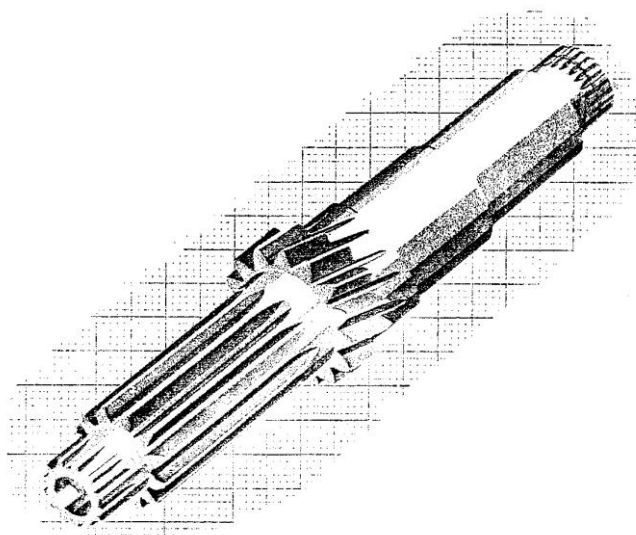


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Методическое пособие

к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»
для студентов технических специальностей

«РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ ПЕРЕДАЧ»



БРЕСТ 2017

УДК 621.83.06(07)
ББК 34.445
М54

Рецензенты: Юдчиц Г.В., заместитель главного инженера ОАО «Брестмаш»;
Серговицкий В.В., заместитель директора ООО «Камион Моторс»

М54 Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей «Разработка конструкций валов передач» / Ф.М. Санюкевич – Брест: БрГТУ, 2017. – 64 с.

ISBN 978-985-493-393-1

Методическое пособие предназначено в помощь студентам при разработке конструкций валов передач редукторов различных типов. Методика определения диаметров ступеней валов представлена в виде примеров, что значительно облегчает работу студента над курсовым проектом по дисциплине «Детали машин». Наличие приложений со справочным материалом не требует при разработке конструкций валов передач привлечения других литературных источников.

УДК 621.83.06(07)
ББК 34.445

ISBN 978-985-493-393-1

Учреждение образования
© Брестский государственный технический университет, 2017
© Санюкевич Ф.М., 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Общие рекомендации.....	4
2. Примеры разработки конструкций валов передач.....	8
Пример 2.1.....	8
Пример 2.2.....	10
Пример 2.3.....	12
Пример 2.4.....	16
Пример 2.5.....	18
Пример 2.6.....	20
Пример 2.7.....	22
Пример 2.8.....	23
Пример 2.9.....	25
Пример 2.10.....	27
Пример 2.11.....	30
Пример 2.12.....	31
Пример 2.13.....	34
Пример 2.14.....	35
Пример 2.15.....	37
3. Проверочный расчёт тихоходного вала редуктора на сопротивление усталости.....	39
Приложение А. Элементы конструкций валов.....	42
А1. Концевые участки валов.....	42
А2. Переходные участки валов и осей (фаски, галтели, канавки).....	44
Приложение Б. Соединения шлицевые прямобоочные.....	46
Приложение В. Гайки круглые шлицевые, шайбы многолапчатые для их стопорения, пазы под язычок стопорной шайбы.....	47
Приложение Г. Резиновые армированные манжеты для валов.....	48
Приложение Д. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75).....	49
Приложение Е. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75).....	51
Приложение Ж. Подшипники роликовые однорядные радиально-упорные с коническими роликами $\alpha = 11 \dots 16^\circ$	52
Приложение З. Установочные размеры для однорядных роликовых радиально-упорных подшипников с коническими роликами.....	55
Приложение И. Установочные размеры для радиальных подшипников качения.....	56
Приложение К. Электродвигатели.....	58
Приложение Л. Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69).....	60
Список использованных источников.....	61

ВВЕДЕНИЕ

Цель методического пособия – помочь студенту в разработке конструкций валов передач двухступенчатых редукторов, являющихся объектами курсового проектирования по дисциплине «Детали машин». Методика определения диаметров ступеней различных валов представлена в виде примеров, что значительно облегчает работу студента над проектом. Методическое пособие снабжено приложениями со справочным материалом, что не требует привлечения других литературных источников для данного этапа работы над проектом. Автор выражает благодарность сотруднику кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей» Г.К. Наумчик за большую помощь при подготовке рукописи, а также рецензентам – заместителю главного инженера ОАО «Брестмаш» Юдциц Г.В. и заместителю директора ООО «Камιον Моторс» В.В. Серговицкому за взятый на себя труд по рецензированию рукописи.

1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Разработку конструкций валов и предварительный выбор подшипников качения, используемых в качестве опор этих валов, студент проводит после расчета передач редуктора. Объектами курсового проектирования по дисциплине «Детали машин» обычно являются двухступенчатые редукторы и мотор-редукторы с различными видами передач и различных конструкций.

Двухступенчатые редукторы имеют три вала: быстроходный, промежуточный и тихоходный. У двухступенчатого мотор-редуктора быстроходным валом является вал двигателя с закрепленной на его конце насадной шестерней.

Быстроходный и тихоходный валы двухступенчатого редуктора имеют выступающие из корпуса концы валов или концевые участки. Промежуточный вал концевых участков, выступающих из корпуса редуктора, не имеет.

Концы быстроходных валов могут выполняться коническими или цилиндрическими, тихоходных валов – коническими, цилиндрическими или в виде части зубчатой муфты (с зубчатым венцом на конце вала, выполненным за одно целое с тихоходным валом).

Для передачи моментов с зубчатых колес на валы используют шпоночное и шлицевое соединения, а также соединение с натягом.

Наибольшее распространение получили валы ступенчатой конструкции, обеспечивающие удобство сборки и осевого фиксирования закрепляемых деталей.

При осевом фиксировании насадного колеса упором в буртик вала (рис. 1.1), диаметр этого буртика обозначают $d_{Б,К}$ или D и принимают:

$$d_{Б,К} (D) \approx 1,2d, \quad (1.1)$$

где d – диаметр посадочной ступени вала под ступицей насадного колеса.

Широко используется установка между внутренним кольцом подшипника и ступицей насадного колеса дистанционного кольца (рис. 1.1). Наружные размеры этого кольца определяют из условия контакта его торцов со ступицей колеса и с внутренним кольцом подшипника.

Со стороны торца ступицы насадного колеса дистанционное кольцо выполняет функцию буртика для упора ступицы колеса, и его наружный диаметр будет равен $d_{Б,К}$.

Со стороны торца внутреннего кольца подшипника дистанционное кольцо выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. Этот буртик иначе называют заплечиком и его наружный диаметр обозначают $d_{Б,П}$ или d_2 (см. приложения 3 и И). Диаметр d_2 относится к установочным размерам подшипников и указывается в некотором рекомендуемом диапазоне.

Если $d_{Б.К} > d_{Б.П}$, то дистанционное кольцо имеет Г-образное сечение (рис. 1.1, а). При $d_{Б.К} = d_{Б.П}$ дистанционное кольцо может выполняться цилиндрической формы (рис. 1.1, б). Последний вариант конструкции дистанционного кольца возможен и тогда, когда размер $d_{Б.К}$ входит в рекомендуемый диапазон значений диаметра $d_{Б.П}$ (или d_2).

Если вблизи подшипника расположена шестерня с диаметром вершин зубьев $d_{ал}$ меньше наружного диаметра подшипника, то его защищают маслоотражательной шайбой 1 (см. рис. 1.2) от чрезмерного залива маслом, выдавливаемым вместе с продуктами изнашивания из зубчатого зацепления. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала, то для ее точного центрирования устанавливают дополнительно кольцо 2 (рис. 1.2), ширина которого должна быть больше ширины канавки перед заплечиком вала. Ступица точеной маслоотражательной шайбы также выполняется шириной больше ширины канавки.

При проектном расчете вала предварительно определяют диаметр d одного из его участков, исходя из условия прочности только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях $[\tau]$, с той целью, чтобы компенсировать влияние напряжений изгиба, которые на данной стадии расчета еще не известны:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \tau}}, \quad (1.2)$$

где d – в мм; M_k – в Н·м; τ – в Н/мм².

Крутящий момент M_k в рассматриваемом сечении вала принимают на основании расчетной схемы нагружения соответствующего вала (см. рис. 1.3...1.5). Как правило, крутящий момент M_k равен вращающему моменту T на детали, установленной на той ступени вала, диаметр d которой предварительно определяется по формуле (1.2).

Формулу (1.2) можно упростить, приняв для соответствующего вала рекомендуемые значения $[\tau]$:

а) быстроходный вал при $[\tau] = 15...10 \text{ Н/мм}^2$:

$$d = (7...8) \sqrt[3]{M_k}; \quad (1.3)$$

б) промежуточный вал при $\tau = 23...15 \text{ Н/мм}^2$:

$$d = (6...7) \sqrt[3]{M_k} \quad (1.4)$$

в) тихоходный вал при $[\tau] = 40...23 \text{ Н/мм}^2$:

$$d = (5...6) \sqrt[3]{M_k}. \quad (1.5)$$

В формулах (1.3)...(1.5): d – в мм; M_k – в Н·м.

Особенности и методика определения диаметров ступеней валов различных конструкций рассмотрены далее (см. п.2) на конкретных примерах.

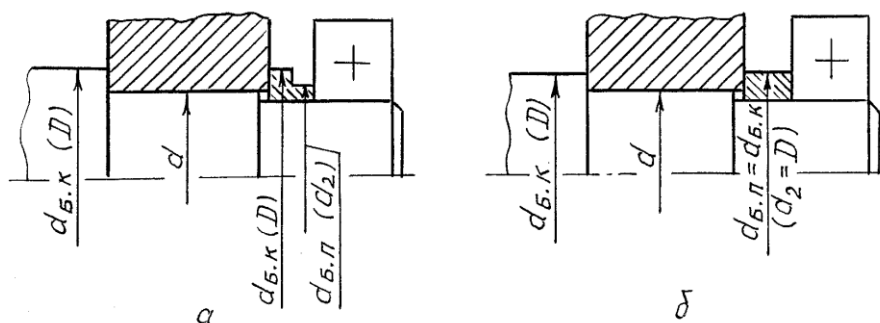


Рисунок 1.1 – К определению размеров дистанционного кольца

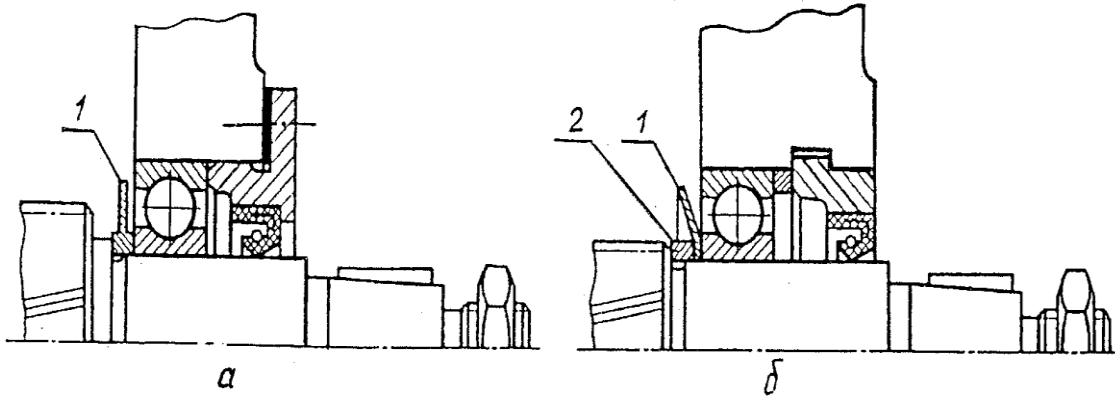


Рисунок 1.2 – Маслоотражательные шайбы

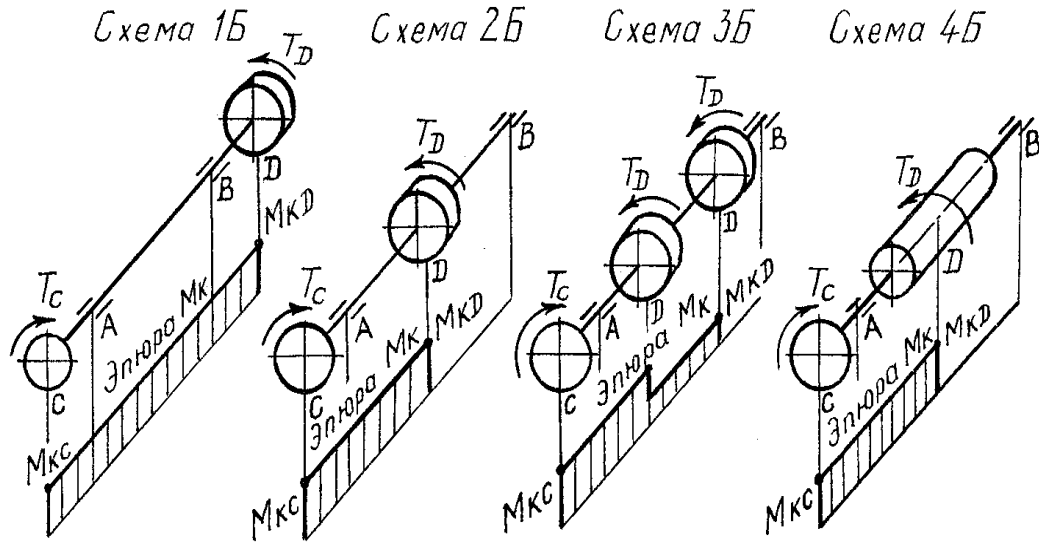


Рисунок 1.3 – Расчетные схемы нагружения быстроходных валов

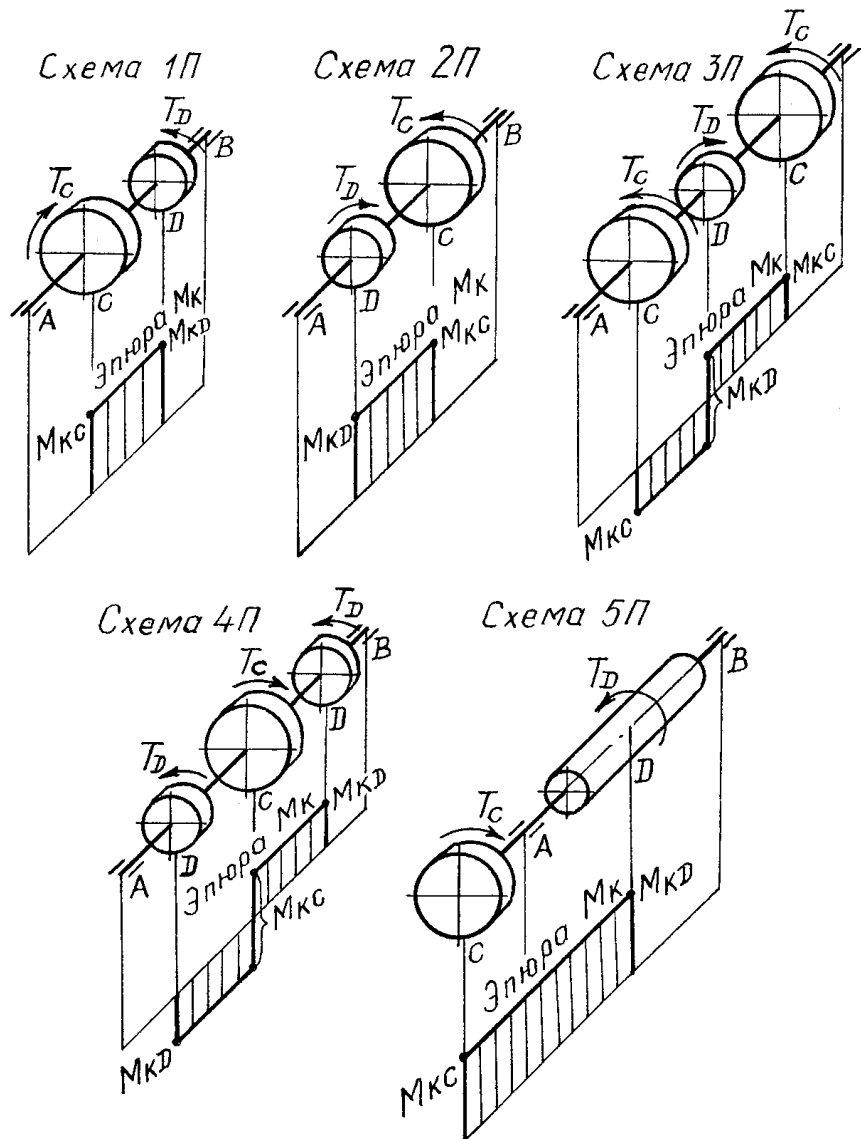


Рисунок 1.4 – Расчетные схемы нагружения промежуточных валов

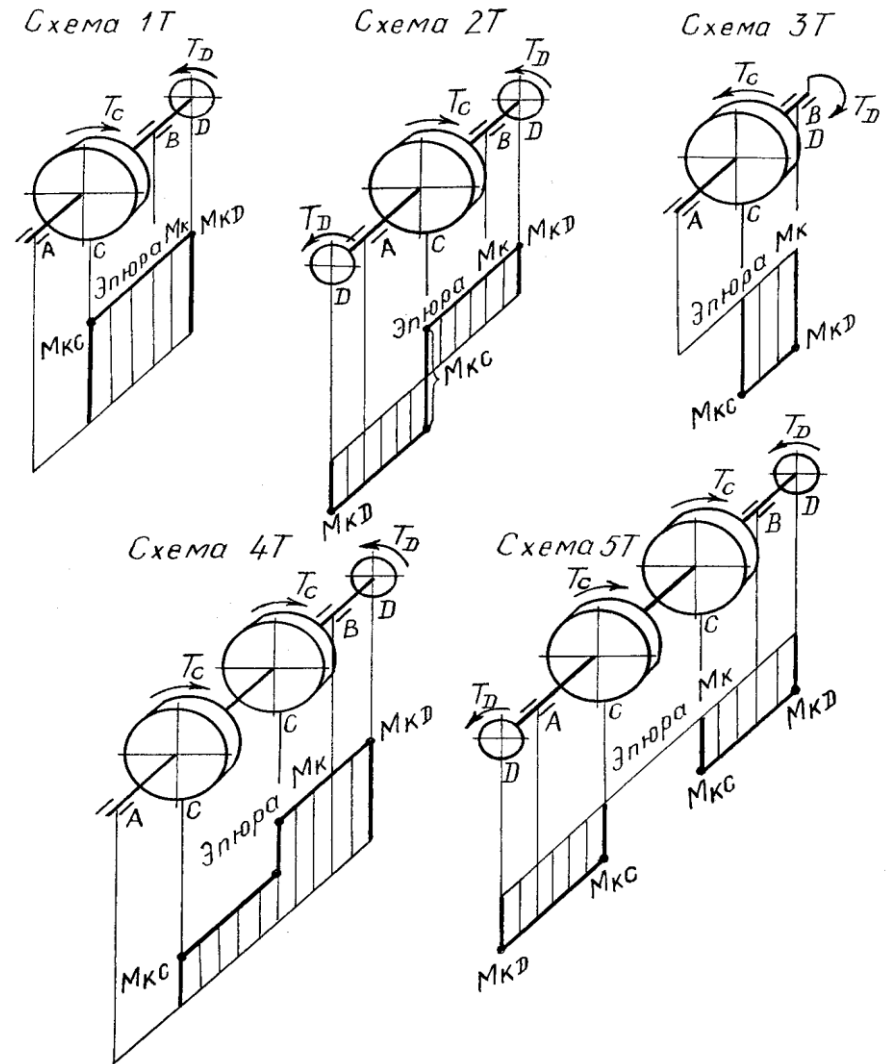


Рисунок 1.5 – Расчетные схемы нагружения тихоходных валов

2. ПРИМЕРЫ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ ПЕРЕДАЧ

В нижеизложенных примерах рассмотрены методика определения диаметров ступеней валов передач и предварительный выбор для них подшипников качения. На основании соответствующих примеров студент разрабатывает конструкции валов проектируемого редуктора. Номер ступени вала, диаметр которой определяется в примере, обозначен цифрой в кружке. Эта цифра используется в качестве индекса при определении диаметра d данной ступени.

Определение диаметров ступеней валов является предварительной стадией разработки их конструкций. Длины ступеней валов могут быть определены только после разработки конструкции редуктора. Исключение составляют длины концов быстроходного и тихоходного валов редуктора, которые определяют на данной стадии проектирования.

ПРИМЕР 2.1

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора (рис. 2.1), на котором закреплено одно насадное цилиндрическое зубчатое колесо тихоходной ступени.

Исходные данные:

а) соединение цилиндрического зубчатого колеса с валом выполнено призматической шпонкой;

б) концевой участок вала – цилиндрический;

в) осевое фиксирование вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент на цилиндрическом зубчатом колесе $T_{2T} = 1801 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

д) нагружение тихоходного вала соответствует расчетной схеме **1T** (рис. 1.5).

Решение. При нагружении тихоходного вала с одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом кручение испытывает участок вала условно между сечениями **C** (посередине ступицы насадного цилиндрического колеса) и **D** (посередине ступицы детали, закрепляемой на концевом участке тихоходного вала, т. е. посередине длины этого концевого участка) (см. схему **1T** на рис. 1.5).

Обозначим T_D вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (сечение **D**). Тогда из условия равновесия тихоходного вала имеем:

$$T_D = T_C = T_{2T} = 1801 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях **C** и **D**:

$$M_{KC} = T_C = T_{2T}; M_{KD} = T_D; M_{KC} = M_{KD} = 1801 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для тихоходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (сечение **D**), являющегося **первой ступенью**.

По формуле (1.5) для сечения **D** при $M_{KD} = 1801 \text{ Н} \cdot \text{м}$ имеем:

$$d_1 = (5 \dots 6) \sqrt[3]{M_{KD}} = (5 \dots 6) \sqrt[3]{1801} = 60,8 \dots 73,0 \text{ мм}.$$

По табл. А1.2 приложения А1 размеры цилиндрического конца вала: диаметр $d_1 = 70 \text{ мм}$, длина $l_1 = 105 \text{ мм}$ (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Вторая ступень вала диаметром d_2 выполняет функцию буртика для упора детали, закрепляемой на цилиндрическом конце вала. Тогда по формуле (1.1):

$$d_2 = 1,2 d_1 = 1,2 \cdot 70 = 84 \text{ мм}.$$

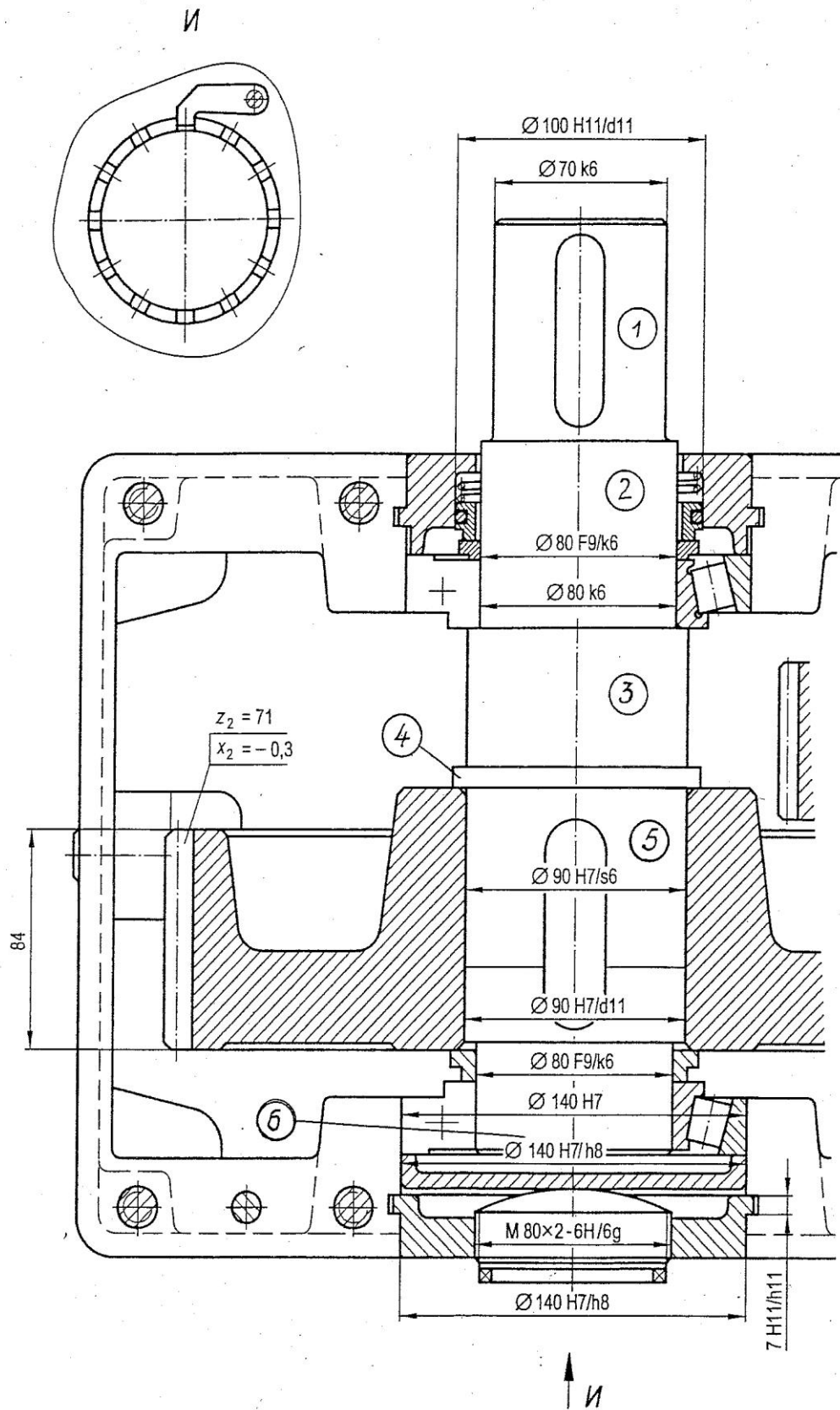


Рисунок 2.1 – Тихоходный вал редуктора с цилиндрическим концом и закрепленным одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом тихоходной ступени [J] (к примеру 2.1)

Так как вторая ступень вала является также посадочной и для подшипника, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**. Соответственно принимаем $d_2 = 85 \text{ мм}$ (в прототипе конструкции вала на рис. 2.1 диаметр d_2 принят **80 мм**).

Исходя из размера $d_2 = 85 \text{ мм}$, по приложению Ж выбираем однорядный роликовый радиально-упорный подшипник с коническими роликами серии диаметров 2, который обозначен **7217**.

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. Диаметр буртика (заплечика) обозначают $d_{Б.П}$.

Для подшипника **7217** по приложению З диаметр $d_{Б.П}$ буртика рекомендуется в диапазоне **95...110 мм** (в приложении З диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2). Принимаем $d_3 = d_{Б.П} = 95 \text{ мм}$ (наименьшую величину из указанного диапазона диаметров).

Учитывая, что в качестве опор вала используются подшипники одинакового типоразмера, то диаметр d_6 **шестой ступени** вала: $d_6 = d_2 = 85 \text{ мм}$.

Диаметр d_5 **пятой ступени** вала обычно принимают на **1...10 мм** больше диаметра d_6 шестой ступени, и так как пятая ступень вала является посадочной для насадного цилиндрического зубчатого колеса, то диаметр ее должен соответствовать стандартному значению по ряду **Ra 40** ГОСТ 6636-69 (см. приложение Л).

Принимаем $d_5 = d_6 + 5 = 85 + 5 = 90 \text{ мм}$.

Четвертой ступенью вала является буртик диаметром d_4 для упора насадного цилиндрического зубчатого колеса. Тогда по формуле (1.1): $d_4 = d_{Б.К} = 1,2d_5 = 1,2 \cdot 90 = 108 \text{ мм}$. Ширина b_4 буртика рекомендуется:

$$b_4 = (0,07 \dots 0,1) d_5 = (0,07 \dots 0,1) 90 = 6,3 \dots 9 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_4 = 8 \text{ мм}$.

На шестой ступени вала между подшипником и насадным цилиндрическим зубчатым колесом расположено дистанционное кольцо, диаметры наружной поверхности которого принимаем на основании рис. 1.1, а:

$$d_{Б.К} = d_4 = 108 \text{ мм}; d_{Б.П} = d_3 = 95 \text{ мм}.$$

Так как $d_{Б.К} > d_{Б.П}$, предполагаем дистанционное кольцо выполнять Г – образного сечения, как и в прототипе конструкции вала на рис. 2.1.

ПРИМЕР 2.2

Разработать конструкцию промежуточного вала цилиндрического редуктора (рис.2.2), выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней тихоходной ступени. На валу закреплено одно насадное цилиндрическое зубчатое колесо быстроходной ступени редуктора.

Исходные данные:

а) косозубая цилиндрическая шестерня тихоходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с промежуточным валом, имеет следующие размеры:

$$d_1 = 59,695 \text{ мм}; d_{a1} = 71,395 \text{ мм}; d_{f1} = 51,145 \text{ мм};$$

б) соединение насадного цилиндрического зубчатого колеса быстроходной ступени с промежуточным валом выполнено призматической шпонкой;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2Б}$ на насадном цилиндрическом зубчатом колесе быстроходной ступени и вращающий момент $T_{1Т}$ на цилиндрической шестерне тихоходной ступени:
 $T_{2Б} = T_{1Т} = 340 \text{ Н} \cdot \text{м};$

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме 2П (рис.1.4).

Решение. При нагружении промежуточного вала кручение испытывает участок вала условно между сечениями C (посредине ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса быстроходной ступени) и D (посредине цилиндрической шестерни тихоходной ступени) (см. схему 2П на рис. 1.4).

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях C и D :

$$M_{KC} = T_{2Б}; M_{KD} = T_{1Т}; M_{KC} = M_{KD} = 340 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Так как промежуточный вал редуктора, в отличие от тихоходного и быстроходного валов, не имеет концевых участков, выходящих из корпуса, то для него первоначально определяют диаметр ступени вала под насадным цилиндрическим зубчатым колесом быстроходной ступени. Согласно принятым нами обозначениям ступеней промежуточного вала (см. рис. 2.2) посадочная под насадным колесом ступень вала является **третьей ступенью** с диаметром d_3 (сечение C согласно схеме 2П на рис. 1.4).

Тогда из условия прочности на кручение по формуле (1.4) для сечения C при $M_{KC} = 340 \text{ Н} \cdot \text{м}$ имеем: $d_3 = (6...7)^3 \sqrt[3]{M_{KC}} = (6...7)^3 \sqrt[3]{340} = 41,88...48,86 \text{ мм}.$

Так как диаметры посадочных ступеней валов под насадными зубчатыми колесами должны соответствовать стандартному значению по ряду $Ra 40$ (см. приложение Л), то окончательно принимаем $d_3 = 48 \text{ мм}$ (в прототипе конструкции промежуточного вала на рис. 2.2 диаметр третьей ступени принят 53 мм).

На **четвертой ступени** промежуточного вала установлен подшипник. Обычно принимают $d_4 = d_3 - (1...10) \text{ мм}.$

Принимаем $d_4 = d_3 - 3 = 48 - 3 = 45 \text{ мм}$, что соответствует диаметрам d внутренних колец подшипников качения.

По приложению Ж выбираем однорядный роликовый радиально-упорный подшипник с коническими роликами серии диаметров 2, который обозначен **7209**.

Между подшипником и насадным цилиндрическим зубчатым колесом на четвертой ступени вала расположено дистанционное кольцо, диаметры наружной поверхности которого принимаем на основании рис. 1.1, а:

$$d_{Б,К} = 1,2 d_3 = 1,2 \cdot 48 = 57,6 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{Б,К} = 58 \text{ мм}; d_{Б,П} = 52...61 \text{ мм}$$

(см. приложение 3, где диаметр буртика $d_{Б,П}$ для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Приняв $d_{Б,П} = 52 \text{ мм}$, предполагаем дистанционное кольцо выполнять Г-образного сечения (так как $d_{Б,К} > d_{Б,П}$).

Второй ступенью промежуточного вала является цилиндрическая шестерня тихоходной ступени, выполняемая за одно целое с валом.

Так как диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f1} = 51,145 \text{ мм}$ больше диаметров d_1 и d_3 соседних ступеней вала, то при нарезании ее зубьев обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента (без врезания в соседние ступени).

Делительный диаметр шестерни $d_1 = 59,695 \text{ мм}$, что больше требуемого диаметра буртика $d_{Б,К} = 58 \text{ мм}$ для упора ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса (функцию этого буртика с другой стороны ступицы насадного колеса выполняет дистанционное кольцо, которое имеет наружный диаметр со стороны ступицы колеса $d_{Б,К} = 58 \text{ мм}$).

Таким образом, торец цилиндрической шестерни обеспечивает достаточный упор ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса, так как ее делительный диаметр $d_1 = 59,695 \text{ мм} > d_{Б,К} = 58 \text{ мм}$.

Диаметр первой ступени вала $d_1 = d_4 = 45 \text{ мм}$, так как в качестве опор промежуточного вала используются подшипники одинакового типоразмера.

Между цилиндрической шестерней и первой ступенью на валу предусмотрен короткий буртик (шириной $\approx 3 \text{ мм}$) с наружным диаметром, равным диаметру буртика $d_{Б,П}$ для упора внутреннего кольца подшипника (ранее при рассмотрении наружных диаметров дистанционного кольца мы приняли $d_{Б,П} = 52 \text{ мм}$). Между этим коротким буртиком и подшипником на первой ступени вала установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_H = d_{Б,П} = 52 \text{ мм}$. Остальные размеры шайбы принимаются конструктивно.

ПРИМЕР 2.3

Разработать конструкцию быстроходного вала редуктора, выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней быстроходной ступени (рис. 2.2). Концевой участок вала – цилиндрический.

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого цилиндрического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) размеры вала двигателя: диаметр $d = 38 \text{ мм}$, длина $l = 80 \text{ мм}$;

в) косозубая цилиндрическая шестерня быстроходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с быстроходным валом, имеет следующие размеры: $d_1 = 53,57 \text{ мм}$; $d_{a1} = 62,67 \text{ мм}$; $d_{f1} = 46,92 \text{ мм}$;

г) осевое фиксирование быстроходного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

д) вращающий момент на цилиндрической шестерне быстроходной ступени редуктора $T_{1Б} = 74 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме 2Б (рис. 1.3).

Решение. При нагружении быстроходного вала согласно расчетной схеме 2Б (рис. 1.3) кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* (посредине длины цилиндрического конца вала, на котором закреплена полумуфта упругой муфты МУВП) и *D* (посредине цилиндрической шестерни).

Из условия равновесия быстроходного вала вращающие моменты на деталях в сечениях *C* и *D*: $T_C = T_D = T_{1Б} = 74 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях *C* и *D*:

$$M_{KC} = T_C; M_{KD} = T_D; M_{KC} = M_{KD} = 74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для быстроходного вала первоначально определяют размеры первой ступени вала, т. е. его концевого участка. Диаметр d_1 конца вала принимают на основе двух условий:

а) из условия прочности на кручение по формуле (1.3) для сечения *C* при $M_{KC} = 74 \text{ Н} \cdot \text{м}$:
 $d_1 = (7...8) \sqrt[3]{M_{KC}} = (7...8) \sqrt[3]{74} = 29,39...33,59 \text{ мм}$;

б) из условия удобства соединения концов валов муфтой:
 $d_1 = (0,8...1,0)d = (0,8...1,0)38 = 30,4...38 \text{ мм}$, где $d = 38 \text{ мм}$ – диаметр вала двигателя.

Тогда по табл. А1.2 приложения А1 размеры цилиндрического конца вала: диаметр $d_1 = 32 \text{ мм}$, длина $l_1 = 58 \text{ мм}$ (исполнение – короткое). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в нашем примере $d_{1min} = 29,39 \text{ мм}$).

Вторая ступень быстроходного вала выполняет функцию буртика для упора полумуфты, закрепляемой на цилиндрическом конце вала. Тогда по формуле (1.1):

$$d_2 = 1,2 d_1 = 1,2 \cdot 32 = 38,4 \text{ мм}.$$

Так как вторая ступень в свою очередь является и посадочной для подшипника качения, то диаметр d_2 должен заканчиваться на 0 или 5.

Принимаем окончательно $d_2 = 40 \text{ мм}$. По приложению Ж выбираем радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2, который обозначен 7208.

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника и требуемый диаметр $d_{б.п}$ этого буртика для подшипника 7208 принимается по приложению 3. Следует обратить особое внимание на то, что в приложении 3 диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2 . Тогда для подшипника 7208 $d_{б.п} = 47 \dots 55 \text{ мм}$.

Принимаем $d_3 = d_{б.п} = 47 \text{ мм}$ (наименьшую величину из указанного диапазона диаметров).

Четвертой ступенью быстроходного вала является цилиндрическая косозубая шестерня быстроходной ступени редуктора, диаметр окружности впадин которой $d_{f1} = 46,92 \text{ мм}$. Размер d_{f1} практически совпадает с диаметром d_3 третьей ступени вала. Такому соотношению диаметров d_{f1} и d_3 соответствует конструкция быстроходного вала на рис. 2.5.

Что касается прототипа конструкции быстроходного вала на рис. 2.2, то здесь диаметр $d_{f1} < d_3$, и такую цилиндрическую шестерню называют врезной. Здесь участок входа и выхода фрезы при нарезании зубьев шестерни распространяется на третью и пятую ступени. Другие конструкции быстроходных валов с врезной шестерней показаны на рис. 2.3, б-д.

Диаметр D_ϕ фрезы принимают в зависимости от модуля m_n :

m_n , мм.....	2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5
D_ϕ (мм) при степени точности:	7.....90	100	112	125
	8...9.....70	80	90	100

Длину $l_{вых}$ (рис.2.3) определяют графически.

Продолжим определение диаметров остальных ступеней быстроходного вала (рис. 2.2).

За цилиндрической шестерней предусмотрена короткая **пятая ступень** вала диаметром $d_5 = d_3 = 47 \text{ мм}$.

Диаметр **шестой ступени вала** $d_6 = d_2 = 40 \text{ мм}$, так как в качестве опор быстроходного вала используются подшипники одинакового типоразмера.

На шестой ступени вала между подшипником и пятой ступенью установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_H = d_5 = 47 \text{ мм}$. Толщина маслоотражательной шайбы принимается конструктивно.

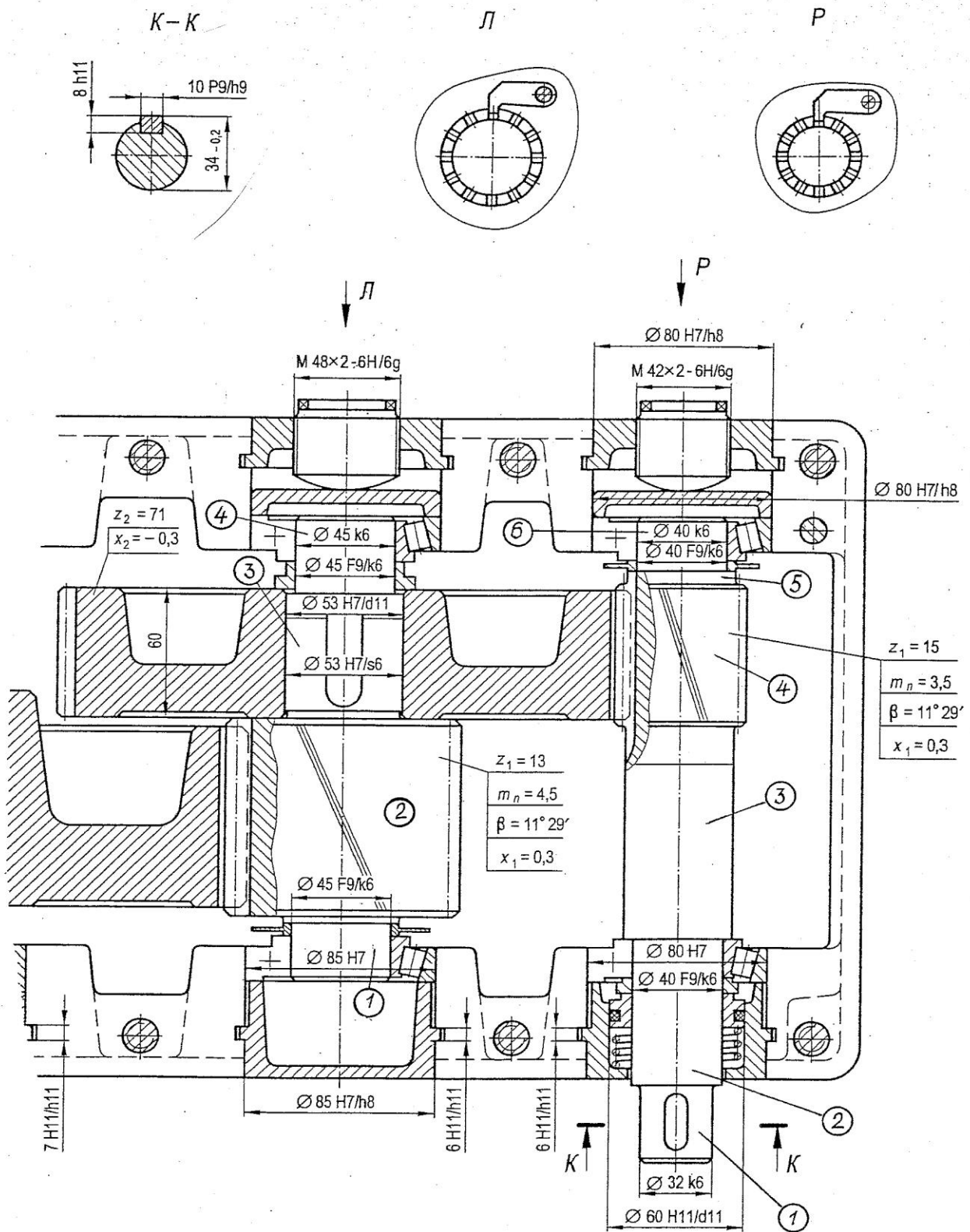


Рисунок 2.2 – Промежуточный и быстроходный валы цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора [1] (к примерам соответственно 2.2 и 2.3)

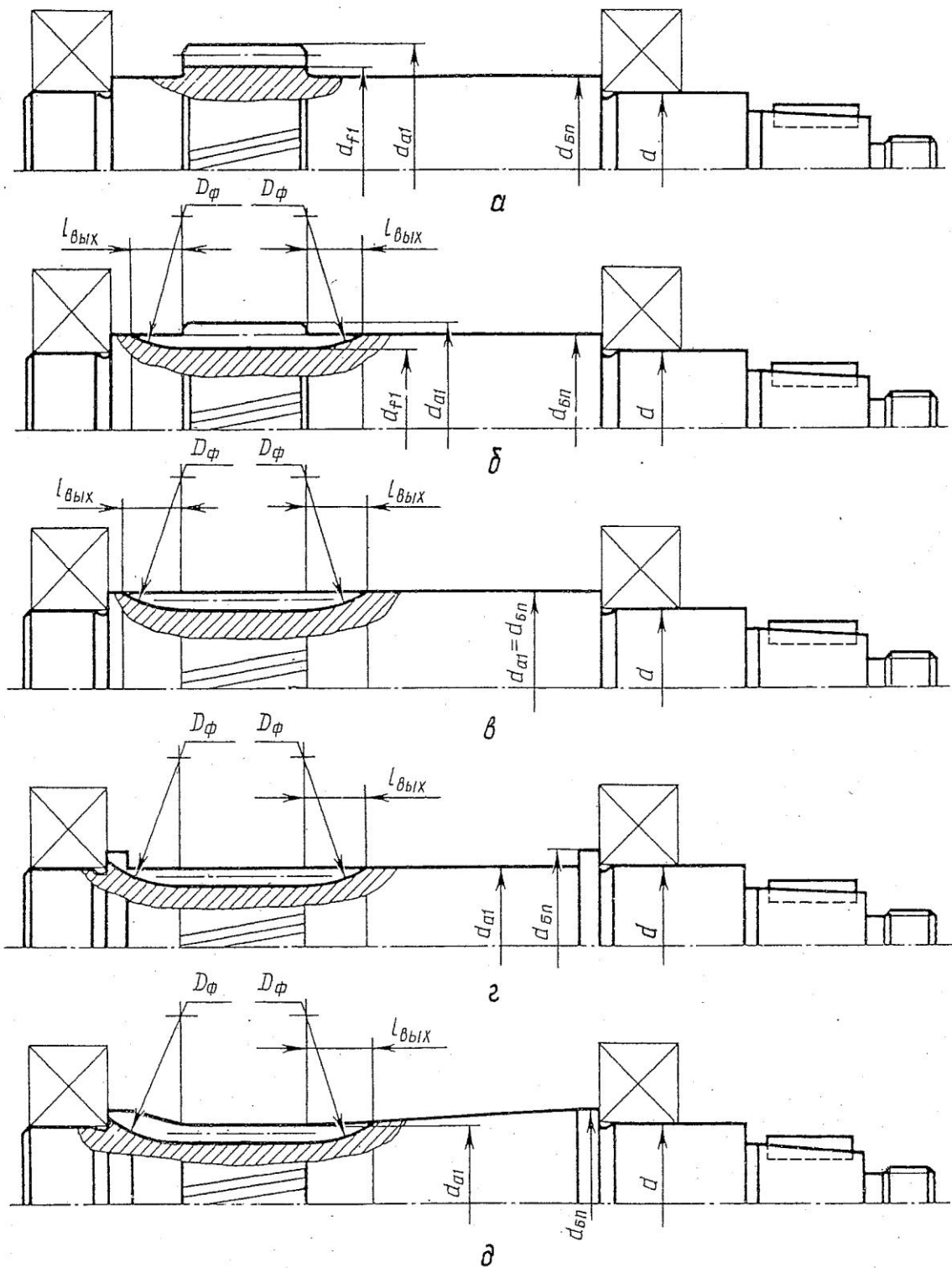


Рисунок 2.3 – Конструкции быстроходных валов, выполненных за одно целое с цилиндрической зубчатой шестерней [2]

ПРИМЕР 2.4

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора со шлицами и одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом тихоходной ступени (рис. 2.4).

Исходные данные:

а) насадное цилиндрическое зубчатое колесо тихоходной ступени редуктора соединено с тихоходным валом при помощи прямобочных шлицев легкой серии (ГОСТ 1139-80);

б) на выходном цилиндрическом конце тихоходного вала нарезаны прямобочные шлицы средней серии (ГОСТ 1139-80);

в) осевое фиксирование тихоходного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2;

г) вращающий момент на насадном цилиндрическом зубчатом колесе тихоходной ступени редуктора $T_{2T} = 1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

д) нагружение тихоходного вала соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.5).

Решение. Согласно схеме 1Т нагружения тихоходного вала с одним насадным колесом (см. рис. 1.5) кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* (посредине ступицы насадного колеса тихоходной ступени) и *D* (посредине ступицы детали, закрепляемой на выходном конце тихоходного вала или посредине выходного конца вала).

Если обозначить вращающий момент T_D на детали, закрепляемой на выходном конце тихоходного вала (сечение *D*), то из условия равновесия тихоходного вала:

$$T_D = T_C = T_{2T} = 1300 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях *C* и *D* :

$$M_{KC} = T_C = T_{2T}; M_{KD} = T_D; M_{KC} = M_{KD} = 1300 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для тихоходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (сечение *D*), являющегося **первой ступенью**.

По формуле (1.5) для сечения *D* при $M_{KD} = 1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ имеем:

$$d_1 = (5 \dots 6)^3 \sqrt[3]{M_{KD}} = (5 \dots 6)^3 \sqrt[3]{1300} = 54,57 \dots 65,48 \text{ мм}.$$

Согласно исходным данным, выбираем по приложению *B* для выходного конца тихоходного вала прямобочное шлицевое соединение средней серии $z \times d \times D = 8 \times 56 \times 65$ ГОСТ 1139-80.

Вторая ступень вала диаметром d_2 служит в качестве буртика для упора детали, закрепляемой на шлицевом конце вала, и является посадочной для подшипника (размер d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**). При этом должно выполняться условие: $d_2 > D$.

Принимаем $d_2 = 70 \text{ мм}$, что больше $D = 65 \text{ мм}$. Для детали, закрепляемой на шлицевом конце вала, вторая ступень диаметром $d_2 = 70 \text{ мм}$ служит в качестве буртика для упора ступицы этой детали. Для шлицевых участков валов с прямобочными шлицами $z \times d \times D$ диаметр буртика d_B для упора ступицы детали принимают:

$$d_B \approx D + h_{\text{шн}} = D + \frac{D - d}{2} = 65 + \frac{65 - 56}{2} = 69,5 \text{ мм},$$

где $h_{\text{шн}}$ – высота зуба (глубина шлица) на шлицевом конце вала.

Так как $d_2 = 70 \text{ мм} > d_B = 69,5 \text{ мм}$, то обеспечивается достаточный упор ступицы детали, закрепляемой на шлицевом конце вала, в торец второй ступени вала диаметром $d_2 = 70 \text{ мм}$.

Исходя из $d_2 = 70 \text{ мм}$, по приложению *D* принимаем шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2, который обозначен **214**.

Так как в качестве опор тихоходного вала используются подшипники одинакового размера, то принимаем диаметр d_5 пятой ступени: $d_5 = d_2 = 70 \text{ мм}$.

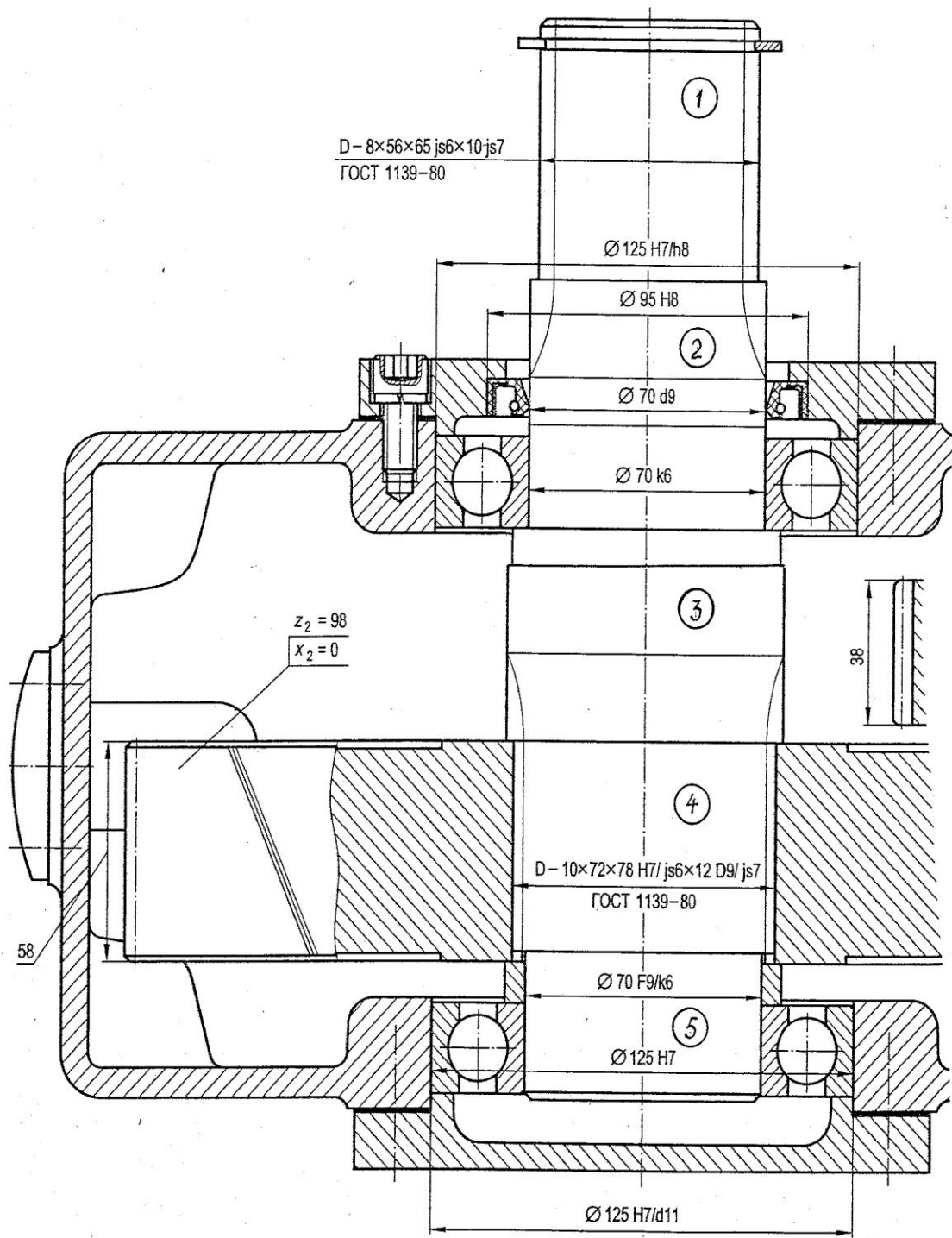


Рисунок 2.4 – Тихоходный вал редуктора со шлицами и одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом тихоходной ступени [1] (к примеру 2.4)

На четвертой ступени вала нарезаны шлицы для соединения с валом насадного цилиндрического колеса тихоходной ступени. При этом участок выхода фрезы распространяется частично на третью ступень.

По приложению *Б* принимаем прямобочное шлицевое соединение легкой серии **$z x d x D=10 x 72 x 78$** ГОСТ 1139-89, ориентируясь на выполнение условия:

$$d = 72 \text{ мм} > d_5 = 70 \text{ мм}.$$

Разработку конструкции тихоходного вала заканчиваем определением размеров **третьей ступени** вала.

Со стороны насадного колеса третья ступень вала служит в качестве буртика для упора ступицы колеса. Для шлицевых участков валов с прямобочными шлицами **$z x d x D$** диаметр буртика **$d_{Б.К}$** для упора ступицы колеса принимают:

$$d_{Б.К} \approx D + h_{шл} = D + \frac{D - d}{2} = 78 + \frac{78 - 72}{2} = 81 \text{ мм}.$$

Таким образом, диаметр третьей ступени вала со стороны колеса должен быть **$d_3 = 81 \text{ мм}$** .

Со стороны подшипника третья ступень выполняет функцию буртика (заплевика) для упора внутреннего кольца подшипника. По приложению *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника **214** рекомендуется **78 мм** (в приложении *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен **d_2**).

Диаметр **$d_3 = 81 \text{ мм}$** , который был принят для третьей ступени вала со стороны колеса, недопустим со стороны подшипника. Принимаем решение уменьшить диаметр **d_3** третьей ступени вала со стороны подшипника до размера **$d_3 = 78 \text{ мм}$** . При ширине подшипника **214 В=24 мм** ширина **b_3** уменьшенного участка третьей ступени вала со стороны подшипника с диаметром **$d_3 = 78 \text{ мм}$** принимается в диапазоне:

$$b_3 = (0,4...0,5)B = (0,4...0,5)24 = 9,6...12 \text{ мм}.$$

Принимаем **$b_3 = 10 \text{ мм}$** .

В качестве второго варианта возможно выполнение третьей ступени диаметром

78 мм по всей длине ступени, за исключением участка перед цилиндрическим колесом, где следует предусмотреть буртик для упора ступицы колеса. Диаметр этого буртика будет равен **81 мм**, ширина его может быть принята **10...15 мм**.

На пятой ступени вала между подшипником и колесом располагается дистанционное кольцо, которое со стороны подшипника выполняет функцию буртика (заплевика) для упора внутреннего кольца подшипника **214**, со стороны насадного колеса – функцию буртика для упора ступицы колеса. Принимаем решение выполнять дистанционное кольцо Г-образного сечения с диаметрами наружной поверхности: со стороны подшипника **78 мм**, со стороны колеса – **81 мм** (по аналогии с размерами третьей ступени вала).

ПРИМЕР 2.5

Разработать конструкцию промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с насадным цилиндрическим колесом быстроходной ступени и насадной цилиндрической шестерней тихоходной ступени, которые соединены с валом с помощью прямобочного шлицевого соединения легкой серии (рис. 2.5).

Исходные данные:

а) размеры цилиндрической шестерни тихоходной ступени:

$$d_1 = 61,02 \text{ мм}; d_{a1} = 67,02 \text{ мм}; d_{f1} = 53,52 \text{ мм}; m_n = 3 \text{ мм};$$

б) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2;

в) вращающие моменты на цилиндрическом колесе быстроходной ступени **$T_{2Б}$** и на цилиндрической шестерне тихоходной ступени **$T_{1Т}$** : **$T_{2Б} = T_{1Т} = 108,43 \text{ Н·м}$** ;

г) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме **2П** (рис.1.4).

Решение. При нагружении промежуточного вала кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* (посредине ступицы цилиндрического колеса быстроходной ступени) и *D* (посредине цилиндрической шестерни тихоходной ступени) (см. схему **2П** на рис. 1.4).

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях *C* и *D*:

$$M_{KC} = T_{2Б}; M_{KD} = T_{1Т}; M_{KC} = M_{KD} = 108,43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Первоначально определяем размеры **второй ступени** вала, на которой выполнены зубья (шлицы) прямобочного шлицевого соединения номинального размера $z \times d \times D$,

где z – число зубьев; d – внутренний диаметр; D – наружный диаметр.

Тогда диаметр второй ступени вала из расчета на кручение, например, в сечении *D* (под шестерней):

$$d = (6...7)^3 \sqrt[3]{M_{KD}} = (6...7)^3 \sqrt[3]{108,43} = 28,61...33,38 \text{ мм}.$$

По приложению *B* (табл. *B1*) принимаем прямобочное шлицевое соединение легкой серии $z \times d \times D = 8 \times 36 \times 40$ (ГОСТ 1139-80).

Проверяем возможность применения шлицевого соединения принятых размеров для закрепления на второй ступени вала шестерни тихоходной ступени, у которой диаметр окружности впадин зубьев $d_{f1} = 53,52 \text{ мм}$.

Достаточная по условиям прочности толщина S тела шестерни между впадиной зубьев и пазом (шлицем) в ступице шестерни будет только в том случае, когда выполняется условие:

$$S = \frac{d_{f1} - D}{2} \geq S_{\min} = 2m_n.$$

В нашем примере: $S = \frac{53,52 - 40}{2} = 6,76 \text{ мм}; S_{\min} = 2 \cdot 3 = 6 \text{ мм}.$

Прочность шестерни обеспечена, так как $S = 6,76 \text{ мм} > S_{\min} = 6 \text{ мм}.$

Первая и четвертая ступени промежуточного вала являются посадочными для подшипников качения. Диаметры d_1 и d_4 этих ступеней принимаем меньше внутреннего диаметра $d = 36 \text{ мм}$ шлицевого соединения второй ступени вала, и они должны заканчиваться на **0** или **5**.

Тогда $d_1 = d_4 = 35 \text{ мм}$ и по приложению *D* выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2, которые обозначены **207**.

Третья ступень промежуточного вала диаметром d_3 со стороны подшипника служит в качестве буртика (запличика) для упора внутреннего кольца подшипника. Тогда по приложению *I* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника **207** рекомендуется не менее **42 мм** (в приложении *I* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2). Принимаем $d_3 = 42 \text{ мм}.$

Со стороны торца ступицы цилиндрического колеса быстроходной ступени третья ступень промежуточного вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора ступицы этого колеса. Для шлицевого вала с прямобочными зубьями (шлицами) $z \times d \times D$ диаметр буртика $d_{Б.К}$ для упора ступицы цилиндрического колеса, закрепленного на второй ступени вала, ориентировочно принимают:

$$d_{Б.К} \approx D + h_{\text{шл}} = D + \frac{D - d}{2} = 40 + \frac{40 - 36}{2} = 42 \text{ мм},$$

где $h_{\text{шл}}$ – высота зуба (глубина шлица) на второй ступени вала.

Таким образом, третья ступень вала диаметром $d_3 = 42 \text{ мм}$ обеспечивает достаточный упор как внутреннего кольца подшипника с одной стороны, так и ступицы цилиндрического колеса с другой стороны.

Следует отметить, что при нарезании шлицев на второй ступени промежуточного вала, выход фрезы предусмотрен и на третью ступень вала.

На первой ступени промежуточного вала между подшипником и цилиндрической шестерней располагается маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_H = d_3 = 42 \text{ мм}.$ Толщину шайбы принимают конструктивно.

ПРИМЕР 2.6

Разработать конструкцию быстроходного вала редуктора, выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней быстроходной ступени (рис. 2.5). Концевой участок вала – цилиндрический.

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого цилиндрического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) размеры вала двигателя: диаметр $d = 28 \text{ мм}$; длина $l = 60 \text{ мм}$;

в) косозубая цилиндрическая шестерня быстроходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с быстроходным валом, имеет следующие размеры: $d_1 = 40,82 \text{ мм}$; $d_{a1} = 46,42 \text{ мм}$; $d_{f1} = 35,17 \text{ мм}$;

г) осевое фиксирование быстроходного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2;

д) вращающий момент на цилиндрической шестерне $T_{1Б} = 21,79 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме 2Б (рис. 1.3).

Решение. Согласно расчетной схеме 2Б (рис. 1.3) рассмотрим два сечения быстроходного вала: сечение C – середина конца вала и сечение D – посередине шестерни. Тогда вращающие T и крутящие M_K моменты в сечениях C и D :

$$T_C = T_D = T_{1Б} = 21,79 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{KC} = T_C; M_{KD} = T_D; M_{KC} = M_{KD} = 21,79 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Диаметр d_1 конца вала (**первая ступень**) определяем из двух условий:

а) из условия прочности на кручение:

$$d_1 = (7 \dots 8) \sqrt[3]{M_{KC}} = (7 \dots 8) \sqrt[3]{21,79} = 19,55 \dots 22,34 \text{ мм};$$

б) из условия удобства соединения муфтой концов валов:

$$d_1 = (0,8 \dots 1,0) d = (0,8 \dots 1,0) 28 = 22,4 \dots 28 \text{ мм},$$

где $d = 28 \text{ мм}$ – диаметр вала двигателя. Тогда по табл. А1.2 приложения А1 размеры цилиндрического конца вала: диаметр $d_1 = 25 \text{ мм}$, длина $l_1 = 42 \text{ мм}$ (исполнение – короткие). Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в нашем примере $d_{1\text{min}} = 19,55 \text{ мм}$).

Диаметр **второй ступени** вала по формуле (1.1): $d_2 = 1,2 d_1 = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ мм}$.

Так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника, то принимаем $d_2 = 30 \text{ мм}$ (размер d_2 должен заканчиваться на 0 или 5) и по приложению Д принимаем шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2, который обозначен 206.

Третья ступень быстроходного вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика (заплетика) для упора внутреннего кольца подшипника. Тогда по приложению И диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника 206 рекомендуется в диапазоне 36...36 мм (в приложении И диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Принимаем $d_3 = 35 \text{ мм}$ (наименьшую величину из указанного диапазона диаметров).

Четвертой ступенью быстроходного вала является косозубая цилиндрическая шестерня быстроходной ступени, выполненная за одно целое с валом. Диаметр окружности впадин этой шестерни $d_{f1} = 35,17 \text{ мм}$ (см. исходные данные).

В нашем примере $d_{f1} = 35,17 \text{ мм} > d_3 = 35 \text{ мм}$.

Шестерню с $d_{f1} < d_3$ называют врезной. Конструкции быстроходного вала редуктора с врезной шестерней приведены на рис. 2.3, б...д. Выбор диаметра фрезы D_ϕ при нарезании зубьев врезной шестерни приведен в примере 2.3.

Диаметр **пятой ступени** быстроходного вала $d_5 = d_2 = 30 \text{ мм}$, так как в качестве опор вала используются подшипники одинакового типоразмера.

На **пятой ступени** вала между подшипником и шестерней располагается маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_H = d_3 = 35 \text{ мм}$. Толщина шайбы принимается конструктивно.

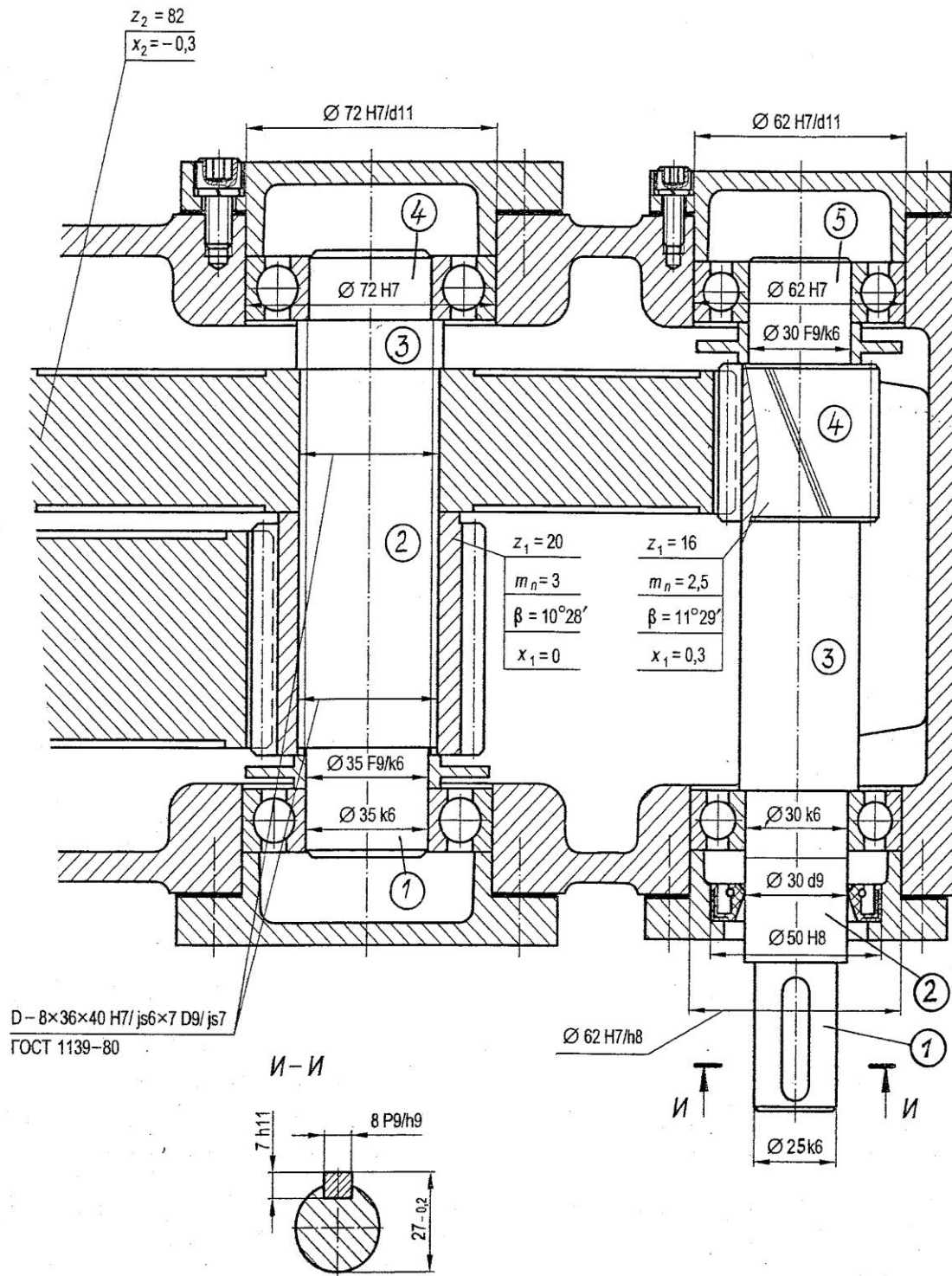


Рисунок 2.5 – Промежуточный вал с прямобочными ицилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора [1] (к примерам соответственно 2.5 и 2.6)

ПРИМЕР 2.7

Разработать конструкцию промежуточного вала коническо–цилиндрического редуктора (рис 2.6, а), выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней тихоходной ступени. На валу закреплено одно насадное коническое зубчатое колесо быстроходной ступени редуктора.

Примечание. Приведенные ниже исходные данные и решение примера даны в общем виде без подстановки конкретных числовых значений (студенту предлагается выполнить эти расчеты самостоятельно).

Исходные данные:

а) цилиндрическая шестерня тихоходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с промежуточным валом, имеет следующие размеры: d_1 ; d_{a1} ; d_{f1} ;

б) для закрепления конического зубчатого колеса на промежуточном валу использовано соединение с натягом;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2Б}$ на насадном коническом зубчатом колесе быстроходной ступени и вращающий момент $T_{1Т}$ на цилиндрической шестерне тихоходной ступени: $T_{2Б} = T_{1Т}$;

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме 2П (рис. 1.4).

Решение. Согласно расчетной схеме 2П (рис. 1.4) рассмотрим два сечения промежуточного вала: сечение C – посередине ступицы насадного конического зубчатого колеса и сечение D – посередине цилиндрической шестерни тихоходной ступени. Тогда крутящие M_K моменты в сечениях C и D :

$$M_{KC} = T_{2Б}; M_{KD} = T_{1Т}; M_{KC} = M_{KD}.$$

Для промежуточного вала первоначально определяют диаметр d_2 второй ступени под ступицей насадного конического зубчатого колеса (сечение C) при M_{KC} , используя формулу (1.4): $d_2 = (6...7)\sqrt[3]{M_{KC}}$, где d_2 - в мм; M_{KC} - в Н·м.

Из полученного диапазона диаметров d_2 принимают значение, соответствующее стандарту по ряду *Ra 40* (см. приложение Л).

Диаметр d_1 первой ступени: $d_1 = d_2 - (1...10) \text{ мм}$.

Так как первая ступень вала является посадочной для подшипника качения, то диаметр d_1 должен заканчиваться на 0 или 5.

Исходя из принятого диаметра d_1 , по приложению Ж выбирают радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 (выписывают его обозначение, например, 7205).

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора ступицы насадного конического зубчатого колеса. Тогда согласно формуле (1.1):

$$d_3 = 1,2 d_2.$$

Диаметр d_3 округляют до целого числа. Диаметр **шестой ступени** вала $d_6 = d_1$, так как в опорах промежуточного вала использованы подшипники одинакового типоразмера.

Пятая ступень вала диаметром d_5 выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. Диаметр $d_{Б.п}$ этого буртика для радиально-упорных роликовых подшипников с коническими роликами принимают по приложению З, где диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2 (рекомендуется принимать минимальное значение диаметра буртика из указанного диапазона диаметров).

Тогда $d_5 = d_{Б.п}$.

Четвертой ступенью промежуточного вала является цилиндрическая шестерня тихоходной ступени, выполненная за одно целое с валом.

Если диаметр d_{f1} окружности впадин зубьев шестерни больше диаметров d_3 и d_5 соседних ступеней вала, то при нарезании ее зубьев обеспечивается свободный вход и выход фрезы (такая конструкция промежуточного вала приведена на рис. 2.6, а). Если диаметр d_{f1} меньше диаметров d_3 и d_5 , то такую шестерню называют врезной. У врезной шестерни выход фрезы диаметром D_ϕ будет распространяться на соседние третью и пятую ступени вала. Выбор диаметра фрезы D_ϕ приведен в примере 2.3.

На **второй ступени** вала между подшипником и торцом ступицы конического зубчатого колеса установлено дистанционное кольцо, наружный диаметр d_H которого принимают на основании рис. 1.1:

а) со стороны подшипника $d_H = d_{Б.П} = d_5$;

б) со стороны торца ступицы конического зубчатого колеса $d_H = d_{Б.К} = d_3$.

В зависимости от полученных диаметров d_H дистанционное кольцо может иметь Г-образное сечение, как показано на рис. 1.1, а, или выполняться цилиндрическим, как показано на рис. 1.1, б. Цилиндрическое дистанционное кольцо использовано в конструкции прототипа на рис. 2.6, а.

На шестой ступени вала между подшипником и пятой ступенью установлена маслоотражательная шайба, размеры которой принимают конструктивно по аналогии с прототипом конструкции на рис. 2.6, а.

ПРИМЕР 2.8

Разработать конструкцию быстроходного вала коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора, выполненного за одно целое с конической шестерней быстроходной ступени (рис. 2.6). Концевой участок вала – конический (рис. 2.6, а...б).

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого конического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) размеры вала двигателя: диаметр $d = 48 \text{ мм}$; длина $l = 110 \text{ мм}$;

в) коническая шестерня быстроходной ступени редуктора (конической зубчатой передачи), выполненная за одно целое с быстроходным валом, имеет следующие размеры:

$$d_{e1} = 77,638 \text{ мм}; d_{ae1} = 84,888 \text{ мм}; d_{fe1} = 72,277 \text{ мм};$$

г) осевое фиксирование быстроходного вала – по схеме «врастяжку»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2; подшипники регулируются круглой шлицевой гайкой, стопорение которой осуществляется многолапчатой шайбой;

д) вращающий момент на конической шестерне $T_{1Б} = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме 1Б (рис. 1.3).

Решение. Согласно расчетной схеме 1Б (рис. 1.3) рассмотрим два сечения быстроходного вала: сечение C – середина конца вала и сечение D – посередине конической шестерни. Тогда вращающие T и крутящие M_K моменты в сечениях C и D :

$$T_C = T_D = T_{1Б} = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{KC} = T_C; M_{KD} = T_D; M_{KC} = M_{KD} = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Диаметр d_1 конца вала (**первая ступень**) определяем из двух условий:

а) из условия прочности на кручение: $d_1 = (7...8)\sqrt[3]{M_{KC}} = (7...8)\sqrt[3]{125} = 35...40 \text{ мм}$;

б) из условия удобства соединения муфтой концов валов: $d_1 = (0,8...1,0)d = (0,8...1,0)48 = 38,4...48 \text{ мм}$, где $d = 48 \text{ мм}$ – диаметр вала двигателя.

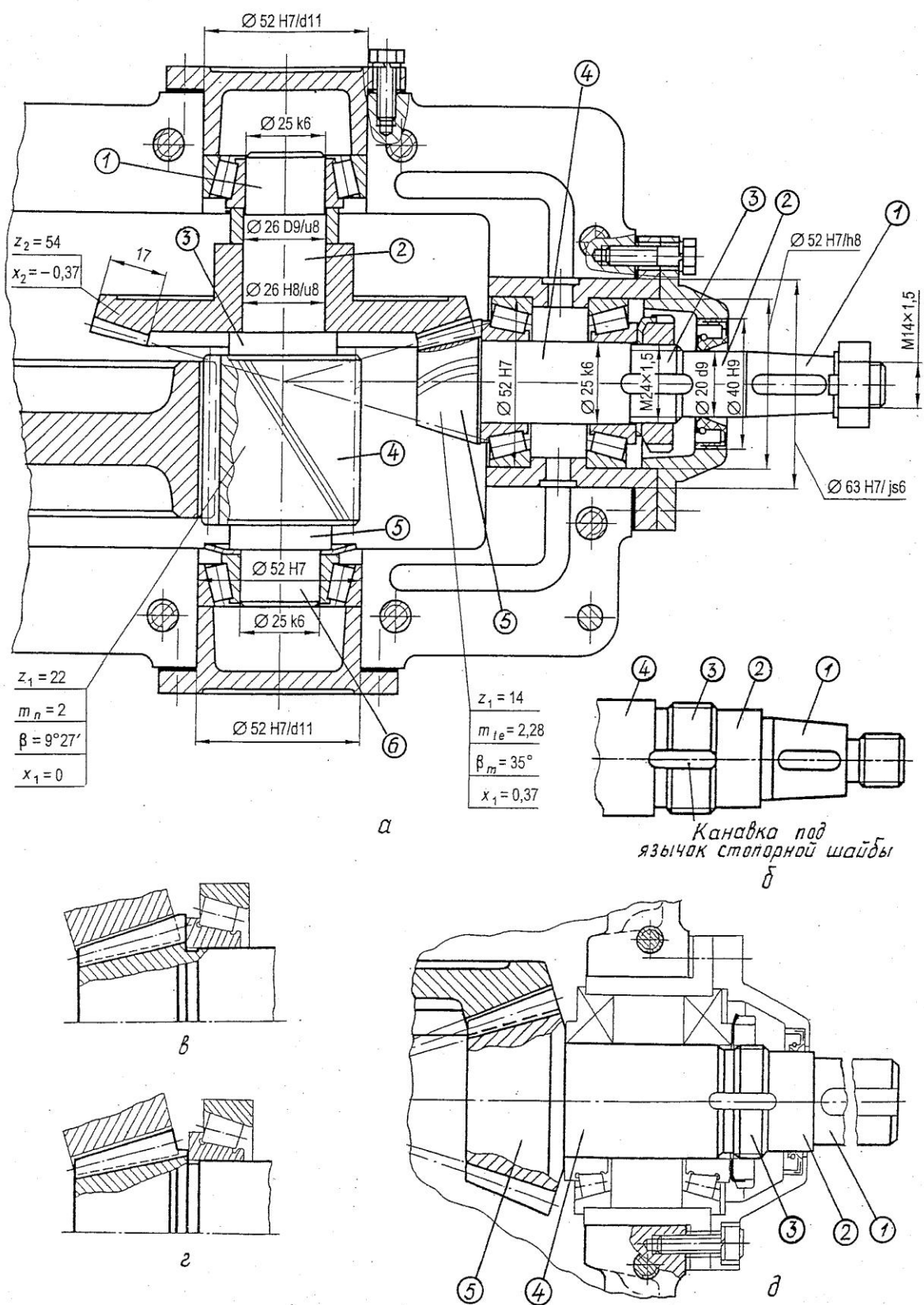


Рисунок 2.6 – Промежуточный и быстроходный валы коническо-цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора [1] (к примерам соответственно 2.7 и 2.8)

По табл. А1.1 приложения А1 принимаем размеры конического конца вала исполнения 1: диаметр $d_1 = 40 \text{ мм}$; длины $l_1 = 82 \text{ мм}$ и $l_2 = 54 \text{ мм}$ (исполнение – короткие); наружная резьба на конце вала М24х2. Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в нашем примере $d_{1\text{min}} = 35 \text{ мм}$).

Диаметр d_2 второй ступени при коническом конце вала принимают из условия $d_2 \geq d_1$ и согласуют его по приложению Г с размером d резиновой армированной манжеты, охватывающей вторую ступень вала и служащей для него уплотнением.

Принимаем $d_2 = d_1 = 40 \text{ мм}$.

Вариант конструкции вала, когда $d_2 > d_1$, показан на рис. 2.6, б.

Примечание. При цилиндрическом конце быстроходного вала (рис. 2.6, д) диаметр d_2 второй ступени определяют по формуле $d_2 = 1,2 d_1$ и согласовывают с размером d резиновой армированной манжеты по приложению Г.

На третьей ступени вала нарезана метрическая резьба с мелким шагом для круглой шлицевой гайки. По табл. В3 приложения В принимаем резьбу М45х1,5 с наибольшим диаметром второй ступени вала для свободного прохождения гайки М45х1,5 не более 41,5 мм. В нашем примере $d_2 = 40 \text{ мм}$, что обеспечивает свободное прохождение данной гайки через вторую ступень.

Четвертая ступень вала является посадочной для подшипников качения, поэтому ее диаметр d_4 должен заканчиваться на 0 или 5. Рекомендуется принимать d_4 больше или равно наружному диаметру резьбы на третьей ступени вала.

Принимаем $d_4 = 45$ и по приложению Ж выбираем радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2, которые обозначены 7209.

Пятой ступенью быстроходного вала является коническая шестерня. Для свободного выхода инструмента при нарезании ее зубьев должно выполняться условие: $d_{fe1} > d_4$. В нашем примере это условие выполняется: $d_{fe1} = 72,277 \text{ мм} > d_4 = 45 \text{ мм}$.

Торец конической шестерни со стороны подшипника выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. По приложению З для подшипника 7209 рекомендуется диаметр буртика в диапазоне 52...61 мм (в приложении З диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Конструктивное оформление конической шестерни (пятой ступени вала) принимаем, как показано на рис. 2.6, д.

Другие варианты конструктивного оформления конической шестерни приведены на рис. 2.6, а, в, г.

ПРИМЕР 2.9

Для цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 2.7, а) разработать конструкцию быстроходного вала с двумя цилиндрическими косозубыми шестернями с противоположным наклоном зубьев, выполненными заодно целое с валом (рис. 2.7, в). Концевой участок вала – конический.

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого конического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) размеры вала двигателя: диаметр $d = 38 \text{ мм}$; длина $l = 80 \text{ мм}$;

в) цилиндрические косозубые шестерни, выполненные за одно целое с быстроходным валом, имеют следующие размеры:

$$d_1 = 48,49 \text{ мм}; d_{a1} = 52,49 \text{ мм}; d_{f1} = 43,49 \text{ мм};$$

г) быстроходный вал редуктора установлен по схеме «плавающий вал», обе опоры вала – плавающие; осевая фиксация вала осуществляется зубьями косозубых зубчатых колес, наклоненными в разные стороны; в качестве опор вала использованы радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами серии диаметров 2;

д) вращающий момент на каждой цилиндрической косозубой шестерне $T_{1Б}=26,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме **3Б** (рис. 1.3).

Решение. Обозначим T_C вращающий момент на детали, закрепляемой на конце быстроходного вала редуктора. Тогда из условия равновесия быстроходного вала

$$T_C = 2T_{1Б} = 2 \cdot 26,5 = 53 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Согласно расчетной схеме **3Б** (рис. 1.3) крутящий момент в сечении C (посредине конца вала): $M_{КС} = T_C = 53 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Для быстроходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (**первой ступени**), исходя из двух условий:

а) из условия прочности на кручение:

$$d_1 = (7 \dots 8) \sqrt[3]{M_{КС}} = (7 \dots 8) \sqrt[3]{53} = 26,29 \dots 30,05 \text{ мм};$$

б) из условия удобства соединения муфтой концов валов:

$$d_1 = (0,8 \dots 1,0) d = (0,8 \dots 1) 38 = 30,4 \dots 38 \text{ мм}.$$

По табл. А1.1 приложения А1 принимаем размеры конического конца вала (исполнение 1): диаметр $d_1 = 32 \text{ мм}$; длины $l_1 = 58 \text{ мм}$ и $l_2 = 36 \text{ мм}$ (исполнение – короткие); наружная резьба на конце вала **M20x1,5**.

Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в нашем примере $d_{1min} = 26,29 \text{ мм}$).

Диаметр d_2 **второй ступени** вала при коническом конце вала принимают из условия $d_2 \geq d_1$ (при цилиндрическом конце вала $d_2 \geq 1,2 d_1$). Так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника качения, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**.

Принимаем $d_2 = 35 \text{ мм}$ и по приложению *E* выбираем роликовый радиальный однорядный подшипник с короткими цилиндрическими роликами серии диаметров 2, который обозначен **12207**. Данный подшипник имеет один борт на наружном кольце и при сборке быстроходного вала с такими подшипниками устанавливают осевой зазор **0,5...0,8 мм** между торцом крышки и наружным кольцом подшипника (рис. 2.7, в, д).

Если принять подшипник **2207** без бортов на наружном кольце, то в обязательном порядке это кольцо должно быть поджато к пружинному плоскому упорному внутреннему кольцу 1 (рис. 2.7, б).

Внутренние кольца данных подшипников следует закреплять на валу с двух сторон, используя для этой цели наружное пружинное плоское упорное кольцо 2 (рис. 2.7, б). Неточность изготовления деталей по длине компенсируют иногда установкой между упорным кольцом 2 и торцом внутреннего кольца подшипника специального компенсаторного кольца 3 (рис. 2.7, б), толщину которого подбирают при сборке.

Продолжим определение диаметров остальных ступеней быстроходного вала (рис. 2.7, в).

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника, диаметр которого по приложению *И* для подшипника **12207** (а также и для подшипника **2207**) рекомендуется не менее **42 мм** (в приложении *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Принимаем $d_3 = 42 \text{ мм}$.

На второй ступени вала между торцом внутреннего кольца подшипника и торцом третьей ступени установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_H = d_3 = 42 \text{ мм}$.

Четвертой и шестой ступенями вала являются цилиндрические косозубые шестерни с диаметрами окружностей впадин зубьев $d_{f1}=43,49$ мм (см. исходные данные). Так как диаметры соседних с шестернями ступеней одинаковы, т. е. $d_5= d_7= d_3=42$ мм и меньше $d_{f1}=43,49$ мм, то при нарезании зубьев шестерён обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента (без врезания в соседние ступени).

При d_{f1} меньше диаметров соседних ступеней шестерни будут врезными (см. рис. 2.7, *г...е*).

Диаметр **восьмой ступени** $d_8= d_2=35$ мм, так как в опорах вала установлены подшипники одинакового типоразмера.

ПРИМЕР 2.10

Для цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 2.7, а) разработать конструкцию промежуточного вала с двумя насадными цилиндрическими колёсами быстроходной ступени и цилиндрической шестерней тихоходной ступени, выполненной за одно целое с валом (рис. 2.7, *ж*).

Примечание. Приведённые ниже исходные данные и решение примера даны в общем виде без подстановки конкретных числовых значений (студенту предлагается выполнить эти расчеты самостоятельно).

Исходные данные:

а) цилиндрическая шестерня тихоходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с промежуточным валом, имеет следующие размеры: d_1 ; d_{a1} ; d_{f1} ;

б) для закрепления цилиндрических зубчатых колес на промежуточном валу используется шпоночное соединение (как показано на рис. 2.7, *ж*) или соединение с натягом;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2Б}$ на каждом насадном цилиндрическом колесе быстроходной ступени и вращающий момент $T_{1Т}$ на цилиндрической шестерне тихоходной ступени (из условия равновесия промежуточного вала): $T_{2Б}= T_{1Т}/2$ или

$$T_{1Т}=2 T_{2Б};$$

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме **ЗП** (рис. 1.4).

Решение. Согласно расчётной схеме **ЗП** (рис. 1.4) рассмотрим два сечения: сечение **С** – посередине ступицы насадного цилиндрического колеса и сечение **D** – посередине цилиндрической шестерни. Крутящие моменты в этих сечениях: $M_{КС}=T_{2Б}$; $M_{KD}=T_{1Т}$. Сечение **С** – это **вторая и четвёртая ступени** вала с диаметрами d_2 и d_4 , сечение **D** – **третья ступень** вала с условным диаметром d_3 .

Из условия прочности на кручение диаметры этих ступеней:

$$d_2 = (6...7)\sqrt[3]{M_{КС}}; \quad d_3 = (6...7)\sqrt[3]{M_{KD}},$$

где d_2 и d_3 - в мм; $M_{КС}$ и M_{KD} - в $H \cdot м$.

Из полученного диапазона диаметров d_2 принимают значение, соответствующее стандартному по ряду **Ra 40** (см. приложение Л). В исключительных случаях допускается диаметр d_2 не согласовывать со стандартным значением по ряду **Ra 40**, а округлять до целого числа.

При окончательно уточненном диаметре d_2 принимают $d_4 = d_2$.

Для третьей ступени вала желательно соотношение: $d_{f1} \geq d_{3min}$, где d_{3min} – наименьшее значение из полученного диапазона диаметра d_3 .

Упор торца ступицы насадного цилиндрического колеса осуществляется с одной стороны в торец цилиндрической шестерни, с другой стороны – в торец дистанционного кольца (допускается не применять дистанционное кольцо, а упор торца ступицы колеса осуществлять непосредственно в торец внутреннего кольца радиально-упорного подшипника с коническими роликами, так как у данного подшипника внутреннее кольцо выступает за торец наружного кольца).

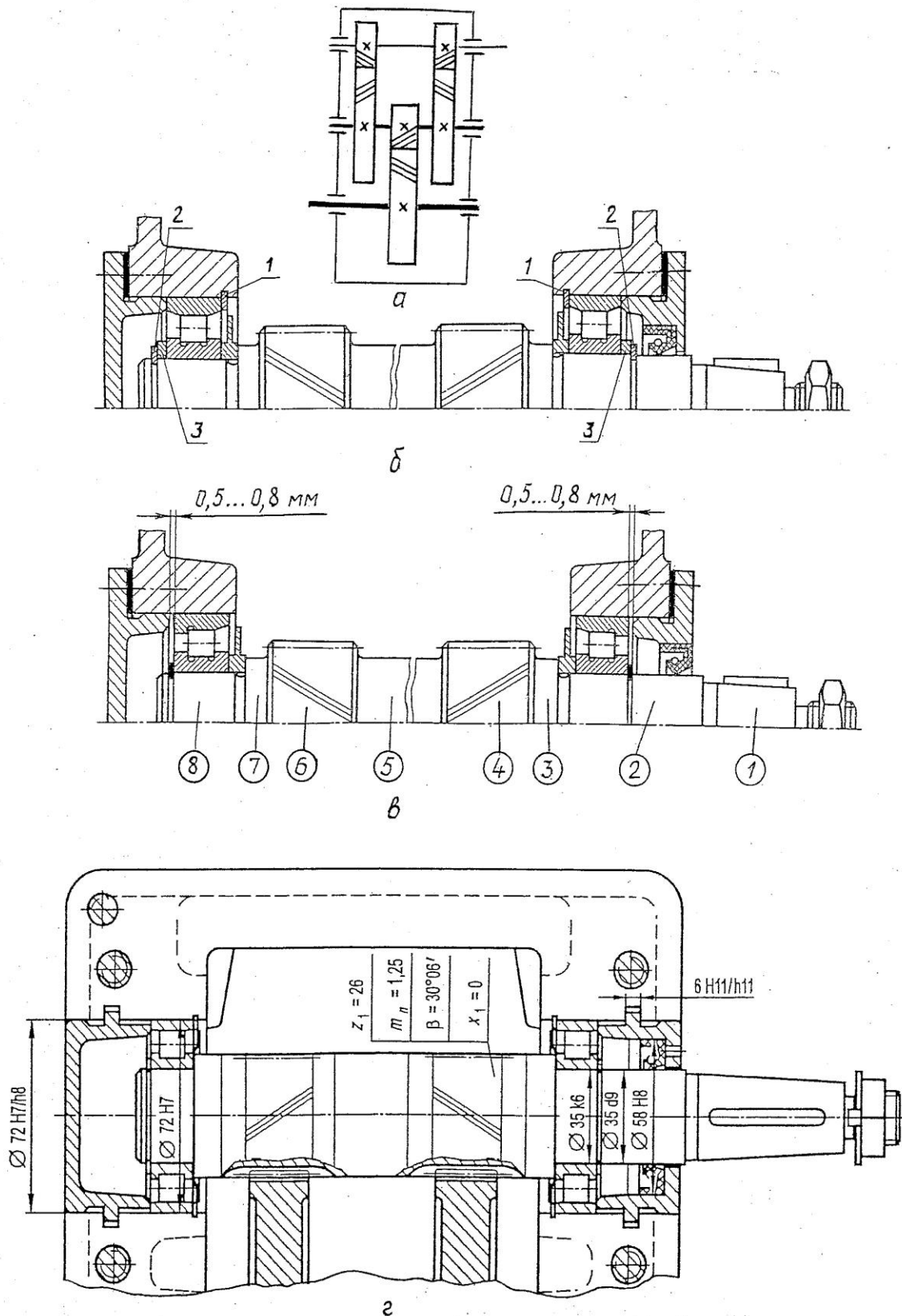
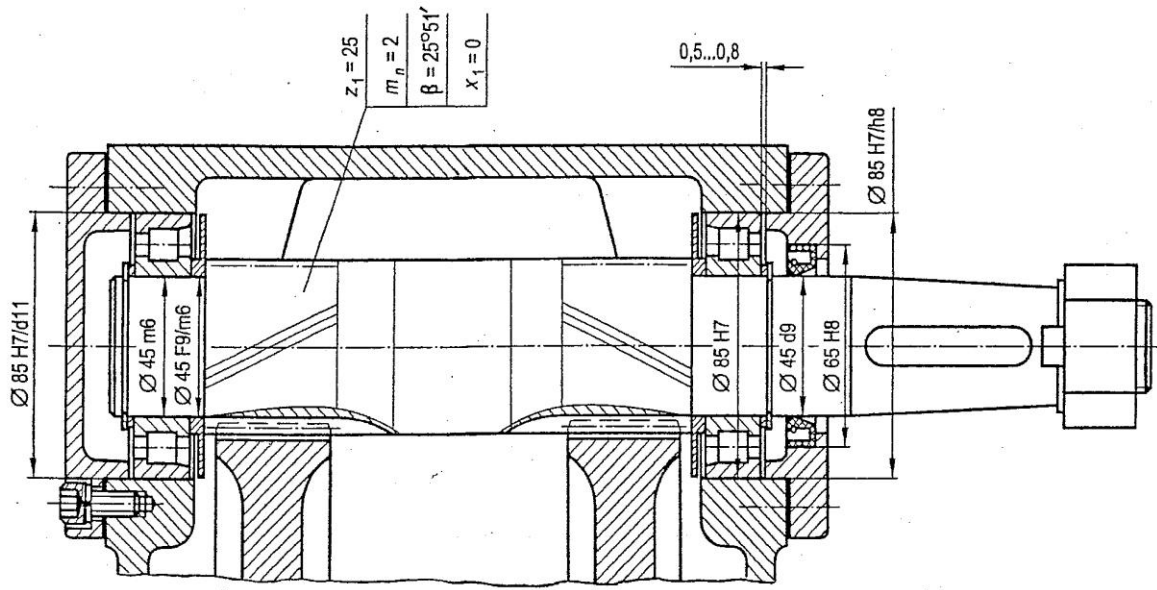
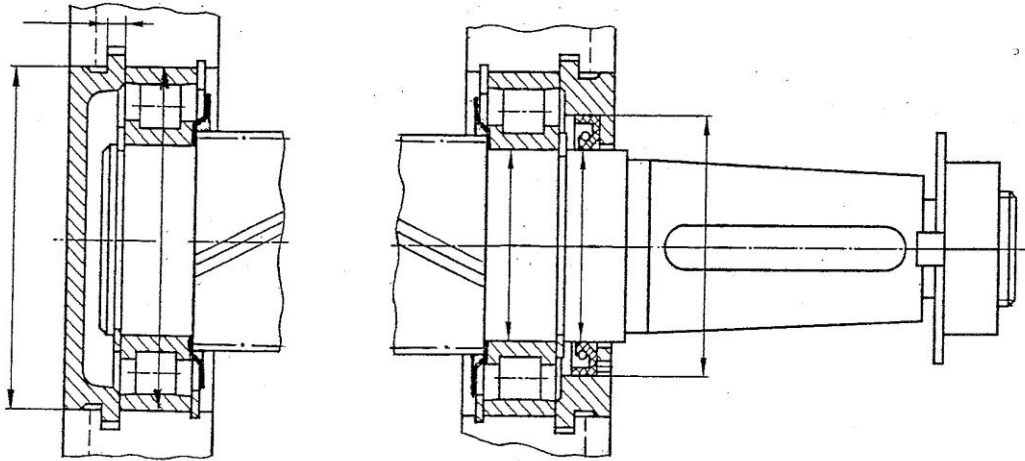


Рисунок 2.7 – Быстроходный (б...е) и промежуточный (ж) валы цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (а) (к примерам соответственно 2.9 и 2.10)



d



e

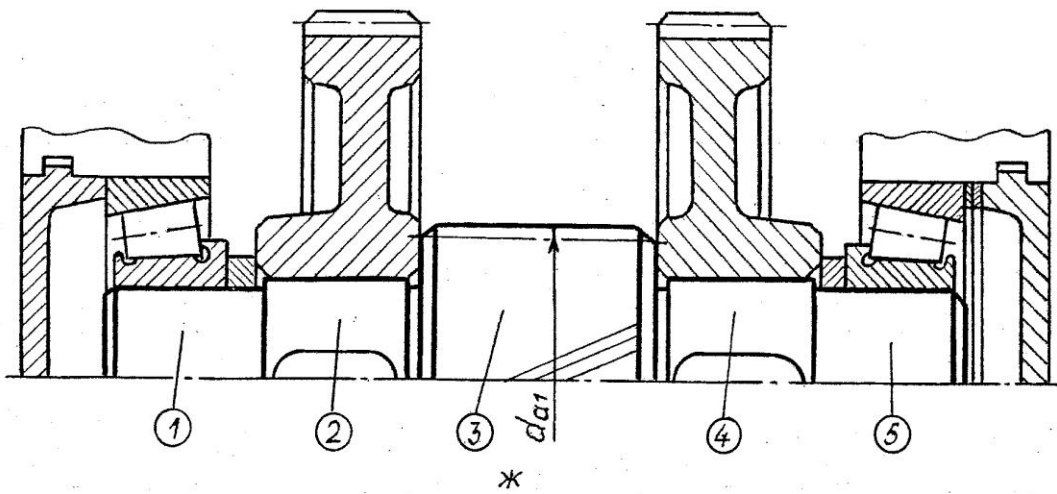


Рисунок 2.7 (окончание)

Необходимый диаметр буртика для упора торца ступицы колеса: $d_{Б.К} = 1,2d_2$.

Цилиндрическая шестерня обеспечивает достаточный упор торца ступицы цилиндрического колеса при выполнении условия: $d_1 \geq d_{Б.К}$, где d_1 – делительный диаметр шестерни. При $d_1 < d_{Б.К}$ упор торца ступицы колеса осуществляется в зуб шестерни полной высоты (без фаски), однако в данном случае также должно выполняться условие: $d_{a1} \geq d_{Б.К}$. Если и последнее условие не выполняется, то на третьей ступени с обеих сторон выполняют буртики с диаметром, равным $d_{Б.К}$, а цилиндрическая шестерня в данном случае будет врезной с $d_{a1} < d_{Б.К}$ (выход фрезы при нарезании врезной шестерни будет распространяться на эти буртики, как показано на рис. 2.3, г).

Всё указанное выше относится и ко второму цилиндрическому колесу, закрепляемому на четвёртой ступени.

Диаметр первой ступени $d_1 = d_2 - (1...10) \text{ мм}$. Диаметр d_1 должен заканчиваться на 0 или 5, так как ступень является посадочной для подшипника. Исходя из d_1 по приложению Ж выбирают радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 и выписывают его обозначения (например, 7212).

Диаметр пятой ступени $d_5 = d_1$, так как в опорах промежуточного вала использованы подшипники одинакового типоразмера.

При использовании дистанционного кольца диаметр $d_{Б.П}$ его наружной поверхности со стороны подшипника принимают равным диаметру буртика для упора внутреннего кольца подшипника (см. приложение 3, где диаметр этого буртика обозначен d_2).

Дистанционное кольцо может быть цилиндрическим, как показано на рис. 2.7, ж, или Г-образного сечения (в зависимости от соотношения диаметров $d_{Б.К}$ и $d_{Б.П}$, см. рис. 1.1).

ПРИМЕР 2.11

Для цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 2.8, а) разработать конструкцию промежуточного вала с одним насадным цилиндрическим колесом быстроходной ступени и двумя цилиндрическими косозубыми шестернями тихоходной ступени с противоположным наклоном зубьев (рис. 2.8, б, в).

Примечание. Приведенные ниже исходные данные и решение примера даны в общем виде без подстановки конкретных числовых значений (студенту предлагается выполнить эти расчеты самостоятельно).

Исходные данные:

а) цилиндрические шестерни тихоходной ступени с противоположным наклоном зубьев имеют следующие размеры: d_1 ; d_{a1} ; d_{f1} ;

б) для закрепления на промежуточном валу цилиндрического колеса быстроходной ступени возможно использование как шпоночного соединения, так и соединения с натягом;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала используются радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2Б}$ на цилиндрическом колесе быстроходной ступени и вращающий момент $T_{1Г}$ на каждой цилиндрической шестерне тихоходной ступени (из условия равновесия промежуточного вала): $T_{1Г} = T_{2Б}/2$; $T_{2Б} = 2 T_{1Г}$;

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчётной схеме 4П (рис. 1.4).

Решение. Для промежуточного вала данной конструкции согласно расчётной схеме 4П (рис. 1.4) опасным является сечение С – посередине ступицы насадного колеса. Крутящий момент в сечении С: $M_{КС} = T_{2Б}$.

Тогда диаметр вала в сечении C : $d_c = (6...7)\sqrt[3]{M_{KC}}$,

где d_c - в мм; M_{KC} - в $H \cdot м$.

Исходя из полученного значения d_c , решается вопрос о варианте конструкции промежуточного вала.

Примем за основу вариант конструкции промежуточного вала на рис. 2.8, б.

В данном случае насадное колесо закрепляется на **четвёртой ступени** диаметром $d_4 = d_c$. Из указанного диапазона диаметра d_c принимаем стандартное значение по ряду **Ra 40** (см. приложение Л). В исключительных случаях допускается диаметр d_c не согласовывать со стандартным значением по ряду **Ra 40**, а округлять до целого числа.

Тогда диаметр d_5 **пятой ступени**: $d_5 = d_4 - (1...10)$ мм.

Решаем вопрос о возможном закреплении на пятой ступени насадной цилиндрической шестерни, определяя толщину тела шестерни S_{min} .

При $S_{min} \geq 2m_n$ (здесь m_n – нормальный модуль зубьев шестерни) окончательно принимается вариант конструкции промежуточного вала, показанный на рис. 2.8, б. Для закрепления насадной шестерни на пятой ступени используется соединение с натягом или шпоночное соединение. Вторая шестерня выполняется за одно целое с промежуточным валом. Диаметр **шестой ступени** $d_6 = d_5 - (1...10)$ мм и должен заканчиваться на **0** или **5**, так как шестая ступень является посадочной для подшипника. Исходя из d_6 , по приложению Ж выбирают радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 и выписывают его обозначение (например, **7209**).

Диаметр **первой ступени** $d_1 = d_6$. Диаметр **второй ступени** $d_2 = d_{б.п}$, где $d_{б.п}$ – диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника, принимаемый по приложению З (рекомендуется минимальное значение из указанного диапазона диаметров, которые в приложении З обозначены d_2).

Наружные диаметры дистанционного кольца со стороны насадной шестерни и со стороны подшипника принимают на основании рис. 1.1.

При $S_{min} < 2m_n$ принимают вариант конструкции промежуточного вала, показанный на рис. 2.8, в. В данной конструкции вала зубья обеих шестерён нарезают непосредственно на валу, получая так называемые врезные шестерни (на рис. 2.8, в – это **вторая** и **четвёртая ступени**). Диаметр под насадным колесом d_3 **третьей ступени** вала на рис. 2.8, в принимают на **1...2** мм больше диаметра окружности вершин зубьев шестерён d_{a1} , т. е.: $d_3 = d_{a1} + (1...2)$ мм.

Диаметр d_3 округляют до целого числа (допускается не согласовывать со стандартным значением по ряду **Ra 40** приложения Л). Однако принятый диаметр d_3 не должен быть меньше диаметра d_c в сечении C вала, рассчитанного выше. Для закрепления насадного колеса на третьей ступени вала используют соединение с натягом. Диаметр **первой ступени** вала $d_1 < d_{f1}$, где d_{f1} – диаметр окружности впадин зубьев шестерён, нарезанных на валу (рис. 2.8, в). Диаметр d_1 должен заканчиваться на **0** или **5**. Тогда диаметр **пятой ступени** на рис. 2.8, в $d_5 = d_1$.

ПРИМЕР 2.12

Для цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 2.8, а) разработать конструкцию тихоходного вала с двумя насадными цилиндрическими косозубыми колёсами тихоходной ступени с противоположным наклоном зубьев (рис. 2.8, з).

Примечание. Приведенные ниже исходные данные и решение примера даны в общем виде без подстановки конкретных числовых значений (студенту предлагается выполнить эти расчёты самостоятельно).

Исходные данные:

а) для закрепления на тихоходном валу насадных цилиндрических косозубых колёс тихоходной ступени возможно использование как шпоночного соединения, так и соединения с натягом;

б) тихоходный вал редуктора установлен по схеме «плавающий вал», обе опоры вала плавающие; осевая фиксация вала осуществляется зубьями косозубых зубчатых колёс, наклонёнными в разные стороны; в качестве опор вала использованы радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами серии диаметров 2;

в) вращающий момент на каждом насадном цилиндрическом косозубом колесе тихоходной ступени T_{2T} ;

г) нагружение тихоходного вала соответствует расчётной схеме 4Т (рис. 1.5).

Решение. Из условия равновесия тихоходного вала согласно расчётной схеме 4Т (рис. 1.5) вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (сечение D посередине конца вала): $T_D = 2T_{2T}$.

Крутящий момент в сечении D : $M_{KD} = T_D$.

Для тихоходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца в сечении D при M_{KD} (первая ступень вала):

$$d_1 = (5...6) \sqrt[3]{M_{KD}},$$

где d_1 – в мм; M_{KD} – Н·м.

Исходя из d_1 , принимают размеры конца вала (исполнение – короткие): для конического конца – по табл. А1.1, для цилиндрического конца – по табл. А1.2 приложения А1. Диаметр d_1 принимают как по ряду I, так и по ряду II. Диаметр d_2 второй ступени вала: $d_2 \geq d_1$ – при коническом конце; $d_2 \geq 1,2 d_1$ – при цилиндрическом конце.

Так как **вторая ступень** является посадочной для подшипника, то диаметр d_2 должен заканчиваться на 0 или 5.

Исходя из d_2 , по приложению E выбирают роликовый радиальный однорядный подшипник с короткими цилиндрическими роликами серии диаметров 2 и записывают его обозначение (например, 2214).

Если принять подшипник без бортов на наружном кольце, то оно в обязательном порядке должно быть поджато к пружинному плоскому упорному внутреннему кольцу, как показано на рис. 2.8, г.

Подшипник с одним бортом на наружном кольце требует при сборке установки осевого зазора 0,5...0,8 мм между торцом крышки и наружным кольцом подшипника, как показано на рис. 2.7, в, д.

Диаметр d_3 третьей ступени: $d_3 = d_2 + (1...10) \text{ мм}$.

Диаметр d_3 согласуют со стандартным значением по ряду **Ra 40** (см. приложение Л).

Диаметр четвертой ступени $d_4 = 1,2 d_3$ и округляют до целого числа.

Диаметры остальных ступеней вала: пятой $d_5 = d_3$, шестой $d_6 = d_2$.

На второй и шестой ступенях вала между подшипниками и торцами ступиц колёс установлены дистанционные кольца с наружным диаметром со стороны ступиц колёс

$d_H = d_4$, а со стороны подшипника – $d_H = d_{Б.П}$, где $d_{Б.П}$ – диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника, принимаемый по приложению И, где диаметр $d_{Б.П}$ обозначен d_2 (принимается минимальное значение из указанного диапазона). В зависимости от значений принятых наружных диаметров дистанционное кольцо может быть Г – образного сечения или цилиндрическим (см. рис. 1.1).

На рис. 2.8, д показана конструкция тихоходного вала, где оба насадные цилиндрические косозубые колеса закреплены на валу с помощью соединения с натягом. В качестве опор здесь приняты подшипники 2214, внутренние кольца которых упираются в ступени вала диаметром 78 мм, а диаметры посадочных ступеней под ступицы насадных цилиндрических колёс приняты 82 мм.

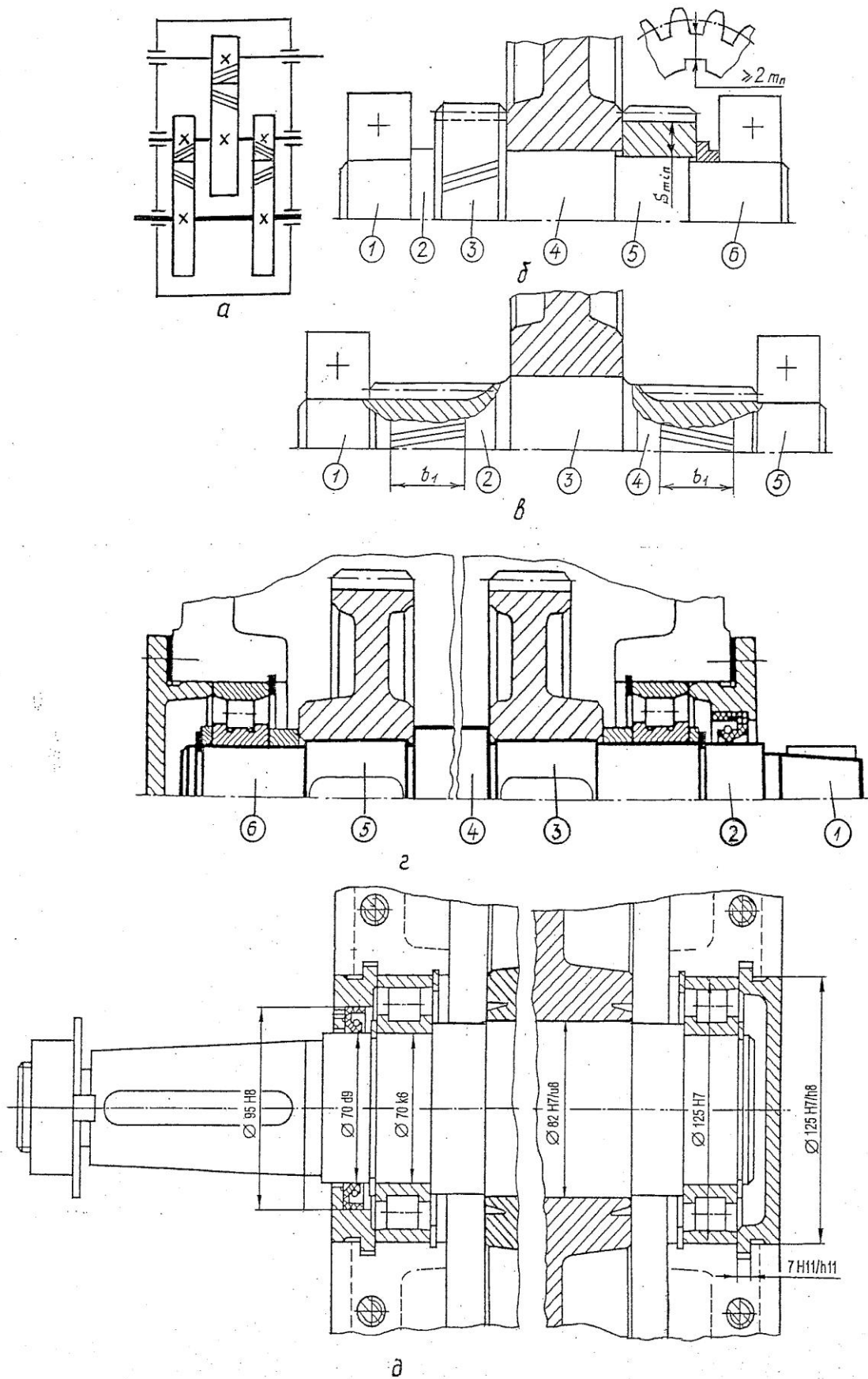


Рисунок 2.8 – Промежуточный (б, в) и тихоходный (г, д) валы цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (а) (к примерам соответственно 2.11 и 2.12)

ПРИМЕР 2.13

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора с одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом и коническим концом (рис. 2.9, а).

Исходные данные:

а) для передачи вращающего момента с цилиндрического насадного колеса на вал принято соединение с натягом;

б) осевое фиксирование вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2;

в) вращающий момент на цилиндрическом зубчатом колесе тихоходной ступени $T_{2T} = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

г) нагружение тихоходного вала соответствует расчётной схеме 1Т (рис. 1.5).

Примечание. Диаметры ступеней прототипа конструкции тихоходного вала на рис. 2.9, а получены расчётом при вращающем моменте на цилиндрическом колесе тихоходной ступени $T_{2T} = 260 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В данном примере $T_{2T} = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (см. исходные данные), соответственно диаметры этих ступеней вала будут иметь другие значения. Изложенная ниже в решении примера методика разработки тихоходного вала данной конструкции используется студентом при любом значении T_{2T} .

Решение. Из условия равновесия тихоходного вала вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (условно в сечении D посередине конца вала согласно расчётной схеме 1Т на рис. 1.5): $T_D = T_{2T} = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Крутящий момент M_{KD} в сечении D : $M_{KD} = T_D = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Для тихоходного вала первоначально из расчёта на кручение определяется диаметр d_1 конца вала (первой ступени) в сечении D при $M_{KD} = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$:

$$d_1 = (5...6) \sqrt[3]{M_{KD}} = (5...6) \sqrt[3]{1500} = 57,24...68,68 \text{ мм}.$$

По табл. А1.1 приложения А1 принимаем из полученного диапазона размеров диаметр конического конца вала исполнения 1 (с наружной резьбой на конце) $d_1 = 63 \text{ мм}$ с длинами: $l_1 = 105 \text{ мм}$, $l_2 = 70 \text{ мм}$ (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Диаметр d_2 второй ступени вала при его коническом конце принимают из условия: $d_2 \geq d_1$. При этом диаметр d_2 должен заканчиваться на 0 или 5, так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника.

Принимаем $d_2 = 65 \text{ мм}$ и по приложению Д выбираем шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2, который обозначен 213.

Тогда диаметр четвертой ступени $d_4 = d_2 = 65 \text{ мм}$, так как в опорах вала используются подшипники одинакового типоразмера.

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора внутренних колец подшипников и при этом является посадочной для ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора.

Диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника 213 по приложению И рекомендуется в диапазоне 73...74 мм (в приложении И обозначен d_2).

Тогда диаметр третьей ступени $d_3 = 73 \text{ мм}$ (минимальное значение из указанного диапазона диаметров).

Так как третья ступень вала является посадочной для ступицы цилиндрического колеса, то желательно, чтобы диаметр d_3 соответствовал стандартному значению диаметров по ряду Ra 40 (см. приложение Л). Но ближайшие размеры 71 и 75 мм по ряду Ra 40 не входят в рекомендуемый диапазон 73...74 мм диаметров буртика для упора внутреннего кольца под-

шипника, поэтому окончательно принимаем $d_3=73$ мм и не округляем до стандартного значения по ряду **Ra 40** ГОСТ 6636-69.

Однако здесь возможно и второе решение данного вопроса. В качестве буртиков для упора внутренних колец подшипников оставить участки третьей ступени с диаметрами **73 мм**, а под ступицей цилиндрического колеса предусмотреть участок третьей ступени диаметром **75 мм** и длиной, равной длине ступицы колеса. На этом коротком участке диаметром **75 мм** и будет закреплено цилиндрическое колесо соединением с натягом.

ПРИМЕР 2.14

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора с одним насадным цилиндрическим колесом тихоходной ступени редуктора и концом вала с прямозубым зубчатым венцом (в виде части зубчатой муфты) (рис. 2.9, б).

Исходные данные:

а) для передачи вращающего момента с цилиндрического насадного колеса на вал принято шпоночное соединение;

б) осевое фиксирование вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

в) вращающий момент на цилиндрическом зубчатом колесе тихоходной ступени $T_{2T} = 1500$ Н·м;

г) нагружение тихоходного вала соответствует расчётной схеме 1Т (рис. 1.5).

Решение. Согласно расчётной схеме 1Т (рис. 1.5) крутящий момент $M_{КС}$ в сечении С (посредине ступицы насадного цилиндрического колеса): $M_{КС} = T_{2T} = 1500$ Н·м.

Для тихоходного вала такой конструкции первоначально определяют из условия прочности на кручение диаметр d_3 третьей ступени вала в сечении С:

$$d_3 = (5...6) \sqrt[3]{M_{КС}} = (5...6) \sqrt[3]{1500} = 57,24...68,68 \text{ мм.}$$

Учитывая, что третья ступень вала является посадочной не только для ступицы цилиндрического колеса, но и для подшипников качения, диаметр d_3 должен заканчиваться на 0 или 5.

Принимаем $d_3=60$ мм и по приложению Ж выбираем радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2, который обозначен **7212**.

Вторая ступень вала диаметром d_2 выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. По приложению З для подшипника **7212** диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника (обозначен d_2) рекомендуется в диапазоне **69...79 мм**.

Так как вторую ступень вала охватывает резиновая армированная манжета, установленная в закладной подшипниковой крышке, то из указанного диапазона d_2 принимаем окончательно $d_2=70$ мм, что соответствует диаметру d для манжеты по приложению Г.

Первой ступенью вала является выходной конец в виде зубчатого венца, выполненный за одно целое с валом и представляющий собой часть зубчатой муфты.

Размеры его принимаем по табл. А1.3 приложения А1: модуль зубьев $m=4$ мм; число зубьев $z=40$; ширина венца $b=20$ мм; диаметр отверстия $d_0=80$ мм; $B=50$ мм;

$l=20$ мм; $k=9$ мм; $D_H=105$ мм. Геометрические размеры зубьев зубчатого венца:

$$d = mz = 4 \cdot 40 = 160 \text{ мм}; d_a = d + 2m = 160 + 2 \cdot 4 = 168 \text{ мм};$$

$$d_f = d - 2,5m = 160 - 2,5 \cdot 4 = 150 \text{ мм.}$$

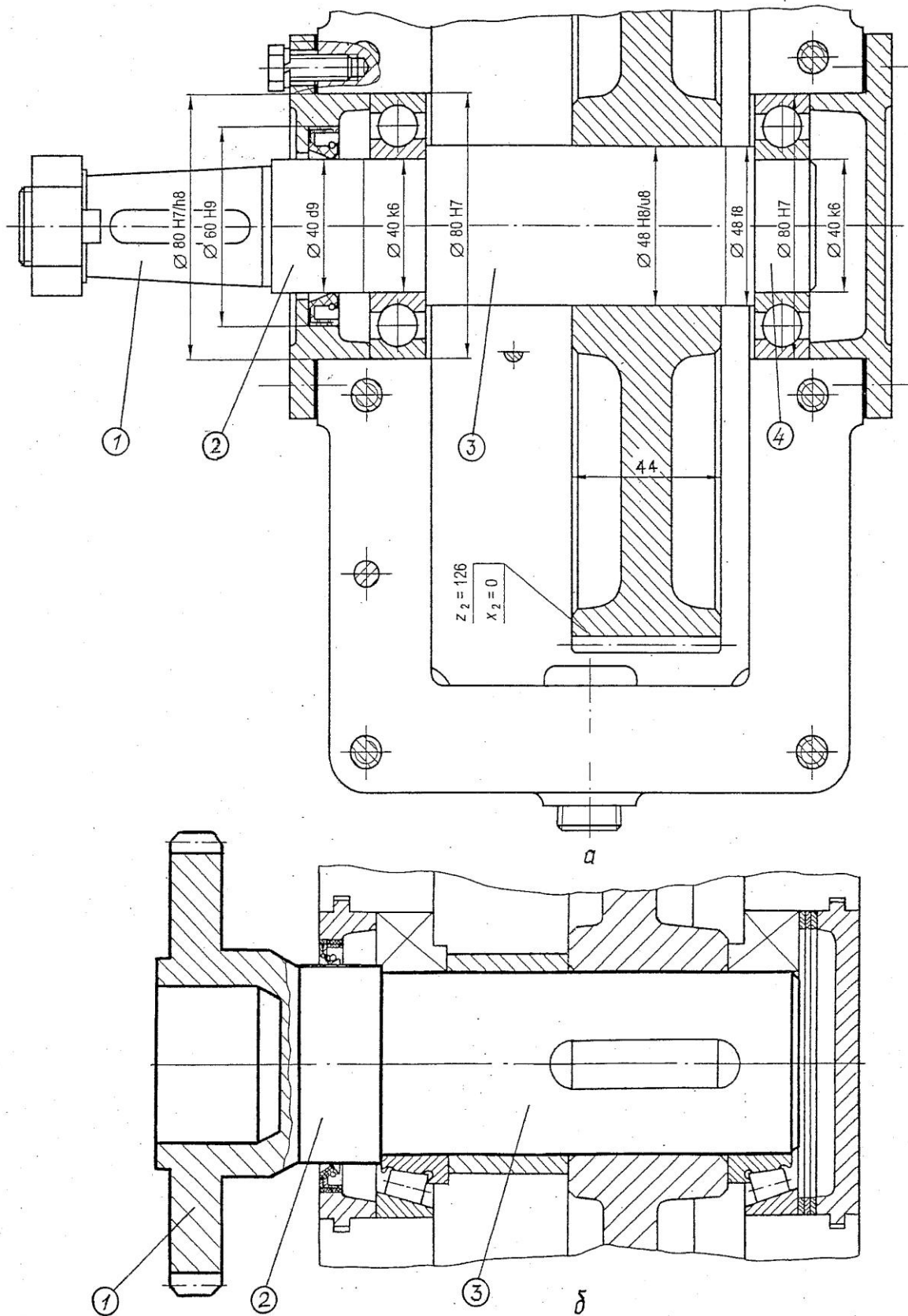


Рисунок 2.9 – Тихоходный вал редуктора с одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом тихоходной ступени: с коническим концом (а) и концом в виде части зубчатой муфты (б) (к примерам соответственно 2.13 и 2.14)

ПРИМЕР 2.15

Разработать конструкции тихоходного, промежуточного и быстроходного валов цилиндрического двухступенчатого соосного зубчатого редуктора (рис. 2.10). Осевое фиксирование валов редуктора – по схеме «враспор». В качестве опор валов использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2. Концы тихоходного и быстроходного валов – цилиндрические.

Решение

Тихоходный вал

Нагружение тихоходного вала соответствует расчётной схеме **1Г** (рис. 1.5). При известном вращающем моменте на цилиндрическом колесе тихоходной ступени T_{2T} из условия равновесия тихоходного вала вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (условно в сечении D посередине конца вала согласно расчётной схеме **1Г** на рис. 1.5): $T_D = T_{2T}$.

Крутящий момент M_{KD} в сечении D : $M_{KD} = T_D$. Для тихоходного вала первоначально из расчёта на кручение определяется диаметр d_1 конца вала (**первой ступени**) в сечении D при M_{KD} : $d_1 = (5...6) \sqrt[3]{M_{KD}}$, где d_1 – в мм; M_{KD} – в Н·м.

По табл. А1.2 приложения А1 принимают из полученного диапазона размеров диаметр d_1 и длину l_1 цилиндрического конца вала (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Диаметр d_2 **второй ступени** вала при его цилиндрическом конце: $d_2 \geq 1,2 d_1$. При этом диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**, так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника.

Дальнейшая разработка вала (выбор подшипников, исходя из диаметра d_2 и определение диаметра d_3 третьей ступени) проводится по примеру 2.13. Для данного вала, как и в примере 2.13, передача вращающего момента с цилиндрического колеса на вал осуществляется соединением с натягом.

Промежуточный вал

Для закрепления на промежуточном валу цилиндрического колеса быстроходной ступени используется соединение с натягом. Шестерня тихоходной ступени редуктора выполнена с промежуточным валом за одно целое. Нагружение промежуточного вала соответствует расчётной схеме **2П** (рис. 1.4).

Ранее (см. кинематический и силовой расчеты привода) были определены вращающие моменты на насадном цилиндрическом колесе быстроходной ступени $T_{2Б}$ и на цилиндрической шестерне тихоходной ступени $T_{1Т}$. Тогда согласно расчётной схеме **2П** (рис. 1.4) рассмотрим два сечения промежуточного вала: сечение C – посередине ступицы насадного цилиндрического колеса и сечение D – посередине цилиндрической шестерни тихоходной ступени. Крутящие моменты M_K в сечениях C и D :

$$M_{KC} = T_{2Б}; M_{KD} = T_{1Т}; M_{KC} = M_{KD}.$$

Для промежуточного вала первоначально определяют диаметр d_2 **второй ступени** под ступицей насадного цилиндрического колеса:

$$d_2 = (6...7) \sqrt[3]{M_{KC}},$$

где d_2 – в мм; M_{KC} – в Н·м.

Из полученного диапазона диаметров d_2 принимают значение, соответствующее стандартному по ряду **Ra 40** (см. приложение Л). На рис. 2.10 принято, например,

$$d_2 = 32 \text{ мм}.$$

Диаметр d_1 **первой ступени**: $d_1 = d_2 - (1...10)$ мм. Так как первая ступень вала является посадочной для подшипника качения, то диаметр d_1 должен заканчиваться на **0** или **5** (на рис. 2.10 $d_1 = 30$ мм).

Исходя из принятого диаметра d_1 , по приложению Д выбирают шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2. Выписывают его обозначение (на рис. 2.10 подшипник имеет обозначение **206**).

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора ступицы насадного цилиндрического колеса. По формуле (1.1): $d_3=1,2 d_2$.

Диаметр d_3 округляют до целого числа. Диаметр **четвёртой ступени** $d_4 = d_2$.

Пятой ступенью вала является цилиндрическая шестерня тихоходной ступени.

Если диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f1} \geq d_4$, то обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента (такой вариант конструкции показан на рис. 2.10). При $d_{f1} < d_4$ шестерня будет врезной, и выход фрезы при нарезании зубьев в этом случае будет распространяться на соседние ступени (четвёртую и шестую), как показано на рис. 2.3, б...г.

Диаметр **шестой ступени** $d_6 = d_1$, так как в опорах промежуточного вала использованы подшипники одинакового типоразмера.

На первой ступени вала между подшипником и торцом ступицы насадного цилиндрического колеса установлено дистанционное кольцо. Со стороны подшипника оно выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. Диаметр $d_{Б,П}$ этого буртика для шариковых радиальных однорядных подшипников принимают по приложению И (диаметр буртика здесь обозначен d_2 ; принимается минимальное значение из указанного диапазона).

Со стороны торца ступицы цилиндрического колеса наружный диаметр дистанционного кольца равен d_3 .

Если наружные диаметры дистанционного кольца с одной и другой стороны имеют различные значения, то кольцо выполняют Г-образного сечения, как показано на рис. 1.1, а. При одинаковых наружных диаметрах дистанционное кольцо имеет цилиндрическую форму, как показано на рис. 2.10.

На шестой ступени вала между подшипником и торцом цилиндрической шестерни установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы, равным наружному диаметру дистанционного кольца со стороны подшипника на первой ступени вала. Толщина маслоотражательной шайбы принимается конструктивно.

Быстроходный вал

Нагружение быстроходного вала соответствует расчётной схеме **2Б** (рис. 1.3). При известном вращающем моменте $T_{1Б}$ на шестерне быстроходной ступени из условия равновесия быстроходного вала вращающий момент на детали, закрепляемой на конце быстроходного вала (сечение С согласно расчётной схеме **2Б** на рис. 1.3): $T_C = T_{1Б}$.

Крутящий момент в сечении С: $M_{КС} = T_C$.

Для быстроходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (**первой ступени**), исходя из двух условий:

а) из условия прочности на кручение: $d_1 = (7...8) \sqrt[3]{M_{КС}}$, где d_1 – в мм; $M_{КС}$ – в Н·м;

б) из условия удобства соединения муфтой концов валов: $d_1 = (0,8...1,0) d$,

где d – диаметр вала двигателя (табл. **К1** приложение К), мм.

По табл. А1.2 приложения А1 из полученного диапазона размеров принимают диаметр d_1 и длину l_1 цилиндрического конца вала (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение.

Диаметр d_2 **второй ступени** вала при цилиндрическом конце: $d_2 \geq 1,2 d_1$. Так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника качения, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**.

Исходя из принятого диаметра d_2 , по приложению Д выбирают шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2. Выписывают его обозначение (на рис. 2.10 подшипник имеет обозначение **206**).

Диаметр четвертой ступени $d_4 = d_2$, так как в опорах быстроходного вала использованы подшипники одинакового типоразмера.

Третьей ступенью вала является цилиндрическая шестерня быстроходной ступени. Если диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f1} \geq d_2$ (и d_4), то обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента при нарезании зубьев шестерни (такой вариант конструкции показан на рис. 2.10). При $d_{f1} < d_2$ (и d_4) шестерня будет врезной, и выход фрезы при нарезании зубьев в этом случае будет распространяться на вторую и четвертую ступени, как показано на рис. 2.3, б...г.

Между торцами внутренних колец подшипников и шестерни установлены маслоотражательные шайбы с наружным диаметром ступицы, равным диаметру буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника, принимаемому по приложению И (диаметр буртика здесь обозначен d_2 ; принимается минимальное значение диаметра из указанного диапазона). Толщина маслоотражательной шайбы принимается конструктивно.

3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ТИХОХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

После разработки конструкции редуктора составляется расчетная схема тихоходного вала с построением эпюр изгибающих и крутящего моментов (рис. 2.11). Изгибающие моменты M_x строят в вертикальной плоскости YOZ , M_y – в горизонтальной плоскости XOZ .

Анализ эпюр позволяет предположительно наметить опасные сечения вала, которые подлежат проверке. На рис. 2.11 такими сечениями являются: сечение А (посередине подшипника опоры А) и сечение С (посередине ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса).

Для опасных сечений определяют запас сопротивления усталости S и сравнивают его с допускаемым $[S]$.

Сопротивление усталости вала будет обеспечено, если во всех опасных сечениях $S \geq [S] = 1,5$.

Расчёт тихоходного вала на сопротивление усталости ведут в последовательности, изложенной в решении примеров: [2], с. 196...198; [3], с. 328...329; [4], с. 273-276.

При определении запаса сопротивления усталости S очень важным является правильное установление концентратора напряжений в опасном сечении.

На рис. 2.11 в сечении А внутреннее кольцо подшипника качения установлено на валу с натягом. Поэтому концентратор напряжений в сечении А – посадка с натягом. Цилиндрическое насадное колесо установлено на тихоходном валу с натягом ($\Phi 48 \text{ H8/ u8}$). Поэтому концентратор напряжений в сечении С – посадка с натягом.

На рис. 2.1 ступица насадного цилиндрического колеса соединена с тихоходным валом с помощью призматической шпонки. При этом в шпоночном соединении посадка ступицы колеса на вал производится с натягом (на рис. 2.1 $\Phi 90 \text{ H7/s6}$). Таким образом, в сечении С вала (посередине ступицы цилиндрического колеса) два концентратора напряжений: первый концентратор – шпоночный паз, выполненный концевой фрезой; второй концентратор – посадка с натягом на вал ступицы колеса. В большинстве работ в качестве расчётного принимают только первый концентратор напряжений – шпоночный паз, второй концентратор напряжений игнорируется. И только в работах [3] и [4] устанавливается влияние на сопротивление усталости каждого из этих двух концентраторов напряжений и в качестве расчётного принимается тот концентратор напряжений, который оказывает наибольшее влияние (как правило, таким во всех случаях является второй концентратор напряжений – посадка с натягом на вал ступицы колеса).

Учитывая такое расхождение в подходах к выбору расчётного концентратора напряжений в шпоночном соединении, допускается, как и в большинстве работ, использование в качестве расчётного концентратора напряжений только шпоночного паза. Второй концентратор напряжений (посадка с натягом на вал ступицы колеса) можно не учитывать.

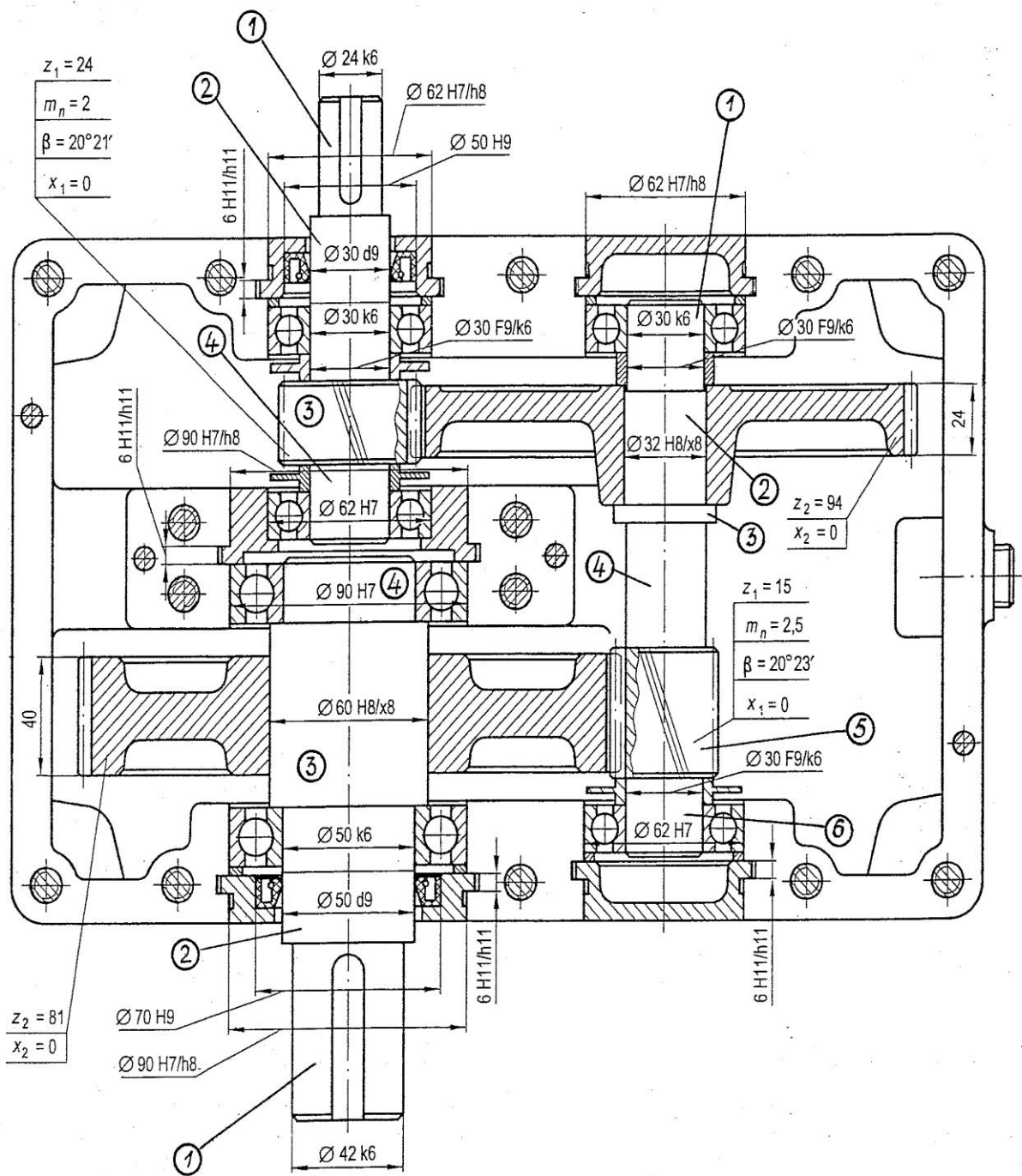


Рисунок 2.10 – Цилиндрический двухступенчатый соосный зубчатый редуктор с цилиндрическими концами тихоходного и быстроходного вала и с шариковыми радиальными однорядными подшипниками, используемыми в качестве опор валов [1] (к примеру 2.15)

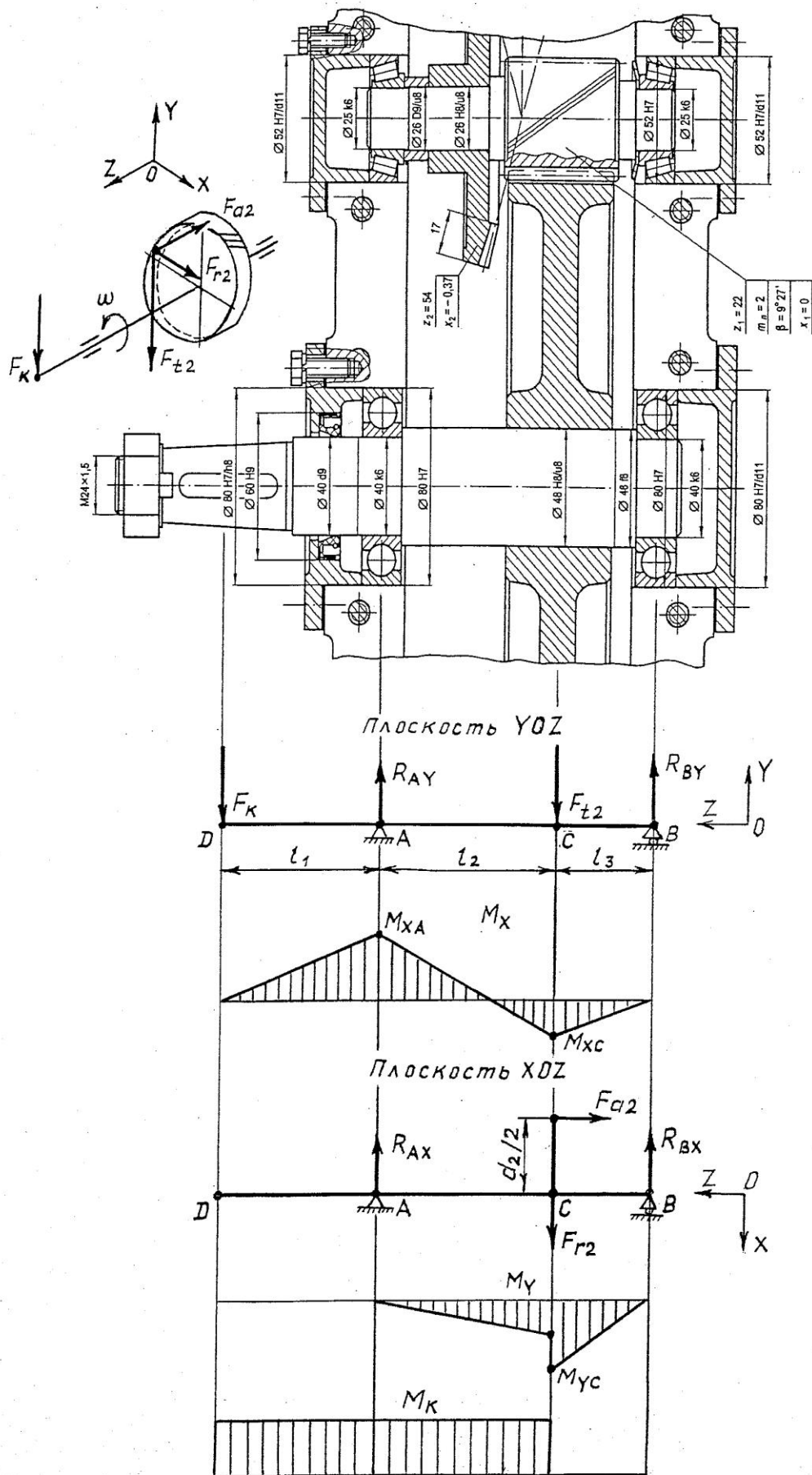


Рисунок 2.11 – Расчётная схема тихоходного вала редуктора

Приложение А. Элементы конструкций валов

А1. Концевые участки валов [1]

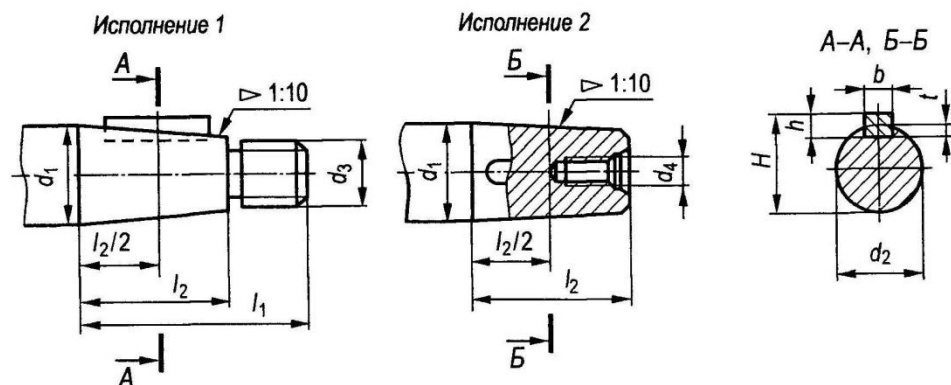


Рисунок А1 – 1. Концы валов конические (ГОСТ 12081–72)

Таблица А1.1 – Концы валов конические с конусностью 1:10 (ГОСТ 12081-72), мм

d_1		l_1		l_2		b	h	t	d_3	d_4	d_1		l_1		l_2		b	h	t	d_3	d_4
I ряд	II ряд	длинные	короткие	длинные	короткие						I ряд	II ряд	длинные	короткие	длинные	короткие					
12; 14	—	30	18	—	—	2	2	1,2	M8X1	M4	63	60; 65	140	105	105	70	16	10	6	M42X3	M20
16	—	40	28	28	16	3	3	1,8	M10X1,25	M4	71	70; 75	140	105	105	70	18	11	7	M48X3	M24
18	19	40	28	28	16	4	4	2,5	M10X1,25	M5	80	85	170	130	130	90	20	12	7,5	M56X4	M30
20; 22	24	50	36	36	22	4	4	2,5	M12X1,25	M6	90	—	170	130	130	90	22	14	9	M64X4	M30
25; 28	—	60	42	42	24	5	5	3	M16X1,5	M8	95	—	170	130	130	90	22	14	9	M64X4	M30
32; 36	30; 35	80	58	58	36	6	6	3,5	M20X1,5	M10	100	—	210	165	165	120	25	14	9	M72X4	M36
—	38	80	58	58	36	6	6	3,5	M24X2	M12	110	—	210	165	165	120	25	14	9	M80X4	M42
40	42	110	82	82	54	10	8	5	M24X2	M12	—	120	210	165	165	120	28	16	10	M90X4	M42
45; 50; 56	48; 55	110	82	82	54	12	8	5	M30X2	M16	125	—	210	165	165	120	28	16	10	M90X4	M48

Примечания: 1. ГОСТ 12081-72 предусматривает диапазон диаметров $d_1 = 3...60$ мм, первый ряд диаметров является предпочтительным. 2. Размер центрального отверстия по ГОСТ 14034–74. 3. Форма и длина шпоночного паза стандартом не регламентированы. 4. $H = 0,5d_1 - 0,025l_2 - t + h$. 5. $d_2 = d_1 - 0,05l_2$.

A1. Концевые участки валов (окончание)

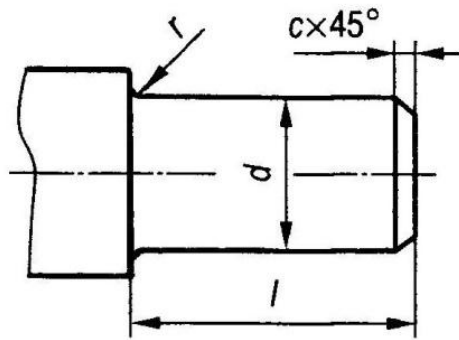


Рисунок А1.2 – Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66)

Таблица А1.2. Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66), мм

d		l		r	с
I ряд	II ряд	длинные	короткие		
16; 18	19	40	28	1,0	0,6
20; 22	14	50	36	1,6	1,0
25; 28		60	42	1,6	1,0
32; 36	30	80	58	2,0	1,6
40; 45	42; 48	110	82	2,0	1,6
50; 55	52; 56	110	82	2,5	2,0
60; 70	63; 65; 71; 75	140	105	2,5	2,0
80; 90	85; 95	170	136	3,0	2,5
100; 110; 125	120	210	165	3,0	2,5

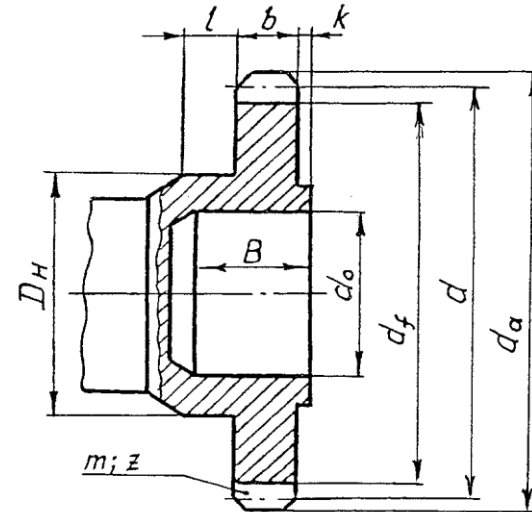


Рисунок А1.3 – Концы тихоходных валов в виде части зубчатой муфты

Таблица А1.3 – Размеры концов тихоходных валов в виде части зубчатой муфты, мм

Вращающий момент Т, Н·м	Зацепление			l	k	B	d _о	D _н
	m	z	b					
≤1000	3	40	15	20	9	38	72	95
Свыше 1000 до 2000	4	40	20	20	9	50	80	105
Свыше 2000 до 4000	5	40	25	20	10	50	80	105

Примечание: m – модуль зацепления; z – число зубьев

А2. Переходные участки валов и осей (фаски, галтели, канавки) [1]

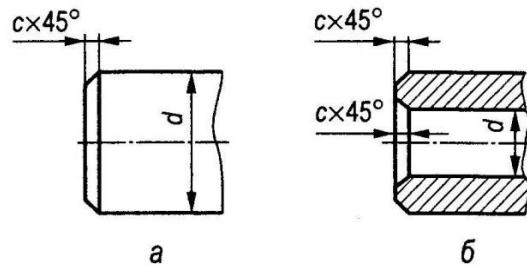
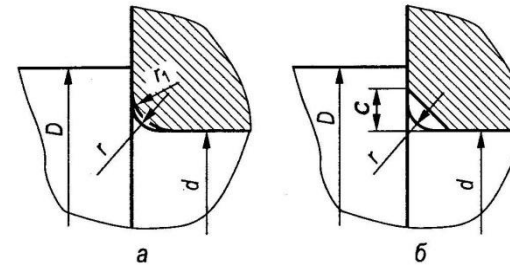


Рисунок А2.1 – Внешняя (а) и внутренняя (б) фаски



а – перекрытие галтели вала или оси галтелью сопряженной ступицы;
б – то же фаской сопряженной ступицы

Рисунок А2.2 – Галтели круговые ($D \approx 1,2d$ или $D \approx d + 4r$; $c \approx 1,1r$)

Таблица А2.1. Рекомендуемые размеры фасок, мм

d	c	d	c
До 20	0,5–1	Св. 50 до 100	1–3
Св. 20 до 30	0,8–1,5	» 100 » 150	2–4
» 30 » 50	1–2	» 150 » 200	3–5

Таблица А2.2 – Галтели круговые, мм

d	r	r_1	d	r	r_1
10–18	0,6	1	70–100	3	4
20–28	1,5	2	105–150	4	5
30–36	2	2,5	155–200	5	6
48–68	2,5	3	210–250	6	8

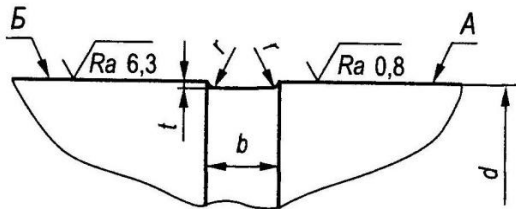


Рисунок А2.3 – Канавки, отделяющие посадочную поверхность А от непосадочной Б ($r \approx t$)

Таблица А2.3 – Рекомендуемые размеры канавок, мм

d	b	t
До 10	1–2	0,1
Св. 10 до 50	3	0,1–0,2
» 50 » 100	5	0,2–0,3
> 100	8–10	0,3–0,5

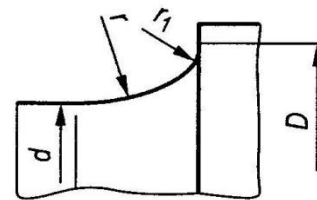


Рисунок А2.4 – Галтели с двумя радиусами кривизны ($r = d$; $D = 1,3d$; $r_1 = 0,1d$)

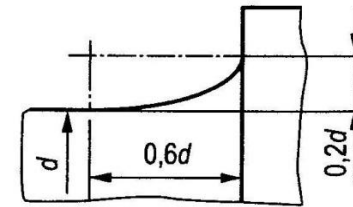


Рисунок А2.5 – Галтели эллиптические

A2. Переходные участки валов и осей (фаски, галтели, канавки) (окончание)

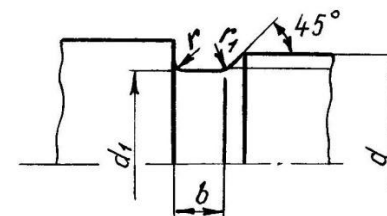
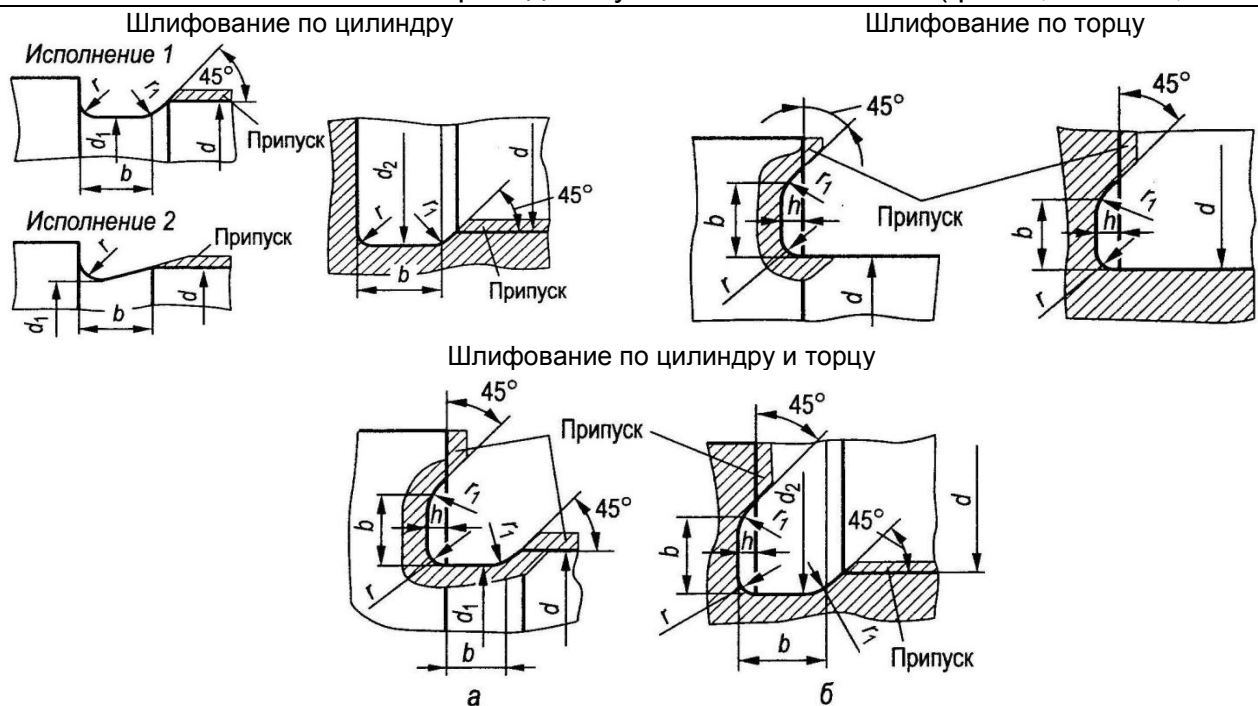


Рисунок А2.7 – Канавка (проточка) для выхода резьбонарезного инструмента

Рисунок А2.6 – Канавки для выхода инструмента при наружном (а) и внутреннем (б) шлифовании

Таблица А2.4 – Канавки для выхода инструмента при шлифовании (ГОСТ 8820–69), мм

d	b	d_1	d_2	h	r	r_1
До 10	1	$d - 0,3$	$d + 0,3$	0,2	0,3	0,2
До 10	1,6	$d - 0,3$	$d + 0,3$	0,2	0,5	0,3
До 10	2	$d - 0,5$	$d + 0,5$	0,3	0,5	0,3
Св. 10 до 50	3	$d - 0,5$	$d + 0,5$	0,3	1	0,5
» 50 » 100	5	$d - 1$	$d + 1$	0,5	1,6	0,5
> 100	8	$d - 1$	$d + 1$	0,5	2	1
> 100	10	$d - 1$	$d + 1$	0,5	3	1

Таблица А2.5 – Канавки (проточки) для выхода резьбонарезного инструмента, мм

Размеры канавки	Шаг резьбы P						
	1	1,25	1,5	1,75	2	3	4
b	3 (2)	4 (2,5)	4 (2,5)	4 (2,5)	5 (3)	6 (4)	8 (5)
r	1	1	1	1	1,5	1,6	2
r_1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1
d_1	$d - 1,5$	$d - 1,8$	$d - 2,2$	$d - 2,5$	$d - 3$	$d - 4,5$	$d - 6$

Примечание. В таблице приведены данные для канавки (проточки) исполнения «нормальная», в скобках – исполнение «узкая»

Приложение Б. Соединения шлицевые прямобочные

Таблица Б1 – Конструктивные размеры шлицевых прямобочных соединений (ГОСТ 1139-80), мм

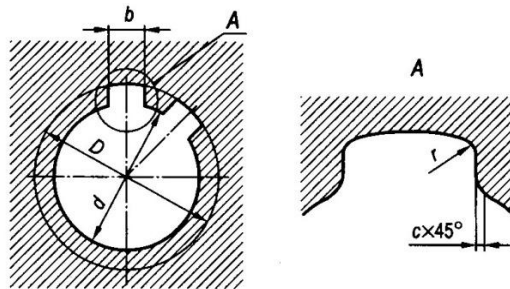
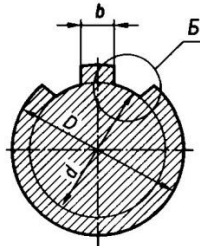
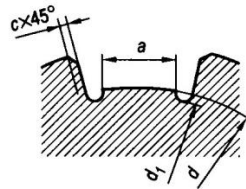


Рисунок Б1 – Шлицевая втулка

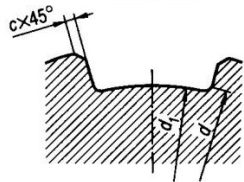


Б

Исполнение 1



Исполнение 2



Исполнение 3

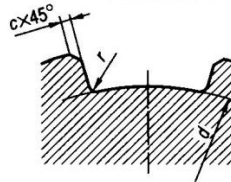


Рисунок Б2 – Шлицевой вал

z x d x D	b	d ₁	a	c	r, не более	z x d x D	b	d ₁	a	c	r, не более
		не менее						не менее			
Легкая серия						Тяжелая серия					
6x23x26	6	22,1	3,54	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x46x54	9	42,7	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
6x26x30	6	24,6	3,85	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x52x60	10	48,7	2,44	0,5 ^{+0,3}	0,5
6x28x32	7	26,7	4,03	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x56x65	10	52,2	2,5	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x32x36	6	30,4	2,71	0,4 ^{+0,2}	0,3	8x62x72	12	57,8	2,4	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x36x40	7	34,5	3,46	0,4 ^{+0,2}	0,3	8x72x82	12	67,4	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x42x46	8	40,4	5,03	0,4 ^{+0,2}	0,3	8x82x92	12	77,1	3,0	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x46x50	9	44,6	5,75	0,4 ^{+0,2}	0,3	8x92x102	14	87,3	4,5	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x52x58	10	49,7	4,89	0,5 ^{+0,3}	0,5	8x102x112	16	97,7	6,3	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x56x62	10	53,6	6,38	0,5 ^{+0,3}	0,5	8x112x125	18	106,3	4,4	0,5 ^{+0,3}	0,5
8x62x68	12	59,8	7,31	0,5 ^{+0,3}	0,5	Средняя серия					
10x72x78	12	69,6	5,45	0,5 ^{+0,3}	0,5	6x11x14	3	9,9	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
10x82x88	12	79,3	8,62	0,5 ^{+0,3}	0,5	6x13x16	3,5	12,0	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
10x92x98	14	89,4	10,08	0,5 ^{+0,3}	0,5	6x16x20	4	14,5	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
10x102x108	16	99,9	11,49	0,5 ^{+0,3}	0,5	6x18x22	5	16,7	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
10x112x120	18	108,8	10,72	0,5 ^{+0,3}	0,5	6x21x25	5	19,5	1,95	0,3 ^{+0,2}	0,2
Средняя серия						6x23x28	6	21,3	1,34	0,3 ^{+0,2}	0,2
6x11x14	3	9,9	—	0,3 ^{+0,2}	0,2	6x26x32	6	23,4	1,65	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x13x16	3,5	12,0	—	0,3 ^{+0,2}	0,2	6x28x34	7	25,9	1,7	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x16x20	4	14,5	—	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x32x38	6	29,4	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x18x22	5	16,7	—	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x36x42	7	33,5	1,02	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x21x25	5	19,5	1,95	0,3 ^{+0,2}	0,2	8x42x48	8	39,5	2,57	0,4 ^{+0,2}	0,3
6x23x28	6	21,3	1,34	0,3 ^{+0,2}	0,2	Тяжелая серия					
6x26x32	6	23,4	1,65	0,4 ^{+0,2}	0,3	10x16x20	2,5	14,1	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
6x28x34	7	25,9	1,7	0,4 ^{+0,2}	0,3	10x18x23	3	15,6	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
8x32x38	6	29,4	—	0,4 ^{+0,2}	0,3	10x21x26	3	18,5	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
8x36x42	7	33,5	1,02	0,4 ^{+0,2}	0,3	10x23x29	4	20,3	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
8x42x48	8	39,5	2,57	0,4 ^{+0,2}	0,3	10x26x32	4	23,0	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
						10x28x35	4	24,4	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
						10x32x40	5	28,0	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
						10x36x45	5	31,3	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
						10x42x52	6	36,9	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
						10x46x56	7	40,9	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						16x52x60	5	47,0	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						16x56x65	5	50,6	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						16x62x72	6	56,1	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						16x72x82	7	65,9	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						20x82x92	6	75,6	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						20x92x102	7	85,5	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						20x102x115	8	98,7	—	0,5 ^{+0,3}	0,5
						20x112x125	9	104,0	—	0,5 ^{+0,3}	0,5

Приложение В. Гайки круглые шлицевые, шайбы многолапчатые для их стопорения, пазы под язычок стопорной шайбы [1]

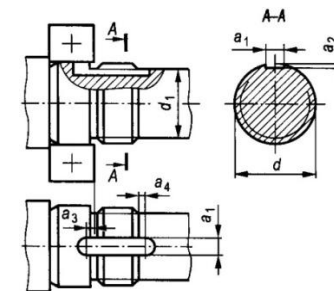
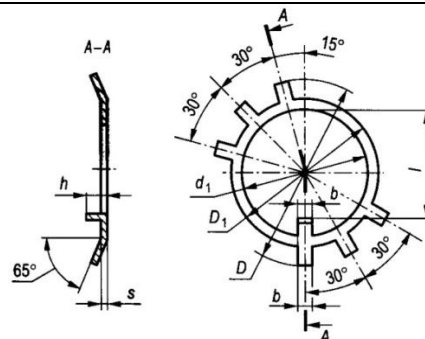
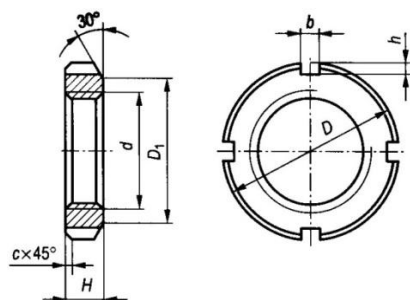


Таблица В1 – Гайки круглые шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871–88), мм

Обозначение резьбы	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>H</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>c</i> ≤
M20x1,5*	34	26	8	6	2	т
M22x1,5	38	29	10	6	2,5	1
M24x1,5*	42	31	10	6	2,5	1
M27x1,5	45	35	10	6	2,5	1
M30x1,5*	48	38	10	6	2,5	1
M33x1,5	52	40	10	8	3	1
M36x1,5*	55	42	10	8	3	1
M39x1,5	60	48	10	8	3	1
M42x1,5*	65	52	10	8	3	1
M45x1,5	70	55	10	8	3	1
M48x1,5*	75	58	12	8	3,5	1
M52x1,5	80	61	12	10	3,5	1
M56x2,0*	85	65	12	10	4	1,6
M60x2,0	90	70	12	10	4	1,6
M64x2,0*	95	75	12	10	4	1,6
M68x2,0	100	80	15	10	4	1,6
M72x2,0*	105	85	15	10	4	1,6
M76x2,0	110	88	15	10	4	1,6
M80x2,0*	115	90	15	10	4	1,6
M85x2,0	120	98	15	10	4	1,6

* – Предпочтительные размеры.

Таблица В2 – Шайбы стопорные многолапчатые нормальные (тип Н) (ГОСТ 11872–89), мм

Обозначение резьбы	<i>d</i> ₁	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>l</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>s</i>
M20x1,5	20,5	36	27	17	4,8	4	1,0
M22x1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0
M24x1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0
M27x1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0
M30x1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0
M33x1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6
M36x1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6
M39x1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6
M42x1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6
M45x1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6
M48x1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M52x1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M56x2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M60x2,0	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6
M64x2,0	65,0	98	80	61	7,8	6	1,6
M68x2,0	69,0	102	85	65	9,5	7	1,6
M72x2,0	73,0	107	90	69	9,5	7	1,6
M76x2,0	77,0	112	95	73	9,5	7	1,6
M80x2,0	81,0	117	100	76	9,5	7	1,6
M85x2,0	86,0	122	105	81	9,5	7	1,6

Примеры условного обозначения

1. Гайка диаметром резьбы *d* = 64 мм, с мелким шагом и полем допуска резьбы 7Н, из углеродистой стали марки 35 (материал группы 05), с покрытием химическим оксидным и пропитанным маслом (05):

Гайка М64х2-7Н.05.05 ГОСТ 11871-88

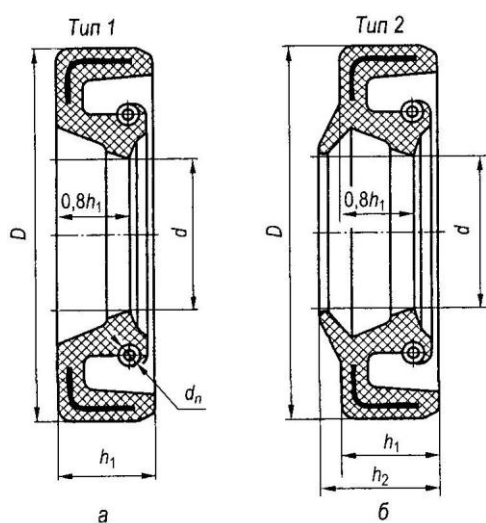
2. Шайба многолапчатая типа Н для гайки круглой шлицевой с резьбой М64х2, из стали марки 08кп (материал группы 01), с покрытием химическим оксидным и пропитанным маслом (05):

Шайба Н.64.01.05 ГОСТ 11872- 89

Таблица В3 – Паз под язычок стопорной шайбы, мм

Обозначение резьбы	<i>a</i> ₁	<i>a</i> ₂	<i>a</i> ₃	<i>a</i> ₄	<i>d</i> ₁
M20x1,5	6	3,5	3,5	1,0	16,5
M22x1,5	6	3,5	3,5	1,0	18,5
M24x1,5	6	3,5	3,5	1,0	20,5
M27x1,5	6	3,5	4,0	1,5	23,5
M30x1,5	6	3,5	4,0	1,5	26,5
M33x1,5	6	3,5	4,0	1,5	29,5
M36x1,5	6	3,5	4,0	1,5	32,5
M39x1,5	6	3,5	4,0	1,5	35,5
M42x1,5	8	3,5	5,0	1,5	38,5
M45x1,5	8	3,5	5,0	1,5	41,5
M48x1,5	8	3,5	5	1,5	44,5
M52x1,5	8	3,5	5	1,5	48,0
M56x2,0	8	3,5	5	1,5	52,0
M60x2,0	8	3,5	6	1,5	56,0
M64x2,0	8	3,5	6	1,5	60,0
M68x2,0	8	3,5	6	1,5	64,0
M72x2,0	10	3,5	6	1,5	68,0
M76x2,0	10	3,5	6	1,5	72,0
M80x2,0	10	4,5	6	2,0	75,0
M85x2,0	10	4,5	6	2,0	80,0

Приложение Г. Резиновые армированные манжеты для валов



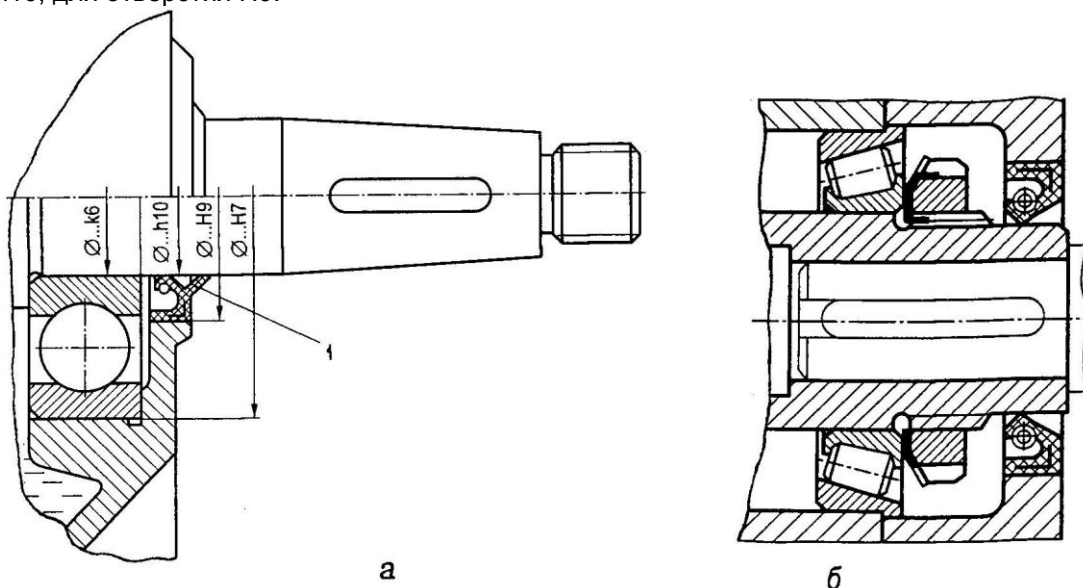
а – однокромочная; б – то же с пыльником
Рисунок Г1 – Резиновые армированные манжеты

Требования к установке манжет

1. Избыточное давление рабочей среды 0,06...0,1 МПа.
2. Твердость поверхности стального вала: 30HRC при $v \leq 4$ м/с; 50 HRC при $v > 4$ м/с; 55 HRC при наличии абразива.
3. Параметры шероховатости для сопряженных с манжетой поверхностей по ГОСТ 2789-73: для вала $Ra = 0,32-0,63$ мкм при $v \leq 5$ м/с, $0,16...0,32$ мкм при $v > 5$ м/с и $1,25...2,5$ мкм при $v \leq 1$ м/с; для отверстия в корпусе $Ra = 1,25...2,5$ мкм.
4. Поле допуска под контактной кромкой для вала h10, для отверстия H9.

Таблица Г1 – Основные размеры манжет, мм

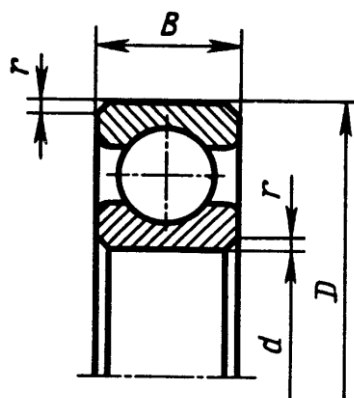
d	D	h ₁	h ₂	d	D	h ₁	h ₂
6	22	7	10	58	80	10	14
7	22	7	10	60	85	10	14
8	22	7	10	63	90	10	14
9	22	7	10	65	90	10	14
10	26	7	10	70	95	10	14
11	26	7	10	71	95	10	14
12	28	7	10	75	100	10	14
13	28	7	10	80	105	10	14
14	28	7	10	85	110	12	16
15	30	7	10	90	120	12	16
16	30	7	10	92	120	12	16
17	32	7	10	95	120	12	16
18	35	7	10	100	125	12	16
19	35	7	10	105	130	12	16
20	40	10	14	110	135	12	16
21	40	10	14	115	145	12	16
22	40	10	14	120	150	12	16
24	40	10	14	125	155	12	16
25	42	10	14	130	160	15	20
26	45	10	14	140	170	15	20
28	47	10	14	150	180	15	20
30	52	10	14	160	190	15	20
32	52	10	14	170	200	15	20
35	58	10	14	180	220	15	20
36	58	10	14	190	230	15	20
38	58	10	14	200	240	15	20
40	60	10	14	210	250	15	20
42	62	10	14	220	260	15	20
45	65	10	14	230	270	15	20
48	70	10	14	240	280	15	20
50	70	10	14	250	290	15	20
52	70	10	14	260	300	18	24
55	70	10	14	280	320	18	24
56	80	10	14	300	340	18	24



а – манжета однокромочная с пыльником 1; б – манжета однокромочная
Рисунок Г2 – Примеры установки манжет

Приложение Д. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

Таблица Д1



Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	динамическая C_r	статическая C_{or}
Серия диаметров 2						
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
Серия диаметров 3						
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

Продолжение табл. Д1

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	динамическая <i>C_r</i>	статическая <i>C_{or}</i>
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

Приложение Е Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)

Таблица Е1

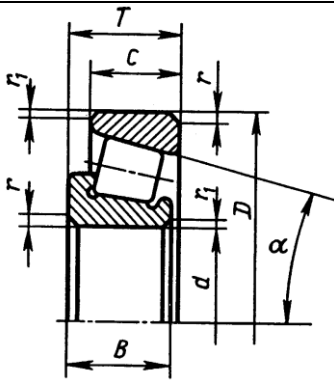
Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
		d	D	B	r	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}
2000	12000							
Серия диаметров 2								
2206	12206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	12207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	12208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	12209	45	85	19	2,0	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
Серия диаметров 3								
2305	12305	25	62	17	2,0	2,0	28,6	15,0
2306	12306	30	72	19	2,0	2,0	36,9	20,0
2307	12307	35	80	21	2,5	2,0	44,6	27,0
2308	12308	40	90	23	2,5	2,5	56,1	32,5
2309	12309	45	100	25	2,5	2,5	72,1	41,5
2310	12310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0
2311	12311	55	120	29	3,0	3,0	102,0	67,0
2312	12312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5

Продолжение табл. Е1

Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
		d	D	B	r	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}
2000	12000							
2313	12313	65	140	33	3,5	3,5	138,0	85,0
2314	12314	70	150	35	3,5	3,5	151,0	102,0
2315	12315	75	160	37	3,5	3,5	183,0	125,0
2316	12316	80	170	39	3,5	3,5	190,0	125,0
2317	12317	85	180	41	4,0	4,0	212,0	146,0
2318	12318	90	190	43	4,0	4,0	242,0	160,0
2319	12319	95	200	45	4,0	4,0	264,0	190,0
2320	12320	100	215	47	4,0	4,0	303,0	220,0

Приложение Ж Подшипники роликовые однорядные радиально-упорные с коническими роликами $\alpha=11...16^\circ$

Таблица Ж1

											
ТУ 37.006.162-89											
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	D	T	B	c	r	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	e	Y
Серия диаметров 2											
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,37	1,5
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,37	1,5
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,37	1,5
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,5
7208	40	80	19,75	20	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,37	1,5
7209	45	85	20,75	19	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,37	1,5

Продолжение табл. Ж1

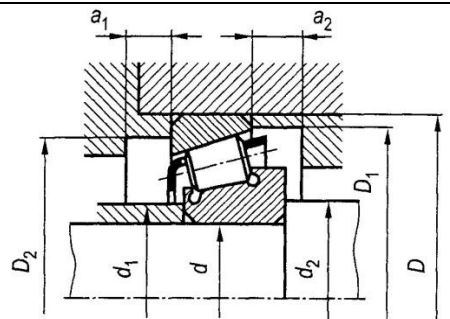
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r₁</i>	динамическая <i>C_r</i>	статическая <i>C_{or}</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,5
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,37	1,5
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,37	1,5
7214	70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,5
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,37	1,5
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	1,0	112,0	95,0	0,37	1,5
7217	85	150	30,25	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,37	1,5
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,37	1,5
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,2	168,0	131,0	0,37	1,5
7220	100	180	37	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,37	1,5
Серия диаметров 3											
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,34	1,8
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,34	1,8
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	1,8
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,34	1,8
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,34	1,8
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,34	1,8
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,5	0,34	1,8
7311	55	120	31,50	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,34	1,8
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,34	1,8
7313	65	140	36	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,34	1,8
7314	70	150	38	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,34	1,8
7315	75	160	40	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,34	1,8
7317	85	180	44,50	41	35	4,0	1,5	230,0	195,0	0,34	1,7
7318	90	190	46,50	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,34	1,8
ГОСТ 27365-87 (повышенной грузоподъемности)											
Серия диаметров 2											
7204A	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6	0,35	1,7
7205A	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	29,2	21,0	0,37	1,6
7206A	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	38,0	25,5	0,37	1,6
7207A	35	72	18,5	17	15	2	0,8	48,4	32,5	0,37	1,6
7208A	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6
7209A	45	85	21	19	16	2	0,8	62,7	50,0	0,40	1,5
7210A	50	90	22	20	17	2	0,8	74	55,0	0,43	1,4
7211A	55	100	23	21	18	2,5	0,8	84,2	61,0	0,40	1,5
7212A	60	110	24	22	19	2,5	0,8	91,3	70,0	0,40	1,5
7213A	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108,0	78,0	0,40	1,5
7214A	70	125	26,5	24	21	2,5	0,8	119,0	89,0	0,43	1,4
7215A	75	130	27,5	25	22	2,5	0,8	130,0	100,0	0,43	1,4
7216A	80	140	28,5	26	22	3	1	140,0	114,0	0,43	1,4

Окончание табл. Ж1

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r₁</i>	динамическая <i>C_r</i>	статическая <i>C_{0r}</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>
Серия диаметров 3											
7304A	20	52	16,5	15	13	2	0,8	31,9	20,0	0,3	-
7305A	25	62	18,5	17	15	2	0,8	41,8	28,0	0,3	-
7306A	30	72	21	19	16	2	0,8	52,8	39,0	0,31	-
7307A	35	80	23	21	18	2,5	0,8	68,2	50,0	0,31	-
7308A	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	80,9	56,0	0,35	1,7
7309A	45	100	27,5	25	22	2,5	0,8	101,0	72,0	0,35	1,7
7310A	50	110	29,5	27	23	3	1	117,0	90,0	0,35	1,7
7311A	55	120	32	29	25	3	1	134,0	110,0	0,35	1,7
7312A	60	130	34	31	26	3,5	1,2	161,0	120,0	0,35	1,7
7313A	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	183,0	150,0	0,35	1,7
7314A	70	150	38,5	35	30	3,5	1,2	209,0	170,0	0,35	1,7
7315A	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	229,0	185,0	0,35	1,7
7316A	80	170	42,5	39	33	3,5	1,2	255,0	190,0	0,35	1,7

Приложение 3. Установочные размеры для однорядных роликовых радиально-упорных подшипников с коническими роликами

Таблица 3.1.



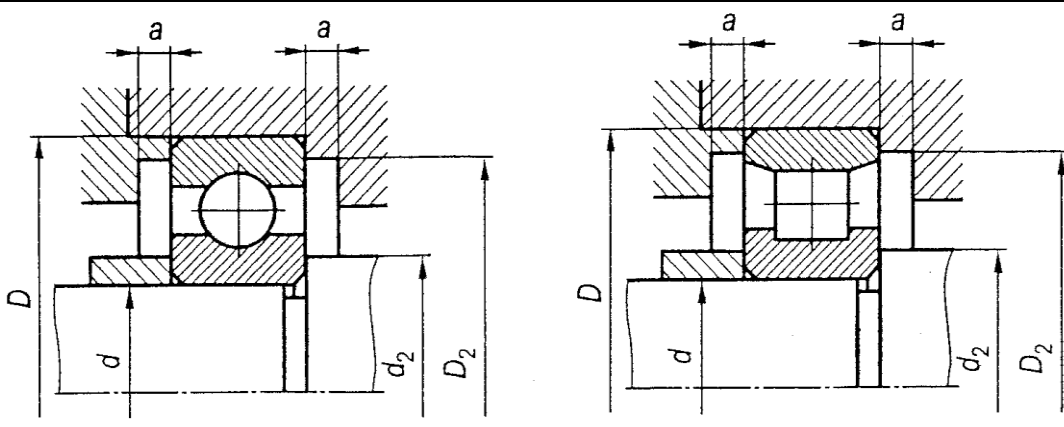
d	D	d ₂ , не менее	d ₂ , не более	d ₁ , не более	D ₂ , не менее	D ₂ , не более	D ₁ , не менее	a ₁ , не менее	a ₂ , не менее
Серия диаметров 2, серия ширин 0									
20	47	26	30	26	39	41	43,5	3	3
25	52	31	35	31	44	46	48,5	3	3
30	62	36	41	37	53	55	58,5	3	3
35	72	42	48	43	61	65	68,5	4	3
40	80	47	55	48	68	72	75,5	4	3,5
45	85	52	61	53	73	78	81,5	4	3,5
50	90	57	65	57	79	82	86,5	4	3,5
55	100	64	72	63	87	90	90,5	5	4,5
60	110	69	79	69	96	100	105,5	5	4,5
65	120	74	86	75	105	110	115	6	5
70	125	79	90	80	110	115	120	6	5
75	130	84	96	85	115	120	125	6	5
80	140	90	105	90	124	130	134	6	6
85	150	95	110	96	132	140	142,5	7	6,5
90	160	100	117	102	140	150	152,5	7	6,5
95	170	107	125	110	148	155	163	7	7,5
100	180	112	135	114	155	165	170	7	8
105	190	117	140	122	165	175	181	9	9
110	200	122	145	125	171	185	190	9	9
120	215	132	160	135	187	200	205	11	9,5

Окончание таблицы 3.1.

d	D	d ₂ , не менее	d ₂ , не более	d ₁ , не более	D ₂ , не менее	D ₂ , не более	D ₁ , не менее	a ₁ , не менее	a ₂ , не менее
Серия диаметров 3, серия ширин 0									
20	52	27	33	27	43	45	48,5	3	3
25	62	32	41	33	53	55	58,5	3	3
30	72	37	47	38	61	65	68	3	4,5
35	80	44	53	43	68	71	76	5	4,5
40	90	49	60	50	76	80	86	5	5
45	100	54	68	55	85	90	95	5	5
50	110	60	74	61	94	100	105	5	6
55	120	65	81	67	103	110	114	5	6,5
60	130	72	90	72	112	118	124	5	7,5
65	140	77	96	78	121	128	132	6	8
70	150	82	100	83	129	138	142	6	8
75	160	87	108	91	138	148	152	6	9
80	170	92	118	97	147	158	160	6	9,5
85	180	99	125	102	155	166	167	7	10,5
90	190	104	130	108	163	175	178	7	10,5
95	200	109	138	115	172	185	187	7	11,5
100	215	114	147	121	183	200	202	7	12,5
102	225	120	154	128	193	-	210	12	12,5
110	240	124	165	135	205	220	225	14	12,5
120	260	134	175	145	219	235	240	14	13,5

Приложение И. Установочные размеры для радиальных подшипников качения

Таблица И1



Размеры, мм

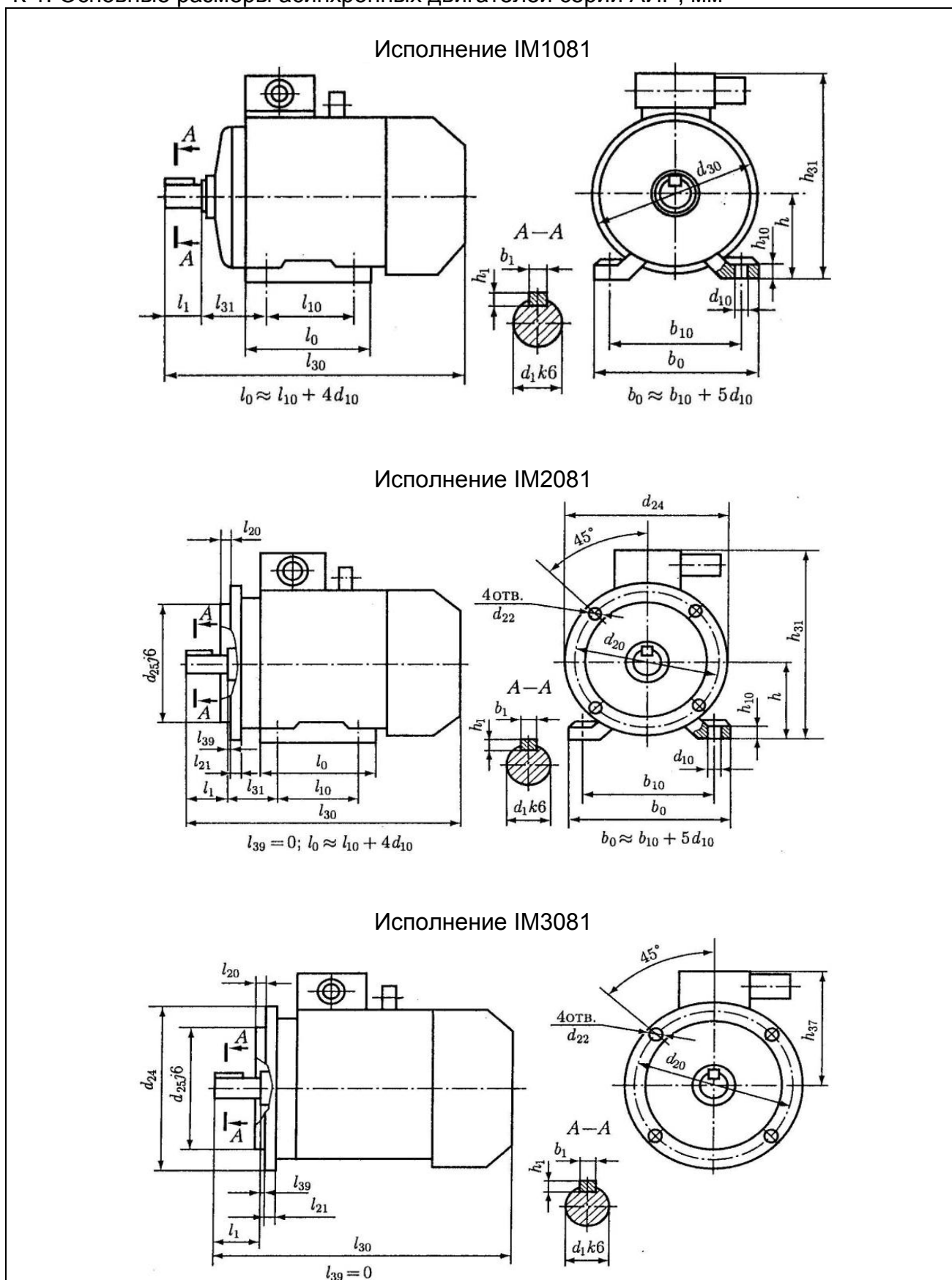
d	D	d_2 , не менее	d_2 , не более	D_2 не более	D_2 , не менее	a , не менее
Серия диаметров 2						
20	47	25	25,5	42	-	2
25	52	30	30,5	47	-	2
30	62	35	36	57	-	2
35	72	42	-	65	-	2
40	80	46,5	47,5	73	-	2
45	85	52	53	78	-	2
50	90	57	-	83	-	2
55	100	63	-	91	-	3
60	110	68	-	101	-	3
65	120	73	74	111	-	3
70	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

Продолжение табл. И1

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>d</i> ₂ , не менее	<i>d</i> ₂ , не более	<i>D</i> ₂ не более	<i>D</i> ₂ не менее	<i>a</i> , не менее
Серия диаметров 3						
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

Приложение К. Электродвигатели

К 1. Основные размеры асинхронных двигателей серии АИР, мм



К 1. Основные размеры асинхронных двигателей серии АИР, мм (окончание)

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																									
		IM1081, IM2081, IM3081					IM1081	IM1081 и IM 2081							IM2081 и IM3081					IM3081							
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	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}	h_{37}						
71A, B	2, 4, 6, 8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188	3,5	10	165	12	200	130	117						
80A		22	50	297			8	7	190	100	50	10	125	80							10	205	4	14	215	15	250
80B				321	210	125																					
90L		24	60	337	8	7	240	112	63	12	160	100	12	247	4	14	215	15	250	180	147						
100S		28		360																	10	8	246	140	70	12	190
100L			391	80	460	10	8	288	89	108	254	160	18	385	5	15	19	350	250	193							
112M		2, 4, 6, 8	32																	435	12	9	334	178	108	279	180
132S	4, 6, 8	38	460	12	8	375	203	121	279	180	20	448	18	350	400	300	260	193									
132M	2, 4, 6, 8		498															110	14	9	375	203	121	279	180	20	448
160S	2	42	630	12	8	375	203	121	279	180	20	448	18	350	400	300	260										
	4, 6, 8	48																14	9	375	203	121	279	180	20	448	18
160M	2	42	660	12	8	375	203	121	279	180	20	448	18	350	400	300	260										
	4, 6, 8	48																14	9	375	203	121	279	180	20	448	18
180S	2	48	630	14	9	375	203	121	279	180	20	448	18	350	400	300	260										
	4	55																16	10	375	203	121	279	180	20	448	18
180M	2	48	680	14	9	375	241	121	279	180	20	448	18	350	400	300	260										
	4, 6, 8	55																16	10	375	241	121	279	180	20	448	18

Примечания: 1. Фланцы исполняют с отверстиями d_{22} гладкими или резьбовыми. Размеры фланца с резьбовыми отверстиями – см. ГОСТ 28330–89.

2. Выступающие концы валов двигателей изготавливают следующих исполнений:

- цилиндрические со шпонкой;
- цилиндрические без шпонки с резьбовым концом;
- цилиндрические со шпонкой с резьбовым концом;
- конические без шпонки с резьбовым концом;
- конические со шпонкой с резьбовым концом;
- конические со шпонкой и внутренней резьбой.

Приложение Л 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

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие / Б.А. Байков [и др.]; под ред О.А. Ряховского, О.П. Леликова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2009. – 400 с.: ил.
2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. тех. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.: ил.
3. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 13-е изд. перераб. – М.: Высш. шк. 2010. – 408 с.: ил.
4. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб пособие – 2-е изд. испр. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004. – 488 с.: ил.

Учебное издание

Составитель:
Санюкевич Федор Михайлович

Методическое пособие

к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»
для студентов технических специальностей

«РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ ПЕРЕДАЧ»

Ответственный за выпуск: Санюкевич Ф.М.
Редактор: Боровикова Е.А.
Компьютерная верстка: Митлошук М.А.
Корректор: Никитчик Е.В.

ISBN 978-985-493-393-1



Издательство БрГТУ.

Свидетельство о государственной регистрации
издателя, изготовителя, распространителя печатных
изданий № 1/235 от 24.03.2014 г.

Подписано в печать 31.03.2017 г. Формат 60x84 ¹/₈.
Бумага «Performer». Гарнитура «Times New Roman».
Усл. печ. л. 7,44. Уч. изд. л. 8,0. Заказ № 337. Тираж 40 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Брестский государственный технический университет».
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

