (рис 2)			
d	b	h	c	l_1	l от ... до	d_1	r , не более	l_3	l_2 от...до
5	0,8	1,8	1,0	—	5—25	3,5	0,3	2,5	8—25
6	1,0	2,0	1,0	2,5	6—30	4,5	0,4	3,0	8—35
8	1,2	2,5	1,6	3,0	8—40	6,0	0,4	4,0	10—40
10	1,6	3,0	1,6	4,0	10—50	7,5	0,5	4,5	12—50
12	2,0	3,5	1,6	5,0	12—50	9,0	0,6	6,0	14—50

Примечания:

1. Ряд длин l и l_2 винтов: 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 30; 35; 40; 45; 50 мм.
2. Длины l и l_2 , приведенные в скобках, применять не рекомендуется.
3. Примеры условных обозначений:
 - 3.1. 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.
 - 3.2. То же, класса точности В с покрытием 05:
Винт В. М12 – 6g × 40.14Н.05 ГОСТ 1476 – 93

Шпильки с ввинчиваемым концом длиной l_1 (ГОСТ 22032 – 76); $1,25d$
(ГОСТ 22034 – 76); l_0 (ГОСТ 22036 – 76)

Размеры в мм



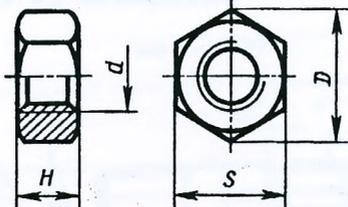
d	8	10	12	16	20
l_1	8; 10; 14	10; 12; 16	12; 15; 20	16; 20; 25	20; 25; 32
l	l_0				
16	10	12	—	—	—
20	14	16	—	—	—
25	19	18	18	—	—
30	22	22	22	—	—
35	22	26	26	26	—
40	22	26	30	30	30
45	22	26	30	34	34
50	22	26	30	38	38
55	22	26	30	38	42
60 до 150	22	26	30	38	46

Примечания: 1. Размер l от 60 до 150 мм брать из ряда чисел: 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150 мм.

2. Пример условного обозначения шпильки с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы поля допуска 6g, длиной $l = 100$ мм, с ввинчиваемым концом $l_1 = 1,25 d$, класса прочности 6.6 с покрытием 05 в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. 2П.28:

Шпилька M12 – 6g × 100.66.05 ГОСТ 22034 – 76

Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» класса точности А
(из ГОСТ 2524 – 70), мм

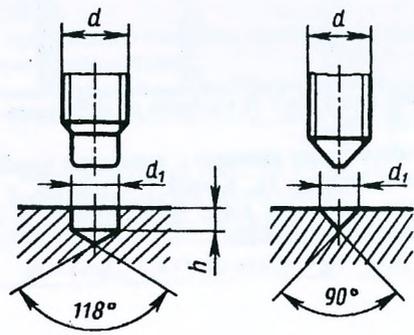


<i>d</i>	8	10	12	16	20	24
<i>S</i>	12	14	17	22	27	32
<i>D</i>	13,2	15,5	18,9	24,5	30,2	35,8
<i>H</i>	6,5	8	10	13	16	19

Примечания: 1. Пример условного обозначения гайки исполнения 1 диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6H, класса прочности 5, без покрытия:
Гайка М12 – 6H.5 ГОСТ 2524 – 70.

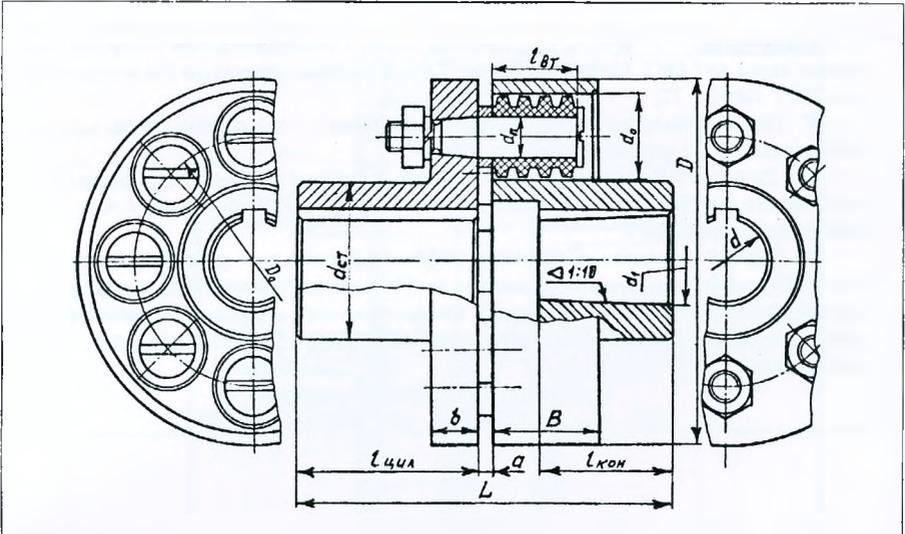
2. То же, с покрытием 05:
Гайка М12 – 6H.5.05 ГОСТ 2524 – 70

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 Т, Н·м	Размеры в мм													
	d; d ₁	D	l _{цил} (тип I)		l _{конт} (тип II)		L				b	B	d _{ст}	a
			Тип I		Тип II		Тип I		Тип II					
			Исп. 1	Исп. 2	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 1	Исп. 2				
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. Муфты выпускаются: типа I с цилиндрическим отверстием (на концы валов по ГОСТ 12080 – 60); типа II с коническим отверстием (на концы валов по ГОСТ 12081 – 72).

2. Полумуфты каждого типа имеют: исполнение 1 – на длинные концы валов; исполнение 2 – на короткие концы валов.

3. Допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с разными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного и того же номинального вращающего момента Т.

4. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом Т=710 Н·м: одна из полумуфт диаметром $d = 48$ мм типа I исполнения 1; другая – диаметром 45 мм типа II исполнения 2, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):

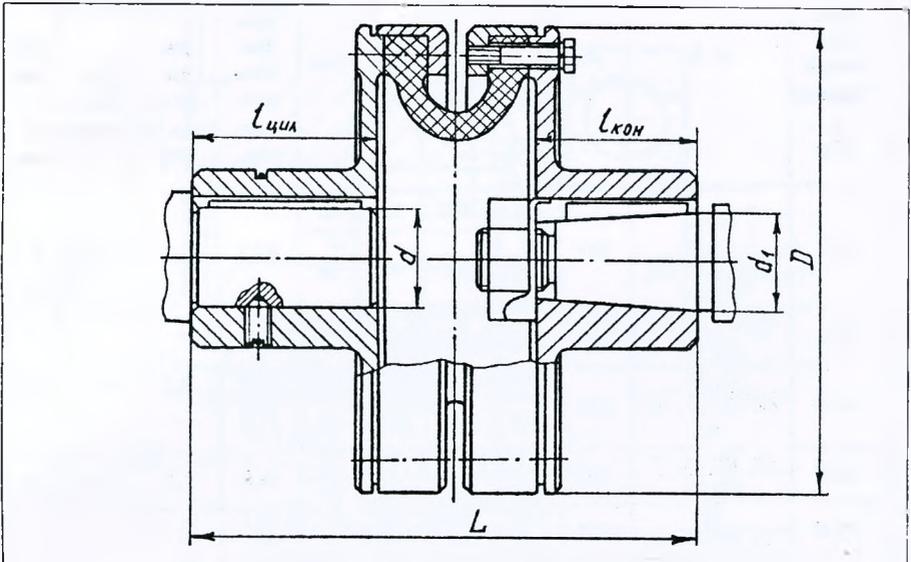
Муфта упругая втулочно – пальцевая
710 – 48 – I.1 – 45 – II.2 – У3 ГОСТ 21424 – 93

Таблица 2П.40

**Муфты упругие втулочно-пальцевые
по ГОСТ 21424 – 93**

Т, Н·м		31,5	63	125	250	500	710	1000	2000
Частота вращения n , мин ⁻¹ (не более)		6350	5700	4600	3800	3600	3000	2850	2300
Смещение осей валов (не более)	радиальное Δ , мм	0,2		0,3			0,4		
	угловое γ , град	1°30'				1°00'			
	осевое λ , 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		$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	Допускаемая частота вращения, с^{-1}	Допускаемое смещение полумуфт		
			$L_{\text{цил}}$	$L_{\text{кон}}$				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	$2^\circ 30'$	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 Т, Н·м	d; d _i	D	L, не более		l _{цпл}	l _{кон}	Допускаемая частота вращения, с ⁻¹	Допускаемое смещение полумуфт		
			L _{цпл}	L _{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; 60; 63; 65; 70; 71	340	290	240	84	60	37,7			
	330		270	108	75	31,7				
1600	65; 70; 71; 75; 80; 85	350	325	260	108	75	34,8	3,5	5°	5,0
	375		300	132	95					
2500	75; 80; 85; 90; 95	410	345	280	108	75	31,5	4,0	5° 30'	6,0
	395		320	132	95	31,5				
4000	85; 90; 95; 100; 105; 110; 120	460	415	340	132	95	25	25	25	25
	485		400	168	125					
6300	100; 105; 110; 120; 125; 130	540	510	420	168	125	22	5,0	5° 30'	7,0
	585		485	204	155					
10000	110; 120; 125; 130; 140; 150	620	535	450	168	125	19,2	6,0	6°	8,0
	610		510	204	155					
16000	125; 130; 140; 150; 160; 170; 180	710	510	485	168	125	18	18	18	9,0
	645		545	204	155					
			720	605	244	185				

Примечания: 1. Данные муфты, как и втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93, выпускаются типов I и II, и исполнений 1 и 2 (см. примечание к табл. 2П.39, п. 1...4).
 2. В данной таблице размеры l_{цпл} и l_{кон} приведены для коротких валов.

Установка деталей на валах ступенчатой формы

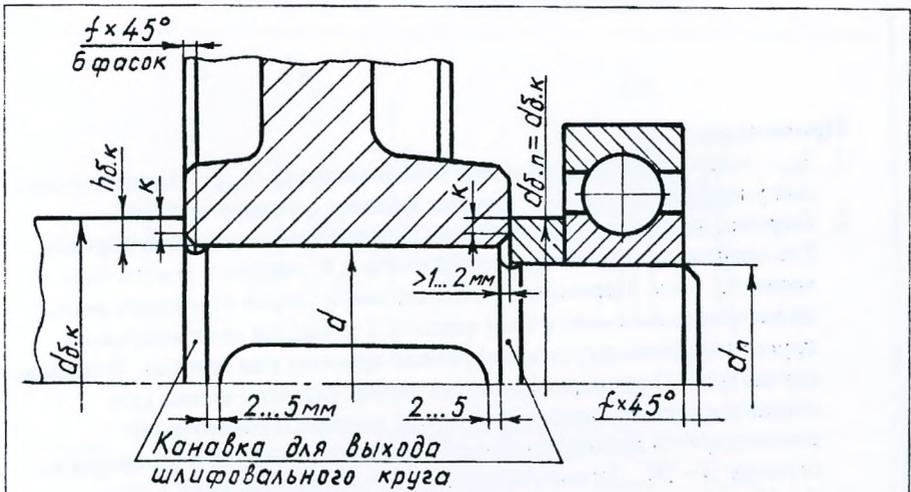


Рис. 1

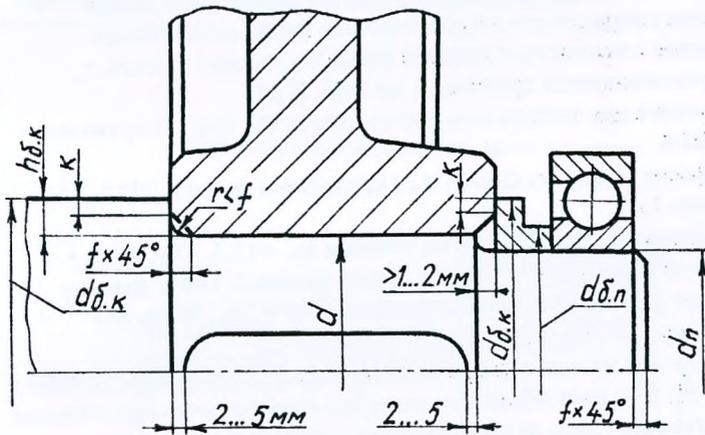


Рис. 2

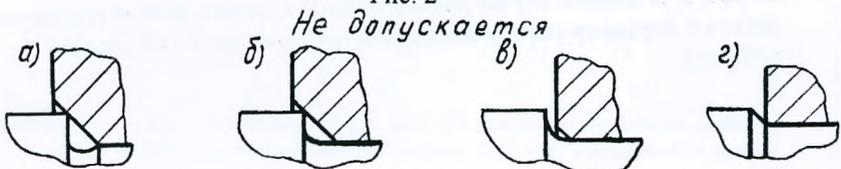


Рис. 3

Примечания:

1. $h_{б.к}$ – высота буртика для упора детали (колеса); $h_{б.п}$ – высота буртика для упора подшипника; f – размер фаски; r – радиус галтели.
2. Перепад диаметров ступеней вала стандартами не регламентирован. Его назначают из условия, чтобы ширина К упорного пояска была не менее 1...2 мм. Переходный участок между двумя ступенями разных диаметров выполняют в виде канавки для выхода шлифовального круга (что рекомендуется в курсовом проекте) или галтели. В первом случае (рис. 1) размеры фасок f на торцах ступицы колеса (это относится также к полумуфтам муфт, шкивам и звездочкам) рекомендуется принимать в зависимости от диаметра d отверстия в ступице: $d = 20...30$ мм $f = 1,0$ мм; $d = 30...40$ мм $f = 1,2$ мм; $d = 40...50$ мм $f = 1,6$ мм; $d = 50...80$ мм $f = 2,0$ мм; $d = 80...120$ мм $f = 2,5$ мм; $d = 120...150$ мм $f = 3,0$ мм; $d = 150...250$ мм $f = 4,0$ мм; $d = 250...500$ мм $f = 5,0$ мм. Во втором случае (рис. 2), для обеспечения упора детали в буртик по плоскости должно быть определенное соответствие размера фаски f и радиуса галтели r , которые рекомендуется принимать по табл. 2П.3.
3. Размер канавки для выхода шлифовального круга (рис. 1) принимают по табл. 2П.4.
4. Размеры фасок f на валах (рис. 1 и 2) принимают по табл. 2П.1 (примечание 1).
5. Высоту буртика $h_{б.к}$ принимают из условия $h_{б.к} \approx (1,5...2)f$, здесь f – размер фаски в отверстии ступицы детали (колеса). Тогда диаметр буртика вала для упора детали (колеса) $d_{б.к} = d + 2h_{б.к}$, здесь d – диаметр отверстия в ступице детали (колеса).
6. Диаметр буртика вала для упора подшипника $d_{б.п}$ принимают по табл. 2П.17 или 2П.18 в зависимости от типа устанавливаемого подшипника.
7. Нельзя допускать упора деталей фасками или кромками, как показано на рис. 3. В данном случае невозможно обеспечить точное положение детали и передачу усилия вследствие ненадежности кромочного контакта.

Конструкция вала-шестерни с участками выхода фрезы при нарезании зубьев цилиндрической передачи

Степень точности передачи	D_ϕ					
	Модуль m_n					
	2...2,5	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
7	90	100	112	125	140	160
8...10	70	80	90	100	112	125

Примечание. Длину участка $l_{\text{вых}}$ определяют графически.

Цилиндрические концы валов со шлицами

	мм					
d	20...22	25...28	32...38	42...48	54...65	72...92
D_ϕ	63	70	80	90	100	112

Примечания: 1. D_ϕ – диаметр шлицевых фрез для прямобочных шлицев средней серии. 2. Длину участка $l_{\text{вых}}$ определяют графически. 3. Длину конца вала l и размер фаски f – см. табл. 2П.1. 4. Высоту буртика h_δ принимают: $h_\delta \leq 0,5 h_{\text{шл}}$ – для прямобочных шлицевых соединений; $h_\delta \leq 0,25 h_{\text{шл}}$ – для эвольвентных шлицевых соединений.

Прямоугольные шлицевые соединения (из ГОСТ 1139-80)

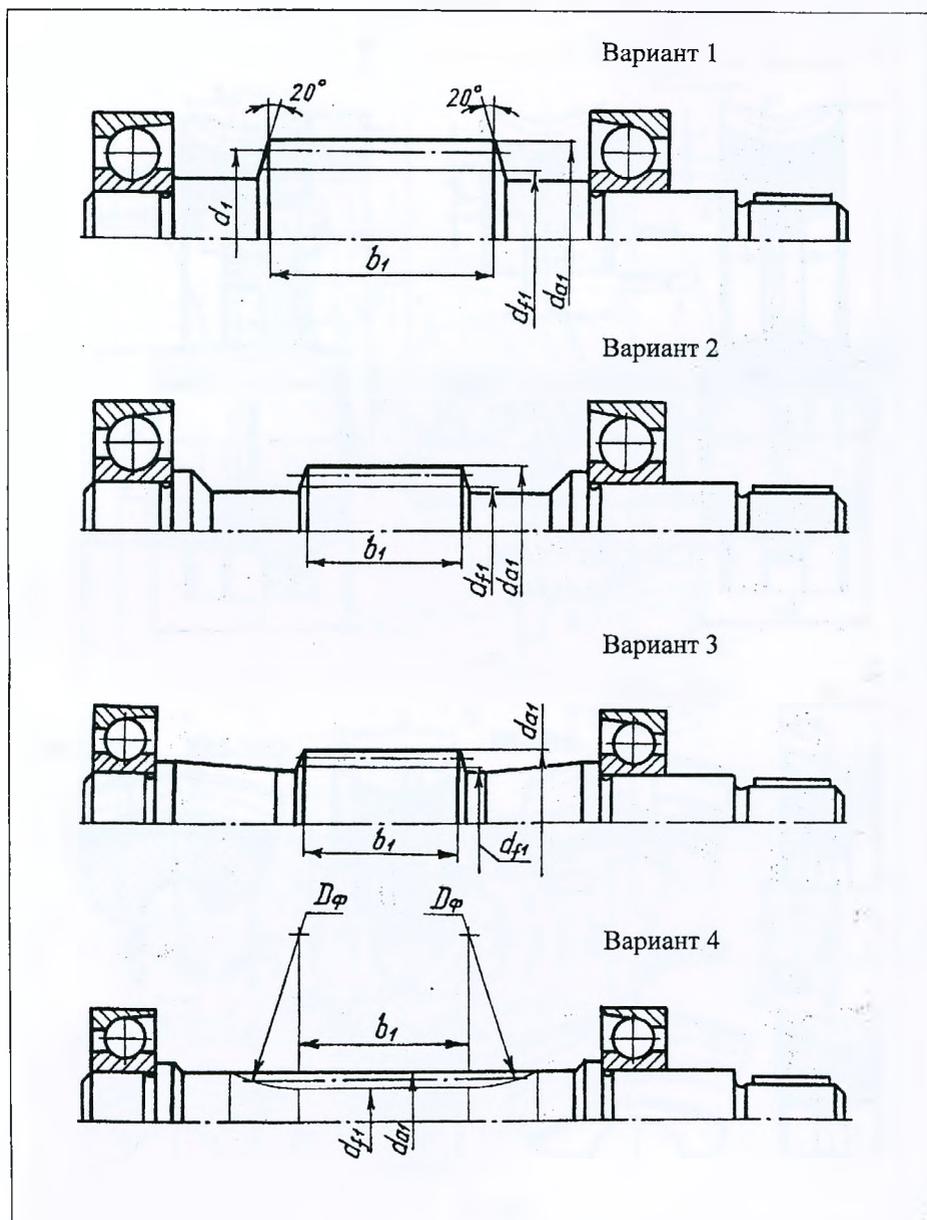
Основ- ные размеры	d, мм														
	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
Легкая серия															
D, мм	-	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
z (Число зубьев)	-	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b, мм	-	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f, мм	-	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	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.46

Эвольвентные шлицевые соединения (из ГОСТ 6033-80)

Мо- дуль 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														
1,25	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

Конструкции валов червяков



Конструкции червячных колес

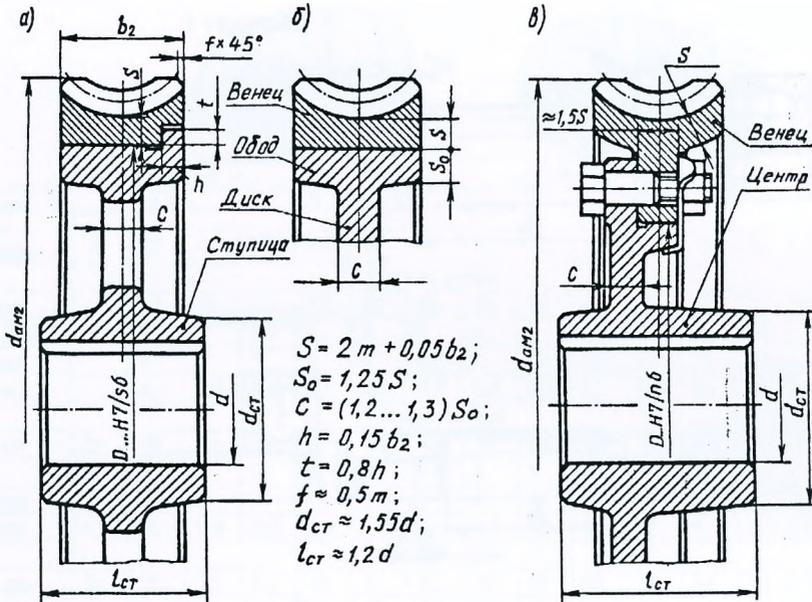


Рис. 1

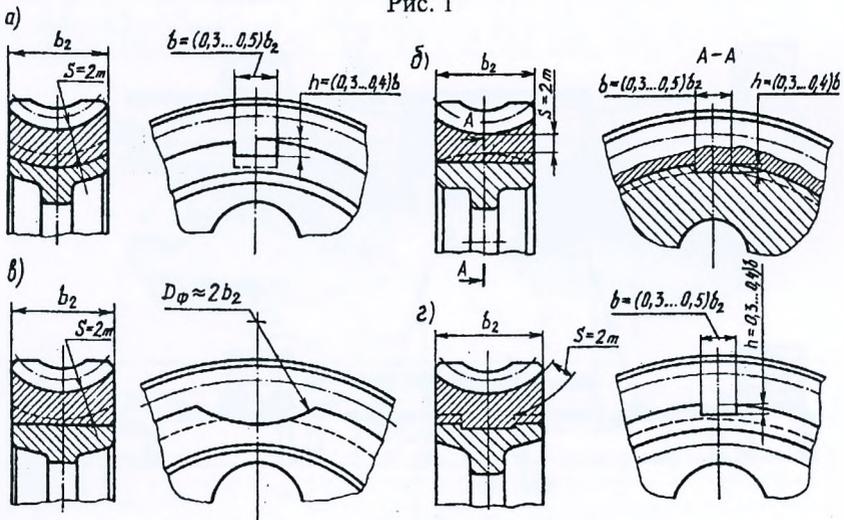
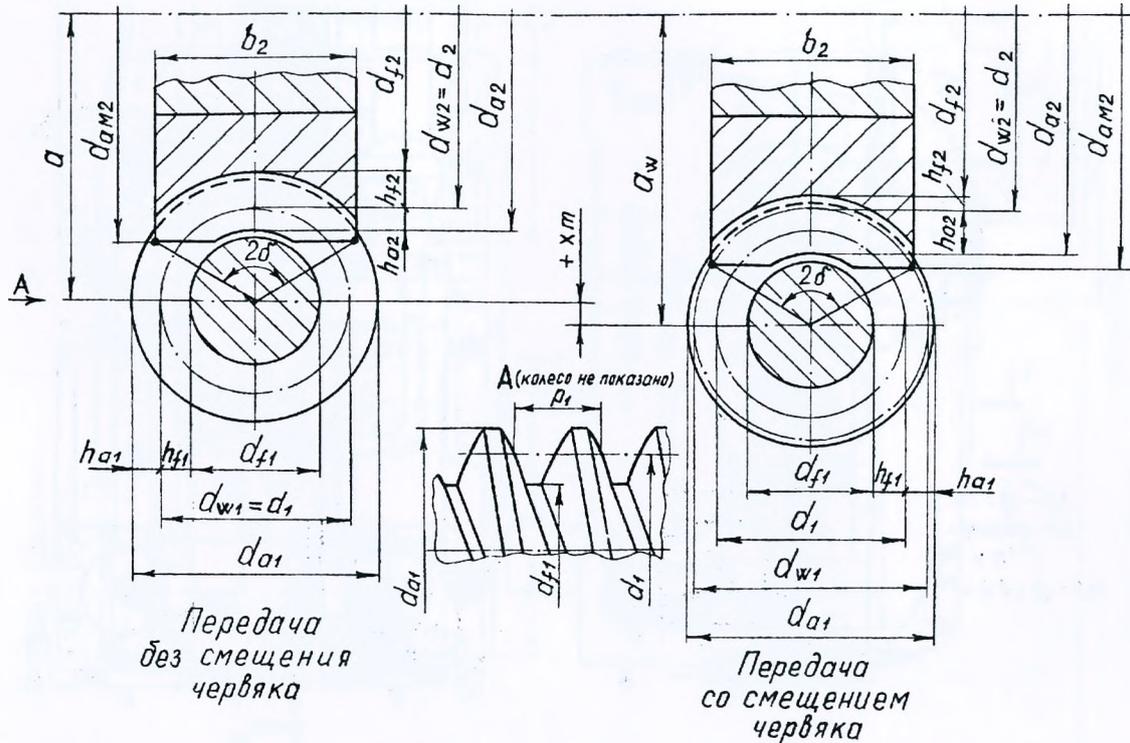
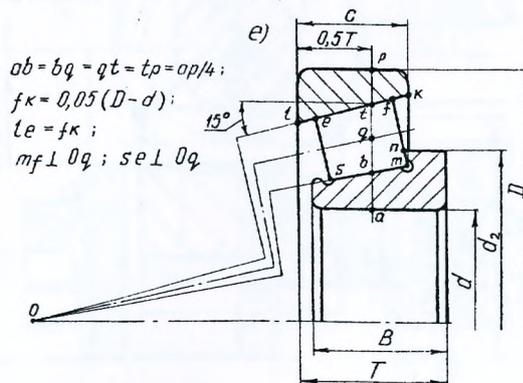
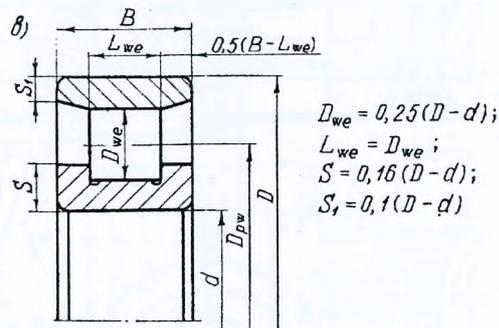
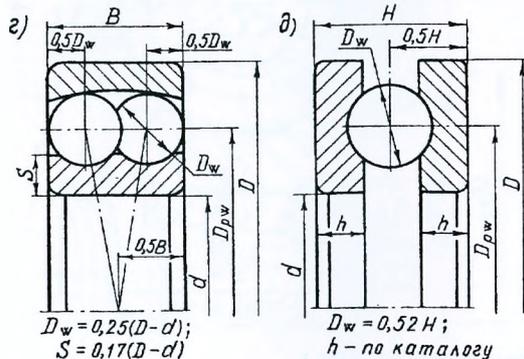
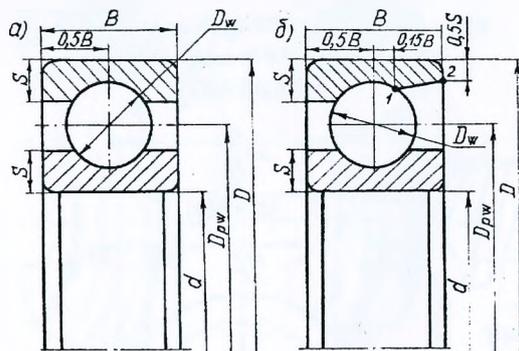


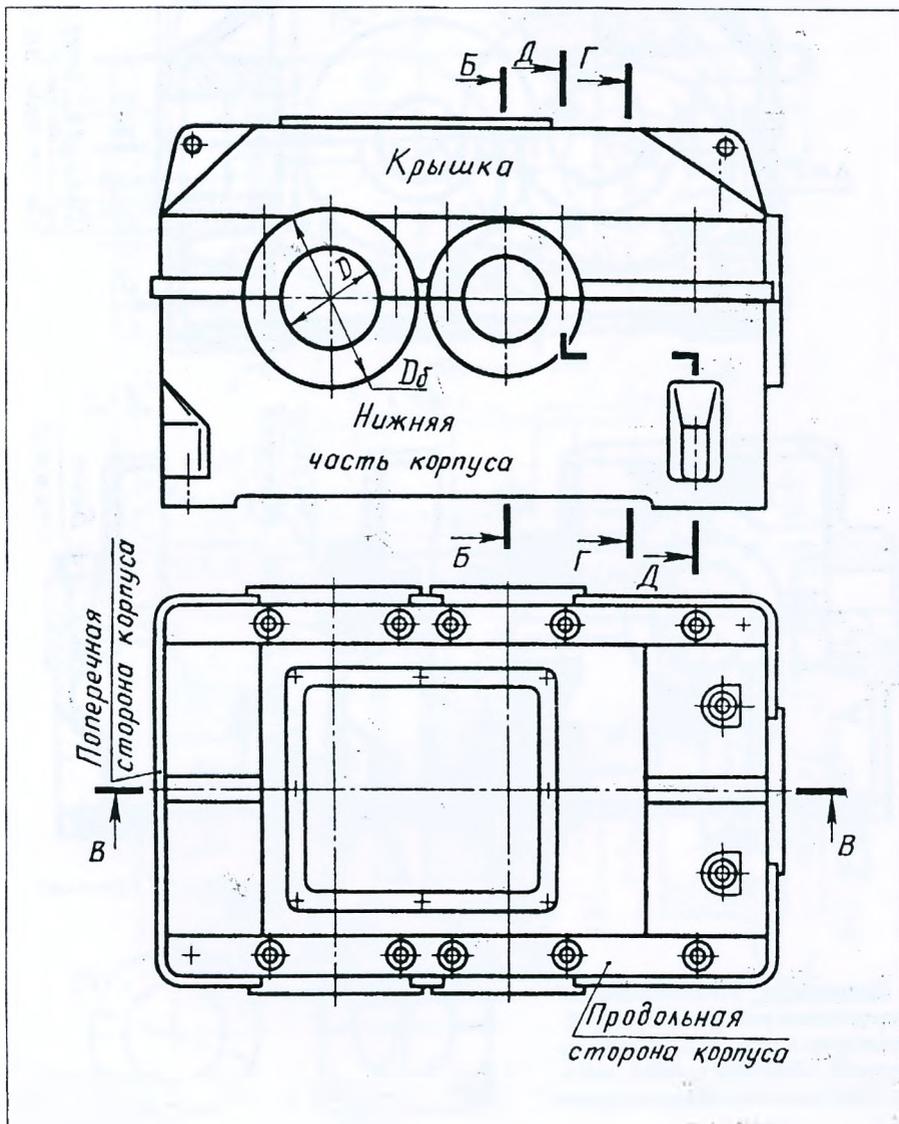
Рис. 2

Геометрические размеры червячной передачи

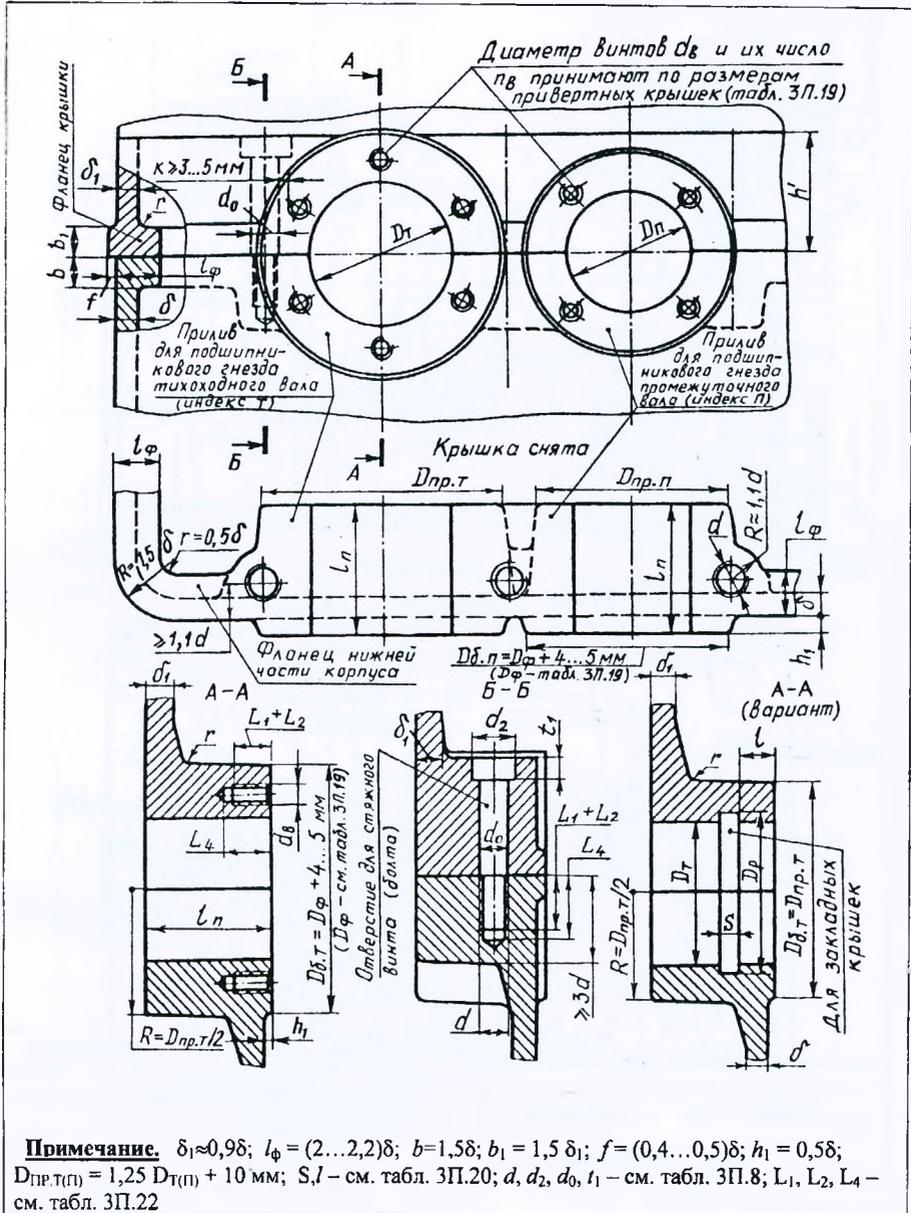


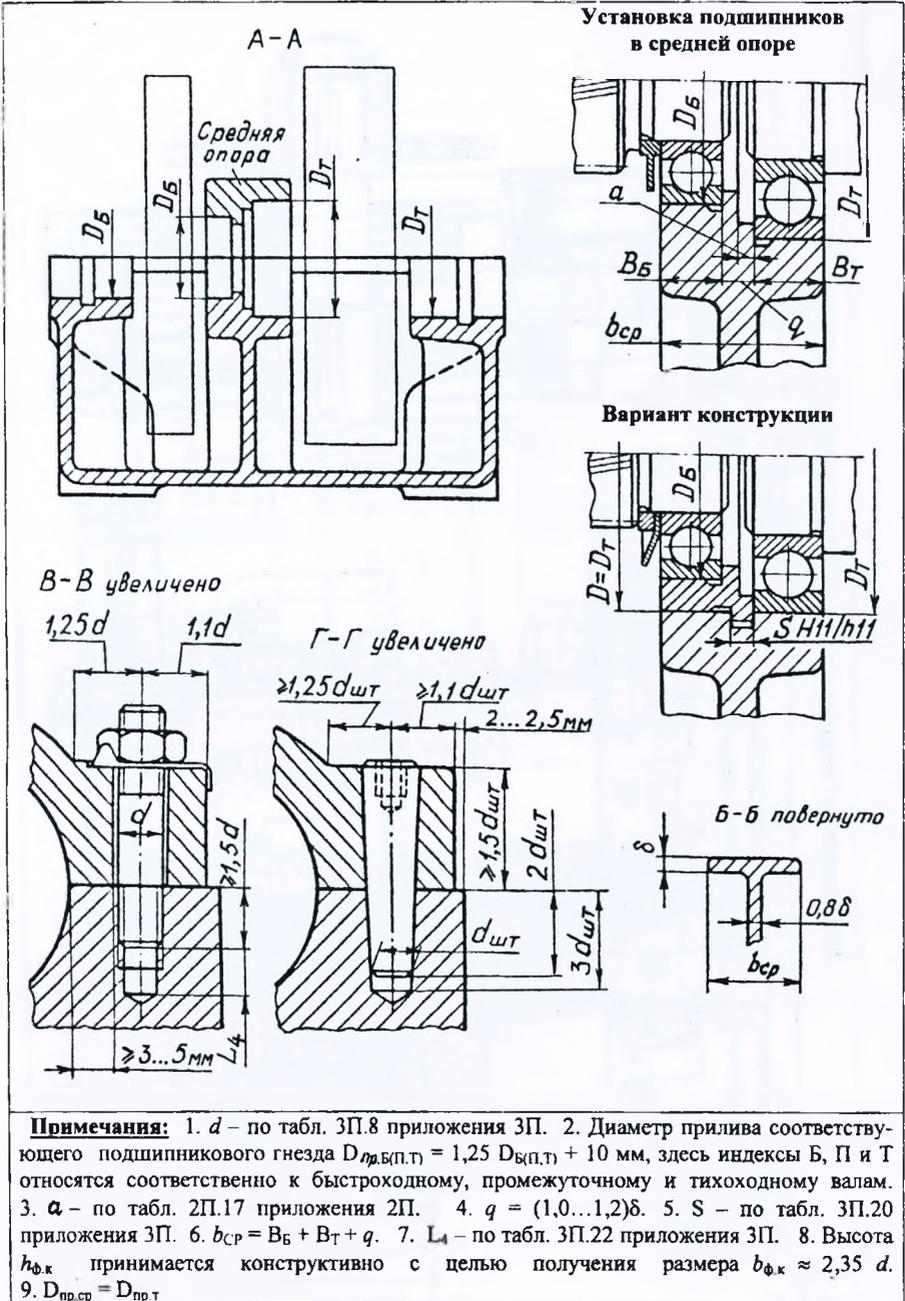


Корпус коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора



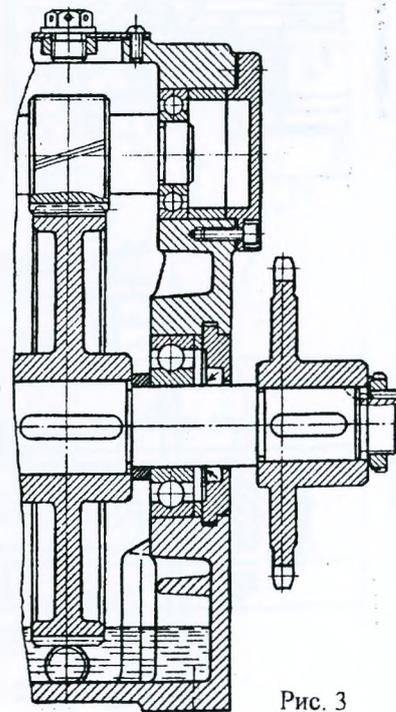
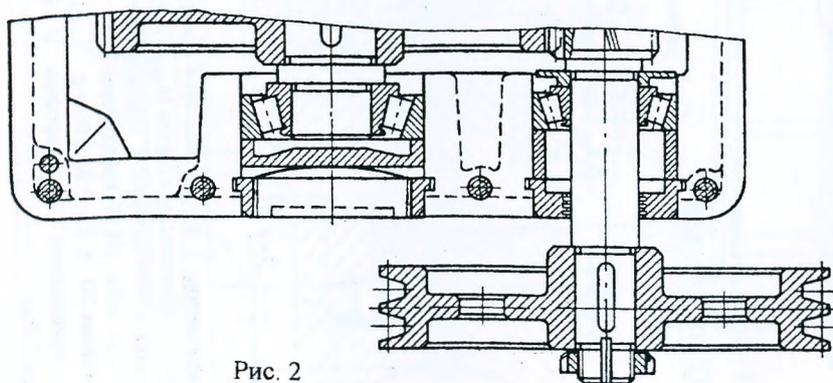
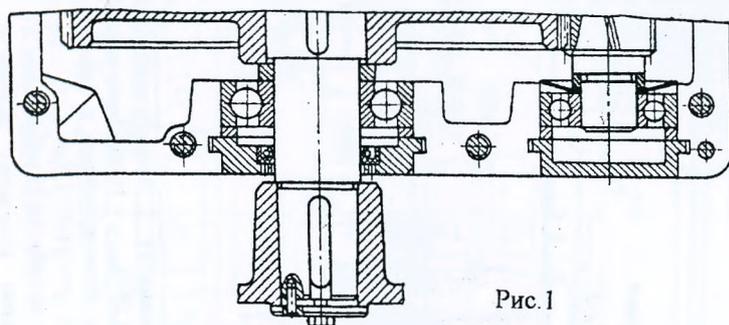
Вариант конструкции средней части корпуса редуктора





Конструктивное исполнение фланцев корпуса редуктора

423



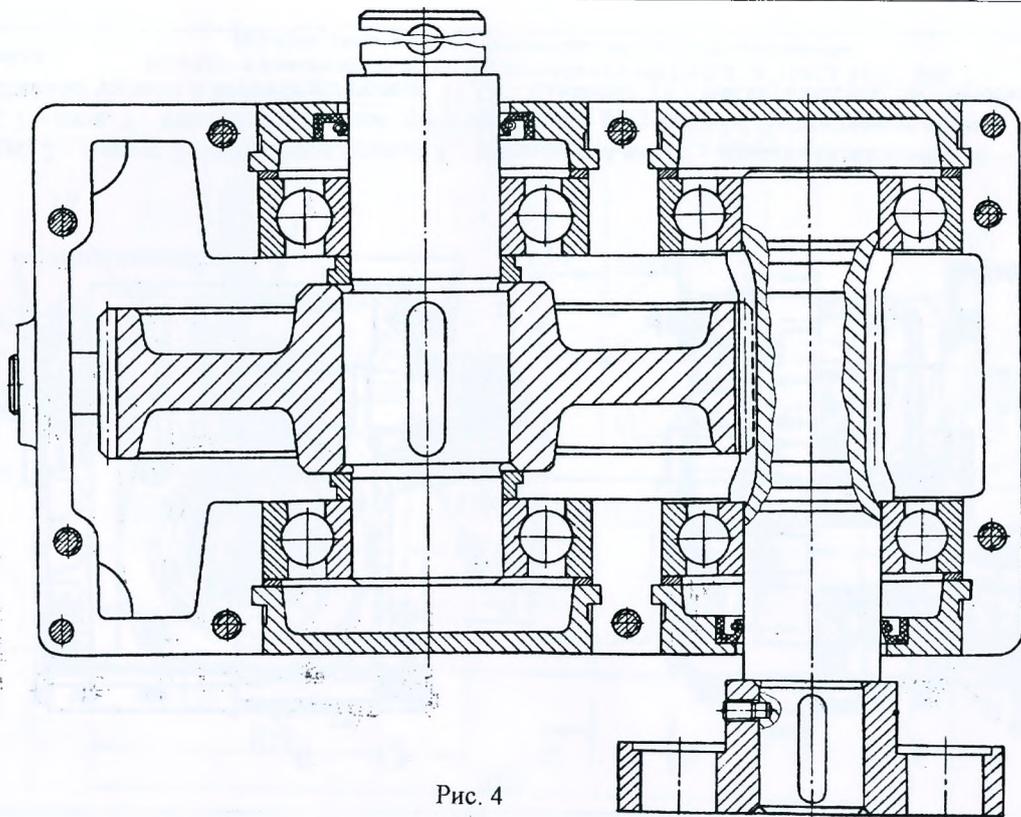
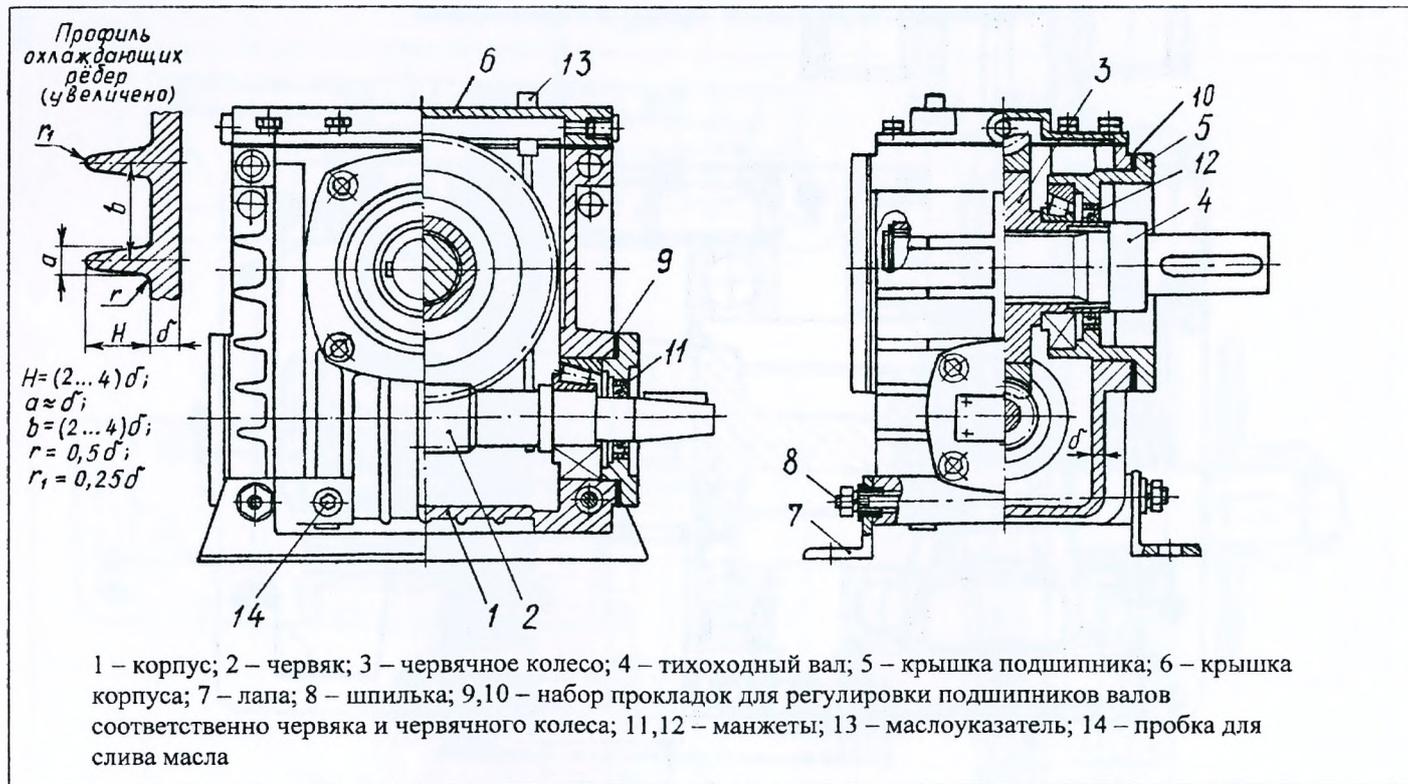
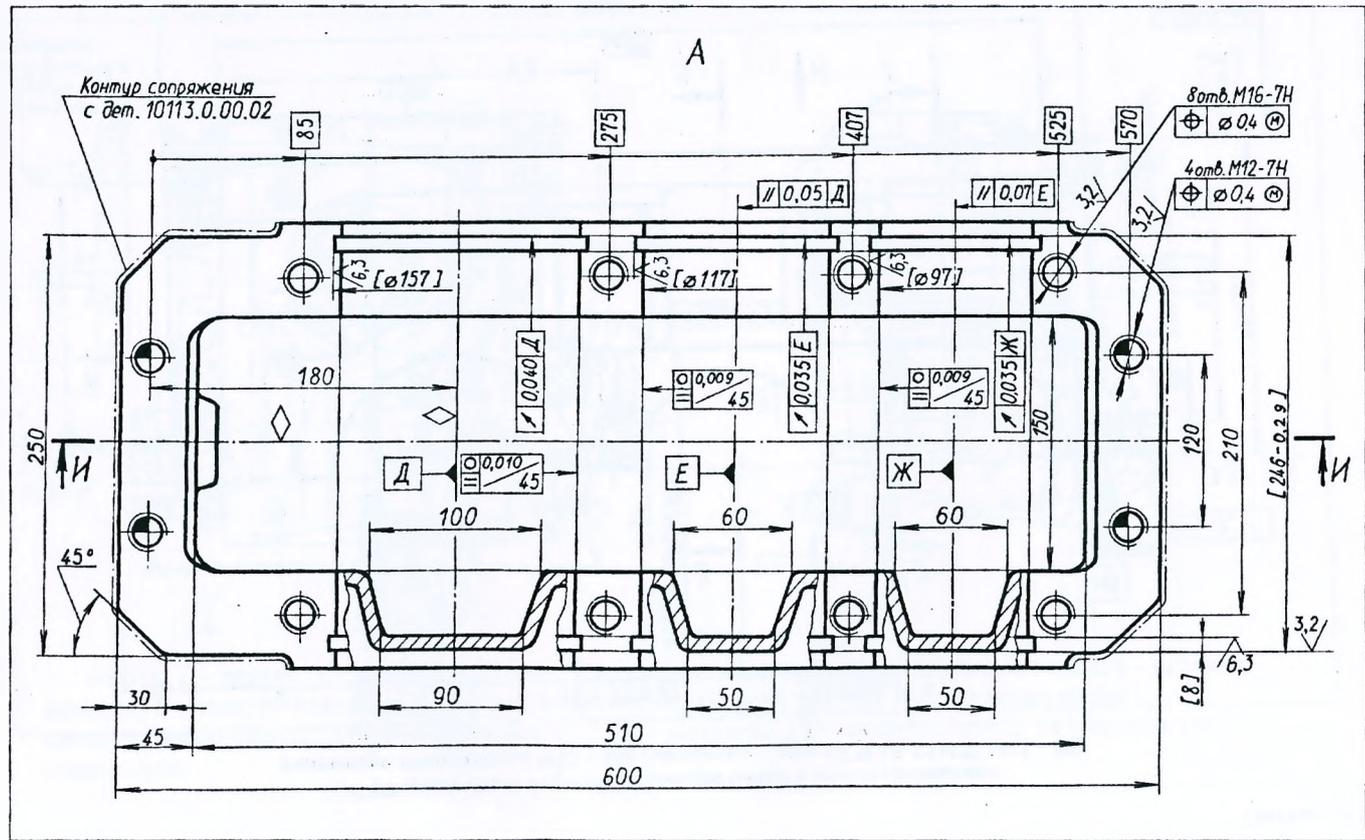
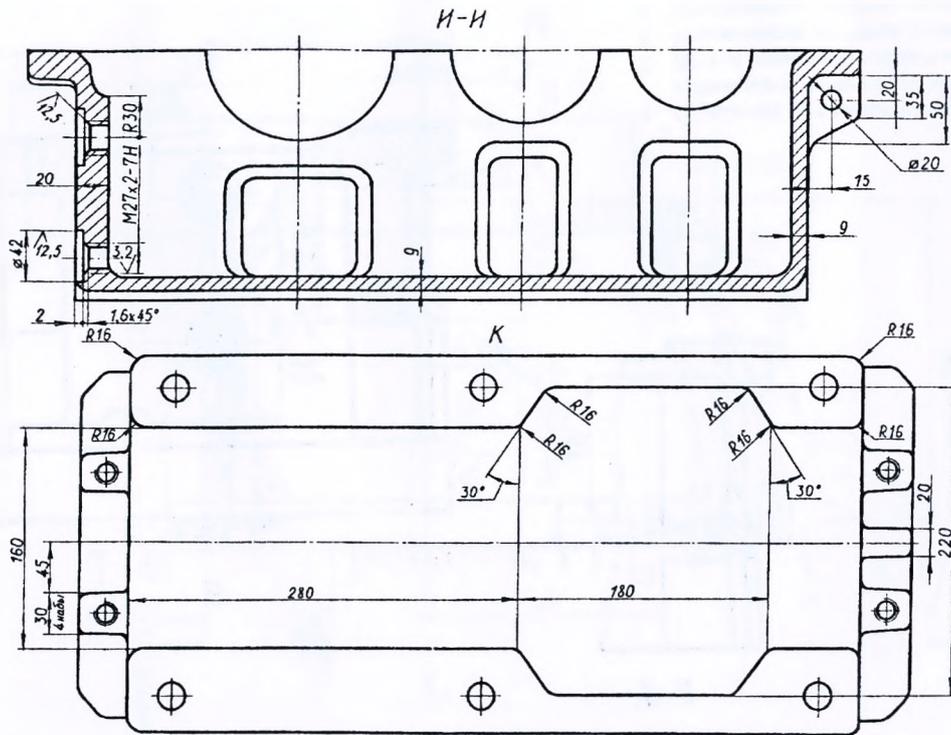


Рис. 4

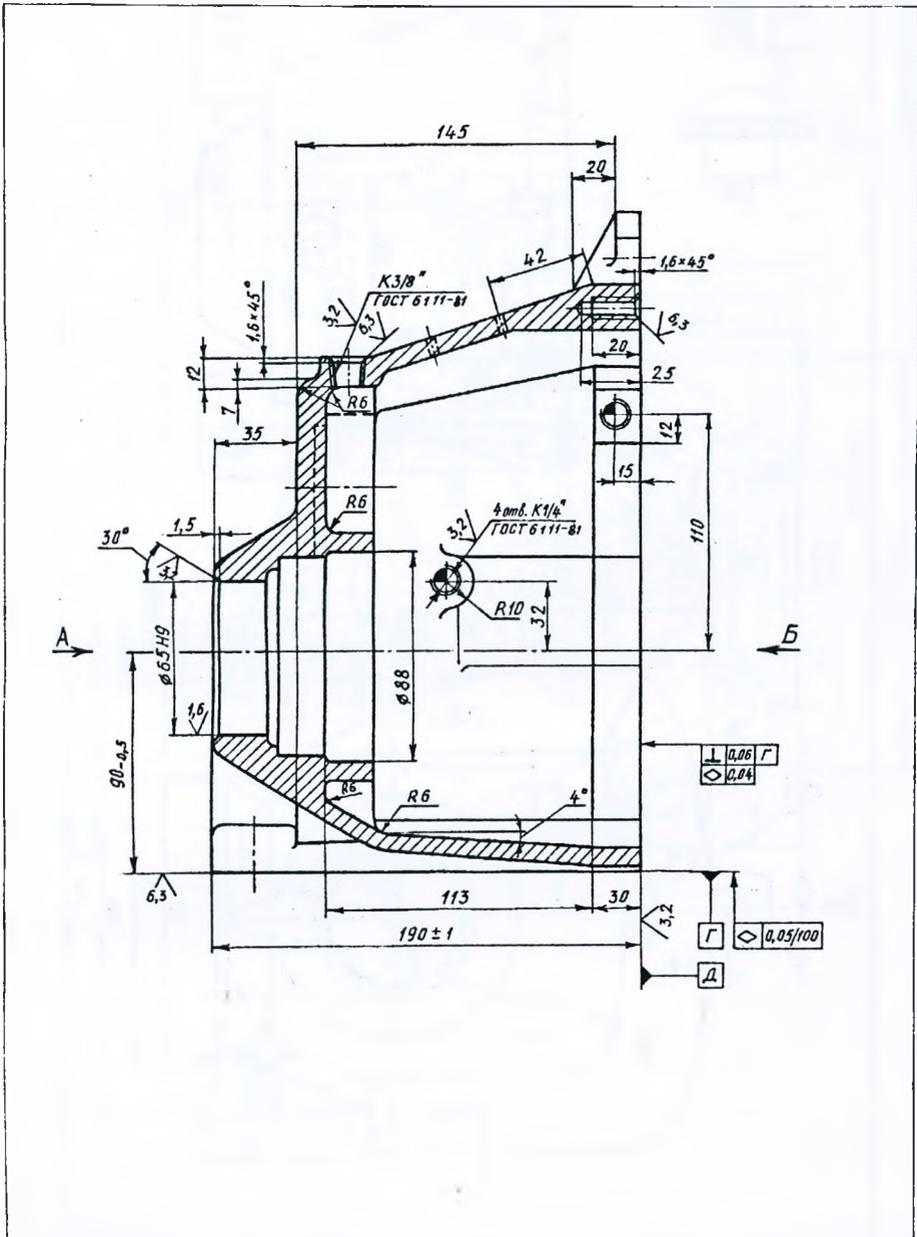
Корпус редуктора с рёбрами



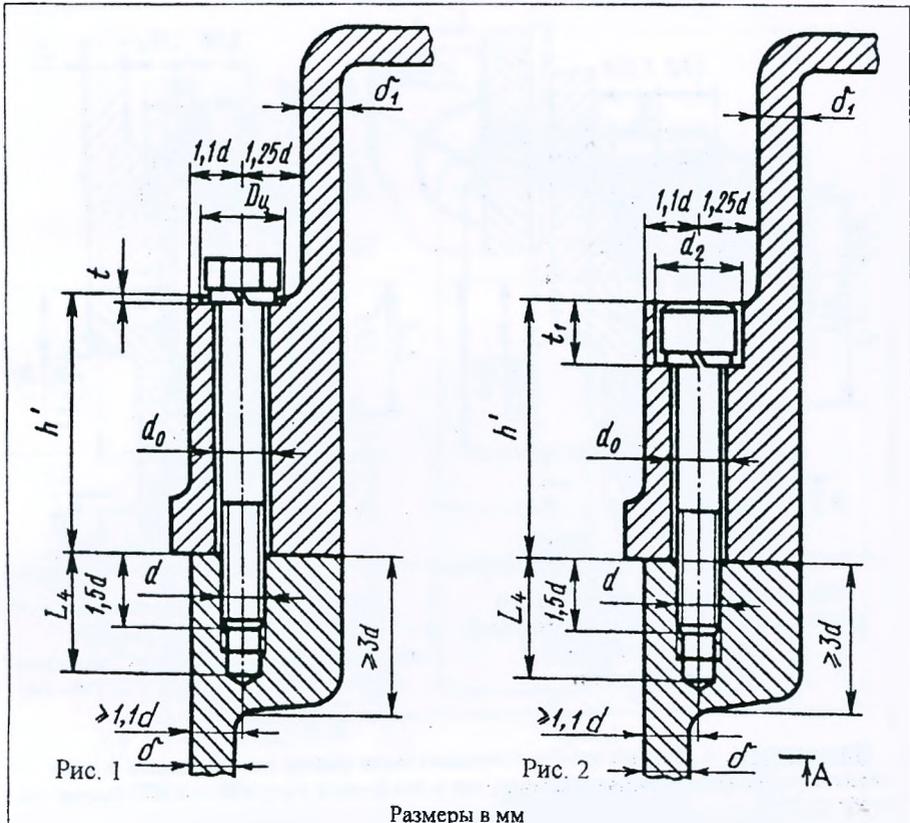




Корпус мотор-редуктора типа 5 МЦС (материал АК 3 М2 ГОСТ 1583 – 93)



Фланец подшипниковой бабышки



Размеры в мм

Диаметр резьбы стяжного винта (болта)	d	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
Диаметр цековки	D_u	22	24	28	30	34	36	40
Глубина цековки	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 $a_{вт}$, 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

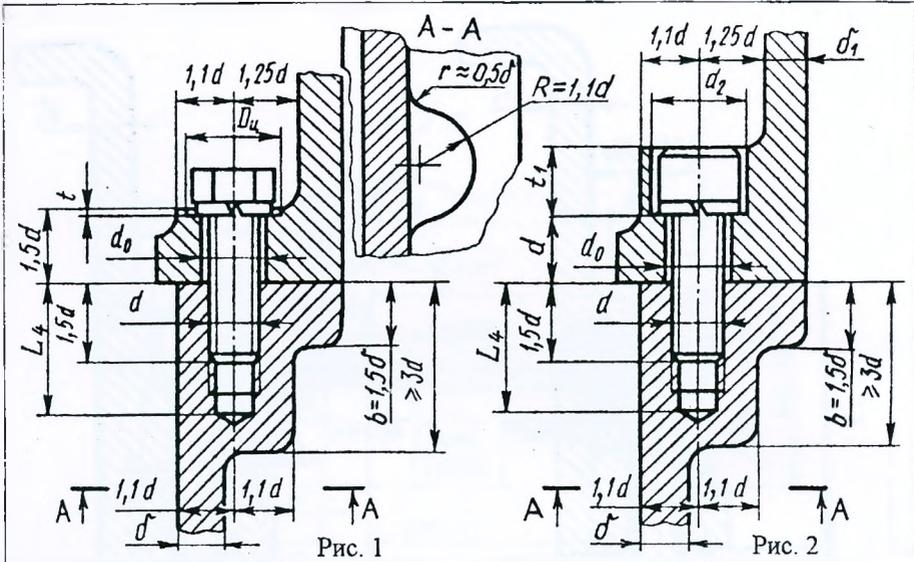


Рис. 1

Рис. 2

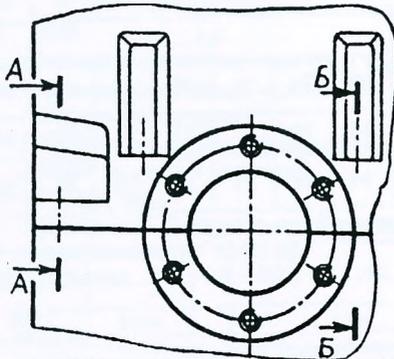
Крепление стяжными болтами с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А (ГОСТ 7808 – 70)

Крепление стяжными винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением “под ключ” класса точности А (ГОСТ 11738 – 84)

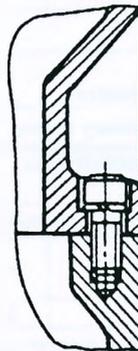
Примечания: 1. Диаметр резьбы d стяжного болта (винта) для соединения фланца корпуса редуктора принимают таким же, как и для фланца подшипниковой бобышки (см. табл. 3П.8).

2. Размеры $D_{ц}$, d_2 , t , t_1 и d_0 см. табл. 3П.8, размер L_4 – по табл. 3П.22.

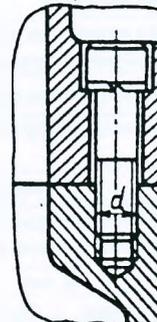
Пример конструкции



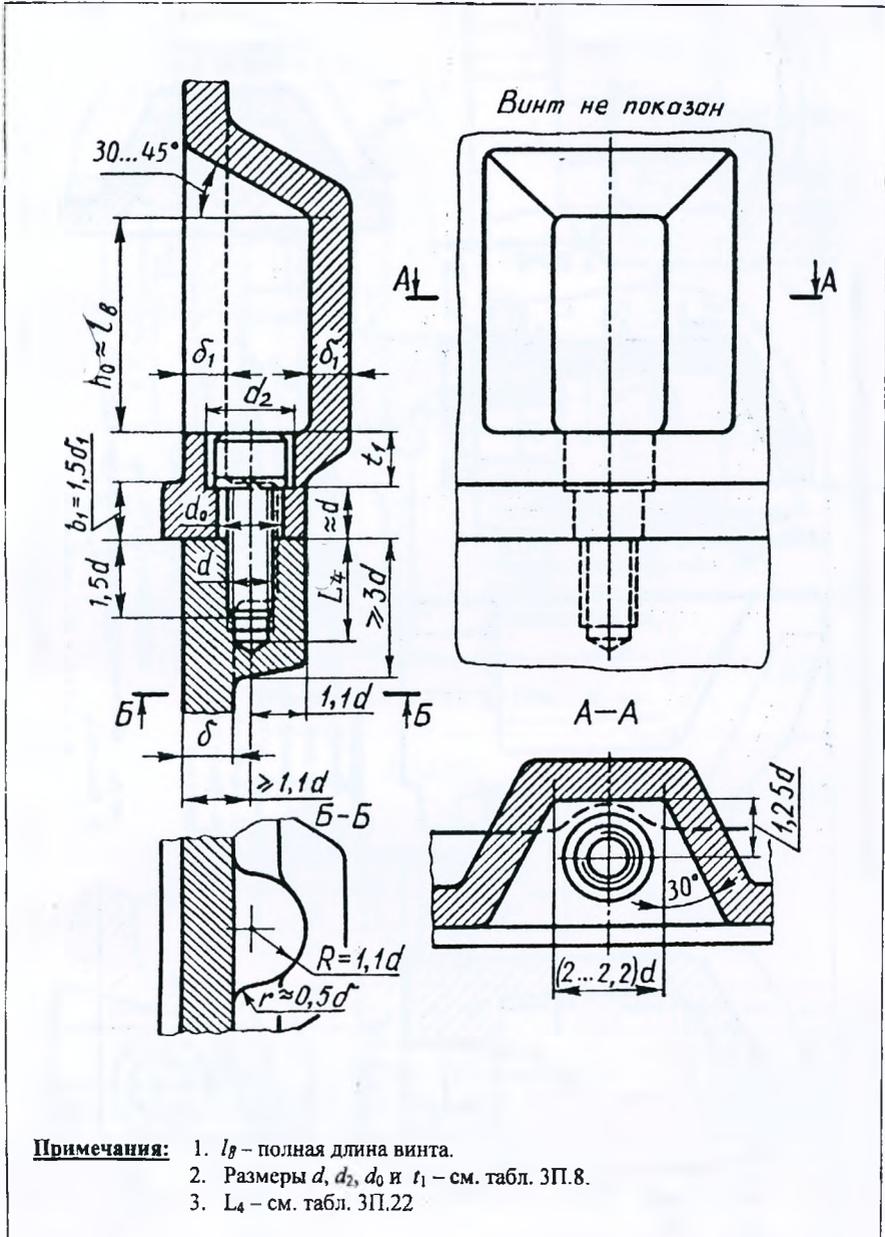
A - A



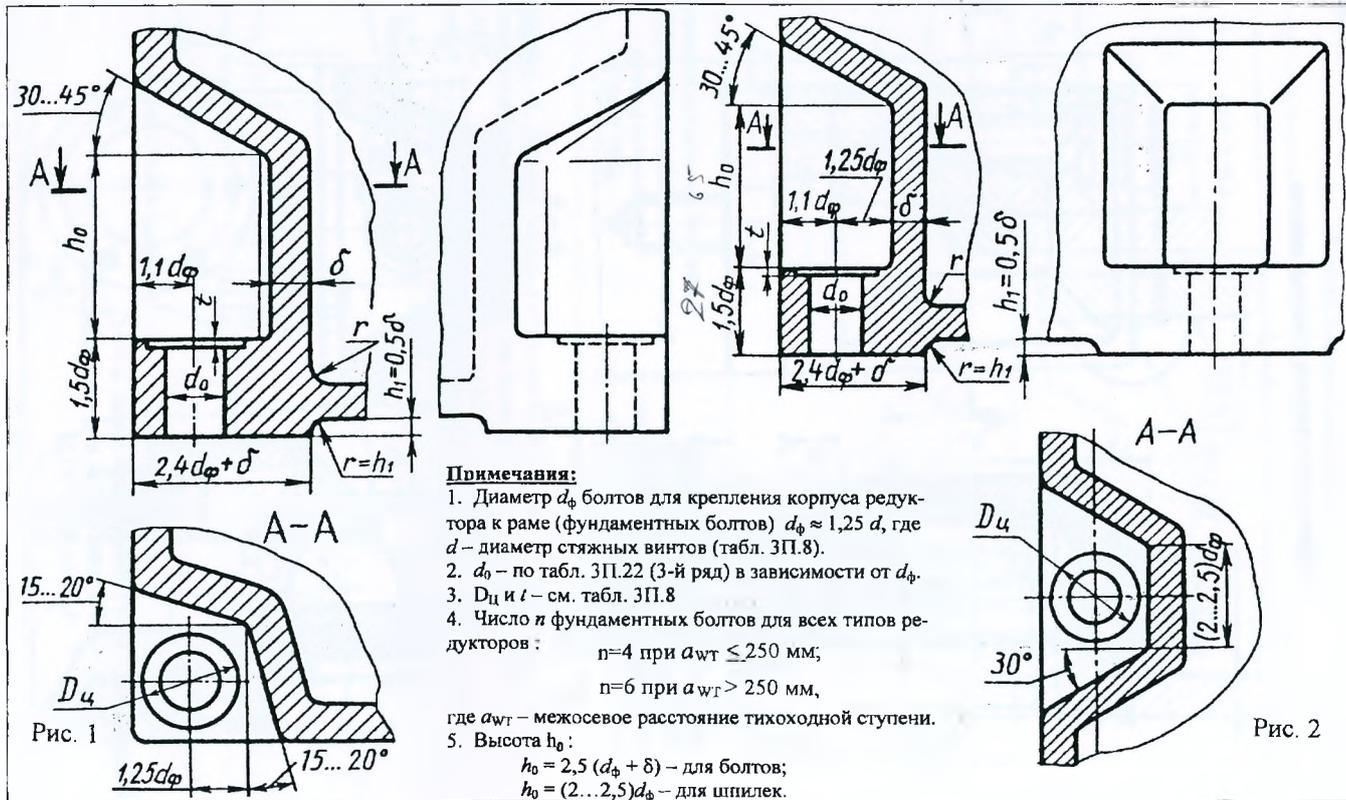
Б - Б



Ниша для установки стяжных винтов



Конструкция места крепления корпуса редуктора к раме



Вариант крепления корпуса редуктора к раме

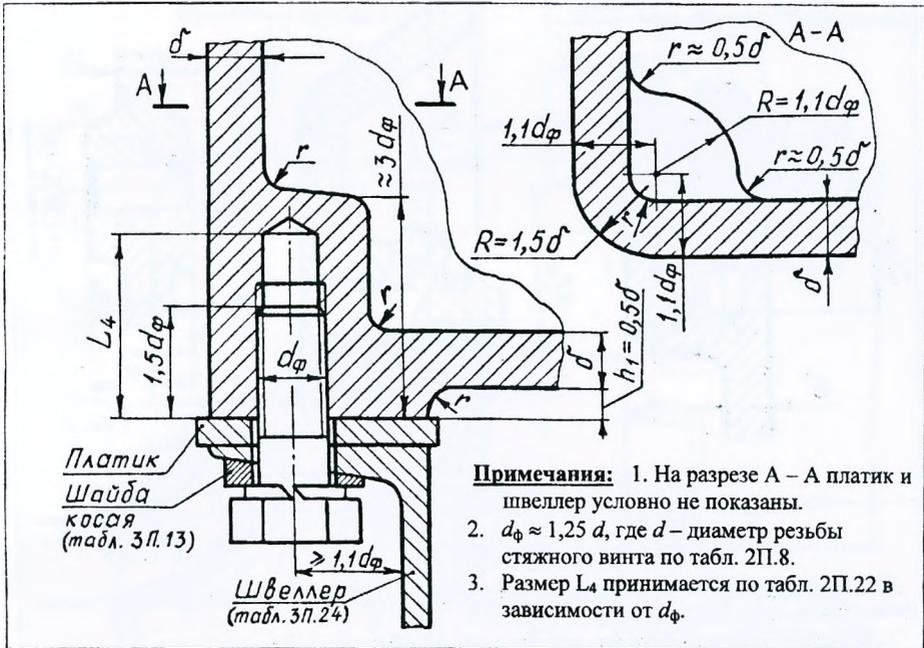
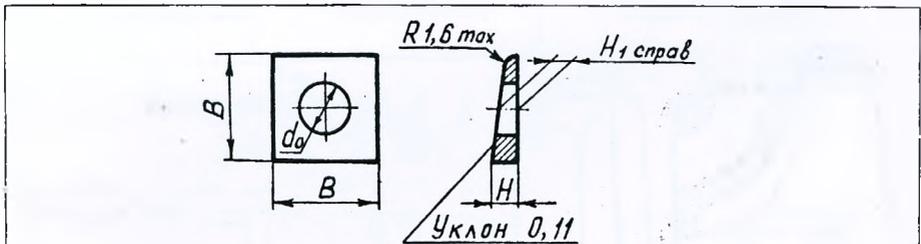


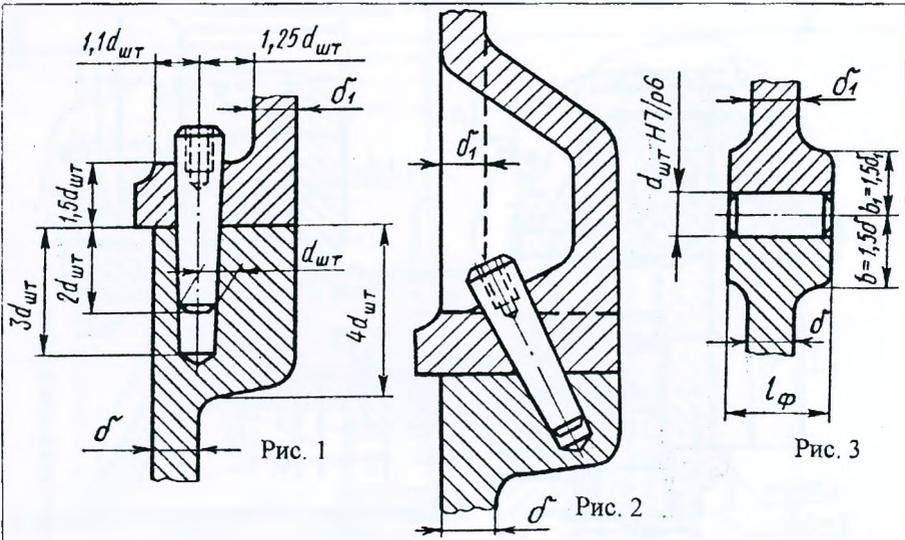
Таблица 3П.13

Косые шайбы по ГОСТ 10906 – 78, мм



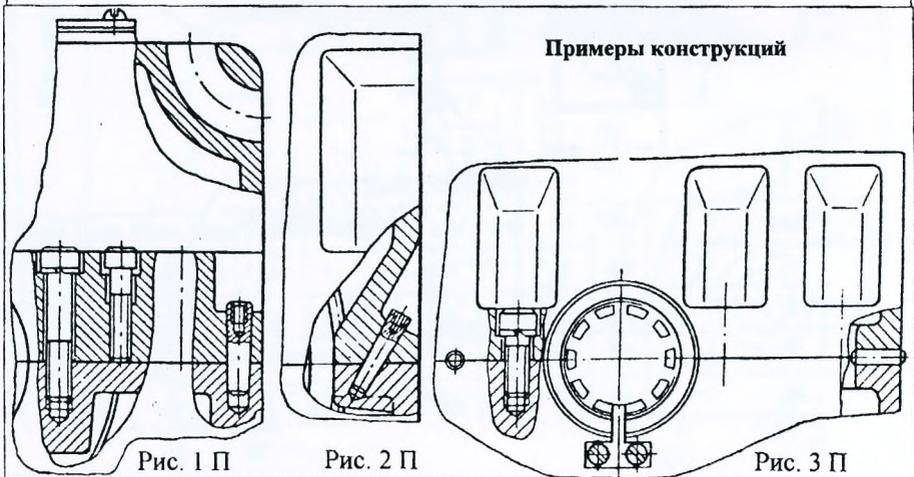
Болт	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
d_0	6,6	9	11	13	15	17	19	22	24	26	30
B	16	16	20	30	30	30	40	40	40	50	50
H	5,8	5,8	6,2	7,3	7,3	7,3	8,4	8,4	8,4	9,5	9,5
H_1	4,9	4,9	5,1	5,7	5,7	5,7	6,2	6,2	6,2	6,8	6,8

Фиксирование крышки корпуса штифтами



Примечания: 1. Диаметр штифтов $d_{шт} \approx (0,7 \dots 0,8) d$, где d – диаметр стяжных болтов (винтов) (см. табл. ЗП.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

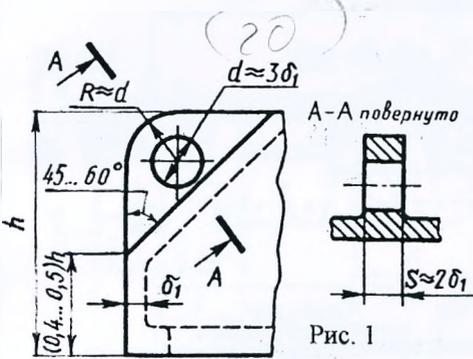


Рис. 1

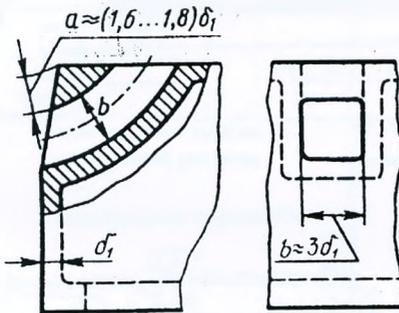


Рис. 2

Проушины нижней части корпуса

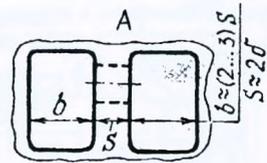
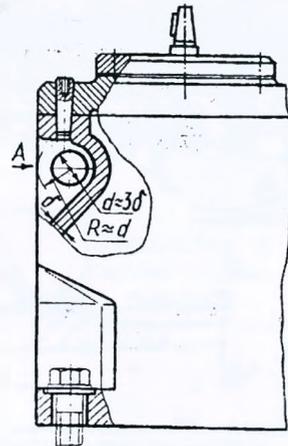


Рис. 3

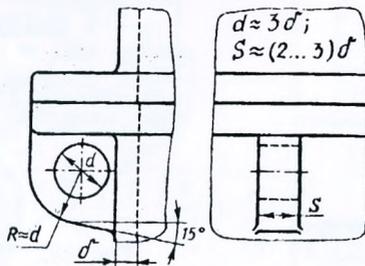


Рис. 4

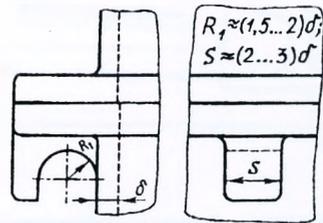


Рис. 5

Крышки люков и пробки - отдушины

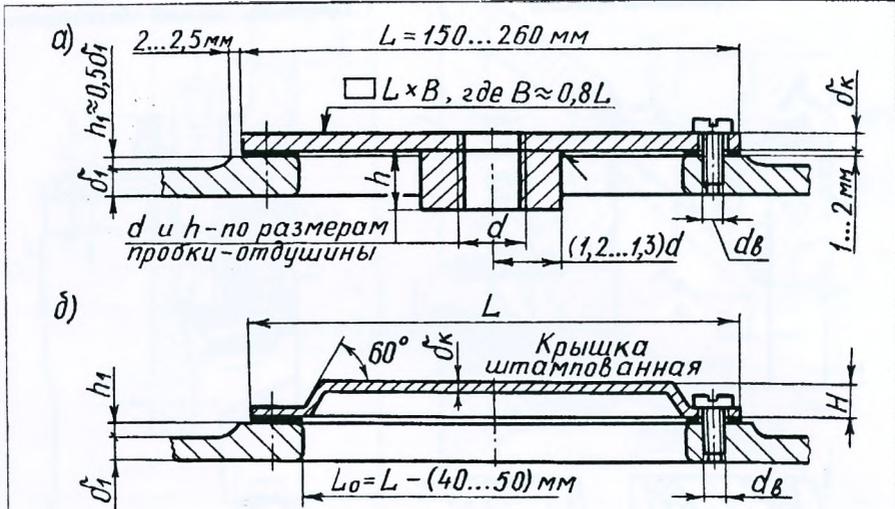


Рис. 1

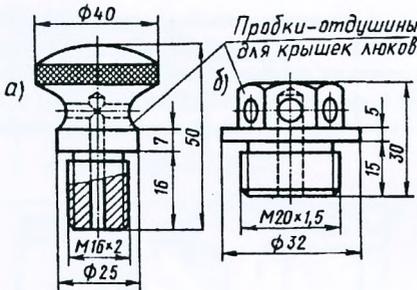


Рис. 2

Примеры конструкций

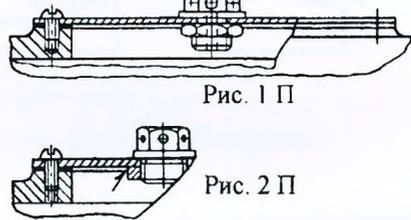
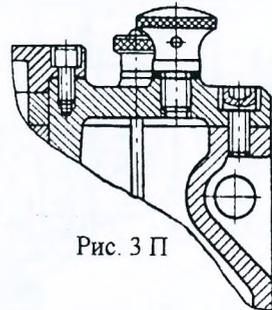


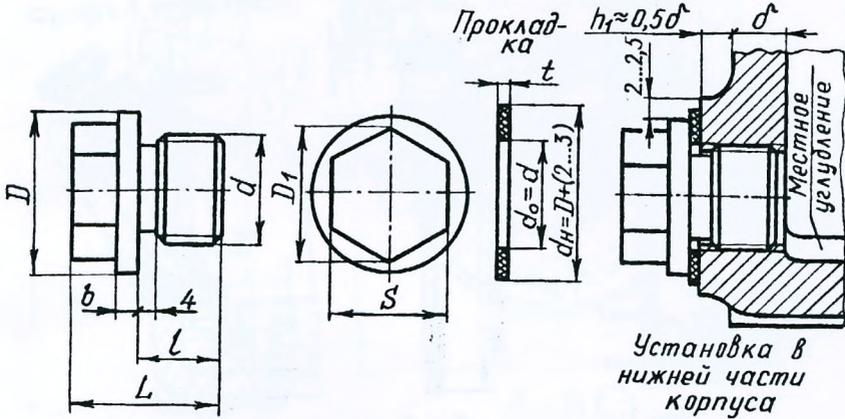
Рис. 3 П



Примечание. Размер L принимается конструктивно; $\delta_k = (0,010 \dots 0,012) L \geq 3 \text{ мм}$; $H \geq 0,05 L$; $d_8 \approx \delta_1$; число винтов принимают исходя из шага t их расположения, где $t \approx (12 \dots 15) d_8$

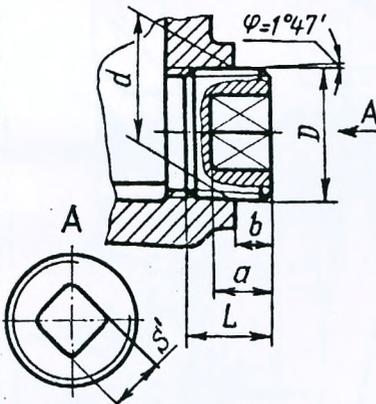
Маслосливные пробки и маслоуказатели

Маслосливные пробки с цилиндрической резьбой



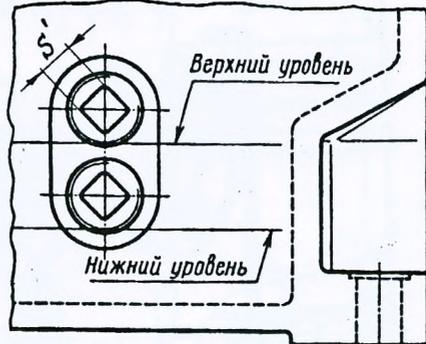
d	l	L	b	D	D_1	t	S
M16×1,5	13	24	3	25	21,9	1,9	19
M20×1,5	15	28	4	30	25,4	2,2	22

Маслосливная пробка с конической резьбой



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

Маслоуказатель с использованием маслосливных пробок с конической резьбой



Примечание. S' – размер под ключ (для d К 1/2" труб $S' = 8$ мм, К 3/4" труб – $S' = 12$ мм)

Маслоуказатели жезловые (щупы)

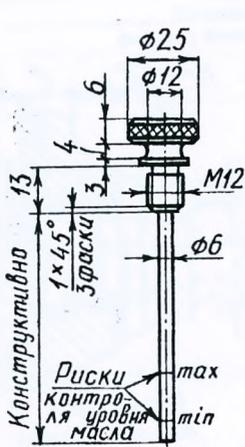


Рис. 1

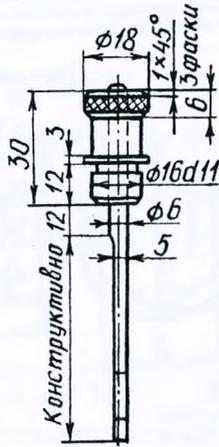


Рис. 2

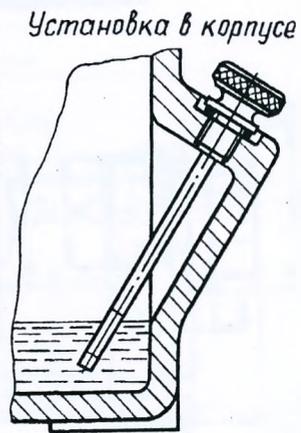


Рис. 3

Примеры конструкций

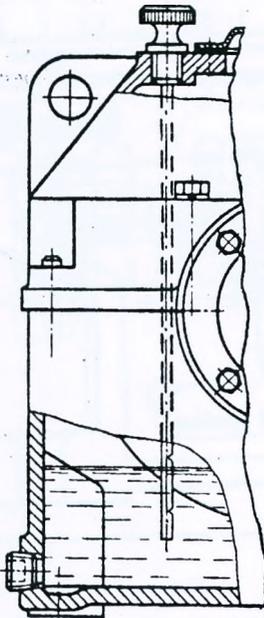


Рис. 1 П



Рис. 2 П

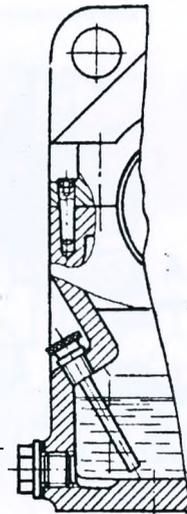
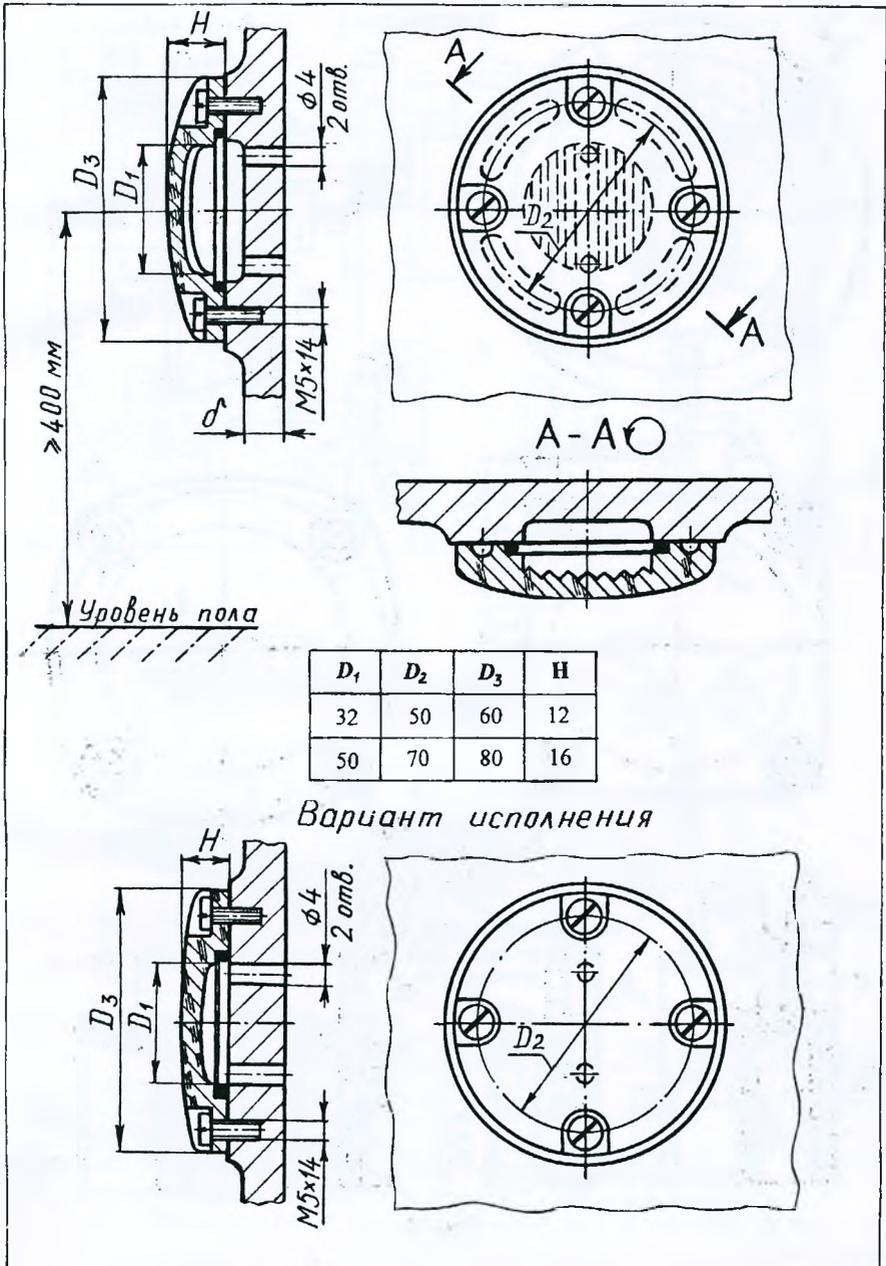
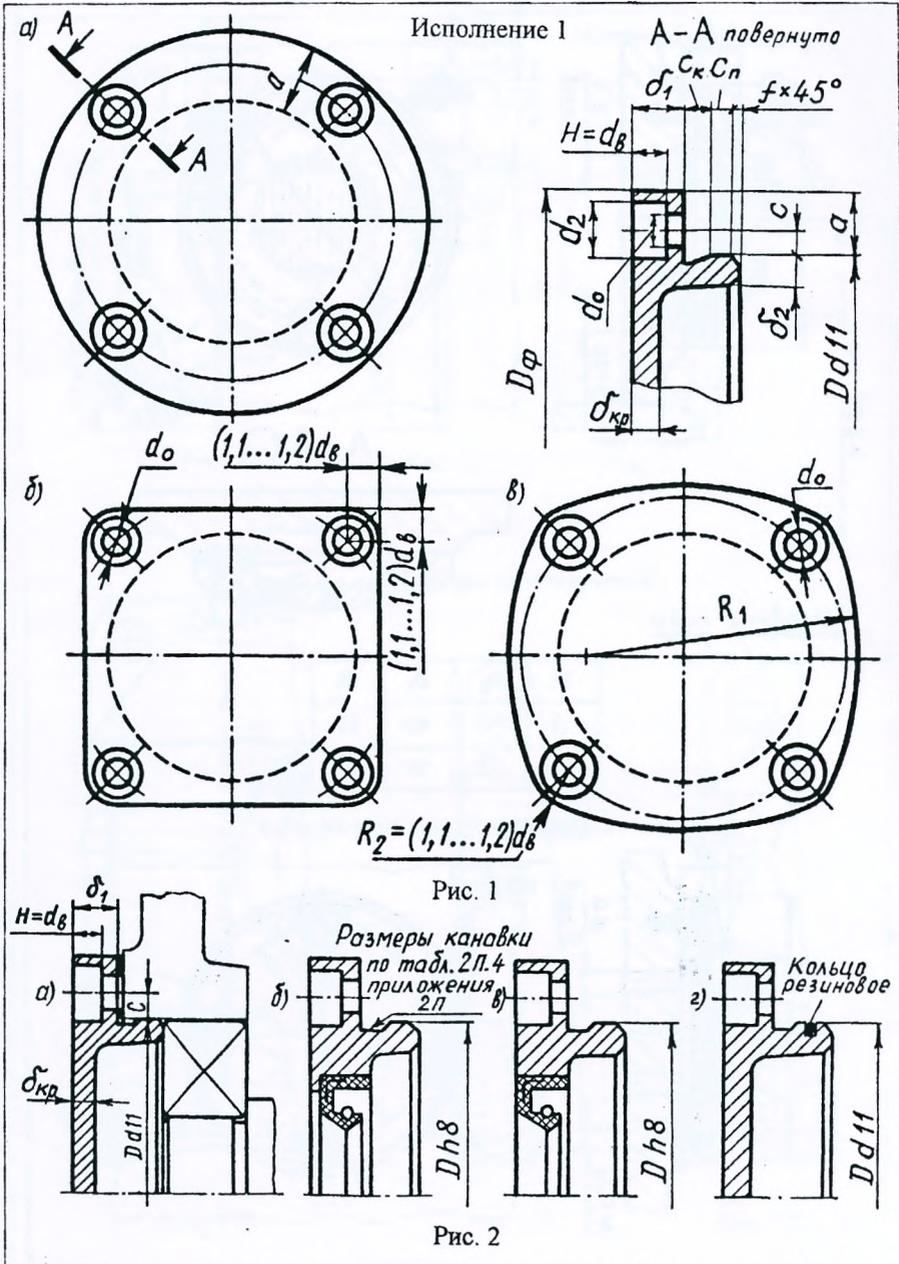


Рис. 3 П

Маслоуказатели из прозрачного материала



Крышки подшипниковые привертные



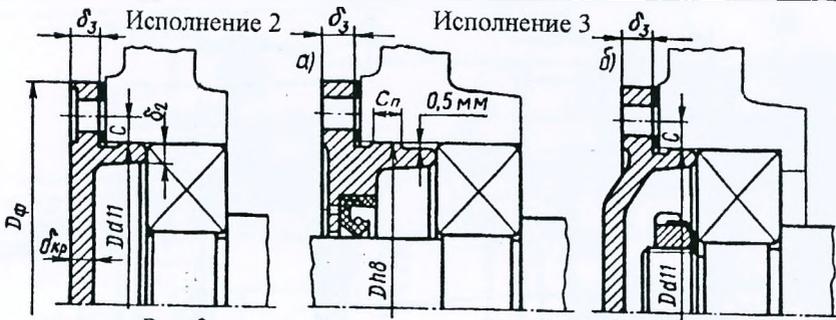


Рис. 3

Рис. 4

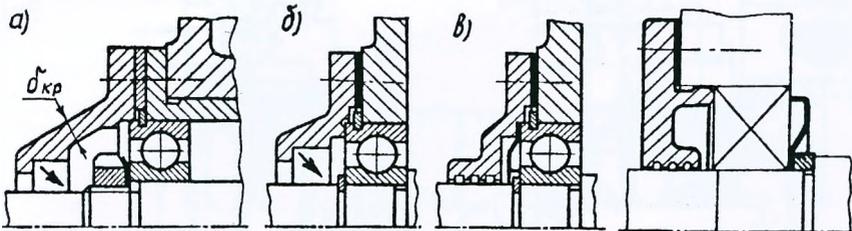


Рис. 5

Рис. 6

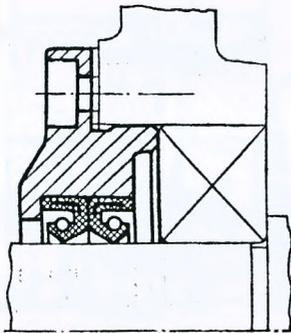


Рис. 7

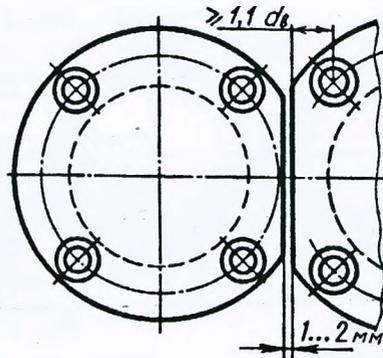


Рис. 8

D , мм	50...62	63...95	100...145	150...200
$\delta_{кр}$, мм	5	6	7	8
Диаметр винта d_0 , мм	M6	M8	M10	M12
Число винтов n_s	4;	4	6	6

Размеры других элементов: $\delta_1 = H + 0,8\delta_{кр}$ (при креплении крышки винтами с цилиндрической головкой); $\delta_2 = (0,9...1,0)\delta_{кр}$; $c \approx d$; $\delta_3 = 1,2 \delta_{кр}$ (для болтов); $D_\phi = D + (4,0...4,4) d_0$; $c_n = (1,0...1,5)c_k$, где c_k — см. табл. 2П.4; d_0 — см. табл. 3П.22

Крышки подшипниковые закладные

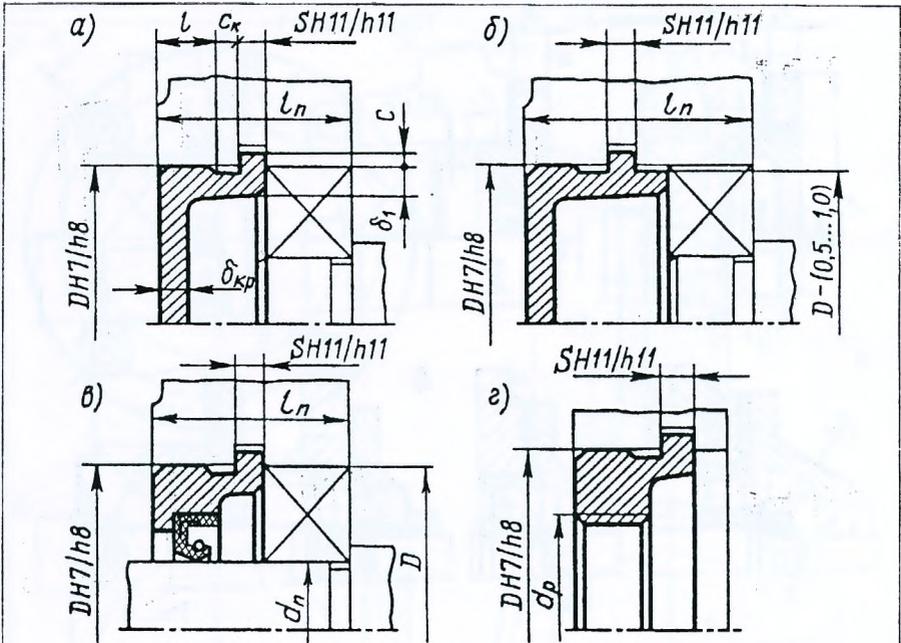


Рис. 1

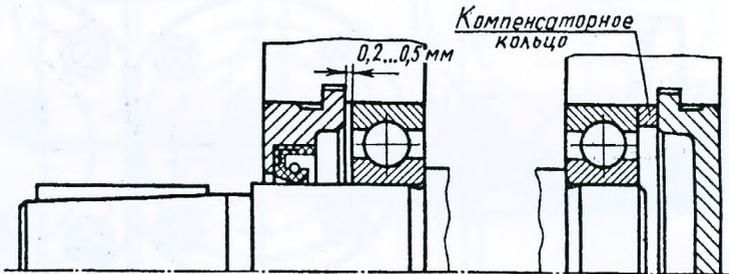


Рис. 2

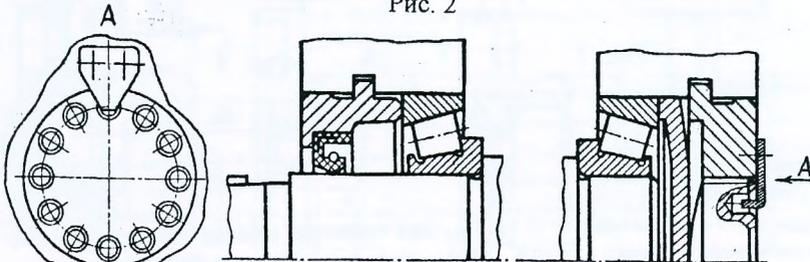


Рис. 3

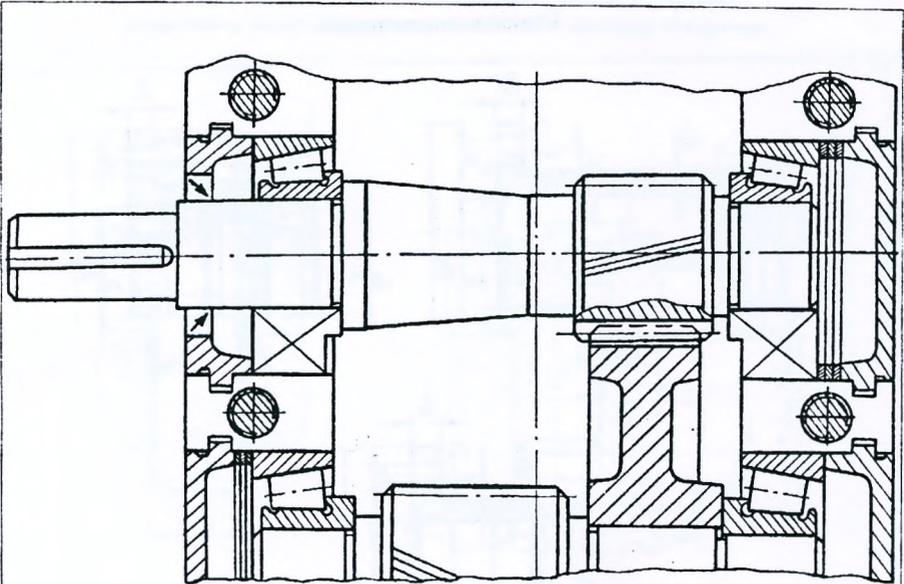


Рис. 4

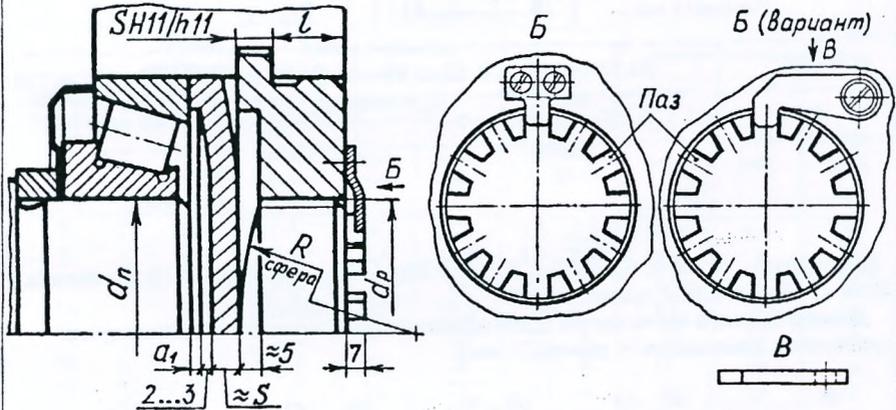


Рис. 5

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...

Глубина завинчивания винта, запасы резьбы и глубины сверления, выход конца винта из гайки и диаметр отверстия

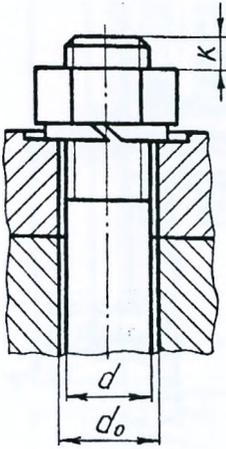


Рис. 1

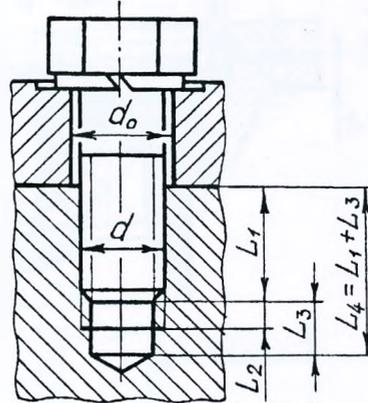


Рис. 2

Размеры, мм

Диаметр резьбы d	Запас внутренней резьбы полного сечения (без сбег) 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	15	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

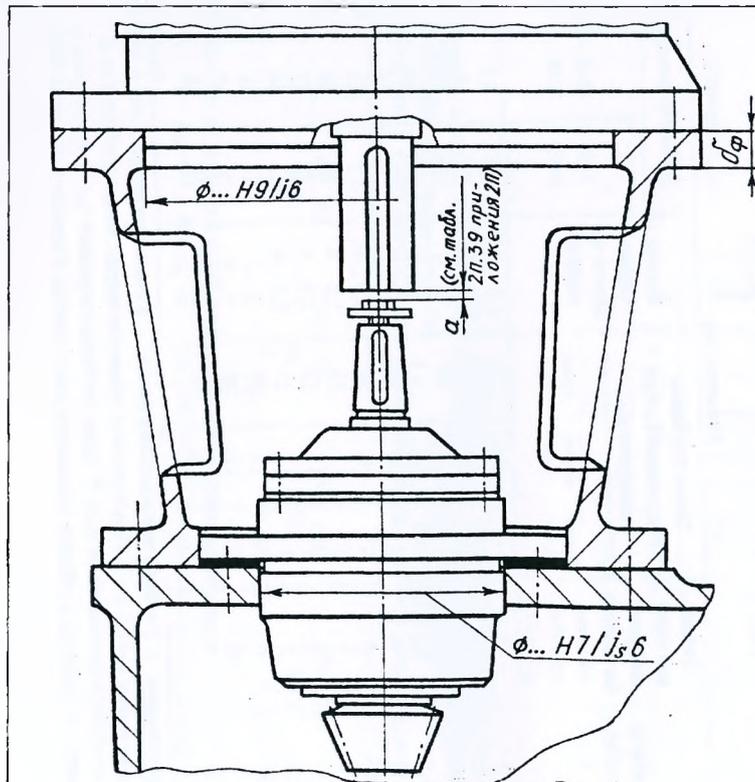


Рис. 1

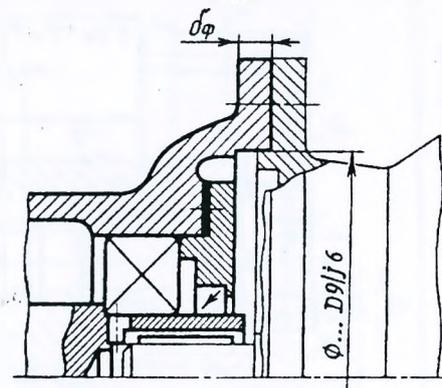


Рис. 2

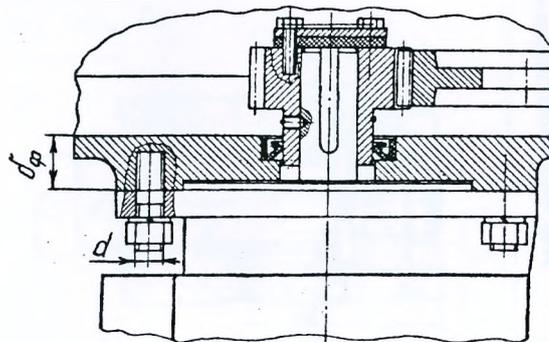


Рис. 3

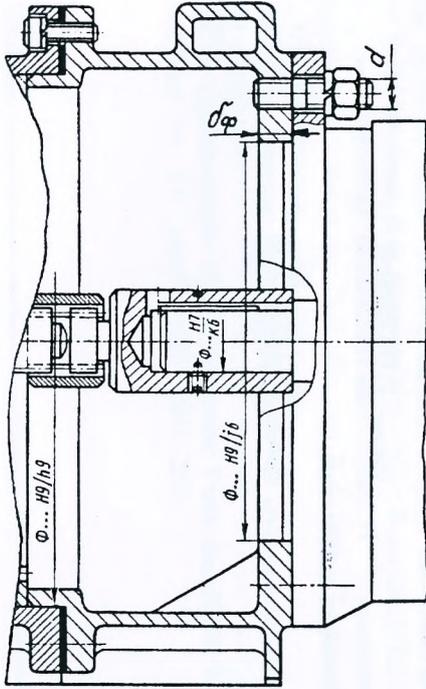


Рис. 4

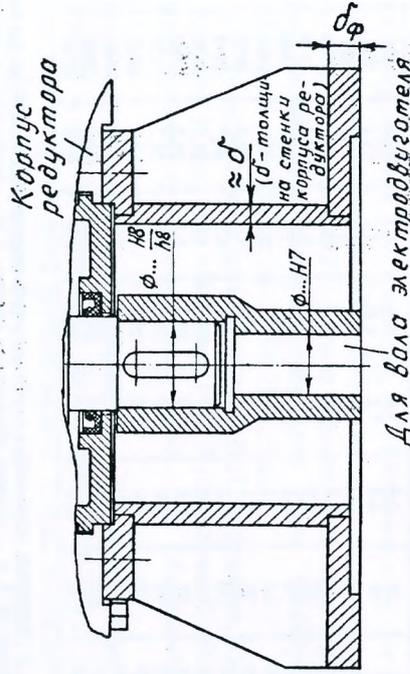


Рис. 5

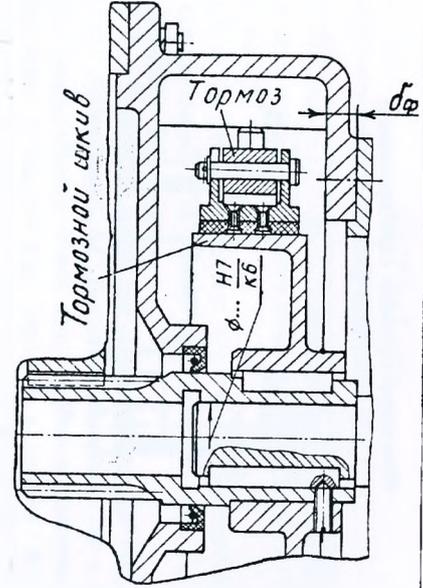
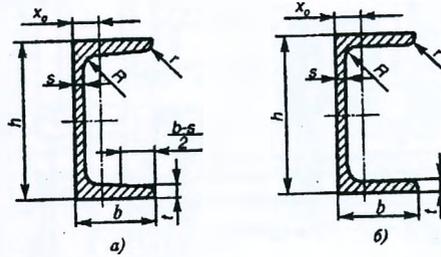


Рис. 6

Швеллеры стальные горячекатаные
(из ГОСТ 8420-89)



Номер профиля	h	b	s	t	R	r	x ₀	A, мм ²	Масса 1 м, кг
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	11,6	616	4,84
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	12,4	751	5,90
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	13,1	898	7,05
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	14,4	1090	8,59
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	15,4	1330	10,4
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	16,7	1560	12,3
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,0	1810	14,2
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	19,4	2070	16,3
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	20,7	2340	18,4
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	22,1	2670	21,0
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	24,2	3060	24,0
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	24,7	3520	27,7
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	25,2	4050	31,8
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	25,9	4650	36,5
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	26,8	5340	41,9
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	27,5	6150	48,3

Примечания: 1. Швеллеры изготовляют с уклоном внутренних граней 4...10 % (а) и с параллельными гранями полок (б). 2. A — площадь поперечного сечения. 3. x₀ — расстояние от центра масс до наружной грани стенки. 4. Пример обозначения швеллера профиля 12 с уклоном внутренних граней полок из стали Ст3:

Швеллер $\frac{12 \text{ ГОСТ } 8240-89}{\text{Ст } 3 \text{ ГОСТ } 535-88}$

то же с параллельными гранями полок:

Швеллер $\frac{12 \text{ П ГОСТ } 8240-89}{\text{Ст } 3 \text{ ГОСТ } 535-88}$

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. Скойбеды. – Мн.: Выш. 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.–383 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.-496 с.: 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.: Выш. 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.: Выш.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
Раздел I. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ПРИМЕР РАЗРАБОТКИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	7
1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода	8
1.1. Определение требуемой мощности электродвигателя	10
1.2. Выбор электродвигателя	10
1.3. Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по ступеням	11
1.4. Силовые и кинематические параметры привода	11
2. Расчет передач редуктора	11
2.1. Расчет косозубой цилиндрической передачи (тихоходной ступени)	12
Проектный расчет	13
2.1.1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес	13
2.1.2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на контактную усталость	13
2.1.3. Определение межосевого расстояния	15
2.1.4. Определение модуля передачи	16
2.1.5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса ...	17
2.1.6. Определение фактического передаточного числа рассчитываемой ступени ..	18
2.1.7. Определение основных размеров шестерни и колеса	18
Проверочный расчет	19
2.1.8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала для их изготовления	19
2.1.9. Определение степени точности передачи	20
2.1.10. Окончательное определение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на контактную усталость	20
2.1.11. Определение сил, действующих в косозубом зацеплении	21
2.1.12. Определение коэффициента нагрузки K_H	21
2.1.13. Проверочный расчет передачи на контактную усталость	22
2.1.14. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете зубьев на усталость при изгибе	24
2.1.15. Определение коэффициента нагрузки K_F	26
2.1.16. Проверочный расчет зубьев на усталость при изгибе	26
2.1.17. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	28
2.1.18. Проверочный расчет передачи при изгибе максимальной нагрузкой	29
2.2. Расчет конической зубчатой передачи (быстроходной ступени)	29
Проектный расчет	30
2.2.1. Выбор варианта термической обработки зубчатых колес	30
2.2.2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на контактную усталость	30
2.2.3. Определение главного параметра конической передачи	32
2.2.4. Определение геометрических параметров, используемых при расчетах на прочность	33
2.2.5. Выбор коэффициентов смещения инструмента при нарезании зубчатых колес	35
2.2.6. Предварительное определение внешнего диаметра вершин зубьев шестерни ..	36
Проверочный расчет	36
2.2.7. Проверка пригодности заготовок и выбор материала зубчатых колес	36

2.2.8. Выбор степени точности передачи	37
2.2.9. Окончательное определение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на контактную усталость	37
2.2.10. Проверочный расчет передачи на контактную усталость	38
2.2.11. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете зубьев на усталость при изгибе	39
2.2.12. Проверочный расчет зубьев на усталость при изгибе	40
2.2.13. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	42
2.2.14. Проверочный расчет передачи при изгибе максимальной нагрузкой	42
2.2.15. Определение сил в зацеплении конической передачи	43
2.2.16. Выбор осевой формы зубьев конической передачи	44
2.2.17. Геометрический расчет конической передачи	46
3. Расчет цепной передачи	51
3.1. Выбор типа приводной цепи	52
3.2. Выбор чисел зубьев звездочек	52
3.3. Предварительное определение межосевого расстояния	52
3.4. Определение коэффициента эксплуатации K_3	53
3.5. Определение коэффициентов K_2 и K_H	53
3.6. Выбор цепи	53
3.7. Определение межосевого расстояния и длины цепи	55
3.8. Силы в цепной передаче и требования монтажа	56
4. Выбор типов подшипников и схем их установки	57
4.1. Схема 1	59
4.2. Схема 2	63
4.3. Схема 3	65
4.4. Схема 4	68
4.5. Примеры конструкций	68
4.6. Выбор типов подшипников и схем их установки в проектируемом приводе	102
5. Проектный расчет валов редуктора и определение геометрических параметров их ступеней. Предварительный выбор подшипников качения	105
5.1. Быстроходный (входной) вал	107
5.2. Промежуточный вал	114
5.3. Тихоходный (выходной) вал	116
6. Конструирование зубчатых колес	122
6.1. Рекомендации по конструированию	122
6.2. Конструирование зубчатых колес проектируемого привода	126
7. Конструирование звездочек цепной передачи	129
8. Конструирование корпуса редуктора	134
8.1. Методические указания	134
8.2. Определение размеров основных элементов корпуса и компоновка редуктора	137
8.2.1. Толщина стенок корпуса	138
8.2.2. Конструктивное оформление фланцев корпуса	138
8.2.3. Конструирование стакана и крышек подшипников	139
8.2.4. Конструктивное оформление приливов для подшипников гнезд	152
8.2.5. Крепление крышки к нижней части корпуса редуктора	153
8.2.6. Фиксирование крышки относительно нижней части корпуса	154
8.2.7. Конструирование опорной части корпуса	155
8.2.8. Проушины	156
8.2.9. Крышки люков	156
8.2.10. Конструктивное оформление места соединения корпуса редуктора с фланцем электродвигателя исполнения IM 3081	157

8.2.11. Смазывание. Смазочные устройства	157
8.2.12. Корпус редуктора с валами, расположенными в вертикальной плоскости	163
9. Соединения вал-ступица	166
9.1. Шпоночное соединение	166
9.2. Соединение с натягом	170
9.3. Шлицевое соединение	177
10. Силовая схема нагружения валов привода	177
11. Определение радиальных реакций опор валов и построение эпюр моментов	183
11.1. Общие рекомендации	183
11.2. Быстроходный (входной) вал	185
11.3. Промежуточный вал	189
11.4. Тихоходный (выходной) вал	190
12. Проверочный расчет предварительно выбранных подшипников	193
12.1. Общие рекомендации	193
12.2. Быстроходный (входной) вал	200
12.3. Промежуточный вал	201
12.4. Тихоходный (выходной) вал	202
13. Выбор посадок подшипников	203
14. Расчет валов редуктора на прочность	205
14.1. Общие рекомендации	205
14.2. Быстроходный (входной) вал	211
14.3. Промежуточный вал	213
14.4. Тихоходный (выходной) вал	217
15. Проектирование приводного вала как сборочной единицы	222
15.1. Методические указания	222
15.1.1. Ленточные конвейеры	232
15.1.2. Цепные конвейеры	232
15.1.3. Расчет предохранительного устройства с разрушающимся элементом для цепного конвейера	233
15.1.4. Составление расчетной схемы приводного вала ленточного и цепного конвейеров	241
15.1.5. Расчет узла барабана механизма подъема груза	243
15.2. Пример проектирования приводного вала как сборочной единицы цепного конвейера	247
16. Проектирование рамы	257
17. Оформление курсового проекта	265
Раздел II. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДОВ	280
Пример 1	280
Пример 2	293
Пример 3	307
Пример 4	309
Пример 5	314
Раздел III. ПРИЛОЖЕНИЯ	319
Приложение 1П	319
Приложение 2П	367
Приложение 3П	423
Литература	459

Учебное издание

Санюкевич Федор Михайлович

**Детали машин
Курсовое проектирование**

Учебное пособие

ISBN 985-6584-49-3



9 789856 584490

Редактор: Строкач Т.В.

Технический редактор Никитчик А.Д.

Компьютерный набор: Свищев М.А., Голуб В.М., Шумах М.С.

Компьютерная верстка: Босак Д.А.

Подписано в печать 14.02.2003. Формат 60×84 1/16. Бумага «Чайка»
Печать офсетная. Гарнитура Times. Усл. печ. л. 29,0. Уч.-изд. л. 31,0. Тираж 120 экз.
Заказ № 131

Издательство учреждения образования «Брестский государственный технический университет»
Лицензия ЛВ №382 от 01.09.2000. 224017, Брест, Московская, 267.

Отпечатано на ризографе УО «Брестский государственный технический университет».
Лицензия ЛП №178 от 14.01.2003, 224017, Брест, Московская, 267.