

Министерство образования и науки РФ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
Государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский государственный технологический университет»

Б.С. Леонтьев

РАСЧЕТ ПРИВОДА

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

ЧАСТЬ 2

**Нижекамск
2011**

УДК 621.8
Л 47

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) КГТУ.

Рецензенты:

Амирова С.С., доктор педагогических наук, профессор;
Латыпов Д.Н., кандидат технических наук, доцент;
Насыров М.Н., главный конструктор
проектно-конструкторского центра ОАО «Нижнекамскнефтехим».

Леонтьев, Б.С.

Л 47 Расчет привода : учебное пособие : в 2 частях. Часть 2 / Б.С. Леонтьев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ, 2011. – 74 с.

В 1^й части пособия изложена методика расчета привода, которая включает кинематический расчет, расчеты всех типов передач, предусмотренных дисциплиной «Детали машин», а также приложения в виде таблиц и рисунков, необходимых для расчетов.

Во 2^й части пособия рассмотрены вопросы конструирования валов и других элементов одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора и одноступенчатого червячного редуктора, изложена методика расчета входного и выходного валов на статическую прочность и сопротивление усталости.

Предназначено для студентов технологического факультета всех форм обучения и студентов ФПП, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Детали машин» по второму типу заданий.

Подготовлено на кафедре МАХП Нижнекамского химико-технологического института КГТУ.

УДК 621.8

© Леонтьев Б.С., 2011

© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ, 2011

ВВЕДЕНИЕ

После определения межосевых расстояний и размеров элементов передач приступают к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка конструктивной схемы редуктора: «Конструктивная схема № 1» для одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора и «Конструктивная схема № 3» для одноступенчатого червячного редуктора. При этом определяют расположение деталей передачи, расстояния между ними, диаметры ступеней валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки. Расстояния между деталями передач выбирают таким образом, чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса. Расстояние b_0 между дном корпуса и поверхностью колеса или червяка для всех типов редукторов должно быть: $b_0 \geq 30$ мм для зубчатых колес и $b_0 \geq 20$ для червяка.

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машины для опор валов цилиндрических прямозубых колес применяют радиальные однорядные шарикоподшипники ГОСТ 8338 – 75, для опор валов цилиндрических косозубых колес применяют радиально-упорные шарикоподшипники ГОСТ 831 – 75, для опор валов червяка и червячного колеса – радиально-упорные роликоподшипники ГОСТ 27365 – 87.

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. Чаще всего фиксирующей делают опору, расположенную вблизи выходного конца вала.

Для установки подшипников рекомендуется применять конструктивно более простую схему «враспор», для которой отношение длины вала к диаметру $l/d \approx 8...10$.

В одноступенчатых цилиндрических и червячных редукторах корпус редуктора обычно выполняют разъемным: по осям колес для цилиндрического зубчатого редуктора и по оси червячного колеса для червячного редуктора. Такое исполнение наиболее удобно для сборки, при этом каждый из валов редуктора с опорами и расположенными на нем деталями собирают независимо от другого вала и затем устанавливают в корпус.

При разработке конструкции редуктора важное значение имеет максимальное использование стандартных элементов конструкции и стандартных деталей (законцовки валов, крышки подшипниковых узлов и др.).

Основной критерий работоспособности и порядок подбора подшипников зависит от частоты их вращения и условий работы. Подшипники, работающие при $n \geq 10$ об/мин, выбирают по динамической грузоподъемности, рассчитывая их ресурс при требуемой надежности. В случае, если расчетный ресурс не меньше заданного $L_{10ah} \geq L_n$, а максимальная динамическая радиальная нагрузка не превышает половины динамической грузоподъемности ($P_{r \max} < 0,5C_r$), подшипник считается пригодным.

Далее проводятся расчеты валов на прочность. Основными нагрузками на валы являются силы от передач, которые передаются через насаженные на них де-

тали: зубчатые или червячные колеса, звездочки, шкивы, полумуфты. Под действием постоянных по значению и направлению сил во вращающихся валах возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу. Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали, подвергаемые термообработке.

В заключительной части выполняют расчеты валов **на статическую прочность и на сопротивление усталости**. Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести (S_T) и коэффициент запаса на усталостную прочность (S) в опасных сечениях вала должен быть не менее 2.

Конструктивная схема одноступенчатого цилиндрического редуктора (схема № 1 для заданий 2.1; 2.5; 2.8) – см. приложение 1.

Образец выполнения сборочного чертежа одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора – см. приложение 2.

Конструктивная схема одноступенчатого червячного редуктора (схема № 3 для задания 2.3) – см. приложение 3.

ГЛАВА 6. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЭЛЕМЕНТОВ РЕДУКТОРА

6.1. Конструктивные размеры элементов цилиндрического зубчатого редуктора

6.1.1. Зубчатая передача

Выписываем значения элементов зубчатой передачи, мм:

a_w – межосевое расстояние;

d_1 и d_2 – делительные диаметры шестерни и колеса;

d_{a1} и d_{a2} – диаметры вершин зубьев колес;

d_{f1} и d_{f2} – диаметры впадин зубьев колес;

b_2 – ширина зубчатого венца колеса;

m – модуль зубчатой передачи.

Примечание. Вышеуказанные параметры – см. в соответствующих разделах расчета зубчатой передачи.

Рассчитываем остальные параметры:

b_1 – ширина зубчатого венца шестерни, мм:

$$b_1 = b_2 + (4...5); \quad (6.1)$$

Примечание. Значение конструктивной добавки рекомендуется выбрать так, чтобы величина b_1 получилась четным числом.

l_{cm} – длина ступицы зубчатого колеса. Для ступицы должны выдерживаться следующие соотношения:

$$l_{cm} \geq b_2; \quad l_{cm} = (0,8...1,5) \cdot d_k, \quad (6.2)$$

где d_k – диаметр вала под зубчатое колесо (см. раздел 6.1.3).

По конструктивной схеме №1, мм:

$$l_{cm} = b_2 + A_2, \quad (6.3)$$

где A_2 – см. ниже;

d_{cm} – диаметр ступицы зубчатого колеса. Для стальных колес, мм:

$$d_{cm} = (1,5...1,55) \cdot d_k. \quad (6.4)$$

A – радиальный зазор между зубьями колеса и внутренней поверхностью торцевой стенки корпуса: $A = 8...15$ мм.

Уточненный расчет A производим по формуле, мм:

$$A = \sqrt[3]{L} + 3, \quad (6.5)$$

где L – расстояние между внешними поверхностями вращающихся деталей, мм:

$$L = \frac{d_{a2}}{2} + a_w + \frac{d_{a1}}{2}. \quad (6.6)$$

Полученное значение A округляем в большую сторону до целого числа. Если $A < 8$ мм, то принимаем $A = 8$ мм. Параметры d_{a1} ; d_{a2} ; a_w – см. выше;

A_1 – торцовый зазор между зубьями шестерни и поверхностями боковых стенок корпуса редуктора: принимаем $A_1 = 10\text{мм}$;

A_2 – торцовый зазор между зубьями колеса и внутренними поверхностями боковых стенок корпуса, мм: $A_2 = A_1 + (2 \dots 2,5)$. (6.7)

Примечание. Значение конструктивной добавки (2...2,5) мм равно половине конструктивной добавки, принятой при расчете b_1 (см. выше).

6.1.2. Конструкция входного вала (индекс 1 по схеме №1)

Предварительно оцениваем диаметр законцовки вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях.

$d_{\text{кон1}}$ – диаметр концевой части вала, мм:

$$d_{\text{кон1}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_1}{\pi [\tau]}} \quad (6.8)$$

где T_1 – вращающий момент на входном валу редуктора, Н · м

($T_1 \Rightarrow T_1$ для задания 2.5; $T_1 \Rightarrow T_2$ для заданий 2.1. и 2.8. Значения T_1 и T_2 – см. раздел 1.3, (глава 1, часть 1);

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение для входного вала:

$[\tau] = 12 \text{ МПа}$ – для задания 2.5;

$[\tau] = 18 \text{ МПа}$ – для заданий 2.1 и 2.8.

Значение диаметра $d_{\text{кон1}}$ округляем в большую сторону до величины, кратной 5, так, чтобы принятое значение было больше рассчитанного не менее, чем на 3 мм.

Таблица 6.1

Диаметр d_1 вала электродвигателя, мм	Диаметр $d_{\text{кон}}$ законцовки входного вала, мм	Номинальный крутящий момент муфты T_H , Н · м	Допускаемое радиальное смещение валов Δ , мм
22;24	20	63	0,2
28	25;30	125	0,3
32;38;42	35;40;45	250	0,3
48;55	45;50;55	710	0,4
60;65	50;55;60;65	1000	

Примечание. Для задания 2.5. диаметр законцовки $d_{\text{кон1}}$ должен быть согласован с диаметром вала электродвигателя d_1 (см. раздел 1.1, глава 1, часть 1), соединенных между собой муфтой упругой втулочно-пальцевой (МУВП) ГОСТ 21424 – 93. Соответствие диаметров вала электродвигателя и законцовки входного вала – см. табл. 6.1. Номинальный крутящий момент муфты T_H и допускаемое радиальное смещение валов Δ – также по табл. 6.1.

Пример обозначения муфты для $d_1 = 48$ мм (цилиндрическая форма) и $d_{\text{кон}} = 45$ мм (конусная законцовка):

«Муфта 710 – 48 – I.1 – 45 – II.1 ГОСТ 21424 – 93».

Форму концевой части вала для диаметров $d_{\text{кон1}} = 25, 30, 35, 40, 45, 55, 70, 90$ мм рекомендуется выбрать конусной (рис. 6.1, а).

Для конусной законцовки из таблицы 6.2 выписываем следующие данные: $d_{\text{кон1}}; d_3; l; l_1; b \times h; t$.

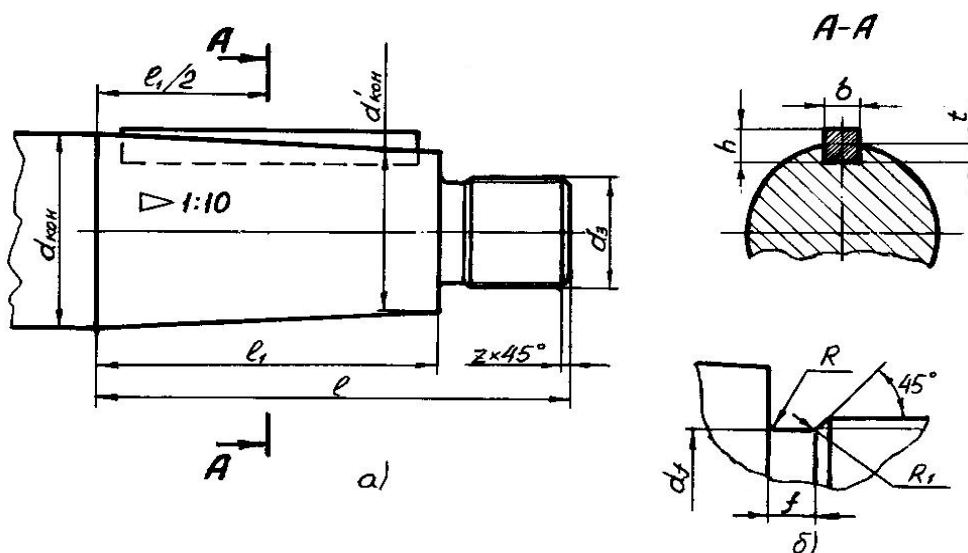


Рис. 6.1

Проточка резьбы конусной законцовки должна быть выполнена по рис. 6.1, б. Из таблицы 6.3 для нее должны быть выписаны следующие параметры, мм: $f; R; R_1; d_f; z$.

Таблица 6.2

Размеры, мм					
$d_{\text{кон}}$	d_3	l	l_1	$b \times h$	t
25	M16×1,5	60	42	5×5	3,0
30	M20×1,5	80	58	5×5	3,0
35	M20×1,5	80	58	6×6	3,5
40	M24×2,0	110	82	10×8	5,0
45	M30×2,0	110	82	12×8	5,0
55	M36×3,0	110	82	14×9	5,5
70	M48×3,0	140	105	18×11	7,0
90	M64×4,0	170	130	22×14	9,0

Примечания: 1. $b \times h$ – ширина и высота шпонки.

2. Диаметр $d'_{\text{кон}} = d_{\text{кон}} - l_1 / 10$.

Таблица 6.3

Размеры, мм					
Шаг резьбы P	f	R	R_1	d_f	z
1,5	4,0	1,0	0,5	$d - 2,2$	1,6
2	5,0	1,6	0,5	$d - 3$	2,0
3	6,0	1,6	1,0	$d - 4,5$	2,5
4	8,0	2,0	1,0	$d - 6,0$	3,0

Примечание. Здесь d – диаметр резьбы. Например, для $d_3 = M20 \times 1,5$: шаг $P = 1,5$ мм, $d_f = 20 - 2,2 = 17,8$ мм; для $d_3 = M36 \times 3,0$: шаг $P = 3,0$ мм, $d_f = 36 - 4,5 = 31,5$ мм.

Цилиндрическая форма законцовки (вариант Е по схеме № 1) рекомендуется для диаметров $d_{\text{кон1}} = 16; 18; 19; 20; 50; 60; 65; 75; 80; 85; 95; 100; 105; 110$ (см. рис. 6.2).

Для законцовки цилиндрической формы по таблице 6.4. выписываем следующие данные, мм: $d_{\text{кон1}}; l; r; c; b \times h$.

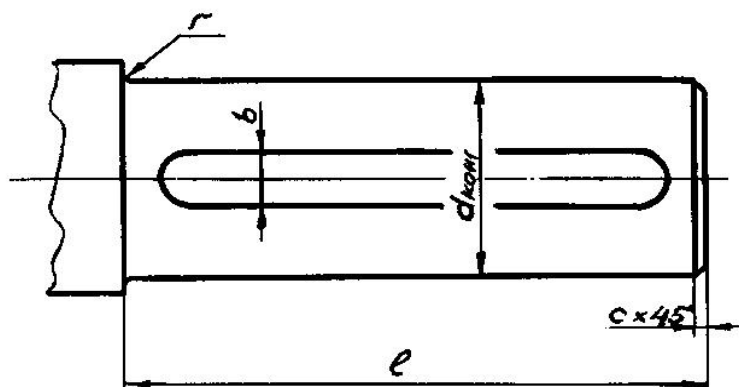


Рис. 6.2

Таблица 6.4

Размеры, мм				
$d_{\text{кон}}$	l	r	c	$b \times h$
16;18;19	40	1,0	0,6	6×6
20	50	1,6	1,0	6×6
50	110	2,0	1,6	14×9
60;65	140	2,5	2,0	18×11
75				20×12
80;85	170	3,0	2,5	22×14
95				25×14
100;105;110	210			28×16

Примечание. $b \times h$ – ширина и высота шпонки.

$d_{\text{ман}}$ – диаметр вала под манжету (см.1, табл. 24.26, стр. 473, 474):

$d_{\text{ман}} = d_{\text{кон1}}$ – для конусной законцовки вала;

$d_{\text{ман}} = d_{\text{кон1}} + (1 \dots 6)\text{мм}$ – для законцовки цилиндрической формы.

По $d_{\text{ман}}(d)$ выписываем параметры манжеты, выполняем эскиз и указываем обозначение манжеты по ГОСТ, при этом значение диаметра $d_{\text{ман}}$ должно быть кратным 5.

Например, для цилиндрической законцовки, имеющей $d_{\text{кон1}} = 18\text{мм}$, $d_{\text{ман}} = 18 + 2 = 20\text{мм}$: «Манжета 1–20×40–3 ГОСТ 8752–79».

$d_{\text{под1}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (d):

$d_{\text{под1}} = d_{\text{ман}}$, при этом значение $d_{\text{под1}}$ должно быть кратным 5.

По диаметру $d_{\text{под1}}(d)$ производим выбор шарикоподшипника легкой или средней серии:

- радиального, однорядного по ГОСТ 8338–75 (см.1, табл. 24.10, стр.459) – для прямозубой зубчатой передачи (задания 2.1 и 2.5);
- радиально-упорного с $\alpha = 26^\circ$ по ГОСТ 831–75 (см.1, табл. 24.15, стр.464) – для косозубой зубчатой передачи (задание 2.8).

При выборе серии подшипника следует руководствоваться следующей рекомендацией:

$$C'_r = K_{\text{о.к.1}} \cdot \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \cdot \sqrt[3]{L_h \cdot n_1} \leq C_r, \quad (6.9)$$

где C'_r – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

F_t и F_r – окружная и радиальная силы в зубчатом зацеплении, Н (см. раздел 2.13, глава 2, часть 1);

$L_h = 7665$ ч – заданный ресурс работы привода в часах (см. раздел 2.2, глава 2, часть 1);

n_1 – частота вращения входного вала, об/мин (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1, при этом $n_1 \Rightarrow n_1$ для задания 2.5; $n_1 \Rightarrow n_2$ для заданий 2.1 и 2.8);

$K_{\text{о.к.1}}$ – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности работы редуктора в составе привода, при этом:

$K_{\text{о.к.1}} = 0,024$ для задания 2.1,

$K_{\text{о.к.1}} = 0,073$ для задания 2.5,

$K_{\text{о.к.1}} = 0,038$ для задания 2.8;

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника, Н [см. для диаметра $d_{\text{под1}}(d)$ сначала легкой, а потом средней серии, добиваясь выполнения неравенства (6.9). В случае невыполнения этого условия необходимо перейти на следующий типоразмер подшипника, т.е. увеличить $d_{\text{под1}}(d)$ на 5 мм].

Выполняем эскиз выбранного подшипника и указываем его обозначение по ГОСТ.

Например, для радиального однорядного шарикоподшипника легкой серии, имеющего $d_{\text{под1}}(d)=30$ мм: «Подшипник 206 ГОСТ 8338–75»; для радиально-упорного шарикоподшипника с $\alpha = 26^\circ$ средней серии, имеющего $d_{\text{под1}}(d)=40$ мм: «Подшипник 46308 ГОСТ 831–75».

Примечание. Для косозубой передачи допускается применение радиально-упорного шарикоподшипника с углом $\alpha = 12^\circ$.

Для выбранного подшипника выписываем следующие данные: $d; D; B; r; D_{\text{ш}}; C_r; C_{or}$.

Принимаем, что конструктивно вал выполняется заодно с шестерней.

$d_{\text{бур1}}$ – диаметр буртика для упора подшипника, для которого должны выдерживаться следующие соотношения:

$$d_{f1} > d_{\text{бур1}} \geq d_{\text{под1}} + 3r, \quad (6.10)$$

где d_{f1} – диаметр впадин зубьев шестерни (см. раздел 6.1.1).

Значение $d_{\text{бур1}}$ необходимо принять равным целому числу (кратному 2 или 5) и ближайшим к значению $(d_{\text{под1}} + 3r)$;

Примечание. При невыполнении условия (6.10) на поверхности буртика допускаются следы выхода инструмента для нарезания зубьев шестерни (см.1, стр. 75 [77], рис. 5.15, а)

$l_{\text{бур1}}$ – длина буртика. По конструктивной схеме №1: $l_{\text{бур1}} = A_1 = 10$ мм.

U_m – ширина мазеудерживающего кольца: $U_m = 8 \dots 14$ мм.

Принимаем предварительно $U_m = 10$ мм.

Посадки, применяемые при установке входного вала:

- посадка внутреннего кольца подшипника на вал – $\varnothing 40k6$ (для $d_{\text{под1}} = 40$ мм.)
- посадка наружного кольца в отверстие корпуса – $\varnothing 80H7$ (для $D = 80$ мм.)

6.1.3 Конструкция выходного вала (индекс 2 по схеме №1)

$d_{\text{кон2}}$ – диаметр концевой части вала, мм:

$$d_{\text{кон2}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (6.11)$$

где T_2 – вращающий момент на выходном валу редуктора, Н·м ($T_2 \Rightarrow T_2$ для задания 2.5, $T_2 \Rightarrow T_3$ для задания 2.1 и $T_2 \Rightarrow T'_3$ для задания 2.8, см. раздел 1.3, глава 1, часть 1);

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжений для выходного вала:

$[\tau] = 18$ МПа для задания 2.5;

$[\tau] = 30$ МПа для заданий 2.1. и 2.8.

Значение диаметра $d_{\text{кон2}}$ округляем в большую сторону до величины, кратной 5, так, чтобы принятое значение было больше рассчитанного не менее, чем на 3 мм.

Форму концевой части вала рекомендуется принять конусной (рис. 6.1, а), если $d_{\text{кон2}}$ входит в число диаметров $d_{\text{кон}}$ таблицы 6.2., и цилиндрической (рис.6.2), если $d_{\text{кон2}}$ входит в число диаметров $d_{\text{кон}}$ таблицы 6.4. Для конусной законцовки необходимо выписать из таблицы 6.2 параметры: $d_{\text{кон2}}, d_3, l, l_1, b \times h, t$; а из таблицы 6.3 параметры проточки резьбы: f, R, R_1, d_f, z . Для цилиндрической законцовки из таблицы 6.4 необходимо выписать параметры: $d_{\text{кон2}}, l, c, r, b \times h$.

$d_{\text{сал}}$ – диаметр вала под сальниковое войлочное кольцо (сальник):

$d_{\text{сал}} = d_{\text{кон2}}$ – для конусной законцовки вала;

$d_{\text{сал}} = d_{\text{кон2}} + 5\text{мм}$ – для цилиндрической законцовки.

$d_{\text{под2}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (d): $d_{\text{под2}} = d_{\text{сал}}$.

По диаметру $d_{\text{под2}}(d)$ производим выбор шарикоподшипника легкой или средней серии:

- радиального, однорядного по ГОСТ 8338–75 (см. 1, табл. 24.10, стр. 459) – для прямозубой зубчатой передачи (задания 2.1 и 2.5);
- радиально-упорного с $\alpha = 26^\circ$ по ГОСТ 831–75 (см.1, табл. 24.15., стр. 464) – для косозубой зубчатой передачи (задание 2.8).

При выборе серии подшипника руководствуемся рекомендацией:

$$C'_r = K_{\text{о.к.2}} \cdot \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \cdot \sqrt[3]{L_h \cdot n_2} \leq C_r, \quad (6.12)$$

где C'_r – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

F_t, F_r и L_h – см. выше в разделе 6.1.2;

n_2 – частота вращения выходного вала, об/мин (см. раздел 1.3., глава 1, часть 1, при этом $n_2 \Rightarrow n_2$ для задания 2.5, $n_2 \Rightarrow n_3$ для заданий 2.1 и 2.8);

$K_{\text{о.к.2}}$ – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности работы редуктора в составе привода, при этом:

$K_{\text{о.к.2}} = 0,077$ для задания 2.1,

$K_{\text{о.к.2}} = 0,093$ для задания 2.5,

$K_{\text{о.к.2}} = 0,04$ для задания 2.8;

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника, Н [см. для диаметра $d_{\text{под2}}(d)$ сначала легкой, а потом средней серии, добиваясь выполнения неравенства (6.12)].

Примечание. Для косозубой передачи допускается применение радиально-упорного шарикоподшипника с углом $\alpha = 12^\circ$.

Для выбранного подшипника указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; D; B; r; D_{\text{ш}}; C_r; C_{\text{ор}}$.

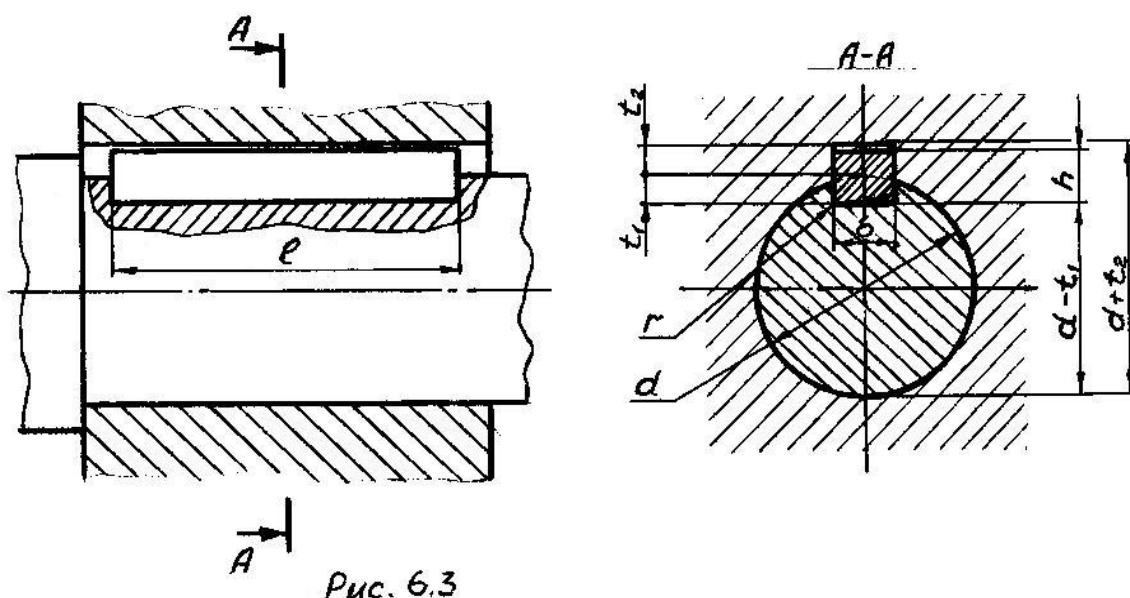


Таблица 6.5

Размеры, мм						
Диаметр вала $d_k (d)$	Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз				Допус- каемая длина шпонки l
		Глубина		Радиус закругле- ния r		
		вал t_1	втулка t_2	не бо- лее	не ме- нее	
Св.20 до30	8×7	4,0	3,3	0,25	0,16	18...90
» 30 » 38	10×8	5,0	3,3	0,4	0,25	22...110
» 38 » 44	12×8	5,0	3,3			28...140
» 44 » 50	14×9	5,5	3,8			36...160
» 50 » 58	16×10	6,0	4,3			45...180
» 58 » 65	18×11	7,0	4,4			50...200
» 65 » 75	20×12	7,5	4,9	0,6	0,4	56...220
» 75 » 85	22×14	9,0	5,4			63...250
» 85 » 95	25×14	9,0	5,4			70...280
» 95 » 110	28×16	10,0	6,4			80...320

Примечание. Размер l брать из ряда: ...32;36;40;45;50;56;63;70;80;90;100;110;125;140;160.

Обозначение шпонки, имеющей $b=16$ мм, $h=10$ мм, $l_{ш}(l) = 63$ мм: «Шпонка 16×10×63 ГОСТ 23360–78».

По конструктивной схеме №1 на валу устанавливается зубчатое колесо, вращающий момент от которого передается валу с помощью шпоночного соединения (рис. 6.3).

У стандартных шпонок размеры сечения b и h зависят от диаметра вала и подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают напряжения смятия, возникающие на боковых гранях шпонки.

d_k – диаметр вала под зубчатое колесо:

$d_k = d_{\text{под2}} + (6...10)\text{мм}$ (значение d_k рекомендуется принимать кратным 2 или 5).

Параметры призматических шпонок исполнения 1 (с закругленными концами: $R = 0,5b$) по ГОСТ 23360–78 приведены в таблице 6.5.

По диаметру d_k производим выбор призматической шпонки и выписываем следующие параметры по табл. 6.5: $b; h; t_1; t_2; r$.

Определяем длину шпонки, используя соотношение:

$l_{\text{ш}}(l) = l_{\text{см}} - 10\text{мм}$, где $l_{\text{см}}$ – см. раздел 6.1.1. Полученное значение округляем в большую сторону до ближайшей стандартной величины (см. примечание к табл. 6.5) и указываем обозначение шпонки по ГОСТ (там же).

Проверяем шпонку по напряжению смятия, для чего определяем рабочую длину шпонки, мм:

$$l_p = l_{\text{ш}} - b.$$

Находим действующее напряжение смятия, МПа:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_k \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (6.13)$$

где T_2 – вращающий момент на валу зубчатого колеса, Н · м [см. выше расчет $d_{\text{кон2}}$ по формуле (6.11)];

$[\sigma]_{\text{см}} = 100\text{МПа}$ – допускаемое напряжение смятия.

Примечание. При невыполнении указанного соотношения необходимо увеличить d_k на (5...8) мм, произвести заново выбор шпонки и проверку ее на смятие, добиваясь выполнения соотношения (6.13).

Конструктивная схема зубчатого колеса представлена на рис. 6.4 (подробнее конструкцию цилиндрических зубчатых колес – см. 1, раздел 5.1).

Длину $l_{\text{см}}$ посадочного отверстия колеса, согласованную с длиной стандартной шпонки $l_{\text{ш}}$ – см. выше. Должно быть: $l_{\text{см}} = b_2 + A_2$ (см. раздел 6.1.1), при этом желательно, чтобы выдерживалось соотношение: $l_{\text{см}} = (0,8...1,5) d_k$.

Диаметр $d_{\text{см}}$ назначают в зависимости от материала ступицы:

для стали $d_{\text{см}} = (1,5...1,55) d_k$, при этом значение $d_{\text{см}}$ округляют до величины, кратной 2 или 5 и входящей в рассчитанный диапазон. Ширину S торцов зубчатого венца принимают: $S = 2,2 \cdot m + 0,05 \cdot b_2$, где m – модуль зацепления, мм. Толщина диска: $C \approx 0,5(S + S_{\text{см}}) \geq 0,25b_2$, где $S_{\text{см}} = 0,5(d_{\text{см}} - d_k)$. Допускается $C = (0,35...0,4)b_2$. На торцах зубчатого венца выполняют фаски $f = (0,5...0,6) \cdot m$, округляя их до стандартного значения по таблице 6.6. На прямозубых зубчатых колесах фаску выполняют под углом $\alpha_{\text{ф}} = 45^\circ$, на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей менее 350HB – под углом $\alpha_{\text{ф}} = 45^\circ$, а при большей твердости – $\alpha_{\text{ф}} = 15...20^\circ$ (модуль m и ширину зубчатого венца колеса b_2 – см. в разделе 6.1.1).

$d_{\text{бур2}}$ – диаметр буртика на валу для упора зубчатого колеса (рис. 6.4):

$$d_{\text{бур2}} = d_{\text{к}} + (6 \dots 10) \text{мм.}$$

$l_{\text{бур2}}$ – длина буртика: $l_{\text{бур2}} = A_2$ (A_2 – см. раздел 6.1.1).

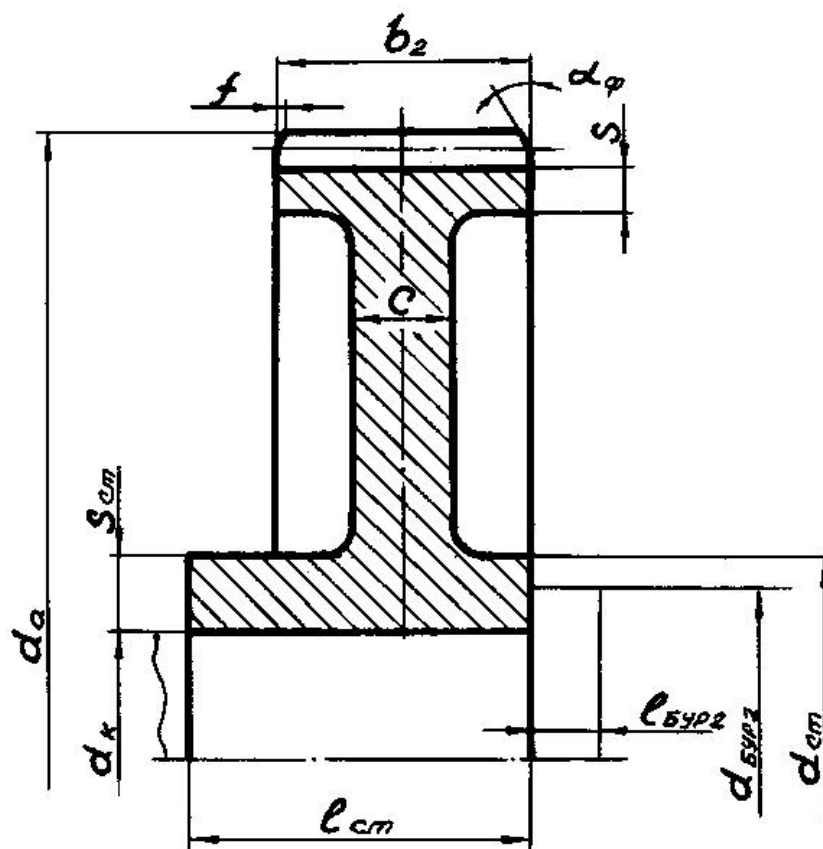


Рис. 6.4

Таблица 6.6

$d_{\text{к}},$ мм	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150	150...250	250...500
$f,$ мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Посадки, применяемые при установке выходного вала:

- посадка внутреннего кольца подшипника на вал – $\varnothing 50k6$ (для $d_{\text{под2}} = 50\text{мм}$);
- посадка наружного кольца подшипника в отверстие корпуса – $\varnothing 90H7$ (для $D = 90\text{мм}$);
- посадка зубчатого колеса на вал – $\varnothing 60 \frac{H7}{n6}$ (для $d_{\text{к}} = 60\text{мм}$);
- посадка шпонки в паз вала – $18 \frac{N9}{h9}$ (для $b = 18\text{мм}$);
- посадка шпонки в паз ступицы зубчатого колеса – $18 \frac{J_s 9}{h9}$.

6.2. Конструктивные размеры элементов червячного редуктора

6.2.1. Червячная передача

Выписываем размеры элементов червячной передачи, мм:

a_w – межосевое расстояние;

d_1 и d_2 – делительные диаметры червяка и червячного колеса;

d_{a1} – диаметр вершин витков червяка;

d_{f1} – диаметр впадин червяка;

b_1 – длина нарезанной части червяка;

d_{a2} – диаметр вершин зубьев колеса;

d_{f2} – диаметр впадин колеса;

d_{ae2} – диаметр колеса наибольший;

b_2 – ширина венца колеса;

Примечание. Вышеуказанные параметры – см. в соответствующих разделах расчета червячной передачи (глава 3, часть 1).

Рассчитываем остальные параметры, мм:

l_{cm} – длина ступицы червячного колеса. Для ступицы должны выдерживаться следующие соотношения: $l_{cm} > b_2$; $l_{cm} = (0,8...1,5) \cdot d_k$, где d_k – диаметр вала под червячное колесо (см. раздел 6.2.3).

По конструктивной схеме №3 $l_{cm} \leq B_{вн} - 2 \cdot 10$ мм ($B_{вн}$ – см. раздел 6.2.3).

d_{cm} – диаметр ступицы червячного колеса: червячное колесо выполняется составным, при этом центр – стальной, а зубчатый венец – из бронзы. Для стального центра: $d_{cm} = (1,5...1,55) \cdot d_k$.

A – радиальный зазор между зубьями червячного колеса по d_{ae2} , а также витками червяка по d_{a1} и внутренними поверхностями стенок корпуса: $A = 8...15$ мм. Уточненный расчет производим по формуле: $A = \sqrt[3]{L} + 3$, где L – расстояние между внешними поверхностями вращающихся деталей: $L = \frac{d_{ae2}}{2} + a_w + \frac{d_{a1}}{2}$. Полученное значение A округляем в большую сторону до целого числа. Параметры d_{ae2} ; a_w и d_{a1} – см. выше.

6.2.2. Конструкция входного вала (индекс 1 по схеме №3)

Предварительно оцениваем диаметр законцовки вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях.

$d_{кон1}$ – диаметр концевой части вала, мм:

$$d_{кон1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_1}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (6.14)$$

где T_1 – вращающий момент на входном валу редуктора, Н · м

($T_1 \Rightarrow T_1$, см. раздел 1.3, глава 1, часть 1);

$[\tau] = 12$ МПа – допускаемое касательное напряжение для входного вала.

Значение диаметра $d_{\text{кон1}}$ округляем в большую сторону до величины, кратной 5, так, чтобы принятое значение было больше рассчитанного не менее, чем на 3 мм.

Примечание. Диаметр законцовки $d_{\text{кон1}}$ необходимо согласовать с диаметром вала электродвигателя d_1 (см. раздел 1.1, глава 1, часть 1), соединенных между собой муфтой упругой втулочно-пальцевой (МУВП) ГОСТ 21424 – 93. Соответствие диаметров вала электродвигателя и законцовки входного вала – см. табл. 6.1. Номинальный крутящий момент муфты T_n и допускаемое радиальное смещение валов Δ – также по табл. 6.1.

Форму концевой части вала для диаметров $d_{\text{кон1}} = 25; 30; 35; 40; 45; 55; 70; 90$ мм рекомендуется выбрать конусной (рис. 6.1, а). Для конусной законцовки из таблицы 6.2 выписываем следующие данные: $d_{\text{кон1}}; d_3; l; l_1; b \times h; t$.

Проточка резьбы конусной законцовки должна быть выполнена по рис. 6.1, б. Из таблицы 6.3 для нее должны быть выписаны следующие параметры: f, R, R_1, d_f, z .

Цилиндрическая форма законцовки рекомендуется для диаметров $d_{\text{кон1}} = 16; 18; 19; 20; 50; 60; 65; 75; 80; 85$ мм. (см. рис. 6.2). Для нее из таблицы 6.4 выписываем следующие данные: $d_{\text{кон1}}; l; r; c; b \times h$.

$d_{\text{ман}}$ – диаметр вала под манжету (см. 1 табл. 24.26, стр. 473, 474):

$d_{\text{ман}} = d_{\text{кон1}}$ – для конусной законцовки вала;

$d_{\text{ман}} = d_{\text{кон1}} + (1 \dots 5)$ мм – для цилиндрической законцовки.

По $d_{\text{ман}}(d)$ выписываем параметры манжеты, выполняем эскиз и указываем обозначение по ГОСТ, при этом значение диаметра $d_{\text{ман}}$ должно быть кратным 5.

Например, для цилиндрической законцовки, имеющей $d_{\text{кон1}} = 18$ мм, $d_{\text{ман}} = 18 + 2 = 20$ мм: «Манжета 1–20×40–3 ГОСТ 8752–79»; для конусной законцовки, имеющей $d_{\text{кон1}} = 45$ мм, $d_{\text{ман}} = 45$ мм: «Манжета 1–45×65–3 ГОСТ 8752–79».

$d_{\text{рез}}$ – диаметр резьбы шлицевой гайки, предназначенной для поджатия подшипников правой опоры к буртику вала и законтренной стопорной шайбой (см. 1, табл. 24.22, 24.23, стр. 470, 471). При выборе резьбы должны быть обеспечены следующие соотношения:

- $d_{\text{рез}}(d) \leq d_{\text{под1}}$, где $d_{\text{под1}}$ – см. ниже;
- $d_1 > d_{\text{ман}}$, где d_1 – внутренний диаметр резьбы по таблице 6.7.

Таблица 6.7

Размеры, мм				
$d_{\text{кон1}}$	$d_{\text{ман}}$	$d_{\text{рез}}(d)$	d_1	$d_{\text{под1}}$
35	35	M39×1,5	37,376	40
40	40	M42×1,5	40,376	45
45	45	M48×1,5	46,376	50
50	55	M60×2,0	57,835	60
55	55	M60×2,0	57,835	60
60	65	M68×2,0	65,835	70

Для выбранной резьбы выполняем эскиз гайки, шайбы и паза на валу под язычок стопорной шайбы, выписываем их параметры и указываем обозначение гайки и шайбы по ГОСТ.

Параметры гайки: $d; D; D_1; H; b; h; c$ (см.1, табл. 24.22, стр. 470); шайбы: $d; D; D_1; l; b; h; s$ (см.1, табл. 24.23, стр.471)

Примечание. Обозначение гайки и шайбы для M39×1,5:

«Гайка M39×1,5 – 7Н.05.05 ГОСТ 11871–88»;

«Шайба Н.39.01.05 ГОСТ 11872-89».

Параметры паза на валу под язычок стопорной шайбы: $d_{\text{рез}}(d); a_1; a_2; a_3; a_4; d_1$ (см. 1, табл. 24.24, стр. 471, 472).

Для обеспечения надежного завинчивания гайки по диаметру $d_{\text{рез}}$ выполняем проточку резьбы (см. рис. 6.1, б), для которой из таблицы 6.3 в зависимости от шага резьбы выписываем следующие параметры: f, R, R_1, d_f, z .

$d_{\text{под1}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника, значение которого должно быть кратным 5 (рекомендуемые значения $d_{\text{под1}}$ – по табл. 6.7).

По $d_{\text{под1}}(d)$ для правой опоры производим выбор конического роликоподшипника ГОСТ 27365-87 в количестве 2 шт. легкой или средней серии (см. 1, табл. 24.16, стр. 465). При выборе серии роликоподшипника необходимо руководствоваться следующей рекомендацией:

$$C'_r = K_{\text{о.к.1}} \left(0,4 \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2} + Y \cdot F_{a1} \right) \cdot \sqrt[k]{L_h \cdot n_1} \leq C_r, \quad (6.15)$$

где C'_r – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_{\text{о.к.1}} = 0,058$ – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности работы редуктора в составе привода;

F_{t1}, F_r и F_{a1} – окружная, радиальная и осевая силы на червяке, Н (см. раздел 3.8, глава 3, часть 1);

$L_h = 7665 \text{ ч}$ – заданный ресурс работы привода в часах (см. раздел 3.2.1, глава 3, часть 1);

n_1 – частота вращения входного вала (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1);

$k = 10/3$ – показатель степени для роликоподшипников;

U – параметр роликоподшипника (сначала легкой, а затем средней серии);

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника, Н [см. для $d_{\text{под1}}(d)$ сначала легкой, а потом средней серии, добиваясь выполнения неравенства (6.15)].

Для выбранного роликоподшипника указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; D; T; B; C; r_1; r_2; C_r; C_{or}; e; Y; Y_0$. Для обеспечения построения подшипника на чертеже выполняем по рис. 6.5. расчет элементов внутренней конструкции роликоподшипника: $d_3; d_2; d_1; L; \alpha_3; \alpha_2; \alpha_1; d'_3; d'_2; d'_1$; $f_k = de$. Размеры f_m и h_1 определяем при построении.

Примечание. Обозначение роликоподшипника легкой серии при $d_{\text{под1}} = 40$ мм: «Подшипник 7208 ГОСТ 27365–87».

Эвольвентный червяк (ZI) выполняется заодно с валом; его нарезанная часть расположена симметрично относительно оси червячного колеса; между червяком и участками вала под опорные подшипники находятся буртики, служащие упорами для подшипников.

$d_{\text{бур1}}$ – диаметр буртика справа и слева от червяка, для которого должны выдерживаться следующие соотношения:

$$d_{f1} > d_{\text{бур1}} \geq d_{\text{под1}} + 3r_1, \quad (6.16)$$

где d_{f1} – диаметр впадин червяка (см. раздел 6.2.1.); r_1 – параметр роликоподшипника (см. выше). Значение $d_{\text{бур1}}$ выбираем так, чтобы оно было ближе к правой части соотношения и было кратно 2 или 5.

Примечание. В случае, если $d_{f1} < d_{\text{под1}} + 3r_1$, то длину буртика следует разбить на два участка с диаметрами $d'_{\text{бур1}}$ (участок, граничащий с червяком) и $d_{\text{бур1}}$ (участок, граничащий с подшипником, длиной не менее 10 мм). В этом случае соотношение запишется в виде: $d_{f1} > d'_{\text{бур1}}$; $d_{\text{бур1}} \geq d_{\text{под1}} + 3r_1$. Такой же должна быть конструкция вала и слева от червяка.

$l_{\text{бур1пр}}$ – длина буртика справа от червяка, т.е. расстояние от торца нарезанной части червяка до торца внутреннего кольца роликоподшипника, мм:

$$l_{\text{бур1пр}} = K_2 + \delta_1 + (T - B) - \frac{b_1}{2}, \quad (6.17)$$

где T и B – параметры роликоподшипника (см. выше);

b_1 – параметр червяка (см. раздел 6.2.1.);

K_2 – расстояние от оси симметрии червячной передачи до торца прилива на корпусе редуктора для правого подшипникового узла (см. конструктивную схему №3), мм:

$$K_2 = \sqrt{\Gamma^2 - K_1^2}, \quad (6.18)$$

где Γ – расстояние от оси червячного колеса до прилива на корпусе (гипотенуза прямоугольного треугольника с катетами K_2 и K_1):

ПОСТРОЕНИЕ КОНИЧЕСКОГО РОЛИКОПОДШИПНИКА.

Отрезок ab делится точками 1, 2, 3 на четыре равные части.

Из точки 3 под углом $\alpha_3 = 15^\circ$ (или 29°) проводится образующая конуса до пересечения с осью подшипника в точке O (разм. L).

$$d_3 = D - 0,25(D - d);$$

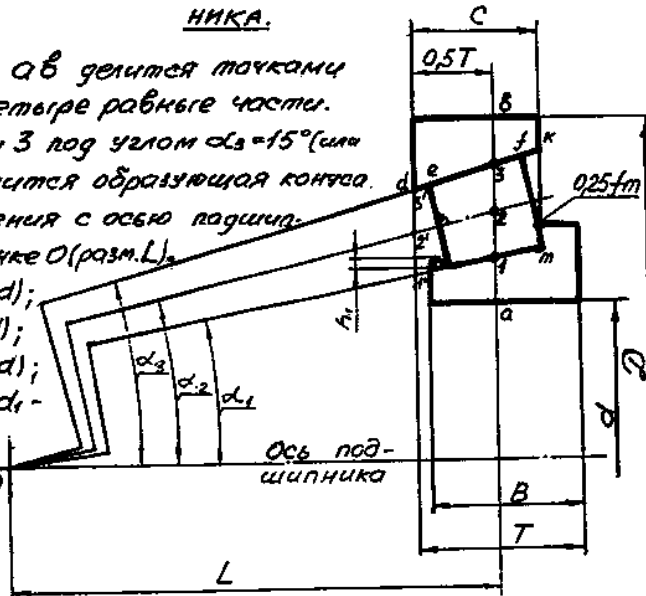
$$a_2 = D - 0,5(D - d);$$

$$d_1 = D - 0,75(D - d);$$

где d_3, d_2 и d_1 — диаметры точек 3, 2 и 1.

Ось подшипника

$$L = \frac{0,5d_3}{\operatorname{tg} \alpha_3}$$



$$\alpha_3 - \text{загон}; \quad \alpha_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{d_2}{2L} \right); \quad \alpha_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{d_1}{2L} \right).$$

$$d_3' = d_3 - T \cdot \operatorname{tg} \alpha_3; \quad d_2' = d_2 - T \cdot \operatorname{tg} \alpha_2; \quad d_1' = d_1 - T \cdot \operatorname{tg} \alpha_1;$$

$$fk = de = 0,05(D - d); \quad h_r = 0,124fm.$$

Отрезки 3'-3, 2'-2, 1'-1 проводятся до пересечения с торцом по размеру C .

Рис 6.5

$$\Gamma = \frac{d_{ae2}}{2} + A, \tag{6.19}$$

где d_{ae2} и A — см. раздел 6.2.1;

K_1 — расстояние от плоскости разъема корпуса редуктора до поверхности прилива по диаметру, мм:

$$K_1 = a_w - \frac{D_2}{2}, \tag{6.20}$$

где a_w — межосевое расстояние червячной передачи (см. раздел 6.2.1);

D_2 — диаметр прилива, приравниваемый наружному диаметру крышки подшипникового узла (см. 3, стр. 68...74). D_2 определяется по диаметру D_a стакана, в котором устанавливаются подшипники правой опоры (см. 1, рис. 8.1, a), мм:

$$D_a = D + 2\delta; \tag{6.21}$$

где D — наружный диаметр роликоподшипника (см. выше); δ — толщина стенки стакана.

Примечание. Значение δ следует выбрать из рекомендуемого диапазона так, чтобы величина D_a получилась кратной 5. Например: $D = 72$ мм, диапазон значений $\delta : 7 \dots 9$ мм. Принимаем $\delta = 9$ мм, тогда $D_a = 72 + 2 \cdot 9 = 90$ мм.

Кроме того, для стакана необходимо определить δ_1 и δ_2 , а также D_2 и D_1 :

$\delta_1 \approx \delta$ – толщина буртика, являющегося упором для наружного кольца подшипника;

$\delta_2 \approx 1,2\delta$ – толщина фланца стакана;

D_2 – наружный диаметр фланца;

D_1 – диаметр осей болтов крепления фланца стакана и крышки подшипникового узла к корпусу редуктора.

Для определения D_2 и D_1 представим диаметр стакана D_a как наружный диаметр D условного подшипника и по справочным данным крышек подшипниковых узлов находим D_2 и D_1 (см. 3, стр. 68...74).

Находим значение K_1 по формуле (6.20), затем рассчитываем значение K_2 по формуле (6.18) и округляем его в большую сторону до целого числа. Далее определяем $l_{\text{бурп.пр}}$ по формуле (6.17).

По $d_{\text{подл}}(d)$ для левой опоры входного вала производим выбор радиального однорядного шарикоподшипника ГОСТ 8338–75 (см. 1, табл. 24.10, стр. 459) такой же серии, что и для роликоподшипников правой опоры. Для установки подшипника используем стакан, аналогичный по габаритным размерам стакану правой опоры с той разницей, что у него не должно быть буртика δ_1 для упора подшипника, но положение подшипника от края стакана должно быть выполнено по размеру, равному δ_1 .

Для выбранного подшипника выполняем эскиз, указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; D; B; r; D_{\text{ш}}; C_r; C_{or}$.

Примечание. Обозначение шарикоподшипника легкой серии при $d_{\text{подл}} = 40$ мм: «Подшипник 208 ГОСТ 8338–75».

$l_{\text{бурп.лев}}$ – длина буртика слева от червяка, т.е. расстояние от торца нарезанной части червяка до торца внутреннего кольца шарикоподшипника:

$$l_{\text{бурп.лев}} = K_2 + \delta_1 - \frac{b_1}{2}, \quad (6.22)$$

где $K_2; \delta_1$ и b_1 – см. выше.

Посадки, применяемые при установке входного вала:

- посадка внутреннего кольца подшипника на вал – $\varnothing 40k6$ (для $d_{\text{подл}} = 40$ мм);
- посадка наружного кольца в отверстие стакана – $\varnothing 80H7$ (для $D = 80$ мм);
- посадка стакана в отверстие прилива на корпусе – $\varnothing 95 \frac{H7}{j_s 6}$ (для $D_a = 95$ мм).

6.2.3. Конструкция выходного вала (индекс 2 по схеме № 3)

На законцовке выходного вала устанавливается ведущая звездочка горизонтально расположенной цепной передачи (см. рис. 7.2, а). Предварительно оцениваем диаметр законцовки вала из расчета только на кручение.

$d_{\text{кон2}}$ – диаметр концевой части вала, мм:

$$d_{\text{кон2}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (6.23)$$

где T_2 – вращающий момент на выходном валу редуктора, Н·м ($T_2 \Rightarrow T_2$ см. раздел 1.3, глава 1, часть 1);

$[\tau] = 18 \text{ МПа}$ – допускаемое касательное напряжение для выходного вала.

Значение $d_{\text{кон2}}$ округляем в большую сторону до ближайшей величины, кратной 5.

Форму концевой части вала для диаметров $d_{\text{кон2}} = 40; 45; 55; 70; 90$ мм рекомендуется выбрать конусной (см. рис. 6.1, а). Для нее из таблицы 6.2 выписываем следующие данные: $d_{\text{кон2}}; d_3; l; l_1; b \times h; t$. Проточка резьбы конусной законцовки должна быть выполнена по рис. 6.1, б с параметрами по таблице 6.3: $f; R; R_1; d_f; z$.

Цилиндрическая форма законцовки (см. рис. 6.2) рекомендуется для диаметров $d_{\text{кон2}} = 50; 60; 65; 75; 80; 85; 95; 100; 105; 110$ мм. Для нее по таблице 6.4 выписываем следующие данные: $d_{\text{кон2}}; l; r; c; b \times h$.

$d_{\text{сал}}$ – диаметр вала под сальниковое войлочное кольцо (сальник):

$d_{\text{сал}} = d_{\text{кон2}}$ – для конусной законцовки вала;

$d_{\text{сал}} = d_{\text{кон2}} + 5$ мм – для цилиндрической законцовки.

$d_{\text{под2}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (d):

$d_{\text{под2}} = d_{\text{сал}}$.

По диаметру $d_{\text{под2}}(d)$ производим выбор конического роликоподшипника ГОСТ 27365–87 легкой или средней серии (см. 1, табл. 24.16, стр. 465 или 4, стр. 218, 219). При выборе серии подшипника необходимо руководствоваться следующей рекомендацией:

$$C'_r = K_{\text{о.к.2}} \cdot (0,4 \cdot \sqrt{F_{t2} + F_r^2} + Y \cdot F_{a2}) \cdot \sqrt{L_h \cdot n_2} \leq C_r, \quad (6.24)$$

где C'_r – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_{\text{о.к.2}} = 0,185$ – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности работы редуктора в составе привода;

F_{t2}, F_r и F_{a2} – окружная, радиальная и осевая силы на червячном колесе, Н (см. раздел 3.8, глава 3, часть 1);

$L_h = 7665 \text{ ч}$ – заданный ресурс работы привода в часах (см. раздел 3.2.1, глава 3, часть 1);

n_2 – частота вращения выходного вала (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1);

$k = 10/3$ – показатель степени для роликоподшипников;

U – параметр роликоподшипника (сначала легкой, а затем средней серии);

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника, Н [см. для $d_{\text{под1}}(d)$ сначала легкой, а потом средней серии, добиваясь выполнения неравенства (6.24)].

Для выбранного роликоподшипника указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; D; T; B; C; r_1; r_2; C_r; C_{or}; e; Y; Y_0$. Для обеспечения построения подшипника на чертеже выполняем по рис. 6.5. расчет элементов внутренней конструкции роликоподшипника: $d_3; d_2; d_1; L; \alpha_3; \alpha_2; \alpha_1; d'_3; d'_2; d'_1; f_k = de$. Размеры f_m и h_1 определяем при построении.

Примечание. Обозначение роликоподшипника легкой серии при $d_{\text{под2}} = 80$ мм: «Подшипник 7216А ГОСТ 27365–87».

По конструктивной схеме №3 на валу устанавливается червячное колесо, вращающий момент от которого передается валу с помощью шпоночного соединения (рис. 6.3).

d_k – диаметр вала под червячное колесо:

$$d_k = d_{\text{под2}} + (5 \dots 15) \text{ мм (значение } d_k \text{ должно быть кратным 2 или 5)}.$$

Примечание. Конструктивная добавка варьируется в зависимости от значения $d_{\text{под2}}$:

- 5...7 мм для $d_{\text{под2}} \leq 60$ мм ;
- 8...12 мм для $d_{\text{под2}} = 65 \dots 85$ мм ;
- 13...15 мм для $d_{\text{под2}} \geq 90$ мм .

По диаметру d_k (табл. 6.5) производим выбор призматической шпонки с закругленными краями и выписываем следующие параметры: $b; h; t_1; t_2; r$.

Определяем длину шпонки, используя соотношения:

$l_{\text{ш}}(l) = l_{\text{см}} - 10$ мм, где $l_{\text{см}} = 1,5 d_k$. Полученное значение округляем в меньшую сторону до ближайшей стандартной величины (см. примечание к табл. 6.5) и указываем обозначение шпонки по ГОСТ (там же).

Проверяем шпонку по напряжению смятия, для чего определяем рабочую длину шпонки, мм:

$$l_p = l_{\text{ш}} - b. \quad (6.25)$$

Находим действующее напряжение смятия, МПа:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_k \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (6.26)$$

где T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н · м (см. выше расчет $d_{\text{кон2}}$);

$[\sigma]_{\text{см}} = 100$ МПа – допускаемое напряжение смятия.

Примечание. При невыполнении указанного соотношения необходимо увеличить d_k на (5...8) мм, произвести заново выбор шпонки и проверку ее на смятие, добиваясь выполнения соотношения (6.26).

Конструкция червячного колеса представлена на конструктивной схеме №3 (подробнее конструкцию червячных колес – см. 1, раздел 5.6). Чаще всего червячные колеса изготавливают составными: центр – из стали, зубчатый венец – из бронзы. При малых окружных скоростях ($v < 2$ м/с) червячные колеса изготавливают цельными из серого чугуна СЧ15 или СЧ20 ГОСТ 1412–85. Длину l_{cm} посадочного отверстия центра колеса, согласованную с длиной стандартной шпонки $l_{ш}$ – см. выше. Должно быть: $l_{cm} = l_{ш} + 10$, при этом желательно, чтобы выдерживалось соотношение: $l_{cm} = (0,8...1,5) \cdot d_k$.

Диаметр ступицы колеса d_{cm} назначают в зависимости от материала ступицы: $d_{cm} = (1,5...1,55) \cdot d_k$ – для стальных центров; $d_{cm} = (1,55...1,6) \cdot d_k$ – для цельных колес из чугуна, при этом значение d_{cm} округляют до величины, кратной 2 или 5 и входящей в рассчитанный диапазон. Остальные конструктивные элементы червячных колес рекомендуется принимать по рис. 5.17 (см. 1, стр. 77 [79]).

$d_{бур2}$ – диаметр буртика для упора червячного колеса, мм:

$$d_{бур2} = d_k + (8...15). \quad (6.27)$$

Величину $d_{бур2}$ рекомендуется принимать кратной 2 или 5.

$B_{вн}$ – расстояние между внутренними поверхностями боковых стенок корпуса:

$$B_{вн} = (D_2)_1 \text{ или } B_{вн} = l_{cm} + 2 \cdot 10 \text{ или } B_{вн} = d_{a1} + 2A, \quad (6.28)$$

где $(D_2)_1$ – диаметр прилива корпуса, приравниваемый наружному диаметру крышки подшипникового узла входного вала (см. раздел 6.2.2);

l_{cm} – длина ступицы червячного колеса (см. выше);

d_{a1} – диаметр вершин витков червяка (см. раздел 6.2.1);

A – радиальный зазор (там же).

Из трех значений $B_{вн}$ выбирается наибольшее.

$l_{бур2}$ – длина буртика для упора червячного колеса (расчет см. в разделе 6.4).

Посадки, применяемые при установке выходного вала:

- посадка внутреннего кольца подшипника на вал – $\varnothing 50k6$ (для $d_{под2} = 50$ мм);
- посадка наружного кольца подшипника в отверстие корпуса – $\varnothing 90H7$ (для $D = 90$ мм);
- посадка червячного колеса на вал – $\varnothing 60 \frac{H7}{n6}$ (для $d_k = 60$ мм);
- посадка шпонки в паз вала – $18 \frac{N9}{h9}$ (для $b = 18$ мм);
- посадка шпонки в паз ступицы червячного колеса – $18 \frac{J_s 9}{h9}$.

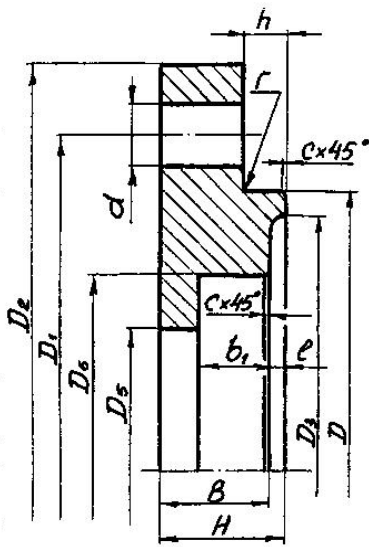


Рис. 6.6

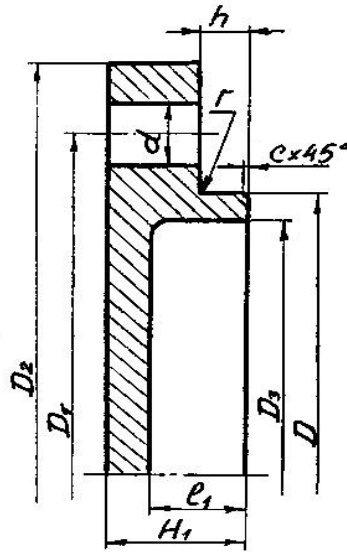


Рис. 6.7

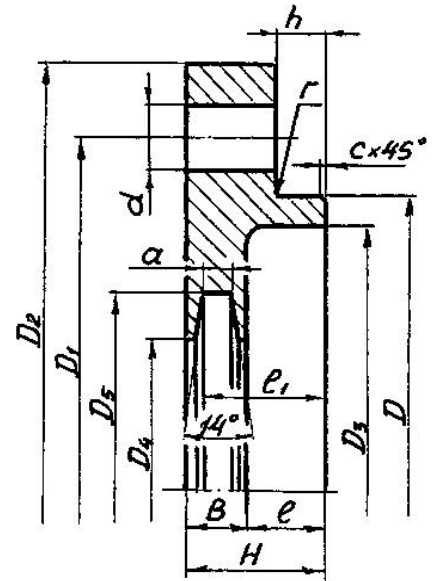


Рис. 6.8

6.3. Крышки подшипниковых узлов

Крышка торцовая с отверстием для манжетного уплотнения (см. рис. 6.6) предназначена для герметизации законцовки входного вала редуктора (см. поз. 1 на конструктивной схеме №1 и №3). Крышка подбирается по наружному диаметру D подшипника входного вала (см. раздел 6.1.2 для заданий 2.1, 2.5 и 2.8 или раздел 6.2.2 для задания 2.3). Для нее выписываются следующие данные с учетом $d_{\text{ман}}$ (см. 3, стр. 68...74): $D; D_1; D_2; D_3; D_5; D_6; d(d_4); H; h; l; B; b_1; c; n$.

Примечания: 1. Для задания 2.3 диаметры D_1 и D_2 выписываются из раздела 6.2.2 (см. расчет диаметра D_a).

2. Количество болтов крепления крышки к корпусу: $n = 4$ для $D = 40...75$; $n = 6$ для $D = 80...225$.

Крышка торцовая глухая (см. рис. 6.7) предназначена для герметизации подшипникового узла входного вала, не имеющего выхода из корпуса редуктора (см. поз. 2 на конструктивной схеме №1 и №3). Крышка подбирается по наружному диаметру D подшипника входного вала, и для нее выписываются следующие данные (см. 3, стр. 66, 67): $D; D_1; D_2; D_3; d(d_4); H_1$ (для типа 2); $h; l; c; n$.

Примечания: 1. Для задания 2.3 диаметры D_1 и D_2 принимаются такими же, как для крышки поз. 1.

2. Количество болтов n одинаково с крышкой поз.1.

Крышка торцовая с канавкой для уплотнительного кольца (сальника) (см. рис 6.8.) предназначена для герметизации законцовки выходного вала редуктора (см. поз. 3 на конструктивной схеме №1 и №3). Крышка подбирается по наружному диаметру D подшипника выходного вала (см. раздел 6.1.3 для заданий 2.1, 2.5 и 2.8 или раздел 6.2.3 для задания 2.3). Для нее выписываются следующие данные с учетом $d_{\text{сал}}$ (см. 3, стр. 75...86): $D; D_1; D_2; D_3; D_4; D_5; d(d_4);$

$H; h; l; l_1; B; a; c; n$.

Примечание. Количество болтов крепления крышки к корпусу:
 $n = 4$ для $D = 40 \dots 75$; $n = 6$ для $D = 80 \dots 225$.

Крышка поз. 4 по конструктивной схеме №1 и №3 аналогична крышке поз. 2 (см. рис. 6.7), но подбирается по наружному диаметру D подшипника выходного вала. Для нее выписываются следующие данные (см. 3, стр. 66, 67): $D; D_1; D_2; D_3; d(d_4); H_1$ (для типа 2); $h; l_1; c; n$.

Примечания: 1. Количество болтов крепления крышки к корпусу такое же, как для крышки поз.3

2. Для всех крышек диаметр отверстия d для болта крепления крышки к корпусу (d_4) задается на 1 мм больше диаметра болта. Таким образом, $d_4 = d - 1$. Например: если $d = 11$ мм, то резьба болта d_4 , будет М10, т.е. $d(d_4) = 11(\text{M10})$.

6.4. Конструктивные элементы корпуса редуктора

Рассматриваются на базе корпуса из чугуна СЧ 15 ГОСТ 1412–85 (см. 5, рис. 10.18, стр. 240...242).

Толщина стенки корпуса и крышки редуктора:

$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1 \text{ мм} \geq 8 \text{ мм}$; $\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1 \text{ мм} \geq 8 \text{ мм}$ (для заданий 2.1; 2.5; 2.8);

$\delta = 0,04 \cdot a_w + 2 \text{ мм} \geq 8 \text{ мм}$; $\delta_1 = 0,032 \cdot a_w + 2 \text{ мм} \geq 8 \text{ мм}$ (для задания 2.3).

Примечания: 1. Для заданий 2.1;2.5;2.8: a_w – межосевое расстояние зубчатой передачи; для задания 2.3: a_w – межосевое расстояние червячной передачи.

2. Проверяем значение толщины стенки по формуле: $\delta = 1,3 \cdot \sqrt[4]{T_2}$, где T_2 – вращающий момент на выходном валу редуктора, Н·м. Полученное значение округляем в большую сторону до целого числа и сравниваем с δ , рассчитанной через a_w . Из двух значений выбираем большее, но в любом случае δ не должна быть менее 8 мм.

3. Для толщин $\delta \leq 12$ мм рекомендуется принимать $\delta_1 = \delta$, при этом значения δ и δ_1 должны быть целым числом.

Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса: $b = 1,5\delta$.

Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса: $b_1 = 1,5\delta_1$.

Толщина нижнего пояса (основания) корпуса при наличии бобышек под фундаментные болты: $P_1 = 1,5 \cdot \delta$; $P_2 = 2,5 \cdot \delta$.

Толщина ребер корпуса и крышки корпуса: $m = \delta; m_1 = \delta_1$.

Расстояние между дном корпуса и поверхностями вращающихся элементов $b_0 \geq 3A$, но не менее 30 мм для зубчатого колеса (задания 2.1, 2.5, 2.8) и не менее 20 мм для червяка (задание 2.3).

Диаметр фундаментных болтов (при их количестве $n \geq 4$):

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_w + 12. \quad (6.29)$$

Рассчитанный диапазон диаметров болта сравниваем с ближайшим стандартным значением из ряда: М6, М8, М10, М12, М16, М20, М24...

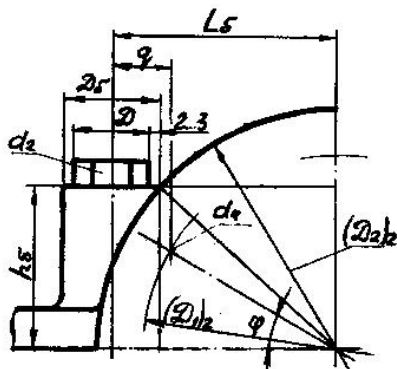
Например, $d_1 = 16,5 \dots 17,4$ мм, принимаем $d_1 = М16$;

$d_1 = 19,2 \dots 20,64$ мм, принимаем $d_1 = М20$.

Примечание. Диаметр отверстия в основании корпуса должен быть на 2...3 мм больше диаметра фундаментного болта.

Диаметры болтов:

- у подшипников: $d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1$;
- в соединении фланцев корпуса и крышки: $d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1$. Полученные значения d_2 и d_3 округляем в большую сторону до стандартных значений (см. выше).



Размеры, определяющие положение болтов d_2 :

- $q \geq 0,5 \cdot d_2 + d_4$, где d_4 – диаметр болта крепления крышки подшипникового узла на выходном валу (см. раздел 6.3, крышка поз.3 или 4);
- $e \approx (1 \dots 1,2) \cdot d_2$.

Высота бобышки h_6 на корпусе и крышке корпуса под болт d_2 (см. рис. 6.9) рассчитывается так, чтобы на поверхности бобышки образовалась опорная площадка D_6 под головку болта или гайку.

Рис. 6.9

D – диаметр головки болта d_2 – (см. табл. 6.8); $D_6 = D + 6$ мм.

L_6 – расстояние от оси крышки подшипникового узла до оси болта d_2 :

$$L_6 = \frac{(D_1)_2}{2} \cdot \cos \varphi + q, \quad (6.30)$$

где $(D_1)_2$ – диаметр осей болтов d_4 на выходном валу (параметр D_1 для поз. 3, раздел 6.3); q – см. выше;

$$\varphi = \frac{180}{n}, \text{ где } n \text{ – число болтов } d_4.$$

$$h_6 = \sqrt{\left[\frac{(D_2)_2}{2} \right]^2 - \left(L_6 - \frac{D_6}{2} \right)^2}, \quad (6.31)$$

где $(D_2)_2$ – наружный диаметр крышки подшипникового узла на выходном валу (параметр D_2 для поз. 3, раздел 6.3).

Полученное значение h_6 округляем в большую сторону до целого числа.

Диаметр прилива на корпусе и крышке корпуса редуктора для подшипникового узла:

$D_{пр1} = (D_2)_1$ – на входном валу (см. раздел 6.3, а также поз. 1 или 2 на конструктивной схеме №1 и №3);

$D_{пр2} = (D_2)_2$ – на выходном валу (см. раздел 6.3, а также поз. 3 или 4 на конструктивной схеме №1 и №3).

Здесь D_2 – наружный диаметр крышки подшипникового узла.

Высота прилива $l_{пр}$ на корпусе и крышке корпуса для гнезда подшипника на выходном валу редуктора, мм:

а) для заданий **2.1, 2.5 и 2.8:**

$$l_{пр} = Y_m + (B)_2 + (h)_2, \quad (6.32)$$

где Y_m – ширина мазеудерживающего кольца: $Y_m = 10$ мм;

$(B)_2$ – ширина кольца подшипника на выходном валу (см. раздел 6.1.3);

$(h)_2$ – высота выступа крышки подшипникового узла на выходном валу (см. раздел 6.3, крышка поз. 3 или 4, параметр h).

Примечание. Для упрощения конструкции корпуса редуктора высота прилива $(l'_{пр})$ на входном валу приравнивается высоте прилива $(l_{пр})$ на выходном валу: $l'_{пр} = l_{пр}$.

$l_{см1}$ – длина распорной втулки между подшипником и крышкой подшипникового узла на входном валу:

$$l_{см1} = l'_{пр} - Y_m - (B)_1 - (h)_1, \quad (6.33)$$

где $(B)_1$ – ширина кольца подшипника на входном валу (см. раздел 6.1.2);

$(h)_1$ – высота выступа крышки подшипникового узла на входном валу

(см. раздел 6.3, крышка поз. 1 или 2, параметр h);

$l'_{пр}$ и Y_m – см. выше;

Примечание. В случае, если $l_{см1} \leq 2$ мм или имеет отрицательное значение, распорную втулку на входном валу не выполняют, а конструктивно варьируют шириной мазеудерживающих колец, выполняя их разными для входного и выходного валов, но так, чтобы Y_{mi} находилось в диапазоне 10...15 мм. Например:

$l_{см1} = 2$ мм, тогда $Y_{m1} = 12$ мм и $Y_{m2} = 10$ мм;

$l_{см1} = -3$ мм, тогда $Y_{m1} = 10$ мм и $Y_{m2} = 13$ мм.

В этом случае $l_{см1} = 0$.

A_4 – расстояние от оси входного вала до проекционного положения оси болта d_4 крепления крышки подшипника (см. конструктивную схему № 1), мм:

$$A_4 = \frac{(D_1)_1}{2} \cdot \cos\left(\frac{180^\circ}{n}\right), \quad (6.34)$$

где $(D_1)_1$ – см. раздел 6.3., поз. 1 или 2, параметр D_1 ;

n – количество болтов крепления крышки подшипникового узла (там же).

A_5 – расстояние от наружного кольца подшипника входного вала до внутренней поверхности торцевой стенки корпуса редуктора, мм:

$$A_5 = A_4 + q + 1,1 d_2 + 2 \text{ мм} - \delta - \frac{(D)_1}{2}, \quad (6.35)$$

где A_4, q, d_2, δ – см. выше;

$(D)_1$ – диаметр наружного кольца подшипника входного вала (см. раздел 6.1.2).

Полученное значение A_5 округляем в большую сторону до целого числа.

б) для задания 2.3:

$$l_{\text{пр}} = K_2 + \delta \text{ для случая, если } K_2 + \delta \geq (T)_2 + (h)_2 \quad (6.36)$$

K_2 – рекомендуемое расстояние от торцевой поверхности прилива для подшипникового узла до наружной поверхности стенки корпуса: подбирается по табл. 6.8 в зависимости от диаметра болта d_2 (см. выше);

δ – толщина стенки корпуса (см. выше);

$(T)_2$ – параметр роликотподшипника на выходном валу (см. раздел 6.2.3);

$(h)_2$ – высота выступа крышки подшипникового узла на выходном валу (см. раздел 6.3, крышка поз. 3 или 4, параметр h).

Примечание. Если $K_2 + \delta < (T)_2 + (h)_2$, то высота прилива:

$$l_{\text{пр}} = (T)_2 + (h)_2.$$

$l_{\text{бур2}}$ – длина буртика на выходном валу для упора червячного колеса, мм:

$$l_{\text{бур2}} = \frac{B_{\text{вн}} - l_{\text{см}}}{2} + l_{\text{пр}} - (T)_2 - (h)_2, \quad (6.37)$$

где $B_{\text{вн}}$ – см. раздел 6.2.3;

$l_{\text{см}}$ – там же;

$l_{\text{пр}}$, $(T)_2$ и $(h)_2$ – см. выше.

Таблица 6.8

Размеры в мм							
Параметры	Болты						
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
K_i	22	24	28	33	39	48	54
C_i	12	13	16	18	21	25	34
D	10,9	14,2	17,6	19,9	26,2	33	39,6
h	4	5,5	7	8	10	13	15
S	10	13	16	18	24	30	36

Примечания: 1. Параметры $K_i(K_1; K_2; K_3)$ и $C_i(C_1; C_2; C_3)$ – см. 5, рис. 10.18, стр. 240...242.

2. Параметры головки болта по ГОСТ 7798–70:

D – диаметр головки болта; h – высота головки;

S – размер под ключ.

Радиусы сопряжений переходных поверхностей корпуса – см. 1, рис. 17.9.

Рекомендуется принимать: $r = A_1 = 10$ мм; $R = r + \delta$.

ГЛАВА 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, НАГРУЖАЮЩИХ ПОДШИПНИКИ ВХОДНОГО ВАЛА

7.1. Условия работы входного вала

Подшипники качения для опор входного вала – см. раздел 6.1.2 для заданий 2.1, 2.5 и 2.8 и раздел 6.2.2 для задания 2.3.

Частота вращения $n_1 = \text{об/мин}$ (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1: $n_1 \Rightarrow n_1$ для заданий 2.3 и 2.5; $n_1 \Rightarrow n_2$ для заданий 2.1 и 2.8).

Вероятность безотказной работы привода 90%.

Требуемый ресурс $L_h = 7665$ часов (см. раздел 2.2, глава 2 или раздел 3.2, глава 3, часть 1).

Вал выполнен из стали 40Х ГОСТ 4543 – 71. Шестерня зубчатой передачи (для заданий 2.1, 2.5 и 2.8) и червяк (для задания 2.3) выполнены заодно с валом.

Вал подвергается термообработке:

а) вал – шестерня: улучшение, твердость 269 ... 302 НВ;

б) вал – червяк: улучшение, твердость 269 ... 302 НВ в сердцевине и закалка ТВЧ поверхностного слоя витков червяка до твердости 45 ... 50 HRC.

Делительный диаметр шестерни (червяка) – $d_1 =$ мм, (см. раздел 6.1.1 для заданий 2.1, 2.5 и 2.8; раздел 6.2.1 для задания 2.3).

Максимальный (из длительно действующих) момент $T_1 =$ Н·м (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1: $T_1 \Rightarrow T_1$ для заданий 2.3 и 2.5; $T_1 \Rightarrow T_2$ для заданий 2.1 и 2.8).

Силы в зацеплении при передаче максимального момента:

а) зубчатая передача:

окружная сила $F_t =$ Н;

радиальная сила $F_r =$ Н;

осевая сила $F_a =$ Н (только для косозубой передачи, см. раздел 2.13, глава 2, часть 1);

б) червячная передача:

окружная сила на червяке $F_{t1} =$ Н;

осевая сила на червяке $F_{a1} =$ Н;

радиальная сила $F_r =$ Н (см. раздел 3.8, глава 3, часть 1).

Типовой режим нагружения – II (средний равновероятностный); возможны кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки. Условия работы подшипников – обычные. Ожидаемая рабочая температура $t_{\text{раб}} < 100^\circ \text{C}$.

На законцовке входного вала устанавливается:

1) ведомый шкив клиноременной передачи (для заданий 2.1 и 2.8);

2) муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) ГОСТ 21424–93 (для заданий 2.3 и 2.5).

7.2. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении

7.2.1 Расчетная схема для задания 2.1 выполнена на основании схемы привода по рис. 7.1, *a* и должна соответствовать схеме на рис. 7.1, *б*.

По конструктивной схеме № 1 цилиндрического зубчатого редуктора определяем плечи сил для расчетной схемы входного вала, при этом считаем, что реакции опор проходят по оси симметрии шарикоподшипников.

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = (B)_1 + 2Y_m + 2A_1 + b_1, \quad (7.1)$$

где $(B)_1$ – ширина кольца подшипника на входном валу (см. раздел 6.1.2);

Y_m – ширина мазеудерживающего кольца (см. раздел 6.4, примечание к l_{em1});

A_1 – торцовый зазор между зубьями шестерни и боковыми стенками корпуса (см. раздел 6.1.1);

b_1 – ширина зубчатого венца шестерни (там же).

l_1 – расстояние между опорой 2 (ближней к законцовке вала) и точкой приложения сил в зацеплении (посредине зубчатого венца шестерни):

$l_1 = 0,5l$ – для симметричного расположения опор относительно точки приложения сил.

Равновесие сил и моментов в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_1 = -F_r \cdot (l - l_1) + R_{2B} \cdot l = 0; \quad R_{2B} = F_r \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (7.2)$$

$$\sum M_2 = F_r \cdot l_1 - R_{1B} \cdot l = 0; \quad R_{1B} = F_r \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (7.3)$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = -R_{1B} + F_r - R_{2B} = 0. \quad (7.4)$$

Равновесие сил и моментов в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_1 = F_t \cdot (l - l_1) - R_{2Г} \cdot l = 0; \quad R_{2Г} = F_t \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (7.5)$$

$$\sum M_2 = -F_t \cdot l_1 + R_{1Г} \cdot l = 0; \quad R_{1Г} = F_t \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (7.6)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = -R_{1Г} + F_t - R_{2Г} = 0. \quad (7.7)$$

Суммарные реакции опор см. в разделе 7.4.

7.2.2. Расчетная схема для задания 2.3 выполнена на основании схемы привода по рис. 7.2, *a* и должна соответствовать схеме на рис. 7.2, *б*.

По конструктивной схеме №3 одноступенчатого червячного редуктора определяем плечи сил для расчетной схемы входного вала. Точка приложения сил в червячной паре находится в полюсе зацепления. Длина нарезанной части червяка (b_1) расположена симметрично относительно полюса. Для опоры 2 (ближайшей к законцовке вала) принимаем, что опорная реакция расположена в плоскости соприкосновения роликоподшипников. Для опоры 1 опорная реакция проходит по оси симметрии радиального однорядного шарикоподшипника.

Расстояние между опорой 2 и точкой приложения сил в зацеплении, мм:

$$l_1 = K_2 + (\delta_1)_1 + (T)_1, \quad (7.8)$$

где K_2 – расстояние от плоскости симметрии червячной передачи до торцовой поверхности прилива на корпусе для правого подшипникового узла (см. раздел 6.2.2);

$(\delta_1)_1$ – толщина буртика стакана для упора подшипников правой опоры (конструкцию стакана – см. там же);

$(T)_1$ – параметр роликоподшипника правой опоры (там же).

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = l_1 + K_2 + (\delta_1)_1 + \frac{(B)_1}{2}, \quad (7.9)$$

где $(B)_1$ – параметр шарикоподшипника левой опоры (см. раздел 6.2.2); остальные параметры – см. выше.

Равновесие сил и моментов в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_1 = 0; F_r \cdot (l - l_1) + F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_1 - R_{2B} = 0; R_{2B} = \frac{F_r(l - l_1) + F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_1}{l}. \quad (7.10)$$

$$\sum M_2 = 0; -F_r \cdot l_1 + F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_1 + R_{1B} \cdot l = 0; R_{1B} = \frac{F_r \cdot l_1 - F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_1}{l}. \quad (7.11)$$

Примечание. Отрицательный знак реакции R_{1B} означает, что действительное направление вектора R_{1B} противоположно предварительно заданному. В этом случае расчетную схему вала менять не следует, а отрицательный знак учесть при определении суммарной нагрузки на подшипник опоры 1 в разделе 7.4.

$$\text{Проверка: } \sum Y = R_{1B} - F_r + R_{2B} = 0. \quad (7.12)$$

Равновесие сил и моментов в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_1 = 0; F_t \cdot (l - l_1) - R_{2\Gamma} \cdot l = 0; R_{2\Gamma} = F_t \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (7.13)$$

$$\sum M_2 = 0; R_{1\Gamma} \cdot l - F_{t1} \cdot l_1 = 0; R_{1\Gamma} = F_{t1} \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (7.14)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = -R_{1\Gamma} + F_{t1} - R_{2\Gamma} = 0. \quad (7.15)$$

Реакции опор от сил в зацеплении:

$$R_1 = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1\Gamma}^2}; R_2 = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2\Gamma}^2}. \quad (7.16)$$

Суммарные реакции опор см. в разделе 7.4.

7.2.3. Расчетная схема для задания 2.5 выполнена на основании схемы привода по рис. 7.3, *а* и должна соответствовать схеме на рис. 7.3, *б*.

По конструктивной схеме №1 цилиндрического зубчатого редуктора определяем плечи сил для расчетной схемы входного вала, при этом считаем, что реакции опор проходят по оси симметрии шарикоподшипников.

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = (B)_1 + 2V_{m1} + 2A_1 + b_1. \quad (7.17)$$

Расшифровку параметров – см. раздел 7.2.1.

$$l_1 = 0,5l.$$

Равновесие сил и моментов в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad F_r \cdot (l - l_1) - R_{2B} \cdot l = 0; \quad R_{2B} = F_r \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (7.18)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -F_r \cdot l_1 + R_{1B} \cdot l = 0; \quad R_{1B} = F_r \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (7.19)$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = -R_{1B} + F_r - R_{2B} = 0. \quad (7.20)$$

Равновесие сил и моментов в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_t \cdot (l - l_1) + R_{2\Gamma} \cdot l = 0; \quad R_{2\Gamma} = F_t \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (7.21)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_t \cdot l_1 - R_{1\Gamma} \cdot l = 0; \quad R_{1\Gamma} = F_t \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (7.22)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = -R_{1\Gamma} + F_t - R_{2\Gamma} = 0. \quad (7.23)$$

Реакции опор от сил в зацеплении:

$$R_1 = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1\Gamma}^2}; \quad R_2 = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2\Gamma}^2}. \quad (7.24)$$

Суммарные реакции опор см. в разделе 7.4.

7.2.4. Расчетная схема для задания 2.8 выполнена на основании схемы привода по рис. 7.4, *а* и должна соответствовать схеме на рис. 7.4, *б*.

По конструктивной схеме №1 цилиндрического зубчатого редуктора с косозубыми колесами определяем плечи сил для расчетной схемы входного вала. В опорах 1 и 2 установлены радиально-упорные шарикоподшипники по схеме «враспор», поэтому точки приложения опорных реакций смещены от наружных торцов подшипников на величину a внутрь схемы.

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = 2(B)_1 + 2Y_m + 2A_1 + b_1 - 2a, \quad (7.25)$$

где $(B)_1$ – ширина кольца подшипника на входном валу (см. раздел 6.1.2);

Y_m – ширина мазеудерживающего кольца (см. раздел 6.4, примечание к l_{sm1});

A_1 – торцовый зазор (см. раздел 6.1.1);

b_1 – ширина зубчатого венца шестерни (там же);

a – смещение точки приложения опорной реакции от торца радиально-упорного шарикоподшипника (см. 1, рис. 7.1), мм:

$$a = 0,5[(B)_1 + 0,5(d + D)_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha], \quad (7.26)$$

где $(d + D)_1$ – сумма значений внутреннего и наружного диаметров подшипника входного вала (см. раздел 6.1.2);

α – угол контакта радиально-упорного шарикоподшипника (там же).

Примечание. Значение a округляем в меньшую сторону до целого числа или величины кратной 0,5 мм. Например:

$$1) a = 0,5[16 + 0,5(30 + 62)\operatorname{tg} 26^\circ] = 19,22; \text{ принимаем } a = 19 \text{ мм};$$

$$2) a = 0,5[22 + 0,5(60 + 110)\operatorname{tg} 26^\circ] = 31,73; \text{ принимаем } a = 31,5$$

мм.

l_1 – расстояние между опорой 2 (ближней к законцовке вала) и точкой приложения сил в зацеплении (посредине зубчатого венца шестерни):

$l_1 = 0,5l$ – для симметричного расположения опор относительно точки приложения сил.

Равновесие сил и моментов в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\begin{aligned} \sum M_1 = 0; \quad & -F_r \cdot (l - l_1) - F_a \cdot 0,5 \cdot d_1 + R_{2B} \cdot l = 0; \\ R_{2B} = & \frac{F_r \cdot (l - l_1) + F_a \cdot 0,5 \cdot d_1}{l}. \end{aligned} \quad (7.27)$$

$$\begin{aligned} \sum M_2 = 0; \quad & F_r \cdot l_1 + F_a \cdot 0,5 \cdot d_1 - R_{1B} \cdot l = 0; \\ R_{1B} = & \frac{F_r \cdot l_1 - F_a \cdot 0,5 \cdot d_1}{l}. \end{aligned} \quad (7.28)$$

Примечание. Отрицательный знак реакции R_{1B} означает, что действительное направление вектора R_{1B} противоположно предварительно заданному. В этом случае расчетную схему вала менять не следует, а отрицательный знак учесть при определении суммарной нагрузки на подшипник опоры 1 в разделе 7.4.

$$\text{Проверка: } \sum Y = -R_{1B} + F_r - R_{2B} = 0. \quad (7.29)$$

Равновесие сил и моментов в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_t \cdot (l - l_1) + R_{2\Gamma} \cdot l = 0 \quad R_{2\Gamma} = F_t \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (7.30)$$

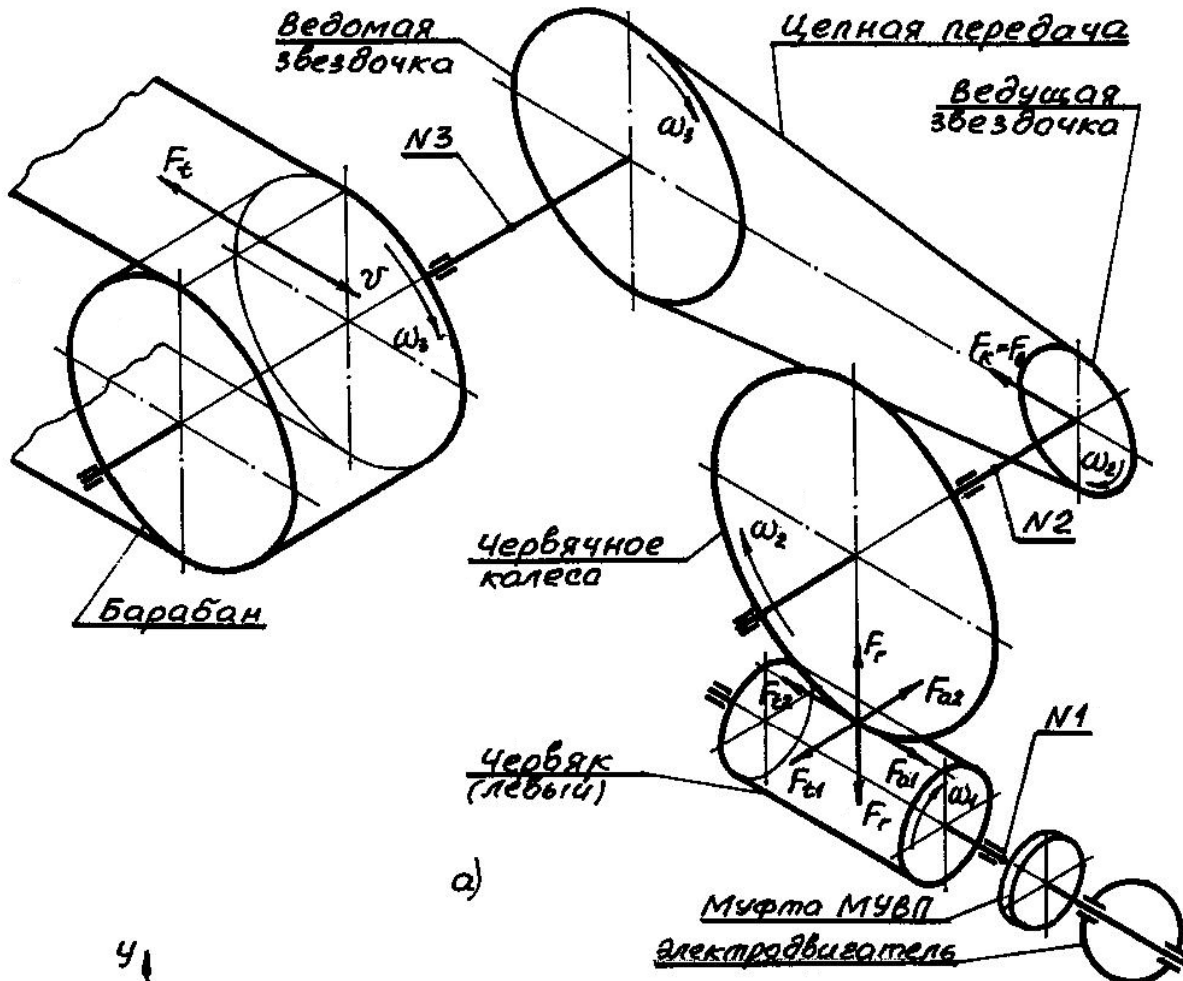
$$\sum M_2 = 0; \quad F_t \cdot l_1 - R_{1\Gamma} \cdot l = 0 \quad R_{1\Gamma} = F_t \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (7.31)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = R_{1\Gamma} - F_t + R_{2\Gamma} = 0. \quad (7.32)$$

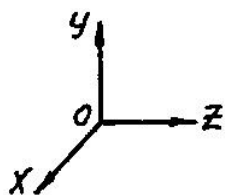
Суммарные реакции опор см. в разделе 7.4.

Задание 2.3

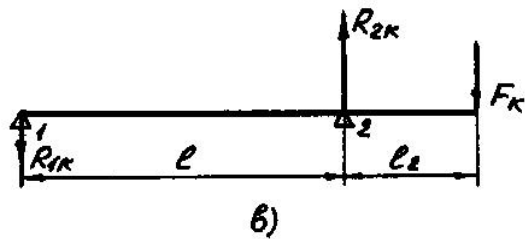
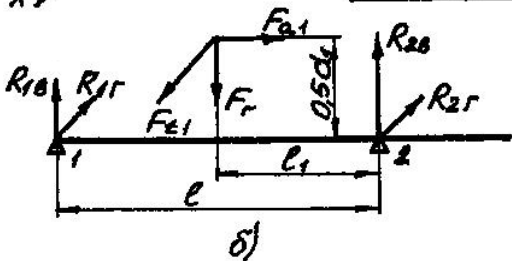
СХЕМА ПРИВОДА



а)



Расчетная схема
входной вал



Выходной вал

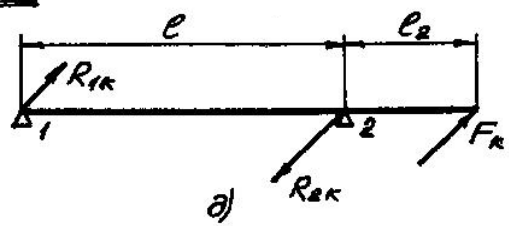
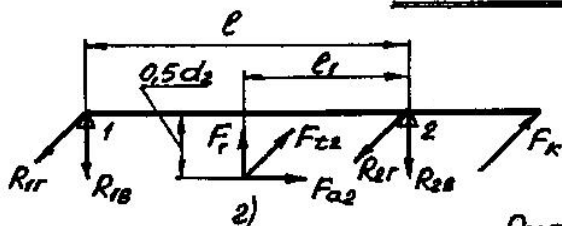
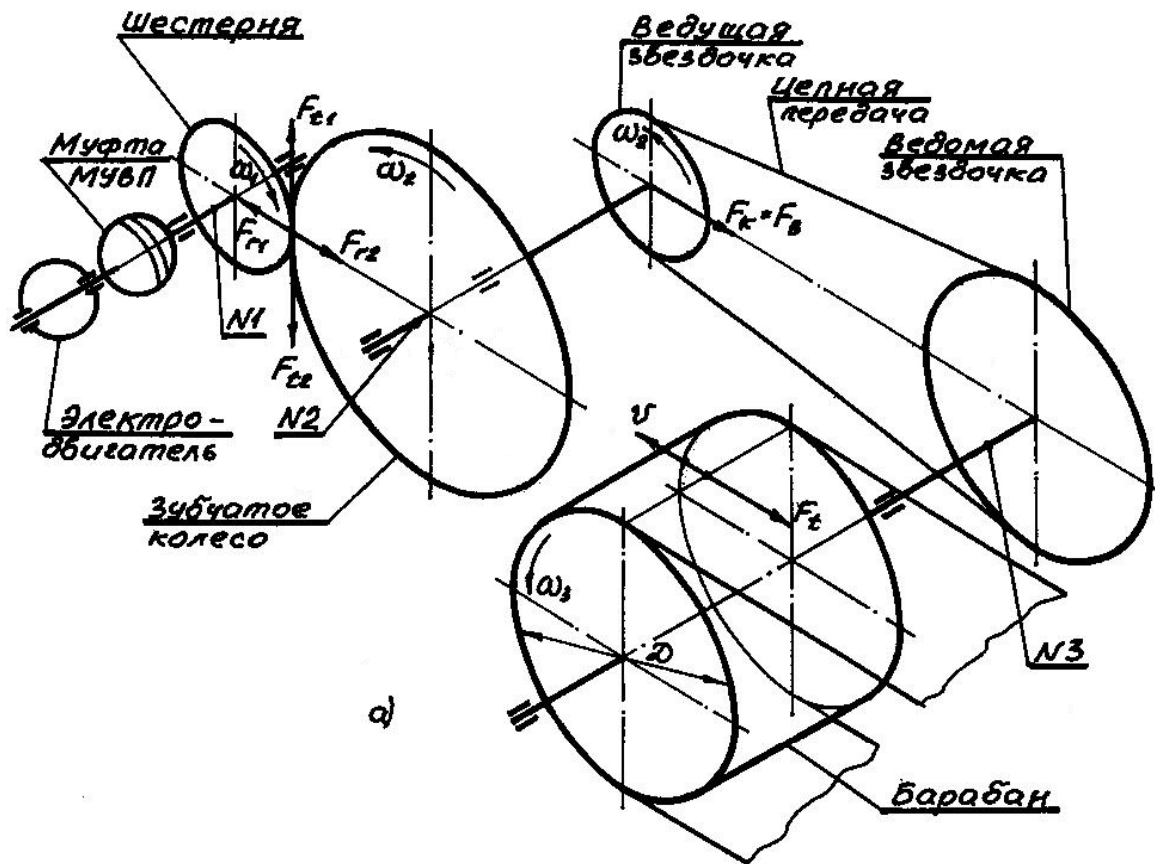


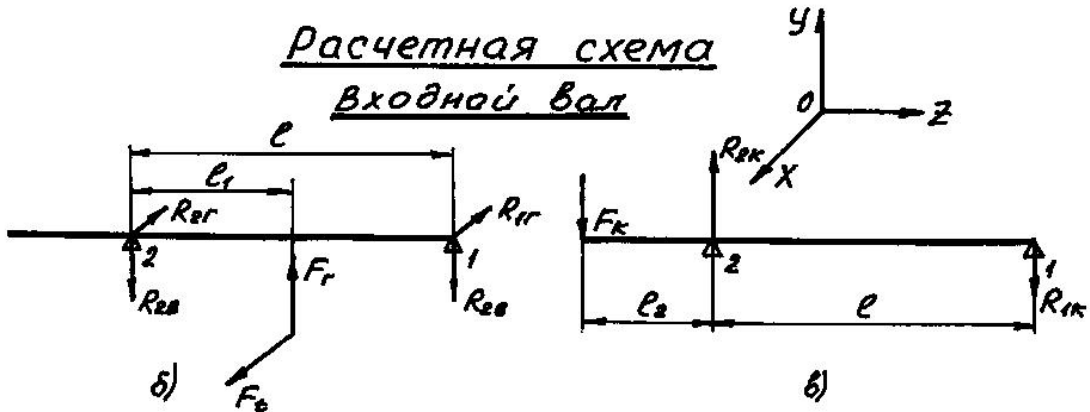
Рис. 7.2

Задание 2.5

СХЕМА ПРИВОДА



Расчетная схема
Входной вал



Выходной вал

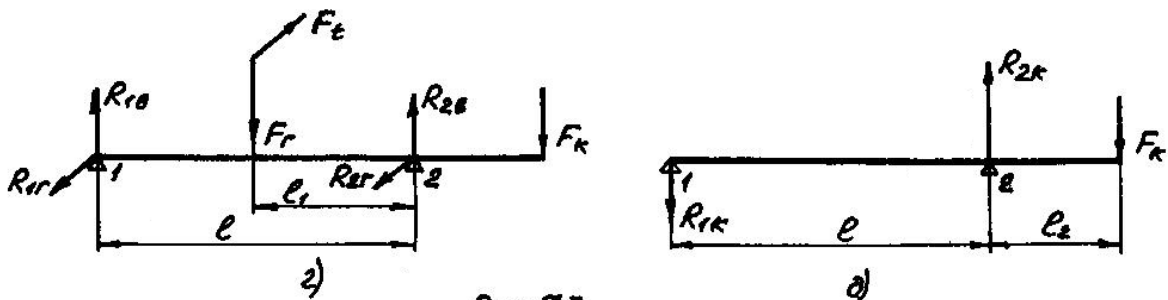
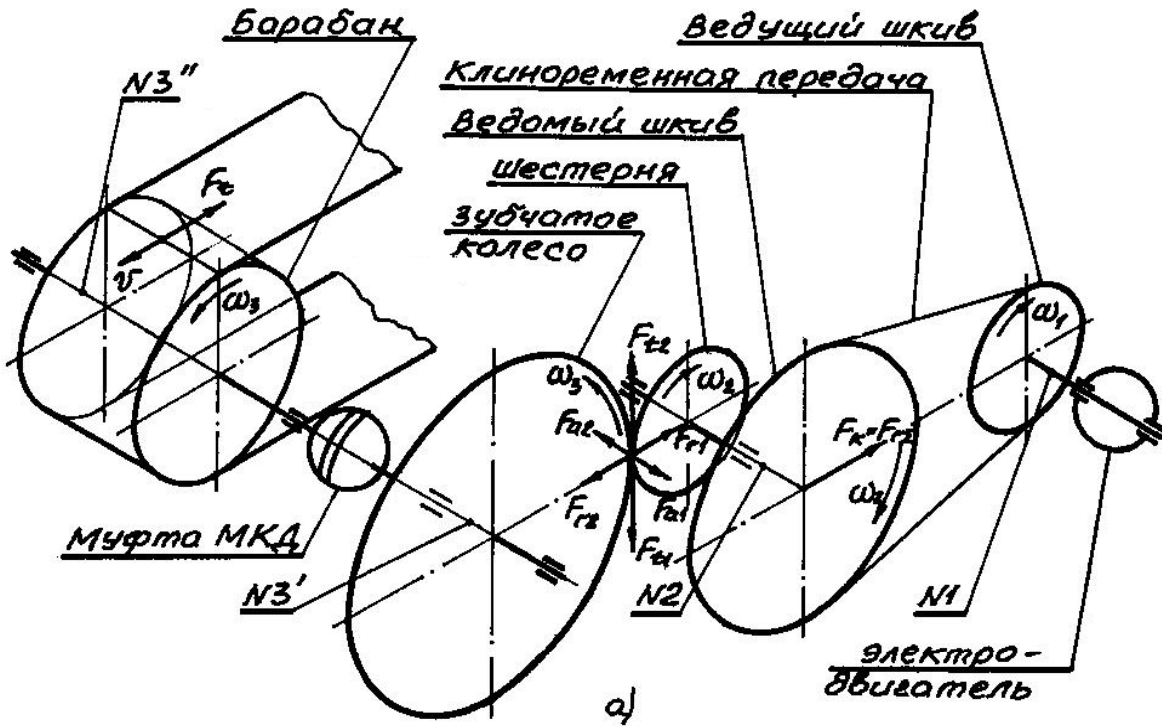
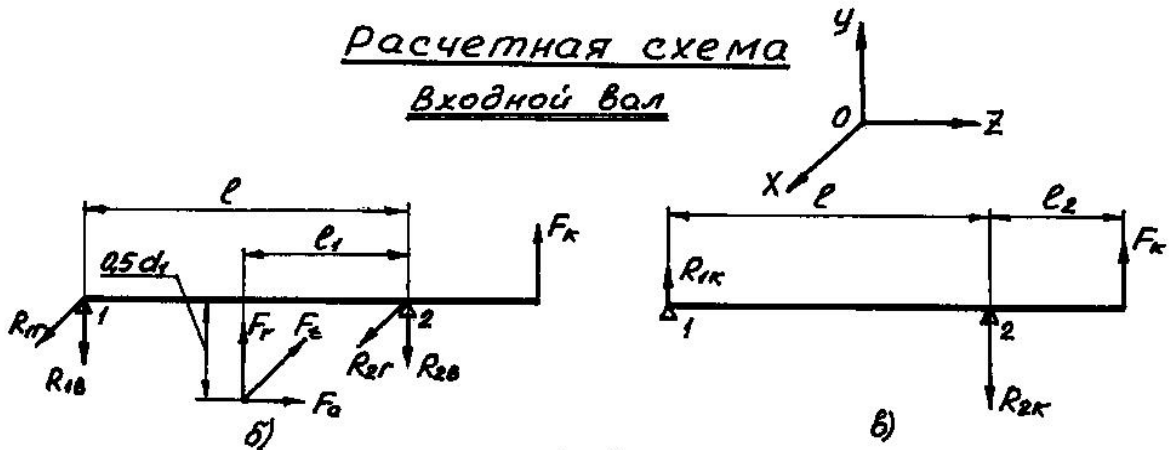


Рис. 7.3

Задание 2.8 СХЕМА ПРИВОДА



Расчетная схема
Входной вал



Выходной вал

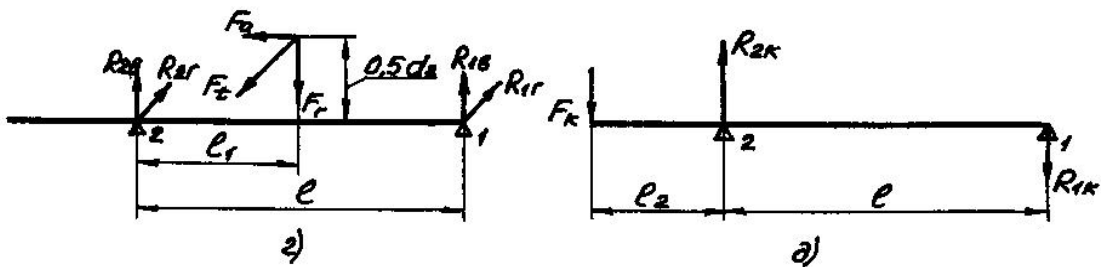


Рис. 7.4

7.3. Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала

7.3.1 Плечо радиальной консольной силы F_k

а) При установке на входном валу соединительной муфты МУВП (см. рис. 7.2, а для задания 2.3 и рис. 7.3, а для задания 2.5) плечо l_2 консольной силы F_k определяется как расстояние от опоры 2 до конца консольной законцовки вала:

- для задания 2.3 по конструктивной схеме № 3, мм:

$$l_2 = (T)_1 + l_{em} + (H)_1 + (8...12) + (l)_1, \quad (7.33)$$

где $(T)_1$ – параметр роликоподшипника правой опоры вала (см. раздел 6.2.2);

l_{em} – длина распорной втулки между подшипником и крышкой подшипникового узла:

$$l_{em} = 10 \text{ мм для } d_{рез} \leq M45 \times 1,5; \quad l_{em} = 12 \text{ мм для } d_{рез} \geq M48 \times 1,5$$

($d_{рез}$ – см. раздел 6.2.2);

$(H)_1$ – высота крышки подшипникового узла поз.1 (см. раздел 6.3);

(8...12) мм – конструктивный размер выхода участка вала диаметром $d_{ман}$ за пределы крышки подшипникового узла. Рекомендуется принимать таким, чтобы значение l_2 получилось целым числом;

$(l)_1$ – полная длина законцовки входного вала (см. раздел 6.2.2 параметр l рис. 6.1, а или 6.2);

- для задания 2.5 по конструктивной схеме № 1, мм:

$$l_2 = \frac{(B)_1}{2} + l_{em1} + (H)_1 + (8...12) + (l)_1, \quad (7.34)$$

где $(B)_1$ – ширина кольца радиального однорядного шарикоподшипника (см. раздел 6.1.2);

l_{em1} – длина распорной втулки между подшипником и крышкой подшипникового узла (см. раздел 6.4, а);

$(H)_1, (8...12)$ мм – расшифровку параметров – см. выше, 7.3.1, а;

$(l)_1$ – полная длина законцовки входного вала (см. раздел 6.1.2 параметр l рис. 6.1, а или 6.2);

б) При установке на входном валу ведомого шкива клиноременной передачи плечо l_2 консольной силы F_k определяется как расстояние от опоры 2 до середины консольной законцовки вала:

- для задания 2.1 по конструктивной схеме №1, мм:

$$l_2 = \frac{(B)_1}{2} + l_{em1} + (H)_1 + (8...12) + \frac{(l)_1}{2} \quad (7.35)$$

(расшифровку параметров – см. выше, для задания 2.5);

- для задания 2.8 по конструктивной схеме №1, мм:

$$l_2 = a + l_{em1} + (H)_1 + (8...12) + \frac{(l)_1}{2}, \quad (7.36)$$

где a – смещение точки приложения опорной реакции от торца радиально-упорного шарикоподшипника (см. раздел 7.2.4).

Расшифровку остальных параметров – см. выше, 7.3.1, а.

7.3.2 Определение радиальной консольной силы F_k

а) При установке на входном валу соединительной муфты МУВП (для заданий 2.3 и 2.5), Н:

$$F_k = C_p \cdot \Delta; \quad C_p = 610 \cdot \sqrt[3]{T_n}, \quad (7.37)$$

где T_n и Δ – номинальный крутящий момент муфты и допускаемое радиальное смещение валов по таблице 6.1 в зависимости от диаметра d_1 вала электродвигателя (см. раздел 1.1, глава 1, часть 1).

Значение F_k округляем в большую сторону до целого числа.

б) При установке на входном валу ведомого шкива клиноременной передачи (для заданий 2.1 и 2.8), Н:

$$F_k = F_{r\Sigma} \text{ (см. раздел 5.8, глава 5, часть 1)}. \quad (7.38)$$

7.3.3 Реакции опор от силы F_k

а) При установке на входном валу муфты МУВП: расчетная схема по рис. 7.2, в для задания 2.3 и по рис. 7.3, в для задания 2.5.

Реакции от силы F_k :

$$\sum M_1 = 0; \quad F_k \cdot (l + l_2) - R_{2к} \cdot l; \quad R_{2к} = F_k \cdot \frac{l + l_2}{l}; \quad (7.39)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_k \cdot l_2 - R_{1к} \cdot l; \quad R_{1к} = F_k \cdot \frac{l_2}{l}. \quad (7.40)$$

$$\text{Проверка: } -F_k + R_{2к} - R_{1к} = 0. \quad (7.41)$$

В дальнейших расчетах направления векторов реакций опор от действия консольной силы условно принимаем совпадающими с направлениями векторов реакций от сил в зацеплении.

б) При установке на входном валу ведомого шкива клиноременной передачи: расчетная схема по рис. 7.1, в для задания 2.1 и по рис. 7.4, в для задания 2.8:

• для задания 2.1 направление консольной силы F_k противоположно направлению радиальной силы на шестерне F_r .

Реакции от силы F_k :

$$\sum M_1 = 0; \quad F_k \cdot (l + l_2) - R_{2к} \cdot l = 0; \quad R_{2к} = F_k \cdot \frac{l + l_2}{l}; \quad (7.42)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_k \cdot l_2 - R_{1к} \cdot l; \quad R_{1к} = F_k \cdot \frac{l_2}{l}. \quad (7.43)$$

$$\text{Проверка: } -F_k + R_{2к} - R_{1к} = 0. \quad (7.44)$$

• для задания 2.8 направление консольной силы F_k совпадает с направлением радиальной силы на шестерне F_r .

Реакции от силы F_k :

$$\Sigma M_1 = 0; \quad -F_k \cdot (l + l_2) + R_{2k} \cdot l = 0; \quad R_{2k} = F_k \cdot \frac{l + l_2}{l}; \quad (7.45)$$

$$\Sigma M_2 = 0; \quad -F_k \cdot l_2 + R_{1k} \cdot l = 0; \quad R_{1k} = F_k \cdot \frac{l_2}{l}. \quad (7.46)$$

$$\text{Проверка: } F_k - R_{2k} + R_{1k} = 0. \quad (7.47)$$

7.4. Реакции опор для расчета подшипников:

Суммарные реакции опор:

- для задания 2.1:

$$F_{r1\max} = \sqrt{(-R_{1B} - R_{1k})^2 + (-R_{1\Gamma})^2}; \quad F_{r2\max} = \sqrt{(-R_{2B} + R_{2k})^2 + (-R_{2\Gamma})^2}; \quad (7.48)$$

внешняя осевая сила $F_{A\max} = 0$;

- для задания 2.3:

$$F_{r1\max} = R_1 + R_{1k}; \quad F_{r2\max} = R_2 + R_{2k}; \quad \text{внешняя осевая сила } F_{A\max} = F_{a1}; \quad (7.49)$$

- для задания 2.5:

$$F_{r1\max} = R_1 + R_{1k}; \quad F_{r2\max} = R_2 + R_{2k}; \quad \text{внешняя осевая сила } F_{A\max} = 0; \quad (7.50)$$

- для задания 2.8:

$$F_{r1\max} = \sqrt{(-R_{1B} + R_{1k})^2 + R_{1\Gamma}^2}; \quad F_{r2\max} = \sqrt{(-R_{2B} - R_{2k})^2 + R_{2\Gamma}^2}; \quad (7.51)$$

внешняя осевая сила $F_{A\max} = F_a$.

Примечание. Силы F_{a1} для червячной передачи и F_a для косозубой зубчатой передачи см. в разделе 7.1.

7.5. Эквивалентные нагрузки на подшипники:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}; \quad F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}; \quad (7.52)$$

$$F_A = K_E \cdot F_{A\max} \quad (\text{для заданий 2.3 и 2.8});$$

$$F_A = 0 \quad (\text{для заданий 2.1 и 2.5}), \quad \text{где}$$

$K_E = 0,63$ – коэффициент эквивалентности для типового режима нагружения II (см. 1, стр. 116 [118]).

Для задания 2.3 по конструктивной схеме №3 в опоре 1 установлен радиальный однорядный шарикоподшипник, который не воспринимает осевую нагрузку. Фиксирующей опорой вала является опора 2, в которой установлено два симметрично расположенных конических роликоподшипника. Так как при сборке узла подшипники специально не подбирают и не подгоняют, а при необходимости они могут быть заменены независимо друг от друга, то можно предположить, что только один подшипник будет воспринимать всю нагрузку, приходящуюся на опору. Принимаем $F_{a1} = 0$, $F_{a2} = F_A$.

Для задания 2.8 по конструктивной схеме №1 применены радиально-упорные шарикоподшипники, которые установлены по схеме «враспор», при этом внешняя осевая нагрузка направлена в сторону опоры 2. Поэтому $F_{a1} = 0$, $F_{a2} = F_A$.

Дальнейший расчет выполняется для более нагруженного подшипника опоры 2 для заданий 2.3, 2.5, 2.8 и опоры 1 для задания 2.1.

7.6. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

Расчетная формула записывается в виде, Н:

$$P_r = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (7.53)$$

где V – коэффициент вращения кольца:

$V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника;

X и Y – коэффициенты радиальной (F_r) и осевой (F_a) нагрузок:

- $X = 1$ и $Y = 0$ – для радиальных однорядных шарикоподшипников (задания 2.1 и 2.5, прямозубая зубчатая передача);
- $X = 0,41$ и $Y = 0,87$ – для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = 26^\circ$ (задание 2.8, косозубая зубчатая передача) в случае, если отношение $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$, где $e = 0,68$ – коэффициент осевого на-

гружения. Если же $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$, то $X = 1$ и $Y = 0$;

Примечание. Для радиально-упорных шарикоподшипников с $\alpha = 12^\circ$ коэффициент осевого нагружения e определяется по формуле:

$$e = 0,41 \left(f_0 \cdot \frac{F_a}{C_{or}} \right)^{0,17}, \quad (7.54)$$

где f_0 – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника. Находят по таблице 7.3 (1, стр. 112 [114]) в зависимости от

отношения $\frac{D_{ш} \cdot \cos 12^\circ}{D_{ср}}$, где $D_{ш}$ – диаметр шарика,

$D_{ср} = \frac{d + D}{2}$ – средний диаметр подшипника

(d , D и $D_{ш}$ – см. раздел 6.1.2);

C_{or} – статическая радиальная грузоподъемность подшипника (там же);

F_a – осевая сила в зубчатом зацеплении (см. раздел 7.1).

- для конического роликоподшипника коэффициент осевого нагружения e и коэффициент осевой нагрузки Y выписываем из данных выбранного ранее подшипника (см. раздел 6.2.2) и находим отношение $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$. В случае, если $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$, то принимаем: $X = 0,4$ и Y – см. выше.

Если $\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$, то $X = 1$, $Y = 0$;

K_B – коэффициент динамичности нагрузки:

$K_B = 1,4$ для редукторов всех типов при характере нагрузки – кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки (см. 1, табл. 7.6);

K_T – температурный коэффициент:

$K_T = 1$ при $t_{\text{раб}} < 100^\circ \text{C}$ (см. 1, стр. 115 [117]).

– Для задания 2.1:

$$P_{r1} = F_{r1} \cdot K_B \cdot K_T;$$

– Для задания 2.3:

$$P_{r2} = (X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T;$$

$$P_{r1} = F_{r1} \cdot K_B \cdot K_T.$$

– Для задания 2.5:

$$P_{r2} = F_{r2} \cdot K_B \cdot K_T$$

– Для задания 2.8:

$$P_{r2} = (X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T.$$

7.7. Расчетный скорректированный ресурс

Формула в общем виде:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_h, \quad (7.55)$$

где a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности:

$a_1 = 1$ при заданной вероятности безотказной работы 90% (см. 1, табл. 7.7);

a_{23} – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника (см. 1, стр. 117 [119]). Для обычных условий:

$a_{23} = 0,6 \dots 0,7$ для конических роликоподшипников;

$a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ для шарикоподшипников;

C_r – динамическая грузоподъемность подшипника, Н (см. раздел 6.1.2 для заданий 2.1, 2.5 и 2.8, раздел 6.2.2 для задания 2,3);

P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н (см. раздел 7.6)

n_1 – частота вращения входного вала, об/мин (см. раздел 7.1);

k – показатель степени (см. 1 стр. 117 [119]):

$k = 3$ для шарикоподшипников;

$k = 10/3$ для роликоподшипников;

$L_h = 7665$ ч – заданный ресурс работы привода (см. раздел 2.2, глава 2, часть 1 для зубчатой передачи и раздел 3.2, глава 3, часть 1 для червячной передачи).

Для задания 2.1 определяем расчетный скорректированный ресурс для подшипника опоры 1:

$$L_{10ah1} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{r1}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_h = 7665 \text{ ч.}$$

Для заданий 2.5 и 2.8 определяем расчетный скорректированный ресурс для подшипника опоры 2:

$$L_{10ah2} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_h = 7665 \text{ ч.}$$

Для задания 2.3 расчетный скорректированный ресурс определяем для подшипников обеих опор 1 и 2:

$$L_{10ah1} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_{r1}}{P_{r1}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_h = 7665 \text{ ч.};$$

$$L_{10ah2} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_{r2}}{P_{r2}} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_h = 7665 \text{ ч.}$$

7.8 Проверка выполнения условия $P_{r\max} < 0,5 \cdot C_r$ (7.56)

С этой целью для подшипников определяется эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при наибольших значениях заданных сил переменного режима нагружения.

– Для задания 2.1:

$$P_{r1\max} = F_{r1\max} \cdot K_B \cdot K_T.$$

– Для задания 2.5:

$$P_{r2\max} = F_{r2\max} \cdot K_B \cdot K_T$$

– Для задания 2.3:

$$P_{r2\max} = (X \cdot F_{r2\max} + Y \cdot F_{A\max}) \cdot K_B \cdot K_T;$$

$$P_{r1\max} = F_{r1\max} \cdot K_B \cdot K_T.$$

– Для задания 2.8:

$$P_{r2\max} = (X \cdot F_{r2\max} + Y \cdot F_{A\max}) \cdot K_B \cdot K_T.$$

Здесь $F_{r2\max}$, $F_{r1\max}$ и $F_{A\max}$ см. в разделе 7.4, значения коэффициентов X и Y см. в разделе 7.6.

При выполнении условий $L_{10ah} \geq L_h$ и $P_{r\max} < 0,5 \cdot C_r$ предварительно выбранные подшипники считаются пригодными.

Примечание. При невыполнении одного из условий необходимо перейти на подшипник следующей серии (например, применить вместо легкой среднюю серию) или на следующий типоразмер подшипника. Кроме того, для сдвоенных роликоподшипников (задание 2.3, конструктивная схема №3) допускается вместо C_r одного подшипника применять $C_{r\text{ сум}} = 1,714 \cdot C_r$ при условии, что два подшипника будут специально подбираться и подгоняться, в результате чего два подшипника будут работать как один узел (т.е. двухрядный подшипник).

ГЛАВА 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, НАГРУЖАЮЩИХ ПОДШИПНИКИ ВЫХОДНОГО ВАЛА

8.1. Условия работы выходного вала

Подшипники качения для опор выходного вала – см. раздел 6.1.3 для заданий 2.1, 2.5 и 2.8 и раздел 6.2.3 для задания 2.3.

Частота вращения $n_2 =$ об/мин (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1: $n_2 \Rightarrow n_2$ для заданий 2.3 и 2.5; $n_2 \Rightarrow n_3$ для заданий 2.1 и 2.8).

Вероятность безотказной работы, требуемый ресурс, режим нагружения, условия эксплуатации подшипников аналогичны входному валу.

Вал выполнен из стали 40Х ГОСТ 4543 – 71 и подвергается термообработке: улучшение, твердость 269...302 НВ.

Делительный диаметр зубчатого колеса (для заданий 2.1, 2.5 и 2.8), червячного колеса (для задания 2.3): $d_2 =$ мм, (см. раздел 6.1.1 и 6.2.1 соответственно).

Максимальный (из длительно действующих) момент $T_2 =$ Н·м (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1: $T_2 \Rightarrow T_2$ для заданий 2.3 и 2.5; $T_2 \Rightarrow T_3$ для задания 2.1 и $T_2 \Rightarrow T'_3$ для задания 2.8).

Силы в зацеплении при передаче максимального момента:

а) зубчатая передача (задание 2.1, 2.5, 2.8):

окружная сила $F_t =$ Н;

радиальная сила $F_r =$ Н;

осевая сила $F_a =$ Н (только для косозубой передачи, см. раздел 2.13, глава 2, часть 1);

б) червячная передача (задание 2.3):

окружная сила на колесе $F_{t2} =$ Н;

осевая сила на колесе $F_{a2} =$ Н;

радиальная сила $F_r =$ Н (см. раздел 3.8, глава 3, часть 1).

Вращающий момент от зубчатого (червячного) колеса передается выходному валу с помощью шпоночного соединения. Диаметр вала под зубчатое (червячное) колесо: $d_k =$ мм (см. раздел 6.1.3 для зубчатой и 6.2.3 для червячной передач).

На законцовке выходного вала устанавливается:

1) звездочка конвейера (для задания 2.1);

2) ведущая звездочка цепной передачи (для заданий 2.3 и 2.5);

3) муфта кулачково-дисковая (МКД) ГОСТ 20720 – 93 (для задания 2.8).

8.2. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении

8.2.1 Расчетная схема для задания 2.1 выполнена на основании схемы привода рис. 7.1, а и должна соответствовать схеме на рис. 7.1, г.

По конструктивной схеме № 1 цилиндрического зубчатого редуктора определяем плечи сил для расчетной схемы выходного вала, при этом считаем, что реакции опор проходят по оси симметрии шарикоподшипников.

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = (B)_2 + 2Y_m + 2A_2 + b_2, \quad (8.1)$$

где $(B)_2$ – ширина кольца подшипника на выходном валу (см. раздел 6.1.3);

Y_m – ширина мазеудерживающего кольца (см. раздел 6.4);

A_2 – торцовый зазор между зубьями колеса и внутренними поверхностями боковых стенок корпуса (см. раздел 6.1.1);

b_2 – ширина зубчатого венца колеса (там же).

l_1 – расстояние между опорой 2 (ближней к законцовке вала) и точкой приложения сил в зацеплении (посредине зубчатого венца колеса):

$l_1 = 0,5l$ – для симметричного расположения опор относительно точки приложения сил.

Равновесие сил и моментов в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_r \cdot (l - l_1) + R_{2B} \cdot l = 0 \quad R_{2B} = F_r \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (8.2)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_r \cdot l_1 - R_{1B} \cdot l = 0 \quad R_{1B} = F_r \cdot \frac{l_1}{l} \quad (8.3)$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = -F_r + R_{1B} + R_{2B} = 0. \quad (8.4)$$

Равновесие сил и моментов в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad F_t \cdot (l - l_1) - R_{2\Gamma} \cdot l = 0 \quad R_{2\Gamma} = F_t \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (8.5)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -F_t \cdot l_1 + R_{1\Gamma} \cdot l = 0 \quad R_{1\Gamma} = F_t \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (8.6)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = -F_t + R_{1\Gamma} + R_{2\Gamma} = 0. \quad (8.7)$$

Суммарные реакции опор см. в разделе 8.4.

8.2.2 Расчетная схема для задания 2.3 выполнена на основании схемы привода по рис.7.2, а и должна соответствовать схеме на рис. 7.2, з.

По конструктивной схеме № 3 одноступенчатого червячного редуктора определяем плечи сил для расчетной схемы выходного вала. Точка приложения сил в червячной паре находится в полюсе зацепления, т.е. на расстоянии половины делительного диаметра червячного колеса от оси. В опорах 1 и 2 установлены конические роликподшипники по схеме «враспор», поэтому точки приложения опорных реакций смещены от наружных торцов подшипников на величину a внутрь схемы.

Расстояние между опорами 1 и 2:

$$l = l_{cm} + 2l_{B2} + 2(T)_2 - 2a, \quad (8.8)$$

где l_{cm} – длина ступицы червячного колеса (см. раздел 6.2.3);

l_{B2} – длина буртика на выходном валу для упора червячного колеса [см. раздел 6.4, б, формула (6.37)].

$(T)_2$ – параметр роликподшипника выходного вала (см. раздел 6.2.3);

a – смещение точки приложения опорной реакции от торца конического роликоподшипника (см. 1, рис. 7.1), мм:

$$a = 0,5 \left[(T)_2 + (d + D)_2 \frac{e}{3} \right], \quad (8.9)$$

где $(d + D)_2$ – сумма значений внутреннего и наружного диаметров подшипника выходного вала (см. раздел 6.2.3);

e – параметр роликоподшипника (там же).

Примечание. Значение a округляем в меньшую сторону до целого числа или величины, кратной 0,5 мм. Например:

$$1) a = 0,5 \left[21 + (45 + 85) \cdot \frac{0,4}{3} \right] = 19,17; \text{ принимаем } a = 19 \text{ мм};$$

$$2) a = 0,5 \left[25 + (65 + 120) \cdot \frac{0,4}{3} \right] = 24,83; \text{ принимаем } a = 24,5 \text{ мм}.$$

l_1 – расстояние между опорой 2 (ближней к законцовке вала) и точкой приложения сил в зацеплении (посредине зубчатого венца червячного колеса):

$l_1 = 0,5l$ – для симметричного расположения опор относительно точки приложения сил.

Равновесие сил и моментов в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\begin{aligned} \sum M_1 = 0; \quad -F_r \cdot (l - l_1) - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_2 + R_{2B} \cdot l = 0; \\ R_{2B} = \frac{F_r(l - l_1) + F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_2}{l}. \end{aligned} \quad (8.10)$$

$$\begin{aligned} \sum M_2 = 0; \quad F_r \cdot l_1 - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_2 - R_{1B} \cdot l = 0; \\ R_{1B} = \frac{F_r \cdot l_1 - F_{a2} \cdot 0,5 \cdot d_2}{l}. \end{aligned} \quad (8.11)$$

Примечание. Отрицательный знак реакции R_{1B} означает, что действительное направление вектора R_{1B} противоположно предварительно заданному. В этом случае расчетную схему вала менять не следует, а отрицательный знак учесть при определении суммарной нагрузки на подшипник опоры 1 в разделе 8.4.

Проверка: $\sum Y = -F_r + R_{1B} + R_{2B} = 0$.

Равновесие сил и моментов в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_{t2} \cdot (l - l_1) + R_{2\Gamma} \cdot l = 0; \quad R_{2\Gamma} = F_{t2} \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (8.12)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_{t2} \cdot l_1 - R_{1\Gamma} \cdot l = 0; \quad R_{1\Gamma} = F_{t2} \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (8.13)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = -F_{t2} + R_{1\Gamma} + R_{2\Gamma} = 0. \quad (8.14)$$

Суммарные реакции опор см. в разделе 8.4.

8.2.3. Расчетная схема для задания 2.5 выполнена на основании схемы привода по рис. 7.3, a и должна соответствовать схеме на рис. 7.3, z .

По конструктивной схеме №1 цилиндрического зубчатого редуктора определяем плечи сил для расчетной схемы выходного вала, при этом считаем, что реакции опор проходят по оси симметрии шарикоподшипников.

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = (B)_2 + 2Y_{m2} + 2A_2 + b_2 \quad (8.15)$$

расшифровку параметров – см. раздел 8.2.1.

$l_1 = 0,5l$ – для симметричного расположения опор относительно точки приложения сил.

Равновесие сил и моментов в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad F_r \cdot (l - l_1) - R_{2B} \cdot l = 0; \quad R_{2B} = F_r \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (8.16)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -F_r \cdot l_1 + R_{1B} \cdot l = 0; \quad R_{1B} = F_r \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (8.17)$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = -F_r + R_{1B} + R_{2B} = 0. \quad (8.18)$$

Равновесие сил и моментов в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_t \cdot (l - l_1) + R_{2\Gamma} \cdot l = 0; \quad R_{2\Gamma} = F_t \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (8.19)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_t \cdot l_1 - R_{1\Gamma} \cdot l = 0; \quad R_{1\Gamma} = F_t \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (8.20)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = -F_t + R_{1\Gamma} + R_{2\Gamma} = 0. \quad (8.21)$$

Суммарные реакции опор см. в разделе 8.4.

8.2.4. Расчетная схема для задания 2.8 выполнена на основании схемы привода по рис. 7.4, *a* и должна соответствовать схеме на рис 7.4, *z*.

По конструктивной схеме №1 цилиндрического зубчатого редуктора с косозубыми колесами определяем плечи сил для расчетной схемы выходного вала. В опорах 1 и 2 установлены радиально-упорные шарикоподшипники по схеме «враспор», поэтому точки приложения опорных реакций смещены от наружных торцов подшипников на величину a внутрь схемы.

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = 2(B)_2 + 2Y_m + 2A_2 + b_2 - 2a, \quad (8.22)$$

где a – смещение точки приложения опорной реакции от торца радиально-упорного шарикоподшипника (см. 1, рис. 7.1), мм:

$$a = 0,5[(B)_2 + 0,5(d + D)_2 \cdot \operatorname{tg}\alpha], \quad (8.23)$$

где $(d + D)_2$ – сумма значений внутреннего и наружного диаметров подшипника выходного вала (см. раздел 6.1.3);

α – угол контакта радиально-упорного шарикоподшипника.

Примечание. Значение a округляем в меньшую сторону до целого числа или величины, кратной 0,5 мм. Пример см. в примечании раздела 7.2.4.

Расшифровку остальных параметров – см. раздел 8.2.1.

$l_1 = 0,5l$ – для симметричного расположения опор относительно точки приложения сил.

Равновесие сил и моментов в вертикальной плоскости (YOZ):

$$\sum M_1 = 0; -F_r \cdot (l - l_1) - F_a \cdot 0,5 \cdot d_2 + R_{2B} \cdot l = 0; \quad R_{2B} = \frac{F_r(l - l_1) + F_a \cdot 0,5 \cdot d_2}{l}. \quad (8.24)$$

$$\sum M_2 = 0; F_r \cdot l_1 - F_a \cdot 0,5 \cdot d_2 - R_{1B} \cdot l = 0; \quad R_{1B} = \frac{F_r \cdot l_1 - F_a \cdot 0,5 \cdot d_2}{l}. \quad (8.25)$$

Примечание. Отрицательный знак реакции R_{1B} означает, что действительное направление вектора R_{1B} противоположно предварительно заданному. В этом случае расчетную схему вала менять не следует, а отрицательный знак учесть при определении суммарной нагрузки на подшипник опоры 1 в разделе 8.4.

$$\text{Проверка: } \sum Y = -F_r + R_{1B} + R_{2B} = 0. \quad (8.26)$$

Равновесие сил и моментов в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_t \cdot (l - l_1) + R_{2\Gamma} \cdot l = 0; \quad R_{2\Gamma} = F_t \cdot \frac{l - l_1}{l}. \quad (8.27)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_t \cdot l_1 - R_{1\Gamma} \cdot l = 0; \quad R_{1\Gamma} = F_t \cdot \frac{l_1}{l}. \quad (8.28)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = F_t - R_{1\Gamma} - R_{2\Gamma} = 0. \quad (8.29)$$

Реакции опор от сил в зацеплении:

$$R_1 = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1\Gamma}^2}; \quad R_2 = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2\Gamma}^2}. \quad (8.30)$$

Суммарные реакции опор см. в разделе 8.4.

8.3. Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала

8.3.1. Плечо радиальной консольной силы F_k

а) При установке на выходном валу звездочки конвейера или ведущей звездочки цепной передачи (см. рис. 7.1, *a* для задания 2.1, рис. 7.2, *a* для задания 2.3, рис. 7.3, *a* для задания 2.5) плечо l_2 консольной силы F_k определяется как расстояние от опоры 2 до середины консольной законцовки вала:

- для заданий 2.1 и 2.5 по конструктивной схеме №1, мм:

$$l_2 = \frac{(B)_2}{2} + (H)_2 + (8...12) + \frac{(l)_2}{2}, \quad (8.31)$$

где $(B)_2$ – ширина кольца подшипника на выходном валу (см. раздел 6.1.3);

$(H)_2$ – высота крышки подшипникового узла поз. 3 (см. раздел 6.3);

$(8...12)$ мм – конструктивный размер выхода участка вала диаметром $d_{\text{вал}}$ за пределы крышки подшипникового узла. Рекомендуется принимать таким, чтобы значение l_2 получилось целым числом;

$(l)_2$ – полная длина законцовки выходного вала (см. раздел 6.1.3, параметр l на рис. 6.1, *a* или 6.2);

- для задания 2.3 по конструктивной схеме №3, мм:

$$l_2 = a + (H)_2 + (8...12) + \frac{(l)_2}{2}, \quad (8.32)$$

где a – см. раздел 8.2.2;

расшифровку остальных параметров см. выше.

б) При установке на выходном валу муфты МКД (см. рис. 7.4, *a* для задания 2.8) плечо l_2 консольной силы F_k определяется как расстояние от опоры 2 до конца консольной законцовки вала, мм:

$$l_2 = a + (H)_2 + (8...12) + (l)_2, \quad (8.33)$$

где a – см. раздел 8.2.4;

расшифровку остальных параметров см. в разделе 8.3.1, а.

8.3.2 Определение радиальной консольной силы F_k

а) При установке на законцовке выходного вала звездочки конвейера (для задания 2.1) расчетную нагрузку определяем следующим образом:

- задаемся числом зубьев звездочки $z_1=27$;
- задаемся, что приводная цепь будет роликовой однорядной с шагом:
 $t = 25,4$ мм для $P_3 \leq 6,5$ кВт и $T_3 \leq 620$ Н·м;
 $t = 31,75$ мм для $6,5 < P_3 \leq 9$ кВт и $T_3 \leq 1000$ Н·м;
 $t = 38,1$ мм для $9 < P_3 \leq 11$ кВт и $T_3 \leq 1550$ Н·м;
- задаемся межосевым расстоянием цепной передачи $a = 40 \cdot t$:
 $t = 25,4$ мм $a = 40 \cdot 25,4 = 1016$ мм = 1,016м;
 $t = 31,75$ мм $a = 40 \cdot 31,75 = 1270$ мм = 1,27м;
 $t = 38,1$ мм $a = 40 \cdot 38,1 = 1524$ мм = 1,524м;
- находим окружную силу на звездочке, Н:

$$F_t = \frac{P_3 \cdot 60 \cdot 10^6}{z_1 \cdot t \cdot n_3}, \quad (8.34)$$

где P_3 – мощность на выходном валу, кВт (см. раздел 1.3., глава 1, часть 1);

n_3 – частота вращения выходного вала, об/мин (там же);

- определяем силу от провисания цепи, Н:

$$F_f = g \cdot K_f \cdot q \cdot a, \quad (8.35)$$

где $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

$K_f = 6$ – коэффициент, учитывающий горизонтальное положение цепи;

q – масса одного погонного метра однорядной цепи с шагом:

$$t = 25,4 \text{ мм} \quad q = 2,6 \text{ кг/м};$$

$$t = 31,75 \text{ мм} \quad q = 3,8 \text{ кг/м}$$

$$t = 38,1 \text{ мм} \quad q = 5,5 \text{ кг/м};$$

a – межосевое расстояние, м (см. выше в зависимости от шага цепи).

В результате $F_f = 9,81 \cdot 6 \cdot 2,6 \cdot 1,016 = 155,5$ Н для $t = 25,4$ мм;

$$F_f = 9,81 \cdot 6 \cdot 3,8 \cdot 1,27 = 284$$
Н для $t = 31,75$ мм;

$$F_f = 9,81 \cdot 6 \cdot 5,5 \cdot 1,524 = 493,5$$
Н для $t = 38,1$ мм;

Расчетная нагрузка на вал, Н:

$$F_B = F_t + 2F_f. \quad (8.36)$$

Полученное значение округляем в большую сторону до целого числа.

Таким образом $F_k = F_B =$ Н.

б) При установке на законцовке выходного вала ведущей звездочки цепной передачи (для заданий 2.3 и 2.5):

$F_k = F_B$ – см. раздел 4.7, глава 4, часть 1.

в) При установке на законцовке выходного вала соединительной муфты МКД ГОСТ 20720-93(для задания 2.8) расчетная нагрузка, Н:

$$F_k = C_p \cdot \Delta, \quad (8.37)$$

где C_p – радиальная жесткость упругой муфты при радиальном смещении валов, Н/мм (см. 1, табл. 7.1): $C_p = 180 \cdot \sqrt[3]{T_H}$; (8.38)

$\Delta = 0,5$ мм – допускаемое радиальное смещение валов;

T_H – номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, который определяется по табл. 8.1 в зависимости от диаметра концевой части выходного вала $d_{\text{кон}2}$ (см. раздел 6.1.3).

Таблица 8.1

T_H , Н·м	$d_{\text{кон}}$, мм	T_H , Н·м	$d_{\text{кон}}$, мм
400	40,45,50	1600	60,65,70,75,80,85
630	45,50,55,60	2500	70,75,80,80,95,100
1000	50,55,60,65,70	4000	80,85,90,95,100,105,110

Примечание. При выборе момента T_H , т.е. выборе муфты МКД, должно быть выдержано соотношение: $T_H \geq T'_3$, где T'_3 – вращающий момент на выходном валу (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1).

8.3.3. Реакции опор от силы F_k

а) При установке на выходном валу звездочки конвейера расчетная схема по рис. 7.1, д для задания 2.1. Направление консольной силы F_k совпадает с направлением радиальной силы F_r на зубчатом колесе.

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_k \cdot (l + l_2) + R_{2к} \cdot l = 0; \quad R_{2к} = F_k \cdot \frac{l + l_2}{l}. \quad (8.39)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -F_k \cdot l_2 + R_{1к} \cdot l = 0; \quad R_{1к} = F_k \cdot \frac{l_2}{l}. \quad (8.40)$$

$$\text{Проверка: } -F_k + R_{2к} - R_{1к} = 0. \quad (8.41)$$

б) При установке на выходном валу ведущей звездочки цепной передачи расчетная схема по рис. 7.2, д для задания 2.3 и по рис. 7.3, д для задания 2.5:

• для задания 2.3 направление консольной силы F_k совпадает с направлением окружной силы F_{t2} на червячном колесе.

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_k \cdot (l + l_2) + R_{2к} \cdot l = 0; \quad R_{2к} = F_k \cdot \frac{l + l_2}{l}. \quad (8.42)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -F_k \cdot l_2 + R_{1к} \cdot l = 0; \quad R_{1к} = F_k \cdot \frac{l_2}{l}. \quad (8.43)$$

$$\text{Проверка: } -F_k + R_{2к} - R_{1к} = 0. \quad (8.44)$$

• для задания 2.5 направление консольной силы F_k совпадает с направлением радиальной силы F_r на зубчатом колесе.

$$\sum M_1 = 0; \quad F_k \cdot (l + l_2) - R_{2k} \cdot l = 0; \quad R_{2k} = F_k \cdot \frac{l + l_2}{l}. \quad (8.45)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_k \cdot l_2 - R_{1k} \cdot l = 0; \quad R_{1k} = F_k \cdot \frac{l_2}{l}. \quad (8.46)$$

$$\text{Проверка: } -F_k + R_{2k} - R_{1k} = 0. \quad (8.47)$$

в) При установке на выходном валу муфты МКД расчетная схема по рис. 7.4, д для задания 2.8. В дальнейших расчетах направления векторов реакций опор от действия консольной силы условно принимаем совпадающими с направлениями векторов реакций от сил в зацеплении.

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_k \cdot (l + l_2) + R_{2k} \cdot l = 0; \quad R_{2k} = F_k \cdot \frac{l + l_2}{l}. \quad (8.48)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -F_k \cdot l_2 + R_{1k} \cdot l = 0; \quad R_{1k} = F_k \cdot \frac{l_2}{l}. \quad (8.49)$$

$$\text{Проверка: } -F_k + R_{2k} - R_{1k} = 0. \quad (8.50)$$

8.4. Реакции опор для расчета подшипников:

Для задания 2.1 суммарные реакции опор:

$$F_{r1\max} = \sqrt{(R_{1B} - R_{1K})^2 + R_{1\Gamma}^2}; \quad F_{r2\max} = \sqrt{(R_{2B} + R_{2K})^2 + R_{2\Gamma}^2}; \quad F_{A\max} = 0. \quad (8.51)$$

Для задания 2.3 суммарные реакции опор:

$$F_{r1\max} = \sqrt{R_{1B}^2 + (R_{1\Gamma} - R_{1K})^2}; \quad F_{r2\max} = \sqrt{R_{2B}^2 + (R_{2\Gamma} + R_{2K})^2}; \quad F_{A\max} = F_{a2}. \quad (8.52)$$

Для задания 2.5 суммарные реакции опор:

$$F_{r1\max} = \sqrt{(R_{1B} - R_{1K})^2 + R_{1\Gamma}^2}; \quad F_{r2\max} = \sqrt{(R_{2B} + R_{2K})^2 + R_{2\Gamma}^2}; \quad F_{A\max} = 0. \quad (8.53)$$

Для задания 2.8 суммарные реакции опор:

$$F_{r1\max} = R_1 + R_{1K}; \quad F_{r2\max} = R_2 + R_{2K}; \quad F_{A\max} = F_a. \quad (8.54)$$

Примечание. Силы F_{a2} для червячной передачи и F_a для косозубой зубчатой передачи см. в разделе 8.1.

8.5. Эквивалентные нагрузки на подшипники:

$$\left. \begin{aligned} F_{r1} &= K_E \cdot F_{r1\max}; \quad F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}; \\ F_A &= K_E \cdot F_{A\max} \text{ (для заданий 2.3 и 2.8)}, \\ F_A &= 0 \text{ (для заданий 2.1 и 2.5)}, \end{aligned} \right\} \quad (8.55)$$

где $K_E = 0,63$ – коэффициент эквивалентности для типового режима нагружения II.

Для задания 2.3 по конструктивной схеме №3 и для задания 2.8 по конструктивной схеме №1 подшипники в опорах 1 и 2 установлены по схеме «враспор», при этом внешняя осевая сила направлена в сторону опоры 2. Поэтому $F_{a1} = 0, F_{a2} = F_A$.

Дальнейший расчет выполняется для более нагруженного подшипника опоры 2.

8.6. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

Расчетная формула, Н:

$$P_r = (V \cdot X \cdot F_r + YF_a) K_B \cdot K_T$$

Расшифровка параметров и значения коэффициентов см. в разделе 7.6.

Примечание. Для конического роликоподшипника значения коэффициентов e и Y необходимо выписать из данных подшипника в разделе 6.2.3.

Для заданий 2.1 и 2.5:

$$P_{r2} = F_{r2} \cdot K_B \cdot K_T.$$

Для заданий 2.3 и 2.8:

$$P_{r2} = (XF_{r2} + YF_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T.$$

8.7. Расчетный скорректированный ресурс

Расчетная формула:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \geq L_h, \quad (8.56)$$

где n_2 – частота вращения выходного вала, об/мин (см. раздел 8.1);

расшифровку остальных параметров см. в разделе 7.7.

Для заданий 2.1, 2.5 и 2.8 расчетный скорректированный ресурс для подшипника опоры 2:

$$L_{10ah2} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \geq L_h = 7665 \text{ ч.}$$

Для задания 2.3:

$$L_{10ah2} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \geq L_h = 7665 \text{ ч.}$$

8.8. Проверка выполнения условия $P_{r \max} < 0,5C_r$ (8.57)

С этой целью для подшипников определяется эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при наибольших значениях заданных сил переменного режима нагружения.

– Для заданий 2.1 и 2.5:

$$P_{r2 \max} = F_{r2 \max} \cdot K_B \cdot K_T.$$

– Для заданий 2.3 и 2.8:

$$P_{r2 \max} = (X \cdot F_{r2 \max} + Y \cdot F_{A \max}) \cdot K_B \cdot K_T.$$

Здесь $F_{r2 \max}$ и $F_{A \max}$ см. в разделе 8.4, значения коэффициентов X и Y см. в разделе 7.6.

При выполнении условий $L_{10ah} \geq L_h$ и $P_{r \max} < 0,5C_r$ предварительно выбранные подшипники считаются пригодными.

ГЛАВА 9. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

9.1. Входной вал

Эпюры внутренних силовых факторов для задания 2.1 приведены на рис. 9.1, для задания 2.3 – на рис. 9.2, для задания 2.5 – на рис. 9.3 и для задания 2.8 – на рис. 9.4, при этом крутящий момент численно равен вращающему: $M_k = T_2$ для заданий 2.1 и 2.8, $M_k = T_1$ для заданий 2.3 и 2.5 (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1).

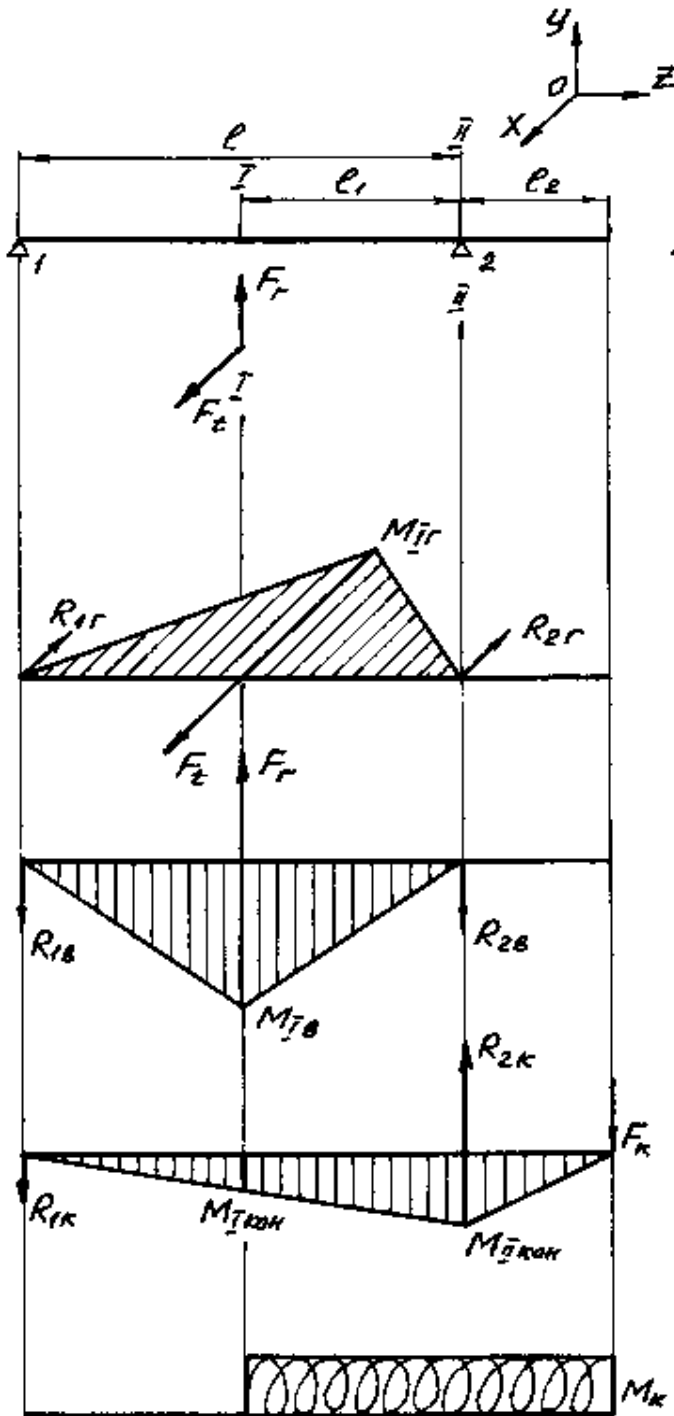


Рис. 9.1

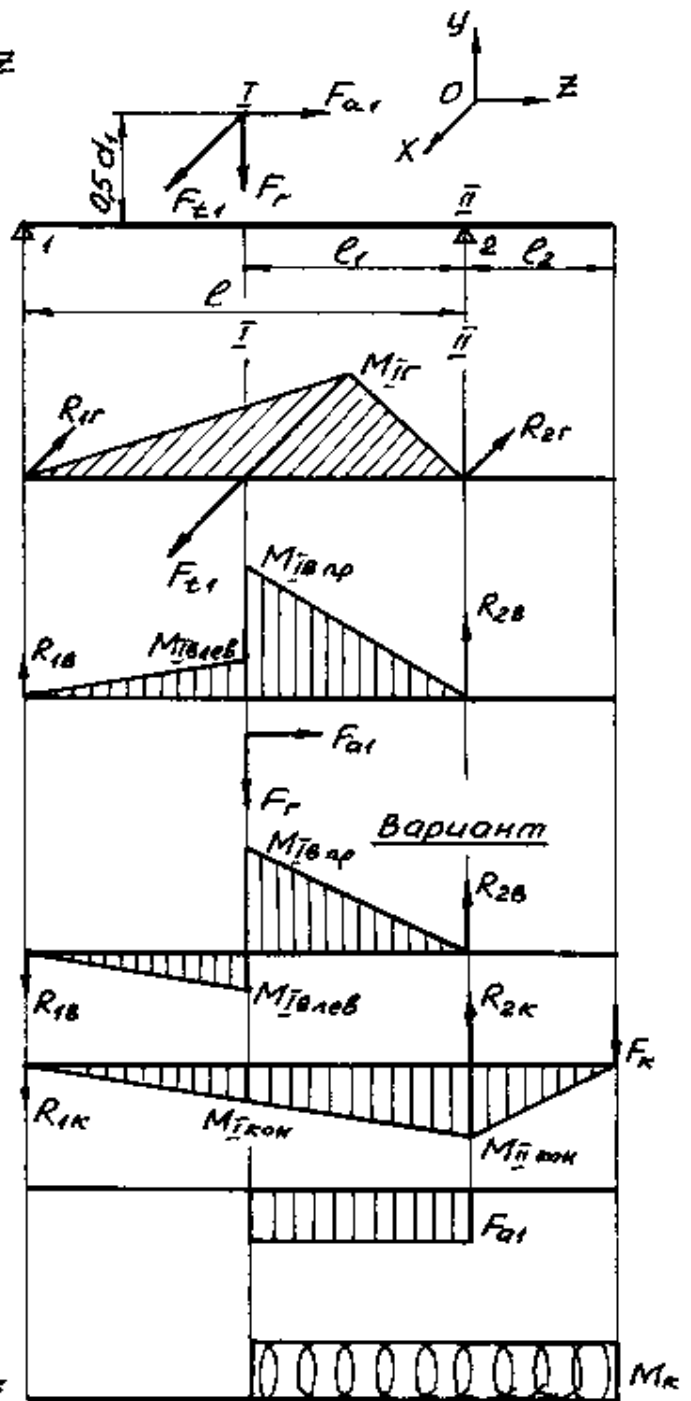


Рис. 9.2

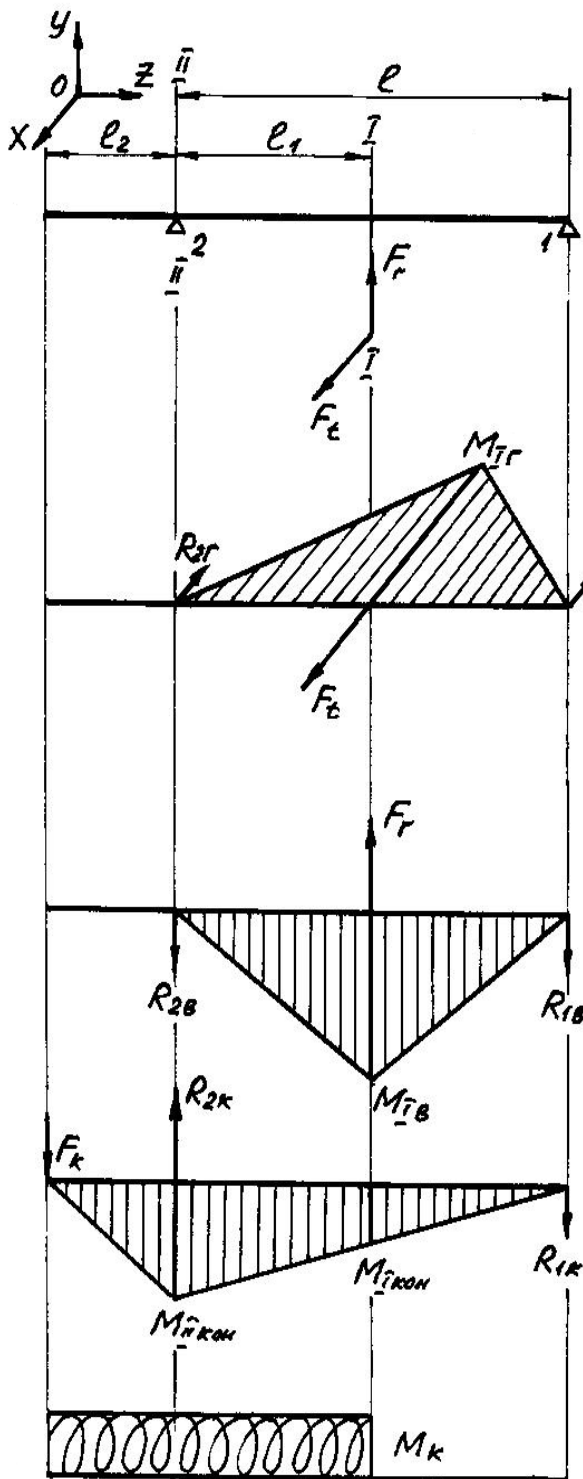


Рис. 9.3

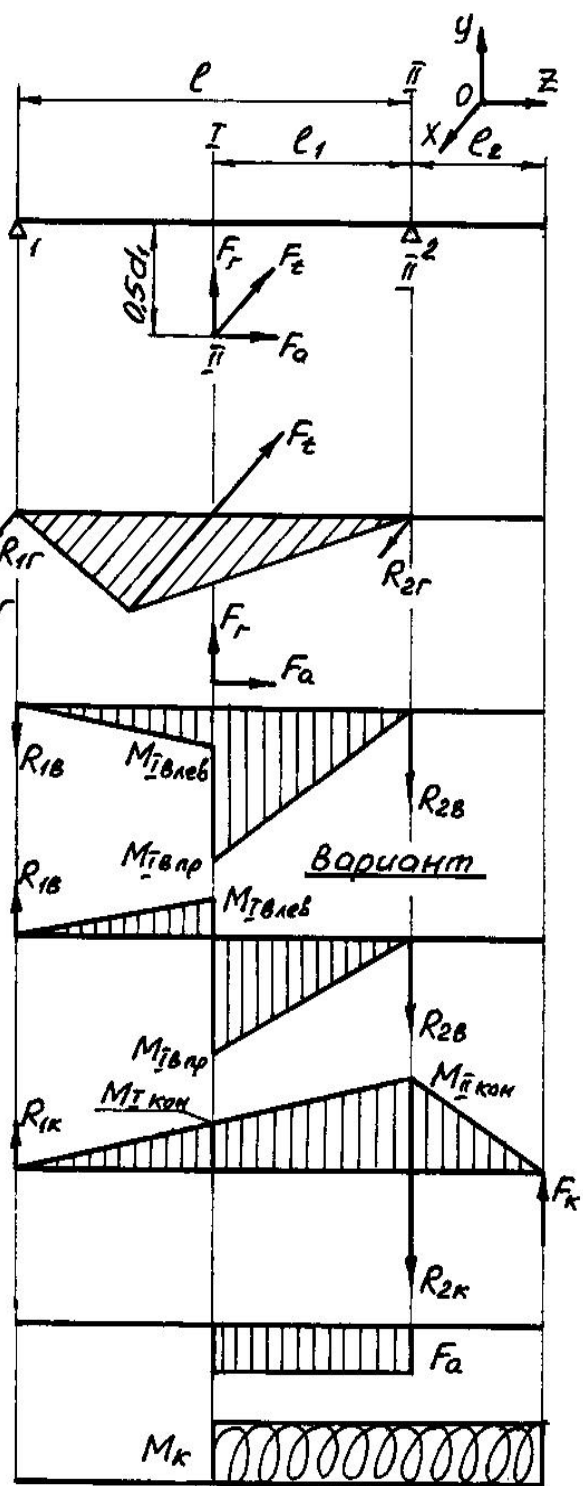


Рис. 9.4

Из рассмотрения эпюр внутренних силовых факторов и конструкции входного вала следует, что опасными являются сечения:

I-I – диаметр впадин зубьев шестерни (для заданий 2.1, 2.5 и 2.8), диаметр впадин витков червяка (для задания 2.3): сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами (а также осевой силой для заданий 2.3 и 2.8); концентратор

напряжений – галтельные переходы от поверхности зубьев (витков червяка) к поверхности впадин;

II-II – место установки на вал подшипника в опоре 2: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами (а также осевой силой для заданий 2.3 и 2.8); концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

9.1.1 Определение силовых факторов

Сечение I – I

Изгибающие моменты, Н · м:

- в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$M_{II} = R_{2Г} \cdot l_1 \cdot 10^{-3},$$

- в вертикальной плоскости (YOZ):

$$M_{IB} = R_{2В} \cdot l_1 \cdot 10^{-3},$$

- момент от консольной силы:

$$M_{Iкон} = R_{1к} \cdot (l - l_1) \cdot 10^{-3}.$$

Суммарный изгибающий момент, Н · м:

$$M_I = \sqrt{(M_{IB} + M_{Iкон})^2 + M_{II}^2} \quad \text{– для задания 2.1;} \quad (9.1)$$

$$M_I = \sqrt{M_{IB}^2 + M_{II}^2} + M_{Iкон} \quad \text{– для заданий 2.3 и 2.5;} \quad (9.2)$$

$$M_I = \sqrt{(M_{IB} - M_{Iкон})^2 + M_{II}^2} \quad \text{– для задания 2.8.} \quad (9.3)$$

Крутящий момент, Н · м:

$$M_{кI} = M_k.$$

Осевая сила (для заданий 2.3 и 2.8), Н:

$$F_{aI} = F_{a1} \quad \text{– для задания 2.3, где } F_{a1} \text{ – осевая сила на червяке (см. раздел 7.1);}$$

$$F_{aI} = F_a \quad \text{– для задания 2.8, где } F_a \text{ – осевая сила в зубчатом зацеплении (там же).}$$

Сечение II-II

Изгибающий момент, Н · м:

$$M_{II} = M_{IIкон} = F_k \cdot l_2 \cdot 10^{-3}, \quad (9.4)$$

где F_k см. раздел 7.3.2.

Крутящий момент, Н · м:

$$M_{кII} = M_k.$$

Осевая сила (для заданий 2.3 и 2.8), Н:

$$F_{aII} = F_{a1} \quad \text{для задания 2.3 (} F_{a1} \text{ – см. выше);}$$

$$F_{aII} = F_a \quad \text{для задания 2.8 (} F_a \text{ – см. выше).}$$

9.1.2 Геометрические характеристики опасных сечений вала

Сечение I-I

$W_I = \frac{\pi d_{f1}^3}{32}$, мм³ – момент сопротивления сечения на изгиб;

$W_{кI} = \frac{\pi d_{f1}^3}{16}$, мм³ – момент сопротивления сечения на кручение;

$A_I = \frac{\pi d_{f1}^2}{4}$, мм² – площадь сечения.

Здесь d_{f1} – диаметр впадин зубьев шестерни (витков червяка) – см. раздел 7.1.

Сечение II-II

$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_{под1}^3}{32}$, мм³; $W_{кII} = \frac{\pi \cdot d_{под1}^3}{16}$, мм³; $A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{под1}^2}{4}$, мм²

Здесь $d_{под1}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (см. раздел 6.1.2 для заданий 2.1, 2.5 и 2.8, раздел 6.2.2 для задания 2.3).

Расшифровку остальных параметров – см. выше.

9.1.3. Расчет вала на статическую прочность

Сечение I-I

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_I и напряжения кручения τ_I , МПа:

$$\sigma_I = \frac{K_{пер} \cdot M_I \cdot 10^3}{W_I} + \frac{K_{пер} \cdot F_{aI}}{A_I}, \quad (9.5)$$

$$\tau_I = \frac{K_{пер} \cdot M_{кI} \cdot 10^3}{W_{кI}}, \quad (9.6)$$

где $K_{пер}$ – коэффициент перегрузки (см. раздел 1.1, глава 1, часть 1: $K_{пер} = \frac{M_{макс}}{M_{ном}}$).

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma I} = \frac{\sigma_T}{\sigma_I}; S_{T\tau I} = \frac{\tau_T}{\tau_I}, \quad (9.7)$$

где σ_T – предел текучести по нормальным напряжениям для материала шестерни (червяка);

τ_T – предел текучести по касательным напряжениям:

$\sigma_T = 750$ МПа, $\tau_T = 450$ МПа (см. 1, табл.10.2 для стали 40Х и $\sigma_B = 900$ МПа).

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TII} = \frac{S_{T\sigma I} \cdot S_{T\tau I}}{\sqrt{S_{T\sigma I}^2 + S_{T\tau I}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (9.8)$$

Сечение II-II

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_{II} и напряжение кручения τ_{II} , МПа:

$$\sigma_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}} + \frac{K_{пер} \cdot F_{aII}}{A_{II}}; \quad (9.9)$$

$$\tau_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{кII} \cdot 10^3}{W_{кII}}. \quad (9.10)$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma II} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{II}}; \quad S_{T\tau II} = \frac{\tau_T}{\tau_{II}}, \quad (9.11)$$

где σ_T и τ_T – см. выше.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TIII} = \frac{S_{T\sigma II} \cdot S_{T\tau II}}{\sqrt{S_{T\sigma II}^2 + S_{T\tau II}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (9.12)$$

9.1.4. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aI} = \sigma_{mI} = \frac{M_I \cdot 10^3}{W_I} \quad (9.13); \quad \tau_{aI} = \frac{M_{кI} \cdot 10^3}{2W_{кI}}; \quad \tau_{mI} = \tau_{aI}. \quad (9.14)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} \quad (9.15); \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (9.16)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения:

$\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа (см. 1, табл. 10.2 для стали 40Х и $\sigma_B = 900$ МПа);

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}, \quad (9.17)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}, \quad (9.18)$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений:

$$K_\sigma = 1,7 \text{ (см. 1, табл. 10.11 для шлицев и } \sigma_B = 900 \text{ МПа),}$$

$$K_\tau = 1,55 \text{ (там же для эвольвентных шлицев и } \sigma_B = 900 \text{ МПа);}$$

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения. Значения коэффициентов находим по табл. 10.7 (см. 1, стр. 189 [191]) графа «Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали») в зависимости от диаметра d_{f1} .

Примечание. При несовпадении значения d_{f1} с табличными значениями диаметра вала применяем формулу интерполяции:

$$K_{d\sigma} = K_{d\sigma(d<)} - \frac{K_{d\sigma(d<)} - K_{d\sigma(d>)}}{d > - d <} (d_{f1} - d <), \quad (9.19)$$

где $K_{d\sigma(d<)}$ и $K_{d\sigma(d>)}$ – значения коэффициента $K_{d\sigma}$ для меньшего ($d <$) и большего ($d >$) табличных значений диаметра вала; $d <$ и $d >$ – меньшее и большее табличные значения диаметра вала, в диапазоне которых находится d_{f1} . Значения коэффициентов $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) определяем с точностью до третьего знака.

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности:

$$K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86 \text{ и } K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92 \text{ (см. 1, табл. 10.8 для чистого шлифования с шероховатостью } R_a = 0,8 \text{ мкм, при } \sigma_B > 700 \text{ МПа)}$$

Примечание. Рекомендуется из предлагаемого диапазона значений коэффициентов $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ принимать средние значения.

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (см. 1, табл. 10.9):

$$K_V = 1,0 \text{ – при отсутствии упрочнения (для заданий 2.1, 2.5 и 2.8);}$$

$$K_V = 2.4 \dots 2.8 \text{ – при закалке поверхности ТВЧ (для задания 2.3).}$$

Рассчитываем пределы выносливости вала σ_{-1D} и τ_{-1D} с точностью до второго знака.

Далее определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a1}}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a1} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{m1}}, \quad (9.20)$$

где $\psi_{\tau D}$ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений:

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_\tau}{K_{\tau D}}, \text{ при этом } \psi_\tau = 0,1 \text{ (см. 1, табл. 10.2 для стали 40X и } \sigma_B = 900 \text{ МПа).}$$

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (9.21)$$

Сечение II-II

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aII} = \sigma_{mII} = \frac{M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}} \quad (9.22); \quad \tau_{aII} = \frac{M_{кII} \cdot 10^3}{2W_{кII}}; \quad \tau_{mII} = \tau_{aII}. \quad (9.23)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} \quad (9.24); \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (9.25)$$

где $\sigma_{-1} = 410$ МПа; $\tau_{-1} = 240$ МПа;

Коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (9.26)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}. \quad (9.27)$$

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используем отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ (см. 1, табл. 10.13 для $\sigma_B = 900$ МПа) в зависимости от диаметра вала под подшипник $d_{под1}$:

$$K_{\sigma} / K_{d\sigma} = \quad , \quad K_{\tau} / K_{d\tau} = \quad .$$

Коэффициенты влияния качества поверхности:

$$K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86, \quad K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения:

$K_V = 1$ – поверхность без упрочнения.

Примечание. При необходимости допускается закалка поверхности ТВЧ: $K_V = 2,4 \dots 2,8$.

Рассчитываем пределы выносливости вала σ_{-1D} и τ_{-1D} с точностью до второго знака.

Далее определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{aII}}, \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{aII} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{mII}}, \quad (9.28)$$

где $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}$ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений, при этом $\psi_{\tau} = 0,1$ (см. 1, табл. 10.2, для стали 40Х и $\sigma_B = 900$ МПа).

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (9.29)$$

Вывод: статическая прочность входного вала и сопротивление усталости обеспечены в обоих опасных сечениях: $S_T > [S_T] = 2,0$, $S > [S] = 2,0$.

9.2. Выходной вал

Эпюры внутренних силовых факторов для задания 2.1 приведены на рис. 9.5, для задания 2.3 – на рис. 9.6, для задания 2.5 – на рис. 9.7 и для задания 2.8 – на рис. 9.8, при этом крутящий момент численно равен вращающему: $M_k = T_3$ для задания 2.1, $M_k = T_2$ для заданий 2.3 и 2.5, $M_k = T'_3$ для задания 2.8 (см. раздел 1.3, глава 1, часть 1).

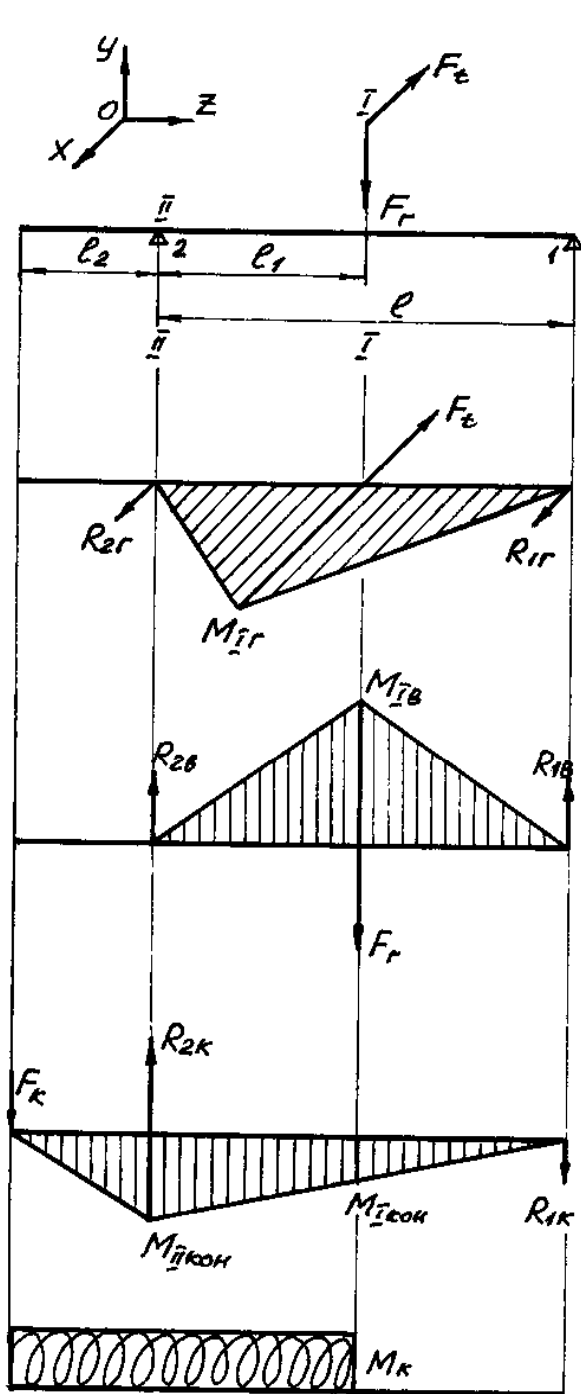


Рис. 9.5

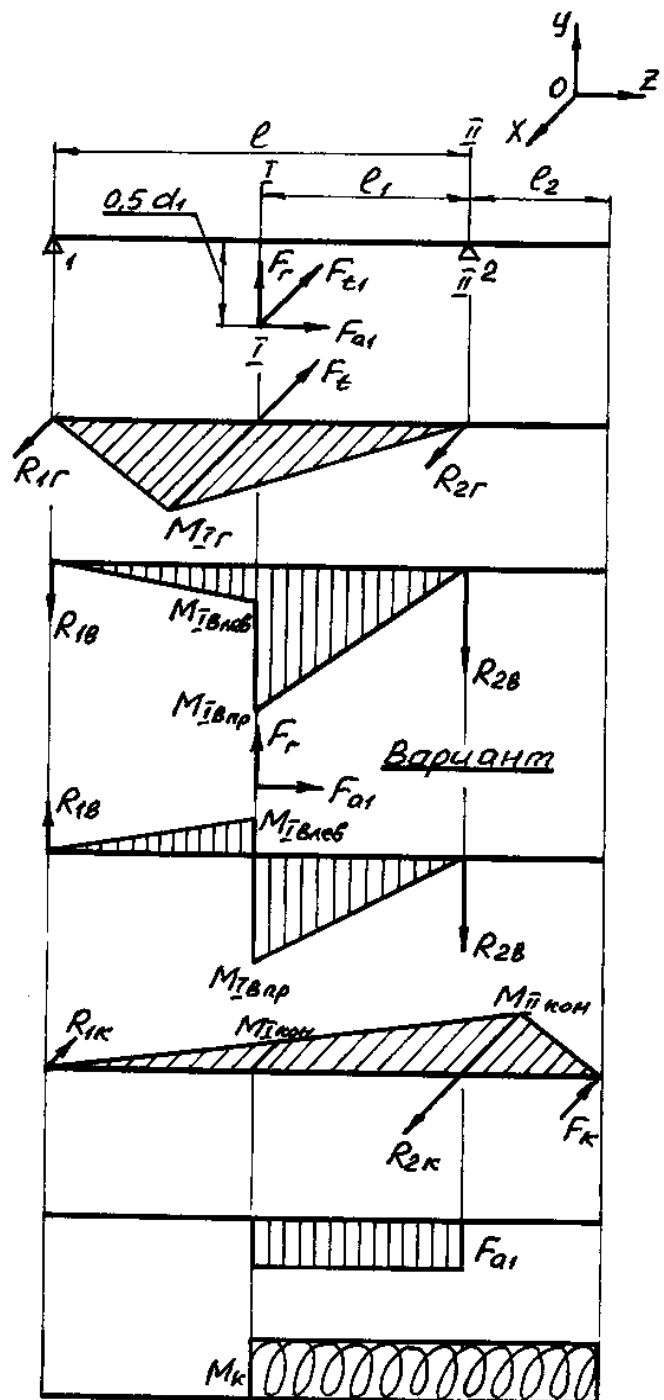


Рис. 9.6

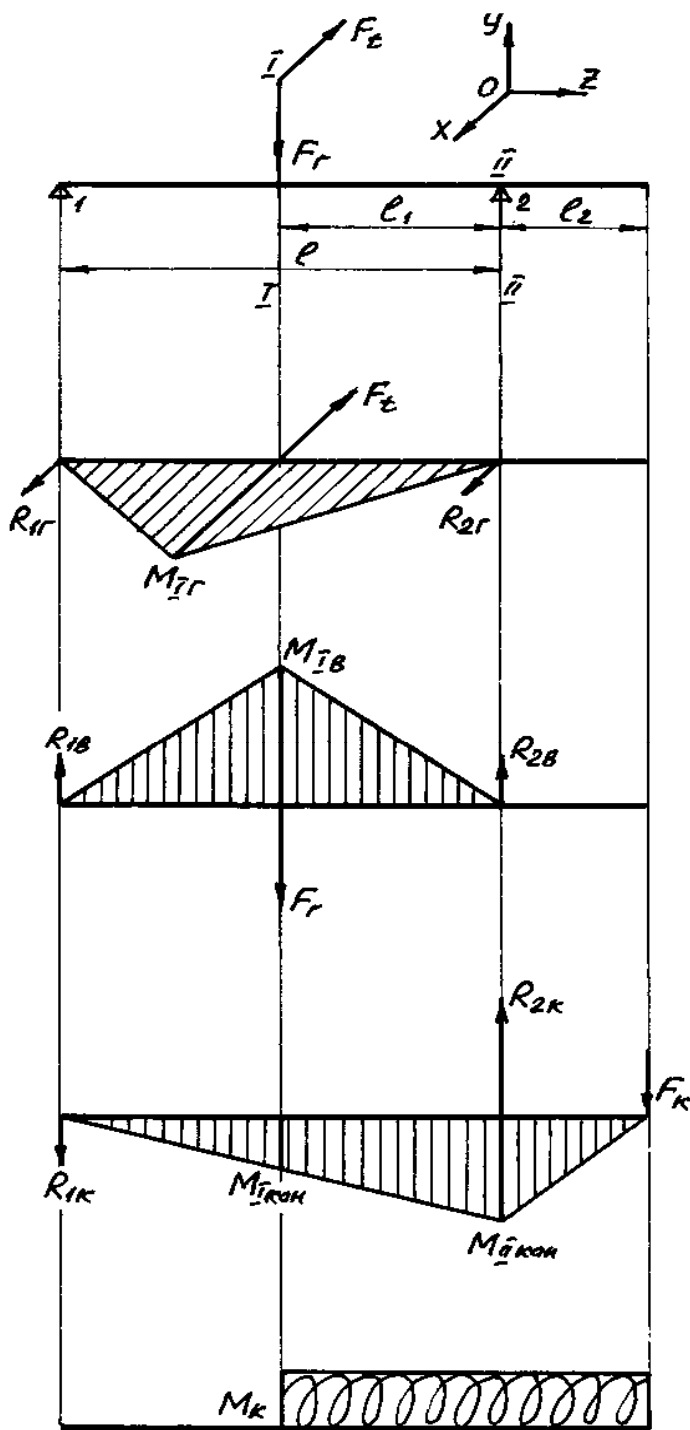


Рис. 9.7

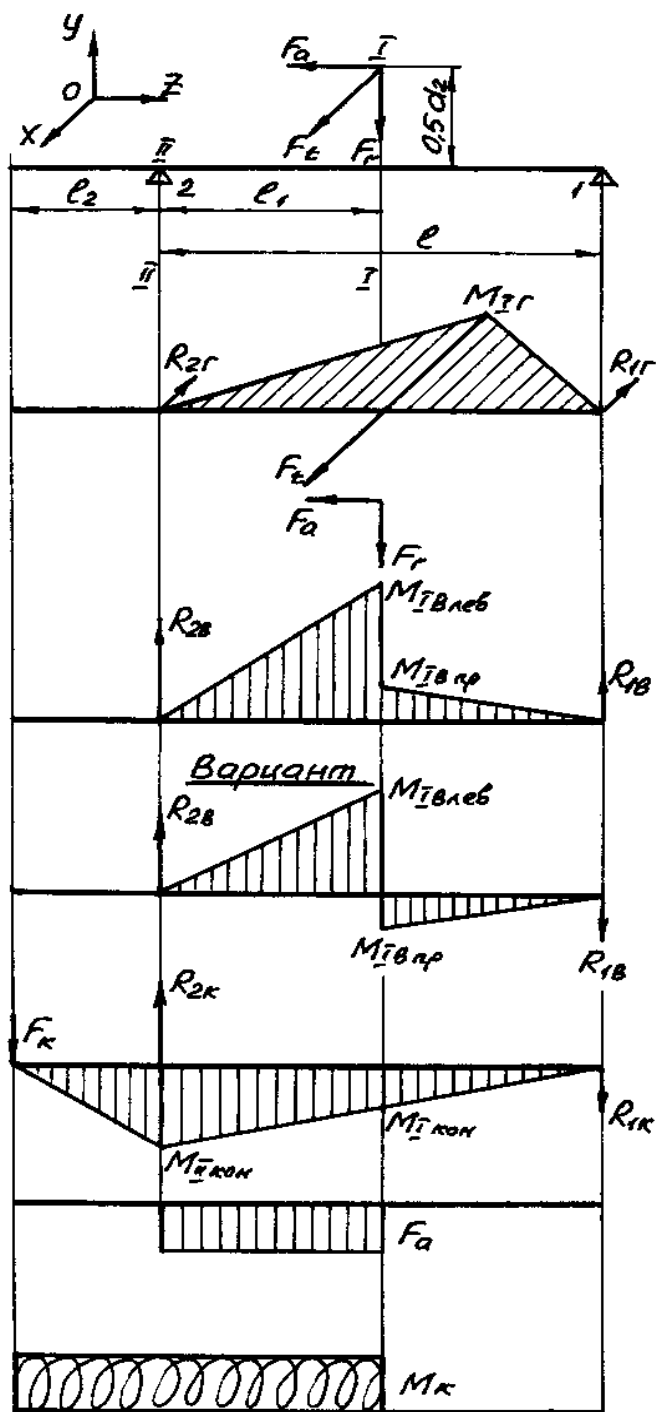


Рис. 9.8

Из рассмотрения эпюр внутренних силовых факторов и конструкции выходного вала следует, что опасными являются сечения:

I-I – место установки на вал зубчатого колеса (для заданий 2.1, 2.5 и 2.8), червячного колеса (для задания 2.3). Установка выполнена на вал диаметром $d_k = \dots$ мм с применением шпоночного соединения. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами (а также осевой силой для заданий 2.3 и 2.8); концентратор напряжений – паз на валу под шпонку;

II-II – место установки на вал подшипника в опоре 2: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами (а также осевой силой для заданий 2.3 и 2.8); концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

9.2.1. Определение силовых факторов

Сечение I-I

Изгибающие моменты, Н · м:

- в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$M_{IГ} = R_{2Г} \cdot l_1 \cdot 10^{-3};$$

- в вертикальной плоскости (YOZ):

$$M_{IВ} = R_{2В} \cdot l_1 \cdot 10^{-3};$$

- момент от консольной силы:

$$M_{Iкон} = R_{1к} \cdot (l - l_1) \cdot 10^{-3};$$

Суммарный изгибающий момент, Н · м:

$$M_I = \sqrt{(M_{IВ} - M_{Iкон})^2 + M_{IГ}^2} \text{ – для заданий 2.1 и 2.5;} \quad (9.30)$$

$$M_I = \sqrt{M_{IВ}^2 + (M_{IГ} - M_{Iкон})^2} \text{ – для задания 2.3;} \quad (9.31)$$

$$M_I = \sqrt{M_{IВ}^2 + M_{IГ}^2 + M_{Iкон}^2} \text{ – для задания 2.8.} \quad (9.32)$$

Крутящий момент, Н · м:

$$M_{кI} = M_k.$$

Осевая сила (для заданий 2.3 и 2.8), Н:

$F_{aI} = F_{a2}$, – для задания 2.3, где F_{a2} – осевая сила на червячном колесе (см. раздел 8.1)

$F_{aI} = F_a$ – для задания 2.8, где F_a – осевая сила в зубчатом зацеплении (там же).

Сечение II-II

Изгибающий момент, Н · м:

$$M_{II} = M_{IIкон} = F_k \cdot l_2 \cdot 10^{-3}, \quad (9.33)$$

где F_k см. раздел 8.3.2.

Крутящий момент, Н · м:

$$M_{кII} = M_k.$$

Осевая сила (для заданий 2.3 и 2.8), Н:

$F_{aII} = F_{a2}$ – для задания 2.3 (F_{a2} – см. выше);

$F_{aII} = F_a$ – для задания 2.8 (F_a – см. выше).

9.2.2. Геометрические характеристики опасных сечений вала

Сечение I-I

$W_I = \frac{\pi d_k^3}{32}$, мм³ – момент сопротивления сечения на изгиб;

$W_{кI} = \frac{\pi \cdot d_k^3}{16}$, мм³ – момент сопротивления сечения на кручение;

$A_I = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}$, мм² – площадь сечения.

Здесь d_k – диаметр вала под зубчатое (червячное) колесо – см. раздел 8.1.

Сечение II-II

$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_{\text{под2}}^3}{32}$, мм³; $W_{кII} = \frac{\pi \cdot d_{\text{под2}}^3}{16}$, мм³; $A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{\text{под2}}^2}{4}$, мм².

Здесь ($d_{\text{под2}}$) – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (см. раздел 6.1.3 для заданий 2.1, 2.5 и 2.8, раздел 6.2.3 для задания 2.3).

Расшифровку остальных параметров – см. выше.

9.2.3. Расчет вала на статическую прочность

Сечение I-I

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_I и напряжения кручения τ_I , МПа:

$$\sigma_I = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_I \cdot 10^3}{W_I} + \frac{K_{\text{пер}} \cdot F_{aI}}{A_I}; \quad (9.34)$$

$$\tau_I = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{кI} \cdot 10^3}{W_{кI}}, \quad (9.35)$$

где $K_{\text{пер}}$ – коэффициент перегрузки (см. раздел 1.1, глава 1, часть 1 или раздел 9.1.3: $K_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$).

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_I}; \quad S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_I}, \quad (9.36)$$

где $\sigma_T = 750$ МПа – предел текучести по нормальным напряжениям;

$\tau_T = 450$ МПа – предел текучести по касательным напряжениям (см. 1, табл. 10.2 для стали 40Х и $\sigma_B = 900$ МПа).

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{\text{II}} = \frac{S_{\text{T}\sigma\text{II}} \cdot S_{\text{T}\tau\text{II}}}{\sqrt{S_{\text{T}\sigma\text{II}}^2 + S_{\text{T}\tau\text{II}}^2}} \geq [S_{\text{T}}] = 2,0. \quad (9.37)$$

Сечение II-II

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_{II} и напряжения кручения τ_{II} , МПа:

$$\sigma_{\text{II}} = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{\text{II}} \cdot 10^3}{W_{\text{II}}} + \frac{K_{\text{пер}} \cdot F_{\text{aII}}}{A_{\text{II}}}; \quad (9.38)$$

$$\tau_{\text{II}} = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{\text{кII}} \cdot 10^3}{W_{\text{кII}}}. \quad (9.39)$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\text{T}\sigma\text{II}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{II}}}; \quad S_{\text{T}\tau\text{II}} = \frac{\tau_{\text{T}}}{\tau_{\text{II}}}, \quad (9.40)$$

где σ_{T} и τ_{T} – см. выше.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{\text{ТII}} = \frac{S_{\text{T}\sigma\text{II}} \cdot S_{\text{T}\tau\text{II}}}{\sqrt{S_{\text{T}\sigma\text{II}}^2 + S_{\text{T}\tau\text{II}}^2}} \geq [S_{\text{T}}] = 2,0. \quad (9.41)$$

9.2.4. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{\text{aI}} = \sigma_{\text{mI}} = \frac{M_{\text{I}} \cdot 10^3}{W_{\text{I}}} \quad (9.42); \quad \tau_{\text{aI}} = \frac{M_{\text{кI}} \cdot 10^3}{2W_{\text{кI}}}; \quad \tau_{\text{mI}} = \tau_{\text{aI}}. \quad (9.43)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} \quad (9.44); \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (9.45)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения:

$$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1} = 240 \text{ МПа} \quad (\text{см. 1, табл. 10.2 для стали 40X и } \sigma_{\text{B}} = 900 \text{ МПа});$$

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1)}{K_{\nu}}, \quad (9.46)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_{\nu}}, \quad (9.47)$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений:

$K_\sigma = 2,2$ при выполнении шпоночного паза концевой фрезой (см. 1, табл. 10.11 для $\sigma_B = 900$ МПа);

$K_\tau = 2,05$ (там же);

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения. Значения коэффициентов находим по табл. 10.7. (см.1, стр. 189 [191] графа «Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали») в зависимости от диаметра d_k .

Примечание. При несовпадении значения d_k с табличными значениями диаметра вала применяем формулу интерполяции:

$$K_{d\sigma} = K_{d\sigma(d <)} - \frac{K_{d\sigma(d <)} - K_{d\sigma(d >)}}{d > - d <} \cdot (d_k - d <). \text{Расшифровку см. в}$$

разделе 9.1.4 при определении аналогичных коэффициентов.

$K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$ – коэффициенты влияния качества поверхности;

$K_V = 1$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

Рассчитываем пределы выносливости вала σ_{-1D} и τ_{-1D} с точностью до второго знака.

Далее определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{aI}}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{aI} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{mI}}, \quad (9.48)$$

где $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_\tau}{K_{\tau D}}$ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений, при этом $\psi_\tau = 0,1$ (см. 1, табл. 10.2 для стали 40Х и $\sigma_B = 900$ МПа).

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (9.49)$$

Сечение II-II

Амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aII} = \sigma_{mII} = \frac{M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}} \quad (9.50); \quad \tau_{aII} = \frac{M_{кII} \cdot 10^3}{2W_{кII}}; \quad \tau_{mII} = \tau_{aII}. \quad (9.51)$$

Пределы выносливости вала, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} \quad (9.52); \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (9.53)$$

где $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа.

Коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_\sigma / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (9.54)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V} . \quad (9.55)$$

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используем отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ (см. 1, табл. 10.13 для $\sigma_B = 900$ МПа в зависимости от диаметра вала под подшипник $d_{\text{под}2}$):

$$K_{\sigma} / K_{d\sigma} = \quad , \quad K_{\tau} / K_{d\tau} = \quad .$$

Коэффициенты влияния качества поверхности:

$$K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86 \quad , \quad K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения:

$$K_V = 1 - \text{поверхность без упрочнения.}$$

Примечание. При необходимости допускается закалка поверхности ТВЧ: $K_V = 2,4 \dots 2,8$.

Рассчитываем пределы выносливости вала σ_{-1D} и τ_{-1D} с точностью до второго знака.

Определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{\text{all}}} , \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{\text{all}} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{\text{mII}}} , \quad (9.56)$$

где $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}$ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений, при этом $\psi_{\tau} = 0,1$ (см. 1, табл. 10.2 для стали 40Х и $\sigma_B = 900$ МПа).

Коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] = 2,0 . \quad (9.57)$$

Вывод: статическая прочность выходного вала и сопротивление усталости обеспечены в обоих опасных сечениях: $S_{\tau} > [S_{\tau}] = 2,0$, $S > [S] = 2,0$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студ. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 9-е изд. - М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.

Примечание. В квадратных скобках указаны страницы 8-го издания, 2003.

2. Иванов, М.Н. Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - 12-е изд. - М.: высш. шк., 2008.– 408 с.

3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / В.И. Анурьев. - М. : Машиностроение, 2002. (подборка справочных данных)

4. Подшипники качения : справочник-каталог / под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В. Коросташевского. - М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

5. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А. Чернавский [и др.]. - 2-е изд. - М. : Машиностроение, 1988. – 416 с.

6. Редукторы цилиндрические : каталог

7. Каталоги асинхронных двигателей АИР:

01.40.06–89;

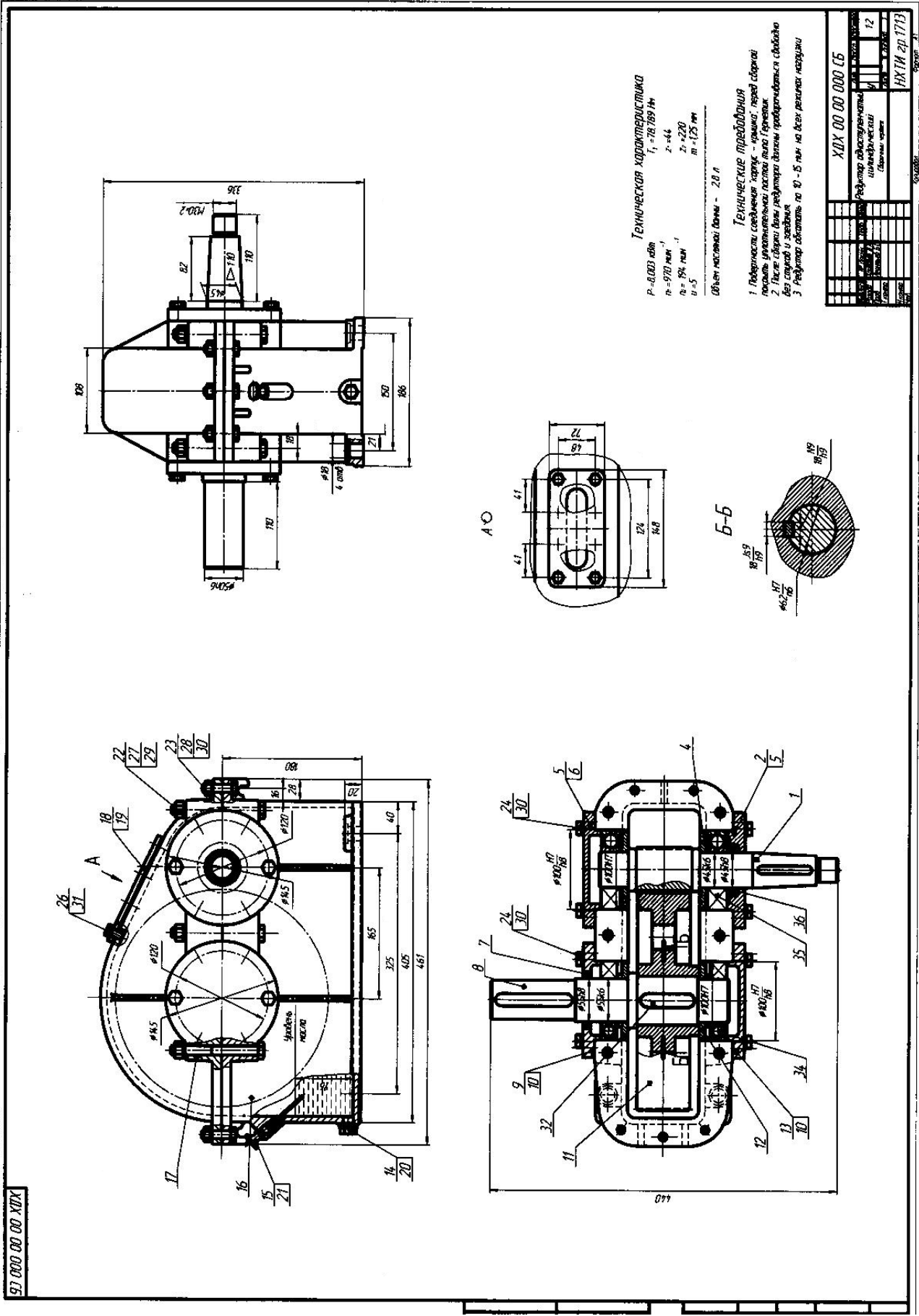
01.40.112–88;

01.40.113–88;

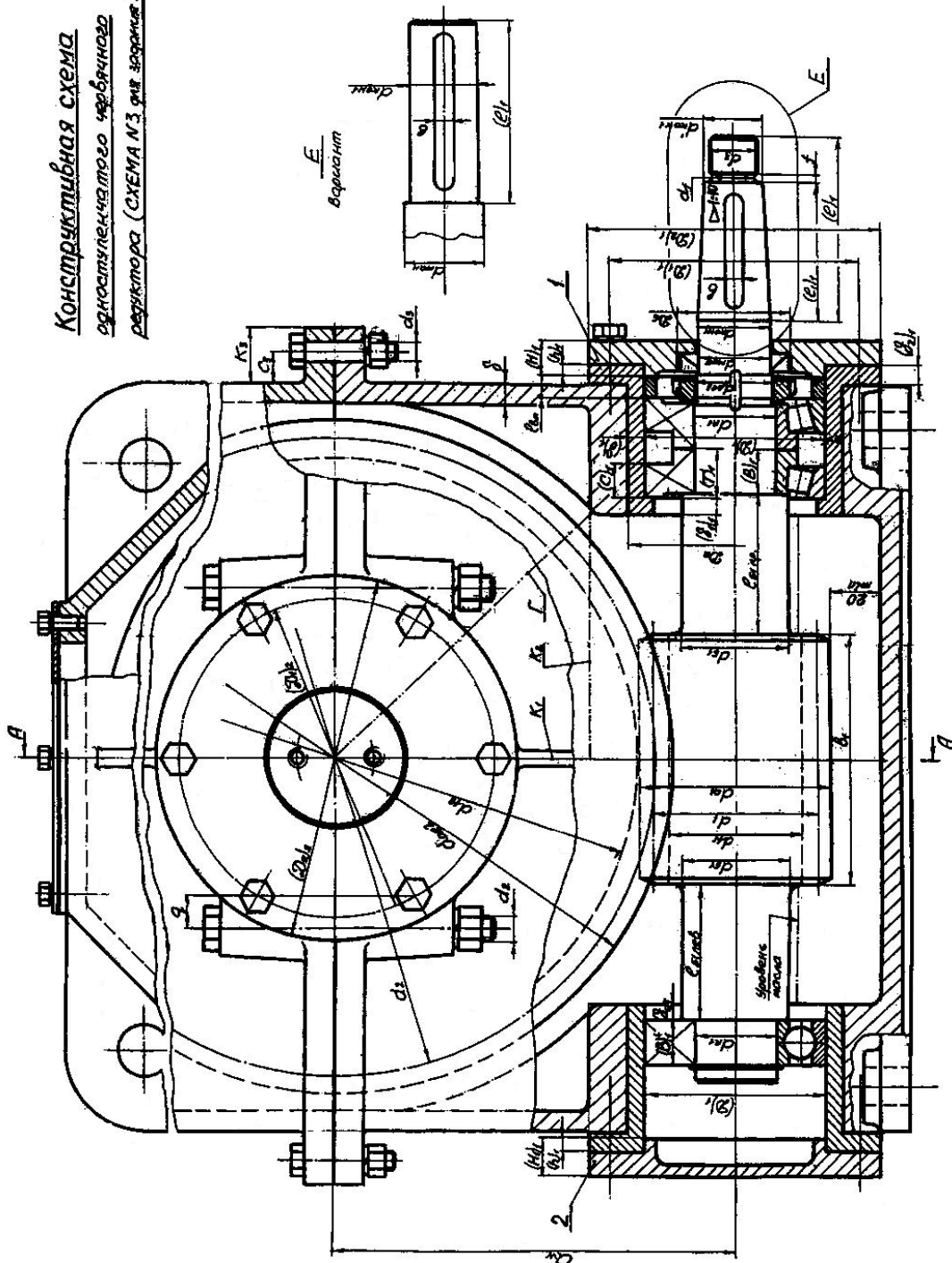
01.40.92–95;

8. Муфты упругие втулочно-пальцевые
ГОСТ 21424-93.

9. Муфты кулачково-дисковые
ГОСТ 20720-93.



Конструктивная схема
одноступенчатого червячного редуктора (СХЕМА №3 для задания 2.3)



ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 6. Конструктивные размеры элементов редуктора	5
6.1. Конструктивные размеры элементов цилиндрического зубчатого редуктора	5
6.1.1 Зубчатая передача	5
6.1.2 Конструкция входного вала (индекс 1 по схеме №1)	6
6.1.3 Конструкция выходного вала (индекс 2 по схеме №2)	10
6.2. Конструктивные размеры элементов червячного редуктора	15
6.2.1 Червячная передача	15
6.2.2 Конструкция входного вала (индекс 1 по схеме № 3)	15
6.2.3 Конструкция выходного вала (индекс 2 по схеме №3)	21
6.3. Крышки подшипниковых узлов	24
6.4. Конструктивные элементы корпуса редуктора	25
Глава 7. Определение сил, нагружающих подшипники входного вала	29
7.1. Условия работы входного вала	29
7.2. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении	30
7.2.1. Расчетная схема для задания 2.1	30
7.2.2. Расчетная схема для задания 2.3	30
7.2.3. Расчетная схема для задания 2.5	31
7.2.4. Расчетная схема для задания 2.8	32
7.3. Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала	38
7.3.1. Плечо радиальной консольной силы F_k	38
7.3.2. Определение радиальной консольной силы F_k	39
7.3.3. Реакции опор от силы F_k	39
7.4. Реакции опор для расчета подшипников	40
7.5. Эквивалентные нагрузки на подшипники	40
7.6. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка	41
7.7. Расчетный скорректированный ресурс	42
7.8. Проверка выполнения условия $P_{r\max} < 0,5 \cdot C_r$	43
Глава 8. Определение сил, нагружающих подшипники выходного вала	44
8.1. Условия работы выходного вала	44
8.2. Радиальные реакции опор от сил в зацеплении	44
8.2.1. Расчетная схема для задания 2.1	44
8.2.2. Расчетная схема для задания 2.3	45
8.2.3. Расчетная схема для задания 2.5	46
8.2.4. Расчетная схема для задания 2.8	47
8.3. Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала	48

8.3.1	Плечо радиальной консольной силы F_k	48
8.3.2	Определение радиальной консольной силы F_k	49
8.3.3	Реакции опор от силы F_k	50
8.4	Реакции опор для расчета подшипников	51
8.5	Эквивалентные нагрузки на подшипники	51
8.6	Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка	52
8.7	Расчетный скорректированный ресурс	52
8.8	Проверка выполнения условия $P_{r\max} < 0,5 \cdot C_r$	52
Глава 9.	Расчет валов на прочность	53
9.1.	Входной вал	53
9.1.1	Определение силовых факторов	55
9.1.2	Геометрические характеристики опасных сечений вала	56
9.1.3	Расчет вала на статическую прочность	56
9.1.4	Расчет вала на сопротивление усталости	57
9.2	Выходной вал	60
9.2.1	Определение силовых факторов	62
9.2.2	Геометрические характеристики опасных сечений вала	63
9.2.3	Расчет вала на статическую прочность	63
9.2.4	Расчет вала на сопротивление усталости	64
	Литература	67
	Приложение 1	68
	Приложение 2	69
	Приложение 3	70

Учебное издание

Леонтьев
Борис Сергеевич

РАСЧЕТ ПРИВОДА
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
ЧАСТЬ 2

Корректор Габдурахимова Т.М.
Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 21.03.2011.
Подписано в печать 02.05.2011.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Тираж 200.
Заказ №28.

НХТИ (филиал) ГОУ ВПО «КГТУ», г. Нижнекамск, 423570,
ул. 30 лет Победы, д. 5а.