

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»
(НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ»)

Б.С. Леонтьев

РУКОВОДСТВО
ПО РАСЧЕТУ ПРИВОДА

Учебное пособие

КНИГА 2, часть 3

Нижекамск
2014

УДК 621.8

Л 47

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиал) ФБГОУ ВПО «КНИТУ».

Рецензенты:

Насыйров М. Н. – главный конструктор проектно-конструкторского центра ОАО «Нижнекамскнефтехим»;

Амирова С. С. – доктор педагогических наук, профессор.

Леонтьев Б.С.

Л 47 Руководство по расчету привода: учебное пособие: в 2 книгах. Книга 2, часть 3 / Б.С. Леонтьев. – Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФБГОУ ВПО «КНИТУ», 2014. – 55 с.

Книга 2 учебного пособия «Руководство по расчету привода» по своему построению делится на несколько частей, каждая из которых посвящена одному определенному заданию.

В части 3 книги 2 разрабатывается конструкция одноступенчатого червячного редуктора («Конструктивная схема №3 для задания 1.8», см. приложение №1). На базе этой схемы рассмотрены вопросы конструирования валов и других элементов одноступенчатого червячного редуктора, изложена методика расчета входного и выходного валов на статистическую прочность и сопротивление усталости.

Предназначено для студентов механического факультета всех форм обучения, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Детали машин» по первому типу заданий.

Подготовлено на кафедре МАХП НХТИ.

УДК621.8

© Леонтьев Б. С., 2014

© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал)

ФБГОУ ВПО «КНИТУ», 2014.

ВВЕДЕНИЕ

После определения механических параметров на валах привода, межосевых расстояний и размеров элементов передач, а также нагрузок, действующих в передачах, приступают к разработке конструкции редуктора, являющегося составной частью привода. На первом этапе конструирования разрабатывается «Конструктивная схема одноступенчатого червячного редуктора (схема №3 для задания 1.8)» – в дальнейшем «Конструктивная схема №3». При этом определяются расположение деталей передач, расстояния деталей друг от друга и от стенок корпуса, диаметры ступеней валов и длины участков ступеней, выбираются типы подшипников качения и схемы их установки. Расстояния между деталями выбираются так, чтобы поверхности вращающихся червяка и червячного колеса не задевали за соседние детали и за внутренние поверхности стенок корпуса. Особенностью данной конструктивной схемы является то, что опорные подшипники входного вала расположены в двух специальных стаканах, запрессованных в отверстия приливов на корпусе и имеющих одинаковые размеры по посадочным поверхностям. Это позволяет выполнить конструкцию корпуса редуктора симметричной и обеспечить оптимальные условия для сборки и регулирования червячной передачи.

В качестве опор входного и выходного валов в соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин и механизмов применяют следующие подшипники: для входного вала, на котором расположен червяк, в правой опоре применяют сдвоенные конические роликоподшипники ГОСТ 27365–87, воспринимающие как радиальную, так и осевую нагрузки, а в левой опоре – радиальный однорядный шарикоподшипник ГОСТ 8338–75, воспринимающий только радиальную нагрузку; для выходного вала применяют конические роликоподшипники ГОСТ 27365–87, установленные по схеме «враспор».

В конструкции редуктора максимально используются стандартные элементы конструкции и стандартные детали: законцовки валов, крышки подшипниковых узлов, крепежные детали и др.

Подбор подшипников качения осуществляется в зависимости от частоты их вращения и условий работы. Так как частота вращения обоих валов превышает 10 об/мин, то основным критерием работоспособности подшипников является динамическая грузоподъемность C_r . Она применяется для определения расчетного ресурса L_{10ah} (при требуемой надежности 90%) и для проверки выполнения условия, что максимальная динамическая радиальная нагрузка на подшипник не превышает половины динамической грузоподъемности: $P_{r\max} \leq 0,5C_r$. При выполнении условий, что расчетный ресурс не меньше заданного ($L_{10ah} \geq L_n$) и $P_{r\max} \leq 0,5C_r$, подшипник считается пригодным.

После проверки пригодности подшипников качения, примененных в опорах валов, переходят к расчету валов на прочность. Основными нагрузками на валы являются силы и моменты от передач, которые воздействуют на валы через насаженные на них детали: на входном валу – ведомый шкив клиноременной передачи, установленный на законцовке вала, и червяк, выполненный заодно с

валом; на выходном валу – червячное колесо, установленное внутри корпуса редуктора, и шестерня цилиндрической зубчатой передачи, закрепленная на законцовке вала. Под действием постоянных по значению и направлению сил во вращающихся валах возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу. Основными материалами для валов служат термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, 40ХН, механические характеристики которых представлены в таблице 10.2 [1, стр. 183].

В заключительной части курсового проекта выполняются 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 червячного редуктора (СХЕМА №3 для задания 1.8) – см. приложение 1.

ГЛАВА 7. Конструктивные размеры элементов

червячно-цилиндрического редуктора

7.1. Червячная передача (индекс «чр»)

Выписываем принятые значения параметров червячной передачи, мм:

$a_{\text{вчр}}$ – межосевое расстояние;

$m_{\text{чр}}$ – модуль червячной передачи;

$d_{1\text{чр}}$ – делительный диаметр червяка;

$d_{a1\text{чр}}$ – диаметр вершин витков червяка;

$d_{f1\text{чр}}$ – диаметр впадин витков червяка;

$b_{1\text{чр}}$ – длина нарезанной части червяка;

$d_{2\text{чр}}$ – делительный диаметр червячного колеса;

$d_{a2\text{чр}}$ – диаметр вершин зубьев колеса;

$d_{f2\text{чр}}$ – диаметр впадин зубьев колеса;

$d_{ae2\text{чр}}$ – диаметр колеса наибольший;

$b_{2\text{чр}}$ – ширина венца колеса.

Примечание. Вышеуказанные параметры – см. в соответствующих разделах расчета червячной передачи (глава 3, книга 1), где параметры указаны без индекса «чр».

Рассмотрим остальные параметры конструктивных элементов червячного колеса. Чаще всего червячные колеса изготавливают составными: центр – из серого чугуна или стали, зубчатый венец – из бронзы. Соединение венца с центром должно обеспечивать передачу большого вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы.

$l_{\text{ст чр}}$ – длина ступицы червячного колеса.

Для ступицы рекомендуется выдерживать следующие соотношения, мм:

$$l_{\text{ст чр}} > b_{2\text{чр}}; \quad l_{\text{ст чр}} = (0,8 \dots 1,5) d_{\text{кчр}}, \quad (7.1)$$

где $d_{\text{кчр}}$ – диаметр вала под червячное колесо (см. раздел 7.3).

$d_{\text{ст чр}}$ – диаметр ступицы червячного колеса.

Диаметр $d_{\text{ст чр}}$ назначают в зависимости от материала центра колеса, мм:

$$\text{для стали } d_{\text{ст чр}} = (1,5 \dots 1,55) d_{\text{ст чр}}; \quad (7.2)$$

$$\text{для чугуна } d_{\text{ст чр}} = (1,55 \dots 1,6) d_{\text{ст чр}}; \quad (7.3)$$

при этом меньше значения для шлицевого соединения колеса с валом, бóльшие – для шпоночного соединения.

A – радиальный зазор между зубьями червячного колеса (по диаметру $d_{ae2\text{чр}}$)

и внутренними поверхностями стенок корпуса, мм:

$$A = \sqrt[3]{L} + 3 \quad (7.4)$$

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

$$L = \frac{d_{a1-\delta}}{2} + a_{w-\delta} + \frac{d_{ae2-\delta}}{2}. \quad (7.5)$$

Параметры $d_{a1-\delta}$, $a_{w-\delta}$ и $d_{ae2-\delta}$ – см. выше.

Полученное значение A округляем в бóльшую сторону до целого числа, при этом значение A должно быть в диапазоне (8...15)мм. Если $A < 8$ мм, то принимаем $A = 8$ мм.

7.2. Конструкция входного вала (индекс 2)

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

$d_{\text{эи}2}$ – диаметр концевой части вала, мм:

$$d_{\text{эи}2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot \dot{O}_2}{\pi [\tau]}}, \quad (7.6)$$

где \dot{O}_2 – вращающий момент на входном валу редуктора №2, Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1); $[\tau] = 18$ МПа – допускаемое касательное напряжение для входного вала.

Полученное значение $d_{\text{эи}2}$ округляем в бóльшую сторону до величины, кратной 5, так, чтобы принятое значение было больше рассчитанного не менее, чем на 3 мм. Далее принимаем решение о форме законцовки входного вала. Её рекомендуется принять конусной (рис. 7.1, а) для диаметров $d_{\text{эи}} = 25; 30; 35; 40; 45; 55; 70; 90$ мм или цилиндрической (рис. 7.2) для диаметров $d_{\text{эи}} = 50; 60; 65; 75; 80; 95; 100; 105; 110$ мм.

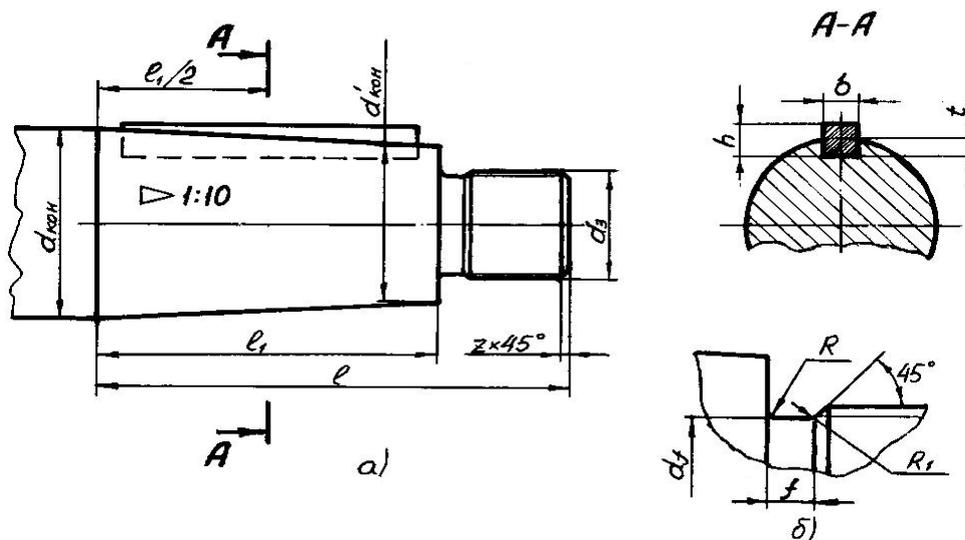


Рис. 7.1

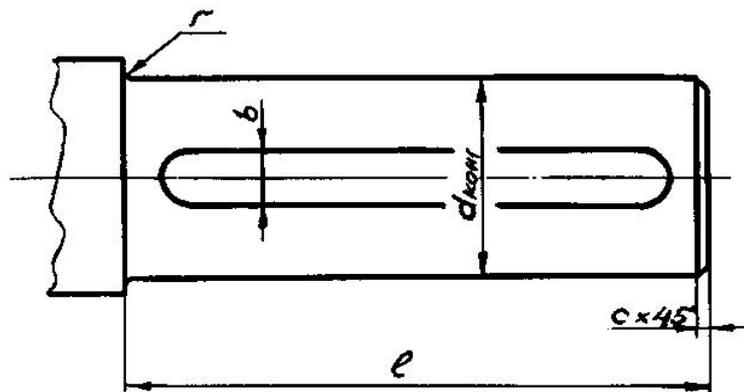


Рис. 7.2

Выполняем эскиз законцовки и в зависимости от формы выписываем для её построения на чертеже следующие параметры, мм:

- для конусной законцовки по таблице 7.1:

$$d_{\text{эи}2}; d_3; l; l_1; b \times h; t;$$

- для цилиндрической законцовки по таблице 7.2:

$$d_{\text{эи}2}; l; r; c; b \times h.$$

Таблица 7.1

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 $d'_{\text{эи}1} = d_{\text{эи}1} - l_1 / 10$.

Таблица 7.2

Размеры, мм				
$d_{\text{эи}1}$	l	r	c	$b \times h$
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.

Кроме того, в соответствии с рис. 7.1,б для конусной законцовки выполняется проточка резьбы и из таблицы 7.3 для неё выписываются следующие данные, мм: $f; R; R_1; d_f; z$.

Далее разрабатывается конструкция ведомого шкива клиноременной передачи, который устанавливается на законцовке входного вала. Шкивы изготовляют литыми из чугуна марки СЧ20, если окружная скорость не превышает 30 м/с, или стальными при больших скоростях. Шкивы состоят из обода, на который надевают клиновые ремни, ступицы для установки шкива на вал и диска или спиц, с помощью которых обод и ступица объединены в одно целое. На обode может располагаться от 4 до 6 клиновых ремней сечения В ГОСТ 1284.1–89. Обод относительно ступицы рекомендуется располагать так, чтобы плоскость симметрии обода проходила посередине длины законцовки входного вала. Подробнее конструкцию шкивов см. в разделе 18.1 [1, стр. 318...322, рис.18.2,а; таблица 18.1].

Таблица 7.3

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.

Рассмотрим следующий после законцовки участок вала, с которым контактирует манжета.

$d_{i \text{ ai}}$ – диаметр вала под манжету [см. 1, таблица 24.26, стр. 473, 474], мм:

$$d_{i \text{ ai}} = d_{\text{ei}2} - \text{для конусной законцовки вала};$$

$$d_{i \text{ ai}} = d_{\text{ei}2} + 5 - \text{для цилиндрической законцовки}.$$

По $d_{i \text{ ai}}$ (d) выписываем параметры манжеты d, A и h для типа 1, выполняем эскиз и указываем обозначение манжеты по ГОСТ.

Примечание. Условное обозначение манжеты типа 1, исполнения 1 (с механически обработанной кромкой) для вала диаметром 45 мм, с наружным диаметром 65 мм из резины 2 группы (на основе бутадиен-нитрилакрилового каучука): «Манжета 1.1–45×65–2 ГОСТ 8752–79».

Следующий участок входного вала по конструктивной схеме №3 выполнен с резьбой.

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

$d_{\text{дв}}(d) \leq d_{\text{вн}}(d)$, где $d_{\text{вн}}(d)$ – см. ниже;

$d_1 > d_{\text{вн}}(d)$, где d_1 – внутренний диаметр резьбы по таблице 7.4.

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, мм: $d; D; D_1; H; b; h; c$ [см. 1, таблица 24.22, стр. 470];
параметры шайбы, мм: $d; d_1; D; D_1; l; b; h; s$ [см. 1, таблица 24.23, стр. 471].

Примечание. Обозначение гайки и шайбы для $d_{\text{дв}}(d) = \text{M}39 \times 1,5$:

«Гайка $\text{M}39 \times 1,5\text{-}7\text{H.}05.05$ ГОСТ11871–88»;

«Шайба $\text{H.}39.01.05$ ГОСТ 11872–89».

Параметры паза на валу под язычок стопорной шайбы, мм:

$d_{\text{дв}}(d); a_1; a_2; a_3; a_4; d_1$ [см. 1, таблица 24.24, стр. 471, 472].

Для обеспечения надежного завинчивания гайки по диаметру $d_{\text{дв}}$ в конце резьбового участка выполняем проточку резьбы (см. рис. 7.1, б), для которой в зависимости от шага резьбы из таблицы 7.3 выписываем параметры, мм:

$f; R; R_1; d_f; z$.

На следующем участке входного вала в специальном стакане установлены два роликоподшипника, являющиеся правой опорой вала.

$d_{\text{вн}}(d)$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника, рекомендуемое значение которого выбираем по таблице 7.4 в зависимости от диаметра $d_{\text{дв}}$.

Таблица 7.4

Размеры, мм				
$d_{\text{вн}}(d)$	$d_{\text{вн}}(d)$	$d_{\text{дв}}(d)$	d_1	$d_{\text{вн}}(d)$
35	35	M39×1,5	37,376	40
40	40	M45×1,5	43,376	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

По диаметру $d_{\text{вн}}(d)$ для правой опоры производим выбор конического роликоподшипника ГОСТ 27365–87 в количестве 2 шт. серии диаметров 2 (легкой серии) или серии диаметров 3 (средней серии) [см. 1, таблица 24.16, стр. 465]. Для выбора серии подшипника руководствуемся следующей рекомендацией:

$$C_r' = 1,4K_E(X\sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2} + O \cdot F_{a1})\sqrt[3]{92 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_2} \leq C_r, \quad (7.7)$$

где C_r' – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_E = 0,63$ – коэффициент эквивалентности для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения [см. 1, стр. 116, типовой режим II];

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

$k = 10/3$ – показатель степени для роликоподшипников [см. 1, стр. 117];
 $L_h = 7665 \div$ – заданный ресурс работы привода в часах (см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1);

n_2 – частота вращения входного вала №2, об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1);

C_r – динамическая грузоподъемность роликоподшипника, Н.

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, значения которых находим в зависимости от величины отношения $F_a/V \cdot F_{r\delta}$ по сравнению с коэффициентом осевого нагружения e . Здесь V – коэффициент вращения кольца (в нашем случае $V = 1$ – вращается внутреннее кольцо); $F_a = F_{a1}$ – осевая нагрузка на червяке; $F_{rnp} = \sqrt{F_{r1}^2 + F_r^2}$ – приведенная радиальная нагрузка:

а) если $\frac{F_{a1}}{\sqrt{F_{r1}^2 + F_r^2}} > e$, то принимаем $X = 0,4$, а Y берем из данных роликоподшипника;

б) если $\frac{F_{a1}}{\sqrt{F_{r1}^2 + F_r^2}} \leq e$, то принимаем $X = 1$ и $Y = 0$.

Примечания: 1. Параметры e , Y и C_r берем сначала для подшипника легкой, потом средней серии с углом контакта $\alpha = 12 \dots 16^\circ$, а затем средней серии с углом $\alpha = 29^\circ$, последовательно добиваясь выполнения соотношения (7.7).

2. Для принятой конструкции правой опоры входного вала в соотношении (7.7) допускается вместо C_r одного подшипника принять $C_{r\text{н\ddot{o}i}}$ комплекта из двух специально подобранных подшипников легкой или средней серии с углом $\alpha = 12 \dots 16^\circ$. В этом случае $C_{r\text{н\ddot{o}i}} = 1,714 C_r$ [см. 1, стр. 118].

Для выбранного роликоподшипника выполняем эскиз, указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; D; T_{i\ddot{a}e\ddot{a}}; B; C; r_1; r_2; C_r; C_{0r}; \dot{\alpha}; \dot{O}; \dot{O}_0$. Для обеспечения построения роликоподшипника на чертеже выполняем по методике, изложенной на рис. 7.3, расчет размеров элементов внутренней конструкции подшипника: $d_3; d_2; d_1; L; \alpha_3; \alpha_2; \alpha_1; d'_3; d'_2; d'_1; fk = de$.

Примечания: 1. Размеры fm и h_1 определяем при построении на чертеже.

2. Пример обозначения роликоподшипника серии диаметров 2 (легкой серии) при $d_{i\ddot{a}2}(d) = 50\text{мм}$:

«Подшипник 7210А ГОСТ 27365–87».

Рассмотрим участок вала, где находится червяк с эвольвентным профилем (ZI), выполненный заодно с валом: нарезанная часть червяка расположена симметрично относительно оси червячного колеса; между червяком и опорными подшипниками на валу выполнены буртики, служащие для подшипников упорами.

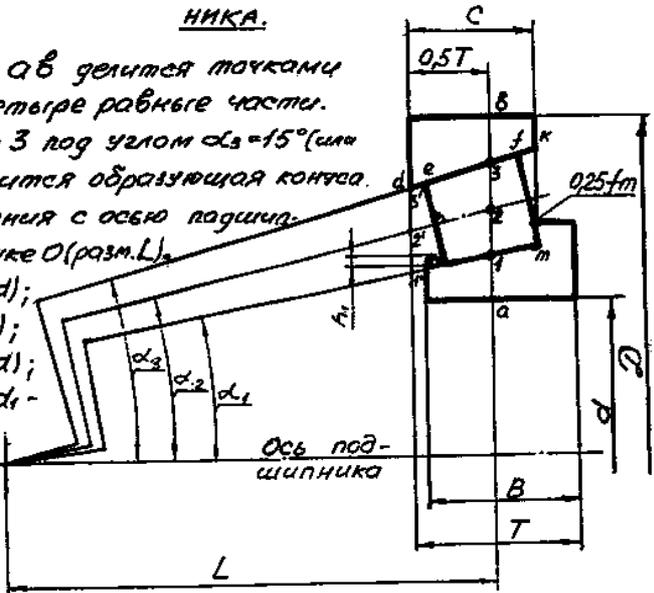
$d_{\text{áóò2}}$ – диаметр буртика справа и слева от червяка, для которого должно выдерживаться следующее соотношение:

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.

ника в точке O (разм. L);
 $d_3 = D - 0,25(D - d)$;
 $d_2 = D - 0,5(D - d)$;
 $d_1 = D - 0,75(D - d)$;
 где d_3, d_2 и d_1 – диаметры точек 3, 2 и 1.

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



α_3 – задан; $\alpha_2 = \arctg(\frac{d_2}{2L})$; $\alpha_1 = \arctg(\frac{d_1}{2L})$.
 $d'_3 = d_3 - T \cdot \text{tg} \alpha_3$; $d'_2 = d_2 - T \cdot \text{tg} \alpha_2$; $d'_1 = d_1 - T \cdot \text{tg} \alpha_1$;
 $fk = de = 0,05(D - d)$; $h_1 = 0,124fm$.
 Отрезки 3'-3, 2'-2, 1'-1 проводятся до пересечения с торцом по размеру C .

Рис. 7.3

$$d_{f1+\delta} > d_{\text{áóò2}} \geq d_{\text{ííá2}} + 3r_1, \tag{7.8}$$

где $d_{f1+\delta}$ – диаметр впадин витков червяка (см. раздел 7.1);
 r_1 – параметр роликоподшипника (см. выше).

Значение $d_{\text{áóò2}}$ выбираем так, чтобы оно было ближе к правой части соотношения (7.8) и было кратным 2 или 5.

Примечание. В случае, если $d_{f1+\delta} < d_{\text{ííá2}} + 3r_1$, то длину буртика следует разбить на два участка: участок, граничащий с червяком, выполняем диаметром $d'_{\text{áóò2}} = d_{f1+\delta} - 2i_1$, обеспечивающим выход инструмента при обработке витков червяка [см. 1, рис. 5.20, б]; участок, служащий упором для подшипника, выполняем в виде заплечика длиной не менее 10 мм и диаметром $d_{\text{áóò2}} \geq d_{\text{ííá2}} + 3r_1$.

Допускается выполнить буртик диаметром, удовлетворяющим только правой части соотношения (7.8), но разрешить при этом на поверхности буртика следы выхода инструмента для обработки витков червяка [см. 1, рис. 5.20, в].

$l_{\text{áòò2í ð}$ – длина буртика справа от червяка, т.е. расстояние от торца нарезанной части червяка до торца внутреннего кольца роликоподшипника (торца буртика), мм:

$$l_{\text{áòò2í ð} = K_{\text{ò2}} + (\delta_1)_2 + (T)_2 - (B)_2 - \frac{b_{1+\delta}}{2}, \quad (7.9)$$

где $(T)_2$ и $(B)_2$ – параметры роликоподшипника (см. выше данные подшипника, размеры $T_{\text{í àèá}}$ и B);

$b_{1+\delta}$ – длина нарезанной части червяка (см. раздел 7.1);

$(\delta_1)_2$ – толщина буртика стакана, в котором установлены два роликоподшипника правой опоры входного вала (см. рис. 7.4, параметр δ_1);

$K_{\text{ò2}}$ – расстояние от плоскости симметрии червячной передачи до торца прилива на корпусе редуктора, в отверстие которого запрессован стакан с двумя роликоподшипниками (см. конструктивную схему №3), мм:

$$K_{\text{ò2}} = \sqrt{\tilde{A}^2 - K_{\text{ò1}}^2}. \quad (7.10)$$

Здесь Γ – расстояние от оси червячного колеса до прилива на корпусе (гипотенуза прямоугольного треугольника с катетами $K_{\text{ò2}}$ и $K_{\text{ò1}}$), мм:

$$\Gamma = \frac{d_{\text{ae2чр}}}{2} + A, \quad (7.11)$$

где $d_{\text{ae2чр}}$ – диаметр червячного колеса наибольший (см. раздел 7.1);

A – радиальный зазор (там же).

$K_{\text{ò1}}$ – расстояние от плоскости разъема корпуса редуктора до поверхности прилива по диаметру, мм:

$$K_{\text{ò1}} = a_{\text{w+\delta}} - \frac{(\tilde{A}_2)_{2\text{í ð}}}{2}, \quad (7.12)$$

где $a_{\text{w+\delta}}$ – межосевое расстояние червячной передачи (см. раздел 7.1).

$(\tilde{A}_2)_{2\text{í ð}}$ – диаметр прилива, приравниваемый наружному диаметру крышки подшипникового узла [см. 3, стр. 68, параметр \tilde{A}_2]. Значение параметра \tilde{A}_2 определяем по величине наружного диаметра подшипника, за который условно принимаем посадочный диаметр стакана D_a . Для определения D_a воспользуемся рис. 7.4 и таблицей 7.5:

Таблица 7.5

Наружный диаметр подшипника \tilde{A} , мм	50...62	63...95	100...145
Толщина стенки стакана δ , мм	5...7	7...9	9...11

$$\tilde{A}_a = \tilde{A} + 2\delta. \quad (7.13)$$

Значение δ из рекомендуемого таблицей 7.5 диапазона выбираем таким, чтобы величина D_a получилась кратной 5.

Например: $D=85$ мм. Значение D входит в диапазон (63...95) мм, для которого рекомендуется $\delta=(7...9)$ мм.

Принимаем $\delta=7,5$ мм, тогда $\tilde{A}_a=85+2\cdot7,5=100$ мм.

Принимаем \dot{A}_a за наружный диаметр условного подшипника $D=100$ мм и для него по справочнику [3, стр. 70] находим параметры \dot{A}_1 и \dot{A}_2 : $\dot{A}_1=120$ мм; $\dot{A}_2=145$ мм. Таким образом, по конструктивной схеме №3: $(\dot{A}_1)_{2r\delta} = \dot{A}_1=120$ мм; $(\dot{A}_2)_{2r\delta} = \dot{A}_2=145$ мм.

Кроме того, для стакана определяем толщину буртика δ_1 и толщину фланца δ_2 , мм: $\delta_1 \approx \delta$; $\delta_2 \approx 1,2\delta$. Значения δ_1 и δ_2 округляем до целых чисел.

По формулам (7.12), (7.11) и (7.10) вычисляем значения K_{01} , Γ и K_{02} . Значение K_{02} округляем в большую сторону до целого числа, после чего по формуле (7.9) вычисляем длину буртика $l_{\delta_1 \approx \delta_2 \delta}$.

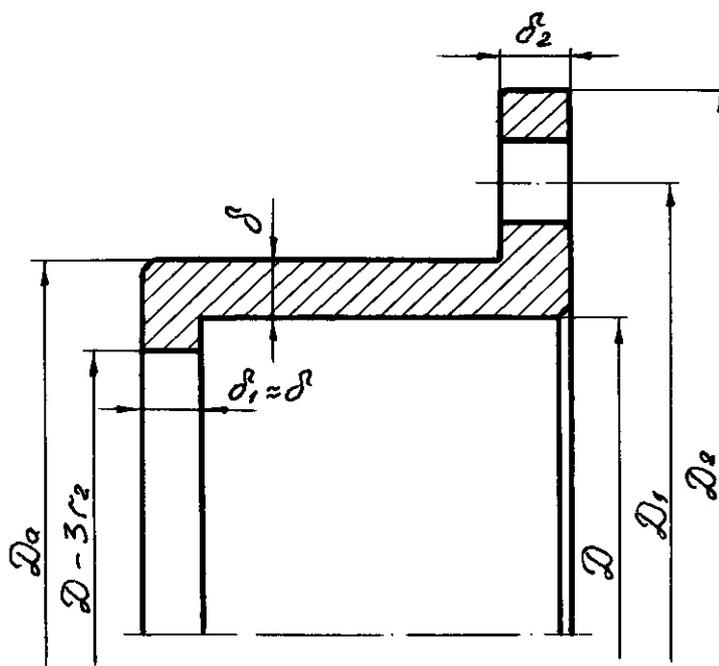


Рис. 7.4

По конструктивной схеме №3 в левой опоре входного вала установлен радиальный однорядный подшипник ГОСТ 8338-75 [см.1, таблица 24.10, стр. 459]. Выбор подшипника производим по диаметру $d_{1 \text{ и } 2}(d)$ 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 выполняем по размеру, равному δ_1 . Для шарикоподшипника проверяем выполнение соотношения:

$$C_r' = 1,4K_E \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2} \sqrt[3]{80 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_2} \leq C_r, \quad (7.14)$$

где C_r' – динамическая нагрузка на подшипник, Н; для расшифровки параметров K_E ; F_{t1} ; F_r ; L_h и n_2 – см. пояснения к формуле (7.7);

C_r – динамическая грузоподъемность шарикоподшипника, Н.

Для выбранного шарикоподшипника выполняем эскиз, указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; \ddot{A}; B; r; \dot{A}_o; C_r; C_{0r}$.

Примечание. Пример обозначения подшипника серии диаметров 2 (легкой серии) при $d_{i\ddot{a}2}(d)=50$ мм:

«Подшипник 210 ГОСТ 8338–75».

$l_{\dot{a}\ddot{o}\ddot{o}2\ddot{e}\ddot{a}\ddot{a}}$ – длина буртика слева от червяка, т.е. расстояние от торца нарезанной части червяка до торца внутреннего кольца шарикоподшипника (торца буртика), мм:

$$l_{\dot{a}\ddot{o}\ddot{o}2\ddot{e}\ddot{a}\ddot{a}} = K_{T2} + (\delta_1)_2 - \frac{b_{1+\dot{o}}}{2}, \quad (7.15)$$

где все параметры – см. пояснения к формулам (7.9) и (7.10).

Посадки, применяемые при установке входного вала:

- посадка внутреннего кольца подшипника на вал – $\phi 45k6$ (для $d_{i\ddot{a}2}=45$ мм);
- посадка наружного кольца подшипника в отверстие стакана или в отверстие прилива на корпусе – $\phi 85H7$ (для $D=85$ мм);
- посадка стакана в отверстие прилива на корпусе – $\phi 100 \frac{H7}{j_s 6}$ (для $D_a=100$ мм).

7.3. Конструкция выходного вала (индекс 3)

Конструктивно выходной вал состоит из следующих участков: законцовки, на которой крепится ведущее колесо цилиндрической зубчатой передачи (шестерня); участка под сальниковое войлочное кольцо (сальник); участков под опорные подшипники качения; участка под червячное колесо и буртика для упора колеса.

Диаметр законцовки вала $d_{\dot{e}i3}$ предварительно оцениваем из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях, мм:

$$d_{\dot{e}i3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_3}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.16)$$

где T_3 – вращающийся момент на валу №3, Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1);

$[\tau]=30$ МПа – допускаемое касательное напряжение для выходного вала.

Полученное значение $d_{\dot{e}i3}$ округляем в большую сторону до величины, кратной 5. В связи с установкой на законцовке цилиндрической зубчатой шестерни форму законцовки рекомендуется принять только цилиндрической (основной вариант на конструктивной схеме №3).

Примечание. В порядке исключения допускается принять форму законцовки конусной (вариант Г на конструктивной схеме №3) для диаметра $d_{\dot{e}i3}=55$ мм.

Для законцовки цилиндрической формы выполняем эскиз в соответствии с рис. 7.2 и из таблицы 7.2 выписываем данные законцовки, мм: $d_{\dot{e}i3}, l, r, c, b \times h$.

Для конусной законцовки выполняем эскиз в соответствии с рис. 7.1,а и из таблицы 7.1 выписываем следующие данные, мм: $d_{\text{эи3}}$; d_3 ; l ; l_1 ; $b \times h$; t .

Проточка резьбы конусной законцовки выполняется в соответствии с рис. 7.1,б; из таблицы 7.3 для нее выписываем параметры, мм: f ; R ; R_1 ; d_f ; z .

Далее разрабатываем конструкцию цилиндрической шестерни, которая состоит из ступицы, зубчатого венца и диска, являющегося продолжением венца (см. рис. 7.5). Здесь d_1 – делительный диаметр шестерни, d_{a1} и d_{f1} – диаметры вершин и впадин зубьев шестерни (см. раздел 2.9, глава 2, книга 1);

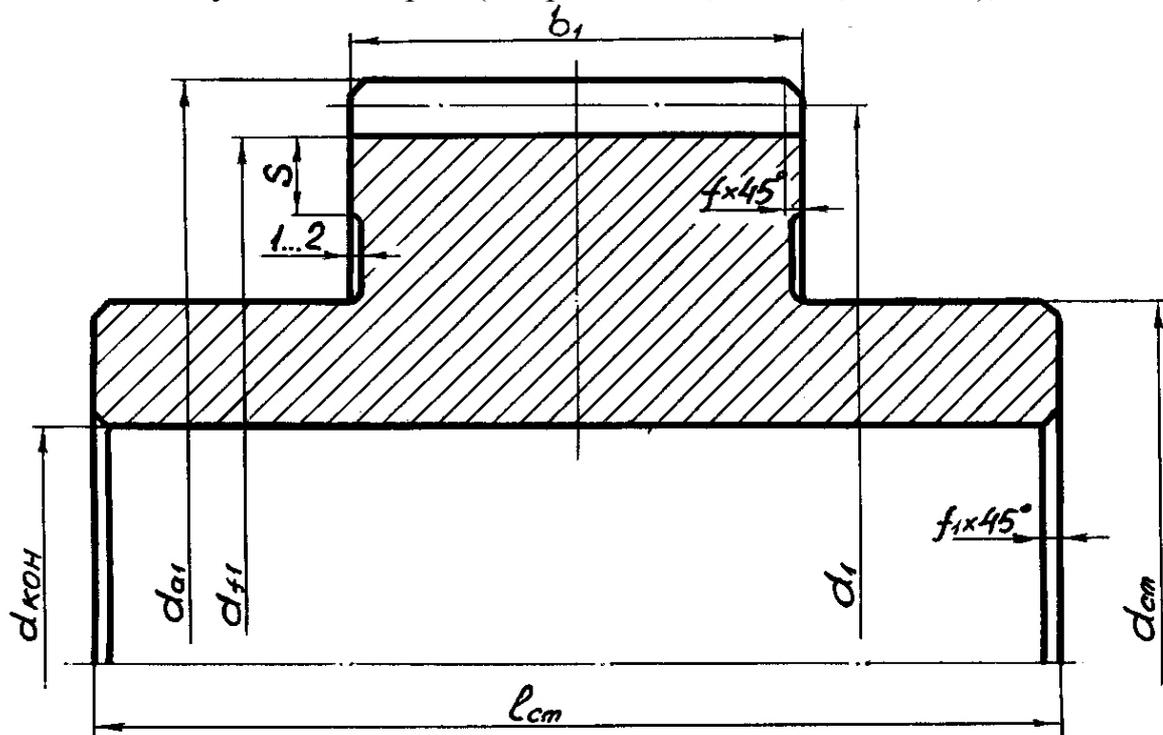


Рис. 7.5

b_1 – ширина зубчатого венца шестерни: $b_1 = b_2 + 5$ мм, где b_2 – ширина зубчатого венца колеса (см. раздел 2.4, глава 2, книга 1); $d_{\text{эи3}} = d_{\text{эи3}}$ принятое значение диаметра законцовки (см. формулу 7.16); $l_{\text{нб}} = (l)_3 + 1 \dots 2$ мм – длина ступицы, приравниваемая полной длине законцовки $(l)_3$ (см. выше данные законцовки, параметр l), увеличенной на $(1 \dots 2)$ мм для обеспечения поджатия ступицы к буртику на валу (см. конструктивную схему №3); $d_{\text{нб}} = (1,5 \dots 1,55) d_{\text{эи3}}$ – диаметр ступицы, который выбираем из рассчитанного диапазона кратным 2 или 5; $S = 2,2m + 0,05 b_2$ – ширина торцов зубчатого венца, где b_2 – см. выше, m – модуль зубчатой передачи (см. раздел 2.5, глава 2, книга 1); $f = (0,5 \dots 0,6)m$ – фаска на торцах зубчатого венца (округляем до стандартного значения по таблице 7.6); f_1 – фаска на торцах ступицы, значение которой рекомендуется принять по таблице 7.6 в зависимости от диаметра $d_{\text{эи3}}$.

Рассмотрим следующий после законцовки участок вала, с которым контактирует уплотнительное кольцо (сальник) [см.3, стр.94].

Таблица 7.6

$d_{\text{вн}} \rightarrow$ 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

$d_{\text{вн}}$ – диаметр вала под сальник, мм:

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{вн}} + 5 \text{ – для законцовки цилиндрической формы;}$$

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{вн}} \text{ – для конусной законцовки.}$$

Следующий участок вала предназначен для установки подшипника качения.

$d_{\text{вн}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника, мм: $d_{\text{вн}} = d_{\text{вн}}$.

По диаметру $d_{\text{вн}}(d)$ производим выбор конического роликоподшипника ГОСТ27365–87 [см.1, таблица 24.16, стр.465] легкой или средней серии (серии диаметров 2 или серии диаметров 3). При выборе серии подшипника руководствуемся следующей рекомендацией:

$$C'_r = 1,4 \cdot K_E (X \sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2} + \dot{O} \cdot F_{a2})^k \sqrt{92 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_3} \leq C_r, \quad (7.17)$$

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

$K_E = 0,63$; $k = 10/3$; $L_h = 7665 \text{ ч}$ – см. пояснения к формуле (7.7);

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

n_3 – частота вращения выходного вала №3, об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1);

C_r – динамическая грузоподъемность роликоподшипника легкой или средней серии, Н.

X и \dot{O} – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, значение которых находим в зависимости от величины отношения $\frac{F_a}{V \cdot F_{r\delta}}$ по сравнению с коэффициентом осевого нагружения e . Здесь $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо); $F_a = F_{a2}$ – осевая нагрузка на червячном колесе; $F_{r\delta} = \sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2}$ – приведенная радиальная нагрузка:

а) если $\frac{F_{a2}}{\sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2}} > e$, то принимаем $X = 0,4$, а \dot{O} берем из данных роликоподшипника;

б) если $\frac{F_{a2}}{\sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2}} \leq e$, то принимаем $X = 1$ и $\dot{O} = 0$.

Примечание. Параметры подшипника e , \dot{O} и \tilde{N}_r берем для подшипника с углом контакта $\alpha = 12 \dots 16^\circ$ сначала легкой, а затем средней серии, последовательно добиваясь выполнения соотношения (7.17): $C'_r \leq C_r$.

Для выбранного подшипника указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: d ; \tilde{A} ; $T_{\text{вн}}$; B ; C ; r_1 ; r_2 ; C_r ; C_{0r} ; e ; \dot{O} ; \dot{O}_0 . Для обеспечения постро-

ения роликоподшипника на чертеже выполняем по методике, изложенной на рис.7.3, расчет размеров элементов внутренней конструкции подшипника: $d_3; d_2; d_1; L; \alpha_3; \alpha_2; \alpha_1; d'_3; d'_2; d'_1; fk = de$.

Примечания: 1. Размеры fm и h_1 определяем при построении роликоподшипника на чертеже.

2. Пример обозначения роликоподшипника серии диаметров 2 (легкой серии) при $d_{i\grave{a}3}(d)=90\text{мм}$:

«Подшипник 7218 А ГОСТ 27365–87».

Далее рассмотрим участок вала, предназначенный для установки червячного колеса.

$d_{\grave{e}+\delta}$ – диаметр вала под червячное колесо, мм:

$$d_{\grave{e}+\delta} = d_{i\grave{a}3} + (5 \dots 15). \quad (7.18)$$

Конструктивная добавка (5...15)мм варьируется в зависимости от диаметра $d_{i\grave{a}3}$:

- (5...7)мм для $d_{i\grave{a}3} \leq 60$ мм;
- (8...12)мм для $d_{i\grave{a}3} = (65 \dots 85)$ мм;
- (13...15)мм для $d_{i\grave{a}3} \geq 90$ мм.

Примечание. Желательно, чтобы значение $d_{\grave{e}+\delta}$ было кратным 2 или 5.

В соответствии с конструктивной схемой №3 вращающий момент от червячного колеса передается валу с помощью шпоночного соединения (см. рис. 7.6).

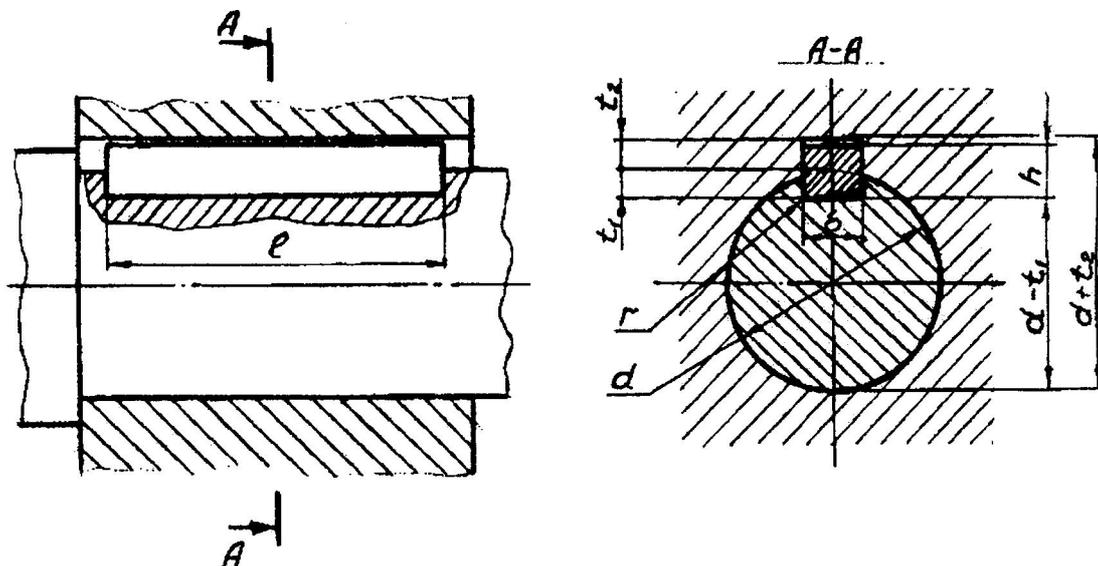


Рис. 7.6

Для диаметра $d_{\grave{e}+\delta}$ по таблице 7.7 производим выбор призматической шпонки исполнения 1 (с закругленными краями) ГОСТ 23360–78 и выписываем для нее следующие параметры: $b; h; t_1; t_2; r$.

Рабочую длину шпонки рассчитываем из условия прочности на смятие, мм:

$$l_p = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{[\sigma]_{\text{нп}} \cdot d_{\text{в:д}}(h-t_1)}, \quad (7.19)$$

где T_3 – см. расшифровку формулы (7.16);

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

h и t_1 – параметры шпонки (см. выше).

Находим длину шпонки, мм:

$$l_{\text{о}} = l_p + b.$$

Полученное значение округляем в большую сторону до ближайшей стандартной величины (см. «Примечание» к таблице 7.7. Пример обозначения шпонки – там же).

Таблица 7.7

Размеры, мм						
Диаметр вала $d_k(d)$	Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз				Допускаемая длина шпонки l
		Глубина		Радиус закругления r		
		вал t_1	втулка t_2	не более	не менее	
Св. 22 до 30	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	0,6	0,4	50...200
» 65 » 75	20×12	7,5	4,9			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
»110 »130	32×18	11,0	7,4			90...360

Примечание. Размер l брать из ряда...32;36;40;45;50;56;63;

70;80;90;100;110;125;140;160;180;200...

Обозначение шпонки, имеющей $b=16 \text{ мм}$, $h=10 \text{ мм}$,

$l_{\text{о}}(l)=63 \text{ мм}$: «Шпонка 16×10×63 ГОСТ 23360–78».

Конструктивно червячное колесо, представленное на конструктивной схеме №3, состоит из стального или чугунного центра и зубчатого венца, выполненного в зависимости от скорости скольжения из оловянной или безоловянной бронзы [подробнее конструкцию червячных колес – см. 1, раздел 5.6].

$l_{\text{н:д}}$ – длина ступицы червячного колеса, мм:

$$l_{\text{н:д}} = l_{\text{о}}(l) + 10, \quad (7.21)$$

где $l_{ш}(l)$ – принятое (стандартовое) значение длины шпонки, при этом для $l_{стчр}$ должны быть выдержаны соотношения (7.1), рекомендуемые в разделе 7.1: $l_{стчр} > b_{2чр}$; $l_{стчр} = (0,8 \dots 1,5) d_{кчр}$.

Примечание. В случае, если $l_{стчр} > 1,5 d_{кчр}$, необходимо увеличить диаметр вала на (5...10)мм, заново выбрать шпонку (параметры $b; h; t_1; t_2$), определить ее длину и длину ступицы (формула 7.21), добиваясь выполнения условия $l_{стчр} \leq 1,5 d_{кчр}$.

Диаметр ступицы червячного колеса назначаем в зависимости от материала ступицы:

$$d_{стчр} = (1,5 \dots 1,55) d_{кчр} \text{ – для стальных центров;} \quad (7.22)$$

$$d_{стчр} = (1,55 \dots 1,6) d_{кчр} \text{ – для цельных колес из серого чугуна,} \quad (7.23)$$

при этом бóльшие значения для шпоночного соединения колеса с валом.

Примечание. Величину $d_{стчр}$ рекомендуется принять кратной 2 или 5. Остальные конструктивные элементы червячных колес принимаем по рис. 5.17 [1, стр.77].

Диаметр буртика $d_{бурз}$, предназначенного для упора червячного колеса, назначаем, исходя из следующей рекомендации, мм:

$$d_{бурз} = d_{кчр} + (8 \dots 13), \quad (7.24)$$

где $d_{кчр}$ – см. формулу (7.18);

значение конструктивной добавки (8...13)мм варьируется в зависимости от величины диаметра $d_{кчр}$: минимальные значения – для $d_{кчр} \leq 65$ мм; средние – для $d_{кчр} = (70 \dots 90)$ мм; максимальные – для $d_{кчр} \geq 95$ мм.

Для определения длины буртика $l_{бурз}$ находим расстояние между боковыми внутренними стенками корпуса редуктора $B_{вн}$, мм:

$$B_{вн} = (D_2)_{2пр} \text{ или } B_{вн} = l_{стчр} + 2 \cdot 10, \quad (7.25)$$

где $(D_2)_{2пр}$ – наружный диаметр крышки подшипникового узла входного вала (см. раздел 7.2, расшифровка формулы 7.12);

$l_{стчр}$ – длина ступицы червячного колеса (см. выше).

Из двух значений $B_{вн}$ выбираем наибольшее и принимаем как окончательное.

Длину буртика $l_{бурз}$ рассчитываем по формуле, мм:

$$l_{бурз} = \frac{B_{вн} - l_{стчр}}{2} + l_{пр} - (h)_3 - (T)_3, \quad (7.26)$$

где $(T)_3$ – параметр роликоподшипника $T_{наиб}$ (см. выше);

$(h)_3$ – высота выступа крышки подшипникового узла выходного вала (см. раздел 7.4, параметр h для поз. 3 или 4).

Гнездо опорного подшипника выходного вала расположено в приливе на корпусе редуктора, высоту которого $l_{пр}$ определяем следующим образом, мм:

$$l_{пр} = K_2 + \delta \geq (h)_3 + (T)_3, \quad (7.27)$$

где δ – толщина стенки корпуса (см. раздел 7.5);

$(h)_3$ и $(T)_3$ – см. выше.

K_2 – рекомендуемое расстояние от поверхности прилива до наружной поверхности корпуса редуктора в зоне расположения болта d_2 крепления крышки редуктора к корпусу: $K_2=33$ мм для $d_2=M12$; $K_2=39$ мм для $d_2=M16$; $K_2=48$ для $d_2=M20$. Величина диаметра резьбы болта d_2 определяется в разделе 7.5.

Примечание. По конструктивной схеме №3 с противоположной стороны от буртика $d_{\text{бур3}}$ расположена распорная втулка, которая предназначена для поджатия ступицы колеса к буртику. Габаритные размеры втулки одинаковы с габаритами буртика $d_{\text{бур3}}$ и $l_{\text{бур3}}$.

Посадки, применяемые при установке выходного вала:

- посадка внутреннего кольца подшипника на вал – $\varnothing 90k6$ (для $d_{\text{под3}} = 90$ мм);
- посадка наружного кольца подшипника в отверстие корпуса – $\varnothing 160H7$ (для $D = 160$ мм);
- посадка червячного колеса на вал – $\varnothing 100 \frac{H7}{n6}$ (для $d_{\text{чп}} = 100$ мм);
- посадка шпонки в паз вала – $28 \frac{N9}{h9}$ (для $b=28$ мм);
- посадка шпонки в паз ступицы червячного колеса – $28 \frac{J_s9}{h9}$.

7.4. Крышки подшипниковых узлов

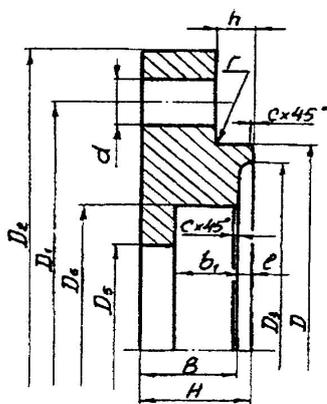


Рис.7.7

Крышка торцовая с отверстием для манжетного уплотнения (см. рис. 7.7) предназначена для герметизации законцовки входного вала (крышка поз.1 на конструктивной схеме №3). Крышка подбирается по наружному диаметру $(D)_2$ подшипника входного вала (см. раздел 7.2). Для нее из справочника [см.3, стр.68...74] выписываются следующие данные с учетом диаметра $d_{\text{ман}}$, мм: $D; D_3; D_5; D_6; d(d_4); H; h; l; B; b; c; n$. Диаметры D_1 и D_2 крышки используются из конструкции стакана (см.рис.7.4), который стыкуется с крышкой и кото-

рый предназначен для установки двух роликоподшипников правого подшипникового узла входного вала (см.раздел 7.2, пример расчета диаметров D_1 и D_2 на базе диаметра D_a , рассчитанного по формуле 7.13).

Крышка торцовая глухая, тип 2 (см.рис.7.8) предназначена для герметизации левого подшипникового узла входного вала (крышка поз.2 на конструктивной схеме №3). Также, как и крышка поз.1, данная крышка подбирается по наружному диаметру $(D)_2$ подшипника входного вала, и для нее из справочника [см.3, стр. 66,67] выписываются следующие данные, мм: $D; D_3; d(d_4); H; l; h; c; n$. Диаметры D_1 и D_2 берутся такими же, как для крышки поз.1.

Крышка торцовая с канавкой для уплотнительного кольца (сальника) (см.рис.7.9) и крышка торцовая глухая, тип 2 (см. рис. 7.8) предназначены для герметизации подшипниковых узлов выходного вала (крышки поз.3 и поз.4 на конструктивной схеме №3). Крышки подбираются по наружному диаметру (\ddot{A})₃ подшипника выходного вала (см.раздел 7.3). Для крышки поз.3 из справочника [см.3, стр.75...86] выписываются следующие данные с учетом $d_{\text{наб}}$, мм: $\ddot{A}; \ddot{A}_1; \ddot{A}_2; \ddot{A}_3; \ddot{A}_4; \ddot{A}_5; d(d_4); H; h; l; l_1; B; a; c; n$. Для крышки поз.4 из справочника [см.3, стр.66,67] выписываются данные, мм: $\ddot{A}; \ddot{A}_1; \ddot{A}_2; \ddot{A}_3; d(d_4); H_1; l_1; h; c; n$.

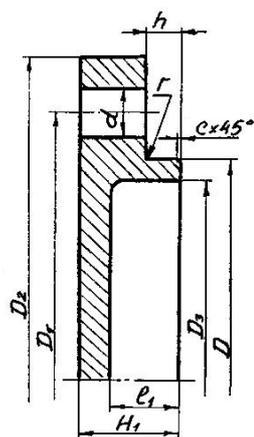


Рис.7.8

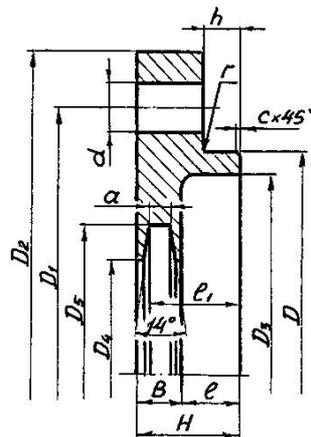


Рис.7.9

Примечания: 1. Количество болтов крепления всех разновидностей крышек к корпусу: $n=4$ при $\ddot{A}=(40...75)$ мм, $n=6$ при $\ddot{A}=(80...225)$ мм.

2. Для всех крышек диаметр отверстия d для болта d_4 крепления крышки к корпусу задается на 1 мм больше диаметра болта. Таким образом, $d_4 = d - 1$. Например: если $d=11$ мм, то диаметр резьбы болта d_4 будет М10, т.е. $d(d_4)=11(\text{M}10)$.

7.5. Конструктивные элементы корпуса редуктора

Корпус предназначен для размещения в нем деталей редуктора, для обеспечения смазки передач и подшипников, а также для предохранения деталей от загрязнения и для восприятия усилий, возникающих при работе передач. Корпус должен быть достаточно прочным и жестким, чтобы предотвратить перекося осей валов под действием внутренних и внешних сил.

Все корпуса состоят из стенок, бобышек и фланцев, объединенных в единое целое и для повышения жесткости усиленных ребрами. Рассмотрим корпус редуктора, выполненный литьем из чугуна марки СЧ15 ГОСТ 1412–85[см. 6, рис. 13.17].

Толщину стенки редуктора, отвечающую требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса, вычисляют по формуле, мм:

$$\delta = 1,34\sqrt{\overline{Q}_3} \quad [\text{см. 1, стр. 189}], \quad (7.28)$$

где \dot{O}_3 – вращающий момент на выходном (тихоходном) валу №3 (см. раздел 7.3, формула 7.16).

Полученное значение округляем в бóльшую сторону до целого числа, при этом проверяем выполнение соотношения, мм:

$$6 \leq \delta \leq 0,04 a_{w:\delta} + 2, \quad (7.29)$$

где $a_{w:\delta}$ – межосевое расстояние червячной передачи (см. раздел 7.1).

Толщина стенки крышки корпуса должна быть, мм:

$$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6. \quad (7.30)$$

Примечания: 1. В случае, если δ и $\delta_1 < 6$ мм, то принимаем $\delta = 6$ мм и $\delta_1 = 6$ мм.

2. Для толщин $\delta \leq 10$ допускается принимать $\delta_1 = \delta$.

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

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

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

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

Расстояние между дном корпуса и поверхностью червяка, мм: $b_0 \geq 20$.

Диаметр фундаментных болтов, мм:

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) a_{w:\delta} + 12, \quad (7.31)$$

где $a_{w:\delta}$ – см. расшифровку формулы (7.29).

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

Например: 1. $d_1 = 16,5 \dots 17,4$ мм, принимаем $d_1 = 16$ мм;

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

Диаметр отверстия в основании корпуса должен быть на (2...3) мм больше диаметра фундаментного болта для обеспечения бесподгоночной установки редуктора на ответную раму. Количество фундаментальных болтов должно быть: $n_\delta = 4$ при $a_{w:\delta} \leq 250$ мм, $n_\delta = 6$ при $a_{w:\delta} > 250$ мм.

Диаметры стяжных болтов:

- у подшипников – $d_2 = (0,7 \dots 0,75) d_1$; (7.32)

- в соединении фланцев корпуса и крышки редуктора –

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_1 \quad (7.33)$$

где d_1 – принятое значение диаметра фундаментного болта.

Рассчитанные диаметры d_2 и d_3 округляем до ближайших значений из стандартного ряда (см. выше).

В разделе 7.3 выполняем расчет высоты прилива $l_{1\delta}$ по формуле (7.27).

Примечание. В случае, если соотношение (7.27) не выполняется, т.е. $(h)_3 + (T)_3 > K_2 + \delta$, то за высоту прилива принимаем $l_{1\delta} = (h)_3 + (T)_3$, а расстояние K_2 принимаем не в зависимости от диаметра болта d_2 , а рассчитываем по формуле: $K_2 = l_{1\delta} - \delta$.

где $(\ddot{A}_2)_3$ – наружный диаметр крышки подшипникового узла на выходном валу (см. раздел 7.5, параметр D_2 для поз. 3 или 4).

$L_{\dot{a}}$ – расстояние от оси крышки подшипникового узла до оси болта d_2 , мм:

$$L_{\dot{a}} = \frac{(\ddot{A}_1)_3}{2} \cdot \cos \varphi + q, \quad (7.35)$$

где $(\ddot{A}_1)_3$ – диаметр осей болтов d_4 крепления крышки подшипникового узла к корпусу на выходном валу (см. раздел 7.5, параметр \ddot{A}_1 для поз. 3 или 4); φ – угол, определяющий положение болта d_4 относительно координатной оси, град: $\varphi = \frac{180}{n}$, где n – число болтов d_4 (см. раздел 7.5, параметр n для поз. 3 или 4).

Далее находим параметры бобышки, определяющие положение болта d_2 (см. рис. 7.10).

q – расстояние от оси болта d_4 до оси болта d_2 , мм:

$$q \geq 0,5d_2 + d_4, \quad (7.36)$$

где d_4 – см. раздел 7.4, крышка поз. 3 или 4.

e – расстояние от оси болта d_2 до края площадки $\ddot{A}_{\dot{a}}$, мм:

$$e \approx (1 \dots 1,2) \cdot d_2 \text{ или } e = \frac{\ddot{A}_{\dot{a}}}{2} = \frac{\ddot{A}}{2} + (2 \dots 3), \quad (7.37)$$

где $D_{\dot{a}}$ – диаметр опорной площадки;

D – диаметр головки болта d_2 (см. таблицу 7.10).

Из рис. 7.10 можно записать: $\ddot{A}_{\dot{a}} = D + (4 \dots 6)$ мм.

По формуле (7.35) рассчитываем расстояние $L_{\dot{a}}$ с точностью до второго знака, а затем по формуле (7.34) определяем высоту бобышки $h_{\dot{a}}$. Полученное значение округляем в большую сторону до целого числа.

На корпусе и крышке редуктора для размещения подшипниковых узлов выполняются приливы, диаметры которых определяются следующим образом, мм:

- входной вал – $\ddot{A}_{\dot{a}02} = (\ddot{A}_2)_2$, где $(\ddot{A}_2)_2$ – см. раздел 7.4, параметр \ddot{A}_2 для поз. 1;
- выходной вал $\ddot{A}_{\dot{a}03} = (\ddot{A}_2)_3$, где $(\ddot{A}_2)_3$ – см. раздел 7.4, параметр \ddot{A}_2 для поз. 3 или 4.

Радиусы сопряжений переходных поверхностей корпуса и крышки редуктора – см. учебное пособие [1, рис. 17.9]. Рекомендуется принимать: $r = A_1$ для внутренних поверхностей, где A_1 – см. раздел 7.1, и $R = r + \delta$ для наружных поверхностей, где δ – толщина стенки корпуса (см. выше).

ГЛАВА 8. Определение сил, нагружающих подшипники

ВХОДНОГО ВАЛА

8.1. Условия работы входного вала

Подшипники качения для опор входного вала выписываем из раздела 7.2.

Частота вращения входного вала $n_2 = \dots$ об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

Требуемый ресурс при вероятности безотказной работы 90% $L_h = 7665$ часов (см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1).

Вал выполнен совместно с червяком из стали 40Х ГОСТ4543–71 и подвергается термообработке: улучшение до твердости 269...302НВ в сердцевине и закалка ТВЧ поверхности витков червяка до твердости 45...58HRC. Механическая обработка витков червяка – шлифование чистовое до $R_a = 0,8 \dots 1,6$ мкм.

Диаметры червяка: делительный $d_{1cp} = \dots$ мм, диаметр впадин витков $d_{f1cp} = \dots$ мм (см. раздел 7.1).

Силы в червячной передаче при действии максимального (из длительно действующих) момента $\dot{O}_2 = \dots$ Н·м (см. раздел 7.2, расшифровка формулы 7.6):

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

осевая сила на червяке..... $F_{a1} = \dots$ Н;

радиальная сила..... $F_r = \dots$ Н (силы – см. раздел 7.2, расшифровка формулы 7.7 или раздел 3.8, глава 3, книга 1).

Типовой режим нагружения – II (средний равновероятностный, см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1), возможны кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая рабочая температура $t_{\text{дв}} < 100^\circ\text{C}$.

На законцовке входного вала установлен ведомый шкив клиноременной передачи, нагрузка от которого $F_K = F_{r\sigma} = \dots$ Н (см. раздел 6.8, глава 6, книга 1). Вектор нагрузки $F_{r\sigma}$ расположен в горизонтальной плоскости и противоположен по направлению вектору нагрузки F_{t1} .

Схема привода в изометрической проекции представлена на рис. 8.1.

8.2. Радиальные реакции опор от сил в червячной передаче

На основании схемы привода (рис. 8.1) выполняем расчетную схему входного вала от сил в передаче (рис. 8.2, а) и от силы на консольной законцовке (рис. 8.2, б).

Используя конструктивную схему № 3, определяем плечи сил для расчетной схемы входного вала:

- точка приложения сил в червячной передаче расположена посередине длины нарезанной части червяка b_{1cp} на расстоянии $0,5 d_{1cp}$ от оси вала, где d_{1cp} – делительный диаметр червяка (см. раздел 8.1);

Схема привода

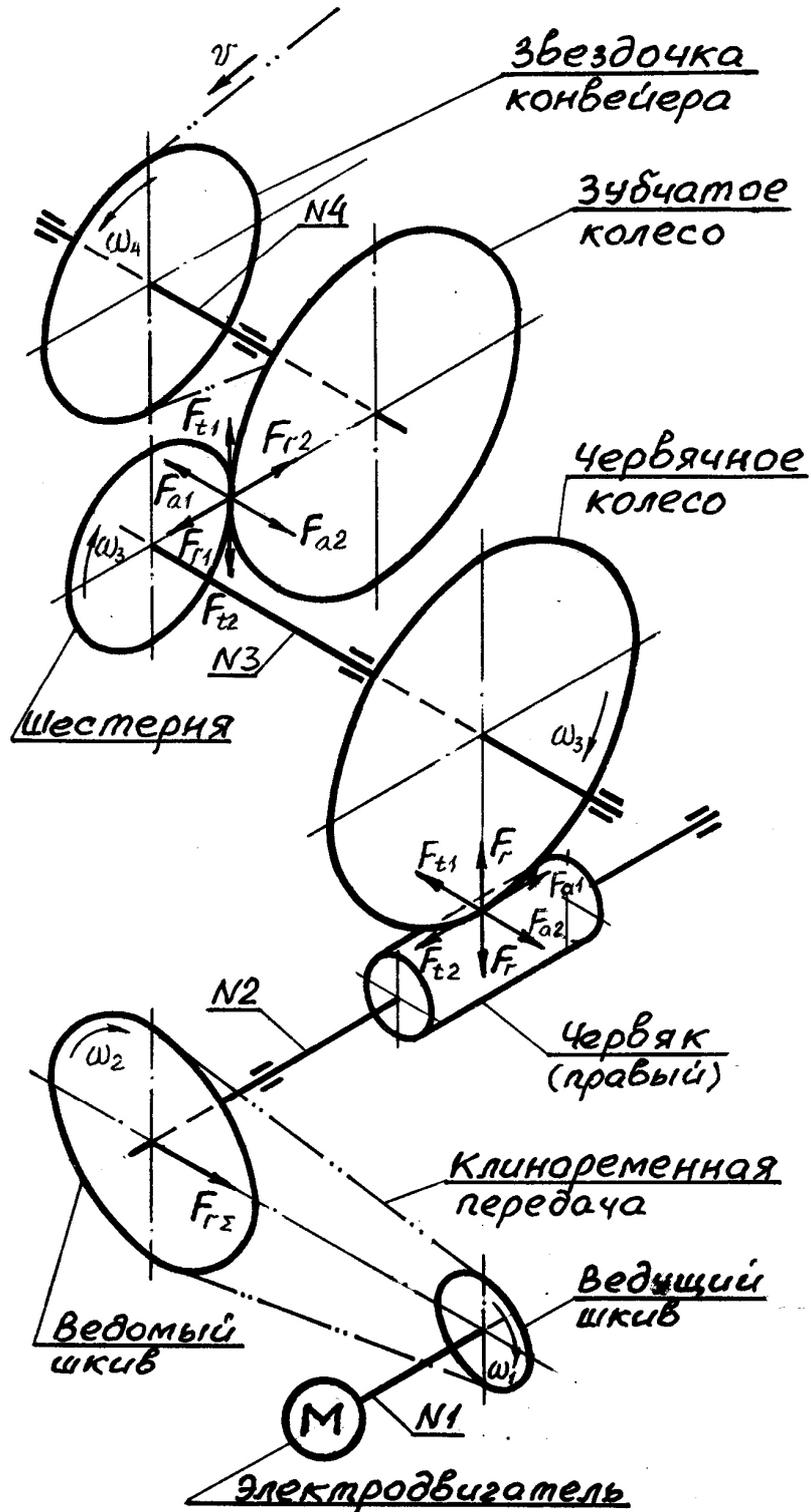


Рис. 8.1

- для правой опоры вала 2 принимаем, что вектор опорной реакции расположен в плоскости соприкосновения роликоподшипников;

- для левой опоры 1 вектор опорной реакции проходит по оси симметрии шарикоподшипника.

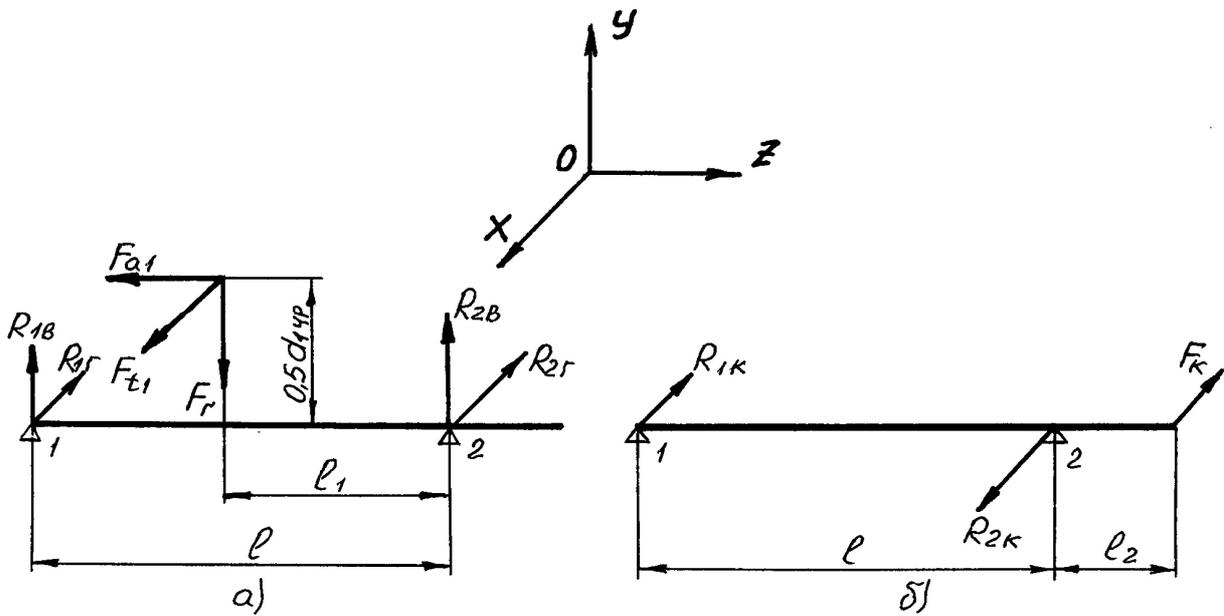


Рис. 8.2

Размеры плеч реакций опор (см. рис. 8.2, а), мм:

$$l_1 = l_{\text{аодд2гδ}} + (B)_2 + \frac{b_{1\div\delta}}{2},$$

где $l_{\text{аодд2гδ}}$ – расстояние от торца нарезанной части червяка (справа) до торца внутреннего кольца роликоподшипника (см. раздел 7.2, формула 7.10);

$(B)_2$ – параметр роликоподшипника B (там же);

$b_{1\div\delta}$ – см. раздел 7.1.

$$l = l_1 + l_{\text{аодд2еää}} + \frac{(B)'_2}{2} + \frac{b_{1\div\delta}}{2},$$

где $l_{\text{аодд2еää}}$ – расстояние от торца нарезанной части червяка (слева) до торца внутреннего кольца шарикоподшипника (см. раздел 7.2, формула 7.15);

$(B)'_2$ – ширина кольца шарикоподшипника B (там же);

$b_{1\div\delta}$ – см. выше.

Для определения реакций опор от сил в червячной передаче (см. рис. 8.2,а) рассмотрим равновесие сил и моментов отдельно в вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) плоскостях.

В плоскости YOZ:

$$\sum M_1 = 0; F_r \cdot (l - l_1) - F_{a1} \frac{d_{1\div\delta}}{2} - R_{2\hat{\lambda}} \cdot l = 0; R_{2\hat{\lambda}} = \frac{F_r(l - l_1) - F_{a1} \cdot 0,5d_{1\div\delta}}{l}; \quad (8.3)$$

$$\sum M_2 = 0; R_{1\hat{\lambda}} \cdot l - F_{a1} \frac{d_{1\div\delta}}{2} - F_r \cdot l_1 = 0; R_{1\hat{\lambda}} = \frac{F_r \cdot l_1 + F_{a1} \cdot 0,5d_{1\div\delta}}{l}. \quad (8.4)$$

Примечание. Если значение $R_{2\hat{A}}$ получилось с отрицательным знаком, то это значит, что действительное направление вектора $R_{2\hat{A}}$ противоположно предварительно заданному.

$$\text{Проверка: } \sum Y = R_{1\hat{A}} - F_r + R_{2\hat{A}} = 0. \quad (8.5)$$

В плоскости XOZ:

$$\sum \dot{I}_1 = 0; \quad -R_{2\hat{A}} \cdot l + F_{t1} \cdot (l - l_1) = 0; \quad R_{2\hat{A}} = F_{t1} \frac{l - l_1}{l}. \quad (8.6)$$

$$\sum \dot{I}_2 = 0; \quad R_{1\hat{A}} \cdot l - F_{t1} \cdot l_1 = 0; \quad R_{1\hat{A}} = F_{t1} \frac{l_1}{l}. \quad (8.7)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = R_{1\hat{A}} - F_{t1} + R_{2\hat{A}} = 0. \quad (8.8)$$

8.3. Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала (см. рис. 8.2, б)

Вектор радиальной консольной силы расположен в горизонтальной плоскости и направлен в сторону, противоположную вектору окружной силы F_{t1} . Плечо консольной силы рассчитывается как расстояние от опоры 2 до середины консольной законцовки входного вала (см. рекомендации по конструированию шкивов в разделе 7.2), мм:

$$l_2 = (T)_1 + l_{\hat{a}0} + (\dot{I})_2 + (8...12) + \frac{(l)_2}{2}, \quad (8.9)$$

где $(T)_2$ – параметр роликоподшипника $T_{i\hat{a}e\hat{a}}$ (см. раздел 7.2);

$(H)_2$ – высота крышки подшипникового узла в правой опоре входного вала (см. раздел 7.3, параметр H для поз.1);

$(8...12)$ мм – рекомендуемое расстояние от начала законцовки до поверхности крышки;

$(l)_2$ – полная длина законцовки входного вала (см. параметр l на рис. 7.1,а или 7.2).

Длина распорной втулки $l_{\hat{a}0}$ между наружным кольцом роликоподшипника и крышкой подшипникового узла назначается в зависимости от диаметра $d_{\hat{a}c}$ (см. раздел 7.2) и с учетом размеров паза на валу под язычок стопорной шайбы (там же), мм:

$$\left. \begin{aligned} \bullet l_{\hat{a}0} &= 14 \text{ мм} \text{ при } d_{\hat{a}c} \leq M45 \times 1,5; \\ \bullet l_{\hat{a}0} &= 16 \text{ мм} \text{ при } d_{\hat{a}c} \geq M48 \times 1,5. \end{aligned} \right\} \quad (8.10)$$

Примечание. Величину рекомендуемого расстояния из диапазона $(8...12)$ мм следует выбрать так, чтобы значение l_2 получилось целым числом.

Величину радиальной консольной силы F_K – см. в разделе 8.1. Реакции опор от консольной силы F_K (см. рис. 8.1,б) находим из условия равновесия сил и моментов в горизонтальной плоскости:

$$\Sigma M_1 = 0; \quad R_{2K} \cdot l - F_K \cdot (l + l_2) = 0; \quad R_{2K} = F_K \cdot \frac{l + l_2}{l} \quad (8.11)$$

$$\Sigma M_2 = 0; \quad R_{1K} \cdot l - F_K \cdot l_2 = 0; \quad R_{1K} = F_K \cdot \frac{l_2}{l} \quad (8.12)$$

$$\text{Проверка: } \Sigma X = -R_{1K} + R_{2K} - F_K = 0. \quad (8.13)$$

Примечание. При выполнении равенств (8.5), (8.8) и (8.13) реакции найдены правильно.

8.4. Реакции опор для расчета подшипников

В соответствии со схемой привода (рис. 8.1) вектор нагрузки $F_{r\Sigma}$ (от клиноременной передачи) расположен в горизонтальной плоскости и противоположен по направлению вектору окружной силы на червяке F_{t1} . Тогда суммарные реакции опор рассчитываем следующим образом, Н:

$$\left. \begin{aligned} F_{r1\max} &= \sqrt{R_{1B}^2 + (-R_{1\bar{A}} - R_{1\bar{E}})^2}; \\ F_{r2\max} &= \sqrt{R_{2B}^2 + (-R_{2\bar{A}} + R_{2\bar{E}})^2}; \\ F_{A\max} &= F_{a1}. \end{aligned} \right\} \quad (8.14)$$

Здесь F_{a1} – осевая сила на червяке (см. раздел 8.1), которая является внешней осевой силой, действующей на вал.

Для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения, расчеты удобно вести с помощью коэффициента эквивалентности K_E . При этом по известным максимальным длительно действующим силам находим эквивалентные нагрузки, Н:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}; \quad F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}; \quad F_A = K_E \cdot F_{A\max} \quad (8.15)$$

где $K_E = 0,63$ – для типового режима II [см. 1, стр. 116].

Подшипник опоры 2

В соответствии с конструктивной схемой №3 фиксирующей опорой вала червяка является опора 2, в которой установлено по схеме «враспор» два симметрично расположенных конических роликоподшипника. В случае, если 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 из двух будет воспринимать приходящуюся на опору радиальную нагрузку F_{r2} . Кроме того, в соответствии с расчетной схемой входного вала (см. рис. 8.2, а) вектор осевой силы F_{a1} , действующей на червяк, направлен в сторону опоры 1, и, следовательно, осевая нагрузка, приходящаяся на вал, воспринимается левым роликоподшипником (см.

конструктивную схему №3). Таким образом, эквивалентная осевая нагрузка, действующая на этот подшипник опоры 2, $F_{A2} = F_A$.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, приходящаяся на левый роликоподшипник опоры 2 (наихудший случай), Н:

$$P_{r2} = (V \cdot X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{A2}) K_B \cdot K_T, \quad (8.16)$$

где V – коэффициент вращения кольца подшипника. В нашем случае $V = 1$, так как вращается внутреннее кольцо;

K_B – коэффициент динамичности нагрузки [см. 1, таблица 7.6]. Для принятых в разделе 8.1 условий работы принимаем $K_B = 1,4$;

K_T – температурный коэффициент: $K_T = 1$ при $t_{\text{о́аа}} < 100^\circ$ [см.1, раздел 7.2, стр.115, п.6].

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, для определения которых рассмотрим величину отношения $F_{A2}/V \cdot F_{r2}$ по сравнению с коэффициентом осевого нагружения e :

а) если отношение $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}} > e$, то принимаем $X = 0,4$, а Y берем из данных

выбранного роликоподшипника (см. раздел 7.2; в этих данных находим и коэффициент e);

б) если $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}} \leq e$, то принимаем $X = 1$ и $Y = 0$.

В случае, если в одной опоре установлены два одинаковых конических роликоподшипника, специально подобранных так, что они работают как один узел, то эта пара подшипников рассматривается как один двухрядный подшипник. Тогда при определении эквивалентной динамической радиальной нагрузки P_{r2} по формуле (8.16) коэффициенты e , X и Y вычисляются следующим образом:

1. Определяется коэффициент осевого нагружения e :

$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$, где α – угол контакта (конуса).

Примечания: 1. Для подшипников типа 7200А, 7300А ГОСТ 27365–87: $\alpha = 12 \dots 16^\circ$. В расчет принимается среднее значение $\alpha = 15^\circ$.

2. Для подшипников типа 1027300А ГОСТ 27365–87: $\alpha = 29^\circ$.

3. Точность расчета e – третий знак после запятой.

2. Определяются коэффициенты X и Y :

а) $X = 0,67$ и $Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha$ при $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}} > e$;

б) $X = 1$ и $Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha$ при $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}} \leq e$ [см. 1, стр. 115, п. 5].

В этом случае при определении расчетного ресурса подшипника L_{10ah} (см. раздел 8.5) вместо радиальной динамической грузоподъемности \tilde{N}_r одного подшипника (см. раздел 7.2, параметр \tilde{N}_r выбранного роликоподшипника) применяем базовую динамическую радиальную грузоподъемность $\tilde{N}_{r\text{бóи}}$

комплекта из двух подшипников: для роликоподшипников $\tilde{N}_{r\ddot{o}i} = 1,714\tilde{N}_r$ [см. 1, раздел 7.2, стр. 118, п. 8].

Подшипник опоры 1

Для опоры 1 в соответствии с конструктивной схемой №3 применен радиальный однорядный шарикоподшипник ГОСТ 8338–75. Для него эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н:

$$P_{r1} = (V \cdot X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{A1}) K_A \cdot K_O. \quad (8.17)$$

Так как осевая нагрузка на подшипник не передается ($F_{A1} = 0$), то коэффициент осевого нагружения $e = 0$. В этом случае $X = 1$, $Y = 0$; кроме того, как и для подшипников опоры 2 принято, что $V = 1$, $K_B = 1,4$, $K_T = 1$. Тогда формула (8.17) примет вид: $P_{r1} = 1,4F_{r1}$. (8.18)

Полученные значения P_{r2} и P_{r1} округляем в большую сторону до целых чисел.

8.5. Расчетный скорректированный ресурс

Скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипников опор 2 и 1 определяем по общей зависимости в виде, ч:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} \geq L_h, \quad (8.19)$$

где a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности: $a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы 90% [см. 1, табл. 7.7];

a_{23} – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника [см. 1, раздел 7.2, расчет подшипников на заданный ресурс, стр.117, п. 7]:

$a_{23} = 0,6...0,7$ – для конических роликоподшипников (рекомендуется принять $a_{23} = 0,65$);

$a_{23} = 0,7...0,8$ – для шарикоподшипников (рекомендуется принять $a_{23} = 0,75$);

k – показатель степени [см. 1, стр. 117, п. 7]: $k = 10/3$ – для роликоподшипников, $k = 3$ – для шарикоподшипников;

$L_h = 7665 \div$ – заданный ресурс работы привода (см. раздел 8.1);

n – частота вращения входного вала №2 (там же, параметр n_2), об/мин;

\tilde{N}_r – базовая динамическая грузоподъемность подшипника (C_{r2} – для роликоподшипника опоры 2, C_{r1} – для шарикоподшипника опоры 1), Н;

P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на подшипник (P_{r2} – для роликоподшипника опоры 2, P_{r1} – для шарикоподшипника опоры 1), Н.

Расчетный скорректированный ресурс подшипников рассчитываем отдельно для каждой опоры. Тогда формула (8.19) примет вид:

- опора 2 $L_{10ah2} = 0,65 \left(\frac{C_{r2}}{P_{r2}} \right)^{10/3} \frac{10^6}{60n_1} \geq 7665 \div;$ (8.20)

- опора 1 $L_{10ah1} = 0,75 \left(\frac{C_{r1}}{P_{r1}} \right)^3 \frac{10^6}{60n_1} \geq 7665 \div.$ (8.21)

Здесь C_{r2} – базовая динамическая грузоподъемность конического роликоподшипника ГОСТ 27365–87. В первом приближении в качестве базовой принимается грузоподъемность \tilde{N}_r одного подшипника (см. раздел 7.2, параметр \tilde{N}_r выбранного роликоподшипника). Если же грузоподъемности одного подшипника недостаточно для обеспечения расчетного ресурса, т.е. $L_{10ah2} < 7665 \div$, то во втором приближении в формуле (8.20) в качестве C_{r2} применяется суммарная грузоподъемность $C_{r\text{сум}}$ комплекта из двух подшипников (см. раздел 8.4, подшипник опоры 2), для чего их специально подбирают и подгоняют, чтобы подшипниковый узел работал как один двухрядный подшипник. Кроме того, в качестве эквивалентной динамической радиальной нагрузки P_{r2} применяется значение, которое рассчитывается по формуле (8.16), но с использованием коэффициентов X и Y , определенных по методике п. 2 (там же). C_{r1} – базовая динамическая грузоподъемность радиального однорядного шарикоподшипника ГОСТ 8338–75 (см. раздел 7.2, параметр C_r выбранного шарикоподшипника). P_{r2} и P_{r1} – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на подшипники опор 2 и 1 (см. раздел 8.4, формулы 8.16 и 8.18).

Полученные значения L_{10ah2} и L_{10ah1} округляем в ближайшую сторону до целых чисел.

8.6. Проверка выполнения условия $P_{r\text{max}} \leq 0,5C_r$

С этой целью для подшипников обеих опор определяется эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при наибольших значениях заданных сил переменного режима нагружения по общей зависимости в виде, Н:

$$P_{r\text{max}} = (V \cdot X \cdot F_{r\text{max}} + Y \cdot F_{A\text{max}}) \cdot K_B \cdot K_T. \quad (8.22)$$

Используя из раздела 8.4 коэффициенты X и Y , а также учитывая, что $V = 1$, $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$, для опор 2 и 1 получим:

- $P_{r2\text{max}} = (X \cdot F_{r2\text{max}} + Y \cdot F_{A\text{max}}) 1,4 \leq 0,5 C_{r2}$ – для опоры 2; (8.23)

- $P_{r1\text{max}} = F_{r1\text{max}} \cdot 1,4 \leq 0,5 C_{r1}$ – для опоры 1. (8.24)

Здесь C_{r2} и C_{r1} – см. раздел 8,5; $F_{r2\text{max}}$ и $F_{r1\text{max}}$ – см. раздел 8.4.

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

ГЛАВА 9. Определение сил, нагружающих подшипники выходного вала

9.1. Условия работы выходного вала

Подшипники качения для опор выходного вала выписываем из раздела 7.3.

Частота вращения выходного вала $n_3 = \dots$ об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

Требуемый ресурс, режим нагружения, условия эксплуатации подшипников и ожидаемая рабочая температура аналогичны входному валу.

Силы в червячной передаче при максимальном (из длительно действующих) моменте $T_3 = \dots$ Н·м (см. раздел 7.3, расшифровка формулы 7.16):

$F_{t2} = \dots$ Н; $F_r = \dots$ Н; $F_{a2} = \dots$ Н; (см. раздел 7.3, формула 7.17 или раздел 3.8, глава 3, книга 1). Точка приложения сил расположена на делительном диаметре червячного колеса $d_{2\div\delta}$ посередине ширины зубчатого венца колеса $b_{2\div\delta}$ ($d_{2\div\delta}$ и $b_{2\div\delta}$ – см. раздел 7.1).

Вращающий момент от червячного колеса передается выходному валу с помощью шпоночного соединения. Диаметр вала под червячное колесо: $d_{\hat{e}\div\delta} = \dots$ мм (см. раздел 7.3, рекомендация 7.18). Материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543–71, термообработка улучшение, твердость 269...302 НВ.

На законцовке выходного вала установлена шестерня косозубой зубчатой передачи. Вращающий момент \dot{O}_3 от вала к шестерне передается с помощью шпоночного соединения. Диаметр вала под шестерню $d_{\hat{e}i\dot{i}3} = \dots$ мм (см. раздел 7.3, формула 7.16).

Силы в зубчатом зацеплении при действии момента \dot{O}_3 :

окружная сила..... $F_{t\dot{c}\dot{a}}(F_{t1}) = \dots$ Н;

радиальная сила..... $F_{r\dot{c}\dot{a}}(F_{r1}) = \dots$ Н;

осевая сила..... $F_{a\dot{c}\dot{a}}(F_{a1}) = \dots$ Н.

Примечания: 1. силы в зубчатом зацеплении – см. раздел 2.12, глава 2, книга 1.

2. В скобках даны обозначения сил на схеме привода (см. рис. 8.1), при этом индекс 1 является индексом шестерни.

Точка приложения сил расположена на делительном диаметре шестерни $d_{1\dot{c}\dot{a}}$ посередине зубчатого венца шестерни $b_{1\dot{c}\dot{a}}$ ($d_{1\dot{c}\dot{a}} = \dots$ мм – см. раздел 2.9, глава 2, книга 1; $b_{1\dot{c}\dot{a}} = b_{2\dot{c}\dot{a}} + 5$ мм, где $b_{2\dot{c}\dot{a}} = \dots$ мм – см. раздел 2.4, глава 2, книга 1).

Вектор окружной силы на шестерне $F_{t\dot{c}\dot{a}}(F_{t1})$ совпадает по направлению с вектором радиальной силы на червячном колесе F_r , а вектор радиальной силы $F_{r\dot{c}\dot{a}}(F_{r1})$ – с вектором окружной силы F_{t2} ; вектор осевой силы на шестерне $F_{a\dot{c}\dot{a}}(F_{a1})$ противоположен по направлению вектору осевой силы на червячном колесе F_{a2} (см. рис. 8.1).

9.2 Радиальные реакции опор от сил в червячной передаче и в зубчатом зацеплении

На основании схемы привода (рис. 8.1) выполняем расчетную схему выходного вала от сил в червячной передаче и в зубчатом зацеплении (рис. 9.1).

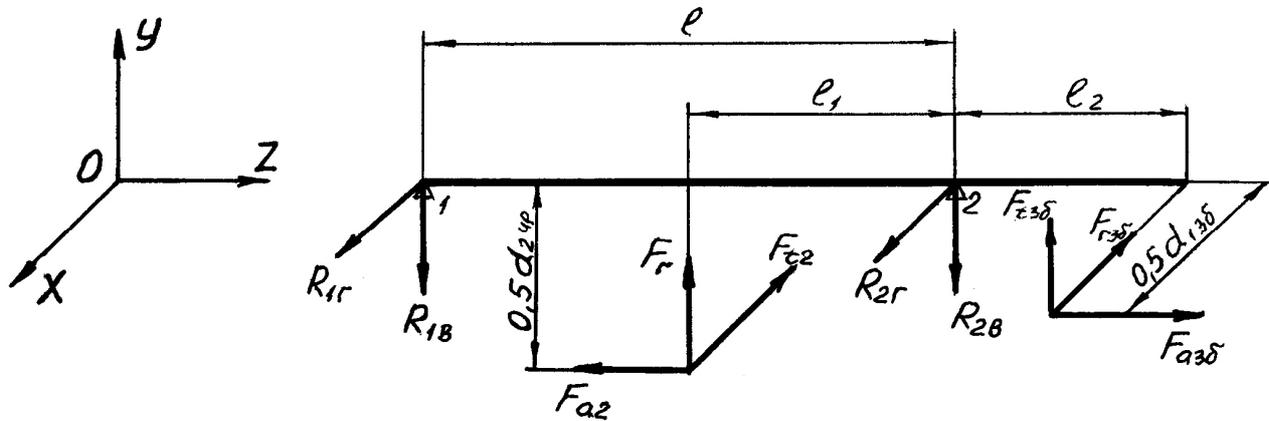


Рис. 9.1

Используя конструктивную схему №3 определяем плечи сил для расчетной схемы выходного вала:

- точка приложения сил в червячной передаче расположена посередине зубчатого венца колеса в плоскости, совпадающей с плоскостью симметрии корпуса редуктора;
- точка приложения сил в зубчатом зацеплении расположена посередине зубчатого венца шестерни в плоскости, проходящей через середину законцовки выходного вала;
- для восприятия радиальной и осевой нагрузок от передач в опорах 1 и 2 применены конические роликоподшипники, установленные по схеме «враспор», для которых точки приложения опорных реакций смещены от наружных торцов подшипников на величину a внутрь схемы. В этом случае плечо l_1 , мм:

$$l_1 = \frac{B_{\text{ai}}}{2} + l_{1\delta} - (h)_3 - a, \quad (9.1)$$

где B_{ai} – расстояние между боковыми внутренними поверхностями стенок корпуса редуктора (см. раздел 7.3, рекомендация 7.25);

$l_{1\delta}$ – высота прилива на корпусе редуктора для размещения подшипникового узла (см. раздел 7.3, формула 7.27)

$(h)_3$ – высота выступа крышки подшипникового узла выходного вала (см. раздел 7.4, параметр h для поз. 3 или 4).

a – смещение точки приложения опорной реакции относительно торца роликоподшипника [см. 1, рис. 7.1], мм:

$$a = 0,5 \left[T_{\text{наиб}} + (d + D) \frac{e}{3} \right], \quad (9.2)$$

где d , D , $T_{\text{наиб}}$ и e – параметры роликоподшипника (см. раздел 7.3).

Примечание. Полученное значение a округляем в меньшую сторону до целого числа или до величины, кратной 0,5.

$$\text{Например: } 1. a = 0,5 \left[24 + (60 + 110) \frac{0,4}{3} \right] = 23, \quad (3),$$

принимаем $a = 23$ мм;

$$2. a = 0,5 \left[28,5 + (80 + 140) \frac{0,42}{3} \right] = 29,65, \text{ мм};$$

принимаем $a = 29,5$ мм.

По формуле 9.1 рассчитываем плечо l_1 , а затем определяем расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = 2l_1 - \text{для симметричной схемы.} \quad (9.3)$$

Плечо радиальной и окружной сил в зубчатом зацеплении определяем как расстояние от опоры 2 до середины длины законцовки выходного вала, мм:

$$l_2 = a + (H)_3 + (8...12) + \frac{(l)_3}{2} \quad (9.4)$$

где a – см. выше;

$(H)_3$ – высота крышки подшипникового узла выходного вала (см. раздел 7.4, параметр H для поз 3);

$(8...12)$ мм – рекомендуемое расстояние от начала законцовки до поверхности крышки;

$(l)_3$ – см. параметр l на рис. 7.1, a или 7.2.

Примечание. Величину рекомендуемого расстояния из диапазона $(8...12)$ мм следует выбрать так, чтобы значение l_2 получилось целым числом.

Для определения реакций опор от сил в червячной и зубчатой передачах (см. рис. 9.1) рассмотрим равновесие сил и моментов отдельно в вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) плоскостях.

В плоскости YOZ:

$$\sum M_1 = 0; \quad F_{a2} \cdot 0,5d_{2\div\delta} - F_r(l-l_1) + R_{2B} \cdot l - F_{t\dot{c}\dot{a}}(l+l_2) = 0;$$

$$R_{2\dot{A}} = \frac{F_r(l-l_1) - F_{a2} \cdot 0,5d_{2\div\delta} + F_{t\dot{c}\dot{a}}(l+l_2)}{l}; \quad (9.5)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad -R_{1\dot{A}} \cdot l + F_{a2} \cdot 0,5d_{2\div\delta} + F_r \cdot l_1 - F_{t\dot{c}\dot{a}} \cdot l_2 = 0;$$

$$R_{1\dot{A}} = \frac{F_{a2} \cdot 0,5d_{2\div\delta} + F_r \cdot l_1 - F_{t\dot{c}\dot{a}} \cdot l_2}{l}. \quad (9.6)$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = -R_{1\dot{A}} + F_r - R_{2\dot{A}} + F_{t\dot{c}\dot{a}} = 0. \quad (9.7)$$

В плоскости XOZ:

$$\sum M_1 = 0; \quad -F_{t2} \cdot (l-l_1) + R_{2\dot{A}} \cdot l - F_{r\dot{c}\dot{a}}(l+l_2) - F_{a\dot{c}\dot{a}} \cdot 0,5d_{1\dot{c}\dot{a}} = 0;$$

$$R_{2\dot{A}} = \frac{F_{t2}(l-l_1) + F_{r\dot{c}\dot{a}} \cdot l_2 + F_{a\dot{c}\dot{a}} \cdot 0,5d_{1\dot{c}\dot{a}}}{l}; \quad (9.8)$$

$$\sum \dot{I}_2 = 0; \quad -R_{1\dot{A}} \cdot l + F_{t2} \cdot l_1 - F_{r\dot{c}\dot{a}} \cdot (l+l_2) - F_{a\dot{c}\dot{a}} \cdot 0,5d_{1\dot{c}\dot{a}} = 0;$$

$$R_{1\dot{A}} = \frac{F_{t2} \cdot l_1 - F_{r\dot{c}\dot{a}} \cdot l_2 - F_{a\dot{c}\dot{a}} \cdot 0,5d_{1\dot{c}\dot{a}}}{l}. \quad (9.9)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = R_{1\bar{A}} - F_{r2} + R_{2\bar{A}} - F_{r\acute{a}} = 0. \quad (9.10)$$

Примечания: 1. Если значения реакций в опоре 1 получились с отрицательным знаком, то это означает, что действительное направление векторов этих реакций противоположно предварительно заданному.

2. При выполнении равенств (9.7) и (9.10) реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор, Н:

$$R_1 = \sqrt{R_{1\bar{A}}^2 + R_{1\bar{A}}^2}; R_2 = \sqrt{R_{2\bar{A}}^2 + R_{2\bar{A}}^2}. \quad (9.11)$$

9.3 Реакции опор для расчета подшипников

Максимальные значения реакций в опорах, Н:

$$F_{r1\max} = R_1; F_{r2\max} = R_2; F_{A\max} = |F_{a\acute{a}} - F_{a2}|, \quad (9.12)$$

где $F_{a\acute{a}}$ осевая сила в зубчатом зацеплении, F_{a2} – осевая сила на червячном колесе (см. раздел 9.1).

Для подшипников работающих при типовых режимах нагружения, находим эквивалентные нагрузки, Н:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}; F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}; F_A = K_E \cdot F_{A\max}, \quad (9.13)$$

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

Расчет эквивалентной динамической радиальной нагрузки на одной из опор производим по следующей методике. В соответствии с конструктивной схемой №3 в опорах 1 и 2 (рис.9.1) установлены радиально-упорные конические роликподшипники по схеме «враспор» [см.1, рис.7.4,а и таблица 7.4]. При определении осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники, необходимо учитывать осевые силы, возникающие под действием радиальной нагрузки F_r вследствие наклона контактных линий. Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных роликподшипников осевые силы находим по формулам, Н:

$$F_{a1\min} = 0,83e \cdot F_{r1} \text{ и } F_{a2\min} = 0,83e \cdot F_{r2}, \quad (9.14)$$

где e – коэффициент осевого нагружения (см. раздел 7.3, параметр e из данных роликподшипника);

F_{r1} и F_{r2} – см. формулы (9.13).

В соответствии с расчетной схемой (рис. 9.1) подшипник опоры 2 является наиболее нагруженным, так как он воспринимает наибольшую радиальную нагрузку, а также суммарную осевую нагрузку от зубчатой шестерни и червячного колеса. Поэтому $F_{a1\min} < F_{a2\min}$. В этом случае осевые силы в опорах 1 и 2 определяем следующим образом, Н:

$$\begin{aligned} \text{а). при } F_A < F_{a2\min} - F_{a1\min} \\ F_{A2} = F_{a2\min}; F_{A1} = F_{A2} - F_A; \end{aligned} \quad (9.15)$$

$$\begin{aligned} \text{б). при } F_A > F_{a2\min} - F_{a1\min} \\ F_{A1} = F_{a1\min}; F_{A2} = F_{A1} + F_A, \end{aligned} \quad (9.16)$$

где F_A – см. формулы (9.13).

Для определения эквивалентной динамической радиальной нагрузки на подшипник опоры 2 используем формулу (8.17), которая с учетом $V = 1$, $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$ примет вид, Н:

$$P_{r2} = (X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{A2}) \cdot 1,4. \quad (9.17)$$

Для выбора коэффициентов X и Y рассмотрим величину отношения $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}}$

по сравнению с коэффициентом осевого нагружения e :

а) если $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}} > e$ (здесь e – параметр выбранного роликоподшипника в разделе 7.3), то принимаем $X = 0,4$, а Y берем из данных роликоподшипника (там же);

б) если $\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{r2}} \leq e$, то принимаем $X = 1$ и $Y = 0$.

Полученное значение P_{r2} округляем в большую сторону до целого числа.

9.4 Расчетный скорректированный ресурс

Скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипника определяем по общей зависимости в виде, ч:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} \geq L_h, \quad (9.18)$$

где $a_1 = 1$, $a_{23} = 0,65$, $k = 10/3$, $L_h = 7665$ ч. (см. раздел 8.5);

C_r – базовая динамическая грузоподъемность подшипника (см. раздел 7.3, параметр C_r выбранного роликоподшипника), Н;

P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (см. раздел 9.3, параметр P_{r2} , формула 9.17);

n – частота вращения выходного вала №3 (см. раздел 9.1, параметр n_3).

Для подшипника опоры 2 формула (9.18) примет вид:

$$L_{10ah2} = 0,65 \left(\frac{C_{r2}}{P_{r2}} \right)^{10/3} \frac{10^6}{60n_3} \geq 7665 \div. \quad (9.19)$$

Полученное значение L_{10ah2} округляем в ближайшую сторону до целого числа.

9.5 Проверка выполнения условия $P_{r \max} \leq 0,5C_r$

С этой целью для подшипника наиболее нагруженной опоры определяется эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при наибольших значениях заданных сил переменного режима нагружения, которая должна быть меньше половины динамической грузоподъемности подшипника (или равна ей), Н:

$$P_{r2 \max} = (V \cdot X \cdot F_{r2 \max} + Y \cdot F_{A \max}) \cdot K_B \cdot K_T \leq 0,5C_{r2}. \quad (9.20)$$

Используя из раздела 9.3 значения сил $F_{r2\max}$ и $F_{A\max}$ (формулы 9.12), значения коэффициентов X и Y , а также учитывая $V = 1$, $K_A = 1,4$, $K_O = 1$, рассчитываем округленное до целого числа значение $P_{r2\max}$ и сравниваем его с $0,5C_{r2}$.

При выполнении соотношений (9.19) и (9.20) предварительно выбранный подшипник считается пригодным.

Примечание. В соотношении (9.20) допускается применить ограничение $0,6C_r$ вместо $0,5C_r$ при условии, что $n_3 \leq 30$ об/мин и $P_{r2\max} < C_{0r}$, где C_{0r} – статическая грузоподъемность подшипника.

ГЛАВА 10. Расчет валов на прочность

10.1. Входной вал

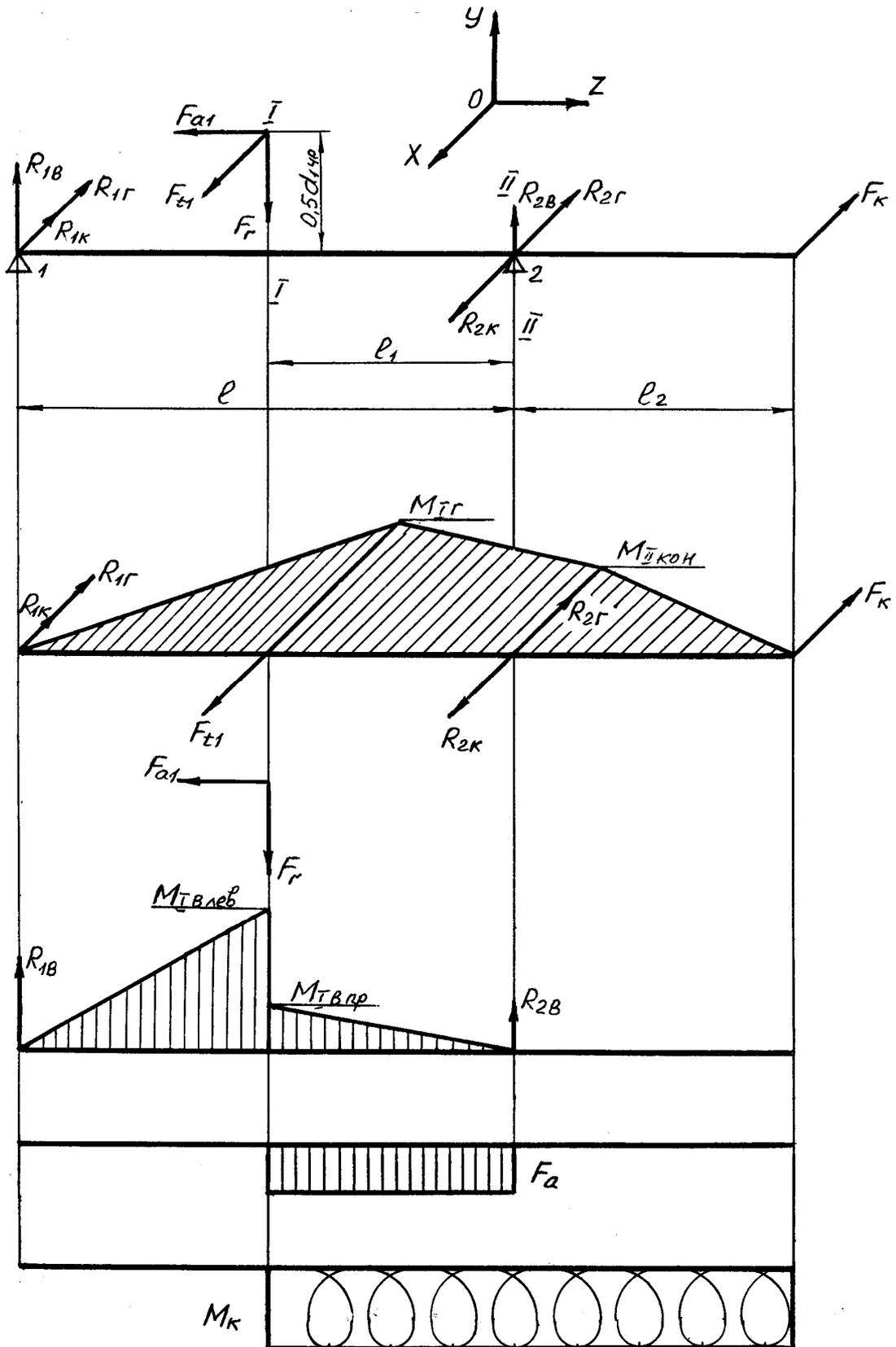


Рис. 10.1

Эпюры внутренних и внешних силовых факторов, действующих на входной вал, приведены на рис. 10.1, при этом крутящий момент численно равен вращающему: $M_K = T_2 = \dots$ Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

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

I-I – диаметр впадин витков червяка: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами, а также осевой силой; концентратор напряжений – галтельные переходы от поверхности витков червяка к диаметру впадин;

II-II – место установки на вал подшипников в опоре 2: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами и осевой силой; концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

10.1.1 Определение силовых факторов

Сечение I-I

Изгибающие моменты от сил в червячной передаче и на консольной законцовке

- в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$M_{I\bar{A}} = (R_{1\bar{A}} + R_{1K})(l - l_1) \cdot 10^{-3}; \quad (10.1)$$

- в вертикальной плоскости (YOZ):

$$M_{I\text{Влев}} = R_{1B} \cdot (l - l_1) \cdot 10^{-3} - \text{слева от сечения.} \quad (10.2)$$

$$M_{I\text{Впр}} = R_{2B} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} - \text{справа от сечения;} \quad (10.3)$$

Примечание. В дальнейших расчетах используется больший по величине из двух моментов и обозначается M_{IB} .

Суммарный изгибающий момент, Н·м:

$$M_I = \sqrt{M_{I\bar{A}}^2 + M_{I\bar{A}}^2}. \quad (10.4)$$

Крутящий момент, Н·м: $M_{KI} = M_K$.

Осевая сила, Н: $F_{aI} = F_{a1}$.

Сечение II-II

Изгибающий момент, Н·м:

$$M_{II} = M_{II\bar{i}} = F_K \cdot l_2 \cdot 10^{-3}, \quad (10.5)$$

Крутящий момент, Н·м: $M_{KII} = M_K$.

Осевая сила, Н: $F_{aII} = F_{a1}$.

Здесь $R_{1\bar{A}}$, $R_{1\bar{A}}$ и $R_{2\bar{A}}$ – реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях (см. раздел 8.2), l и l_1 – плечи сил (там же); F_K – консольная сила (см. раздел 8.3); l_2 – плечо консольной силы (там же); R_{1K} – реакция в опоре 1 от консольной силы (там же); F_{a1} – осевая сила на червяке (см. раздел 8.1); M_K – крутящий момент (см. пояснения в начале раздела 10.1).

10.1.2. Геометрические характеристики опасных сечений вала

Сечение I-I

$W_I = \frac{\pi \cdot d_{f1чр}^3}{32}$ – момент сопротивления сечения на изгиб, мм³;

$W_{кI} = \frac{\pi \cdot d_{f1чр}^3}{16}$ – момент сопротивления сечения на кручение, мм³;

$A_I = \frac{\pi \cdot d_{f1чр}^2}{4}$ – площадь сечения, мм².

Здесь $d_{f1чр}$ – диаметр впадин витков червяка (см. раздел 7.1).

Сечение II-II

$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_{i1a2}^3}{32}$; $W_{кII} = \frac{\pi \cdot d_{i1a2}^3}{16}$; $A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{i1a2}^2}{4}$.

Здесь d_{i1a2} – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (см. раздел 7.2). Расшифровку характеристик – см. выше.

10.1.3. Расчет вала на статическую прочность

Сечение I-I

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

$$\sigma_I = \frac{K_{пер} \cdot M_I \cdot 10^3}{W_I} + \frac{K_{пер} \cdot F_{aI}}{A_I}; \quad (10.6)$$

$$\tau_I = \frac{K_{пер} \cdot M_{кI} \cdot 10^3}{W_{кI}}, \quad (10.7)$$

где $K_{пер}$ – коэффициент перегрузки (см. характеристику электродвигателя $K_{пер} = \frac{M_{макс}}{M_{ном}}$ в разделе 1.1, глава 1, книга 1);

M_I , $M_{кI}$ и F_{aI} – см. в разделе 10.1.1, сечение I-I;

W_I , $W_{кI}$ и A_I – см. в разделе 10.1.2, сечение I-I.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma I} = \frac{\sigma_T}{\sigma_I}; \quad S_{T\tau I} = \frac{\tau_T}{\tau_I}, \quad (10.8)$$

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

τ_T – предел текучести по касательным напряжениям.

По таблице 10.2 [1] для стали 40X и $\sigma_B = 980$ МПа:

$\sigma_T = 780$ МПа, $\tau_T = 450$ МПа.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TI} = \frac{S_{T\sigma I} \cdot S_{T\tau I}}{\sqrt{S_{T\sigma I}^2 + S_{T\tau I}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.9)$$

Сечение II-II

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

$$\sigma_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}} + \frac{K_{пер} \cdot F_{aII}}{A_{II}}; \quad (10.10)$$

$$\tau_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{кII} \cdot 10^3}{W_{кII}}, \quad (10.11)$$

где $K_{пер}$ – см. выше;

M_{II} , $M_{кII}$ и F_{aII} – см. в разделе 10.1.1, сечение II-II;

W_{II} , $W_{кII}$ и A_{II} – см. в разделе 10.1.2, сечение II-II.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma II} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{II}}; \quad S_{T\tau II} = \frac{\tau_T}{\tau_{II}}, \quad (10.12)$$

где σ_T и τ_T – см. сечение I-I.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TII} = \frac{S_{T\sigma II} \cdot S_{T\tau II}}{\sqrt{S_{T\sigma II}^2 + S_{T\tau II}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.13)$$

10.1.4. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aI} = \sigma_{mI} = \frac{M_I \cdot 10^3}{W_I}; \quad (10.14)$$

$$\tau_{aI} = \frac{M_{кI} \cdot 10^3}{2W_{кI}}; \quad \tau_{mI} = \tau_{aI}. \quad (10.15)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.16)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.17)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения. По таблице 10.2 [1] для стали 40Х и $\sigma_B = 980$ МПа:

$\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа.

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

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (10.18)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}; \quad (10.19)$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений. Так как витки червяка представляют собой винтовую поверхность, то концентраторами напряжений являются галтельные переходы по диаметру впадин. По таблице 10.12 [1]:

$K_\sigma = 2,45$ и $K_\tau = 2,1$ для резьбы и $\sigma_B = 900$ МПа;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения. Значение коэффициента $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) находим по табл. 10.7 [1] в графе «Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали» в зависимости от диаметра d_{f1cp} (см. раздел 10.1.2). При несовпадении значения d_{f1cp} с табличными значениями диаметра вала применяем формулу интерполяции:

$$K_{d\sigma} (K_{d\tau}) = K_{d\sigma(d<)} - \frac{K_{d\sigma(d<)} - K_{d\sigma(d>)}}{d_{>} - d_{<}} (d_{f1\delta} - d_{<}). \quad (10.20)$$

Примечание. Значение коэффициента $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) рассчитываем с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности. По таблице 10.8 [1] для чистового шлифования с шероховатостью $R_a = 0,8 \dots 1,6$ мкм и при $\sigma_B > 700$ МПа: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$.

Примечание. Рекомендуется из предлагаемого диапазона значений коэффициентов $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ принимать средние значения: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$.

K_Y – коэффициент влияния поверхностного упрочнения. Видами упрочнения поверхности вала являются закалка ТВЧ, азотирование, накатка роликами, дробеструйный наклеп и др. Так как вал изготовлен заодно с червяком и подвергается объемной термообработке улучшение до твердости в сердцевине 269...302НВ и закалке ТВЧ поверхности витков до твердости 45...58 HRC (см. раздел 8.1), то в соответствии с таблицей 10.9[1] принимаем $K_Y = 2,6$.

По формуле (10.20) определяем коэффициент $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$), далее по формулам (10.18) и (10.19) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.16) и (10.17) вычисляем пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении σ_{-1D} и τ_{-1D} .

Далее определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{al}}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{al} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{ml}}. \quad (10.21)$$

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

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_\tau}{K_{\tau D}}, \quad (10.22)$$

где $\psi_\tau = 0,1$ по таблице 10.2 [1] для стали 40X и $\sigma_B = 980$ МПа; коэффициент $K_{\tau D}$ – см. формулу (10.19).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости вала в рассматриваемом сечении:

$$S_1 = \frac{S_{\sigma 1} \cdot S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (10.23)$$

Сечение II-II

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aII} = \sigma_{mII} = \frac{M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}}; \quad (10.24)$$

$$\tau_{aII} = \frac{M_{кII} \cdot 10^3}{2W_{\epsilon II}}; \quad \tau_{mII} = \tau_{aII}. \quad (10.25)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.26)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.27)$$

где $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа (см. пояснения к формулам 10.16 и 10.17).

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

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_\sigma / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (10.28)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_\tau / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}. \quad (10.29)$$

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используем отношения $K_\sigma / K_{d\sigma}$ и $K_\tau / K_{d\tau}$. Подшипники на входном валу установлены по посадке $L0/k6$, которая обеспечивает в соединении гарантированный натяг. По таблице 10.13 [1] для $\sigma_B = 900$ МПа и диаметра $d_{i\ddot{a}2}$ находим:

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

Примечание. Поскольку в таблице 10.13 диаметры вала под подшипник чередуются через 10 мм, то в случаях, когда величина диаметра оканчивается на 5, необходимо брать средние значения отношений.

Например: $d_{i\ddot{a}2} = 45$ мм (среднее значение между диаметрами 40 и 50 мм). Для $d = 40$ мм $K_\sigma / K_{d\sigma} = 4,3$ и $K_\tau / K_{d\tau} = 2,6$; для $d = 50$ мм $K_\sigma / K_{d\sigma} = 4,5$ и $K_\tau / K_{d\tau} = 2,7$. Для $d = 45$ мм $K_\sigma / K_{d\sigma} = (4,3 + 4,5) / 2 = 4,4$ и $K_\tau / K_{d\tau} = (2,6 + 2,7) / 2 = 2,65$.

Коэффициенты влияния качества поверхности $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ зависят от вида механической обработки и шероховатости поверхности вала. Применяем чистовое шлифование с $R_a = 0,8 \dots 1,6$ мкм. В этом случае по таблице 10.8 [1] для

$\sigma_B > 700$ МПа: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$. Принимаем средние значения коэффициентов: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$.

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения:

$K_V = 1$ – поверхность без упрочнения [см. 1, таблица 10.9].

Примечание. При необходимости повышения пределов выносливости вала рекомендуется участки вала под подшипники повергнуть накатке роликами или дробеструйному наклепу и принимать $K_V = 2,0$.

По формулам (10.28) и (10.29) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.26) и (10.27) вычисляем пределы выносливости σ_{-1D} и τ_{-1D} . После этого определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma II} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{aII}}, \quad S_{\tau II} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{aII} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{mII}}, \quad (10.30)$$

Здесь коэффициент чувствительности к асимметрии цикла $\psi_{\tau D}$ находим по формуле (10.22): $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}$; $\psi_{\tau} = 0,1$ (см. пояснения к формуле 10.22); $K_{\tau D}$ берем по формуле (10.29).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости вала в рассматриваемом сечении:

$$S_{II} = \frac{S_{\sigma II} \cdot S_{\tau II}}{\sqrt{S_{\sigma II}^2 + S_{\tau II}^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (10.31)$$

Вывод: при выполнении условий (10.9) и (10.13), (10.23) и (10.31) статическая прочность входного вала и сопротивление усталости в обоих опасных сечениях обеспечены: $S_T > [S_T] = 2,0$, $S > [S] = 2,0$.

10.2. Выходной вал

Эпюры внешних и внутренних силовых факторов, которые действуют на законцовку выходного вала и червячное колесо, установленное на валу, приведены на рис. 10.2, при этом крутящий момент численно равен вращающему: $M_K = T_3 = \dots$ Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

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

I-I – место установки на вал червячного колеса с применением шпоночного соединения в плоскости действия окружной и радиальной сил червячной передачи. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами, а также осевой силой. Концентратор напряжений – паз на валу под шпонку;

II-II – место установки подшипника на вал в опоре 2: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами и осевой силой; концентратор напряжений – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал.

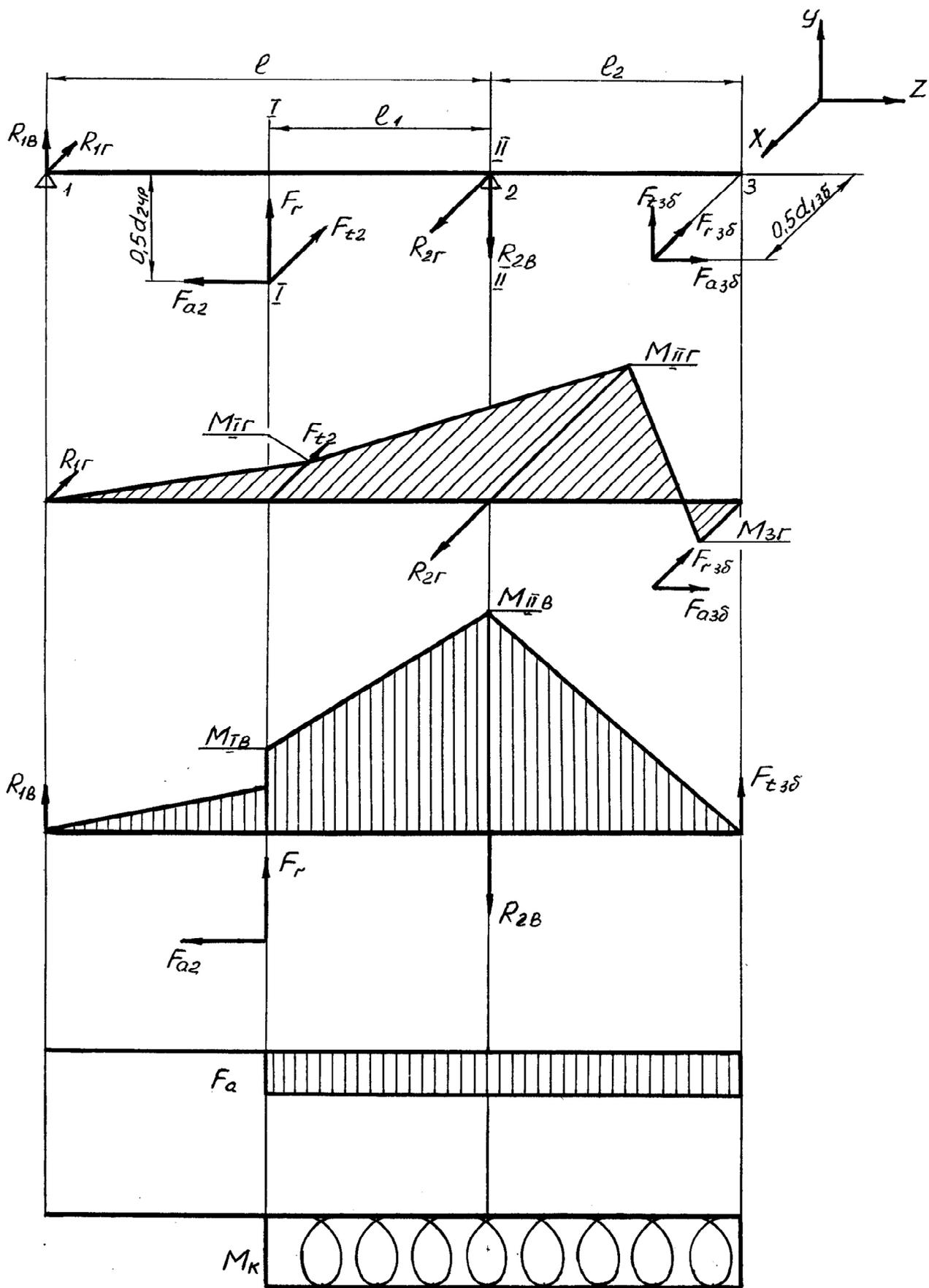


Рис. 10.2

10.2.1 Определение силовых факторов

Сечение I-I

Изгибающие моменты, Н·м:

- в горизонтальной плоскости (XOZ)

$$M_{I\bar{A}} = R_{I\bar{A}}(l - l_1) \cdot 10^{-3}, \quad (10.32)$$

- в вертикальной плоскости (YOZ)

$$M_{I\bar{B}} = [R_{I\bar{B}} \cdot (l - l_1) + F_{a2} \cdot 0,5d_{2\div\delta}] \cdot 10^{-3} \quad (10.33)$$

Примечание. Направление векторов реакций $R_{I\bar{A}}$ и $R_{I\bar{B}}$, рассчитанных по формулам (9.9) и (9.6), учтено в эпюрах моментов на рис. 10.2. Поэтому в формулах (10.32) и (10.33) значения реакций $R_{I\bar{A}}$ и $R_{I\bar{B}}$ необходимо брать с положительным знаком.

Суммарный изгибающий момент, Н·м:

$$M_I = \sqrt{M_{I\bar{A}}^2 + M_{I\bar{B}}^2}. \quad (10.34)$$

Крутящий момент, Н·м: $M_{KI} = M_K$.

Осевая сила, Н: $F_{aI} = |F_{a\varphi a} - F_{a2}|$. (10.35)

Сечение II-II

Изгибающие моменты, Н·м:

- в горизонтальной плоскости (XOZ)

$$M_{II\bar{A}} = (R_{I\bar{A}} \cdot l + F_{t2} \cdot l_1) \cdot 10^{-3}, \quad (10.36)$$

- в вертикальной плоскости (YOZ)

$$M_{II\bar{B}} = (R_{I\bar{B}} \cdot l + F_r \cdot l_1 + F_{a2} \cdot 0,5d_{2\div\delta}) \cdot 10^{-3} \quad (10.37)$$

Суммарный изгибающий момент, Н·м:

$$M_{II} = \sqrt{M_{II\bar{A}}^2 + M_{II\bar{B}}^2}. \quad (10.38)$$

Крутящий момент, Н·м: $M_{KII} = M_K$.

Осевая сила, Н: $F_{aII} = F_{aI}$ (см. формулу 10.35).

Здесь $R_{I\bar{A}}$ и $R_{I\bar{B}}$ – реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях (см. примечание к формуле 10.33); l_1 и l – плечи сил (см. раздел 9.2, формулы 9.1 и 9.3); F_{t2} , F_r и F_{a2} – силы в червячной передаче (см. раздел 9.1); $F_{a\varphi b}$ – осевая сила в зубчатой передаче (там же); $d_{2\div\delta}$ – делительный диаметр червячного колеса (см. раздел 7.1); M_K – крутящий момент (см. пояснения в начале раздела 10.2).

10.2.2. Геометрические характеристики опасных сечений вала

Сечение I-I

$$W_I = \frac{\pi \cdot d_{\hat{e}\div\delta}^3}{32} \text{ – момент сопротивления сечения на изгиб, мм}^3;$$

$$W_{eI} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{e}\div\delta}^3}{16} \text{ – момент сопротивления сечения на кручение, мм}^3;$$

$$A_I = \frac{\pi \cdot d_{\hat{\epsilon}+\delta}^2}{4} - \text{площадь сечения, мм}^2.$$

Здесь $d_{\hat{\epsilon}+\delta}$ – диаметр вала под червячное колесо (см. раздел 7.3, формула 7.18).

Сечение II-II

$$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{\imath}\hat{\alpha}\hat{\beta}}^3}{32}; \quad W_{\hat{\epsilon}II} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{\imath}\hat{\alpha}\hat{\beta}}^3}{16}; \quad A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{\hat{\imath}\hat{\alpha}\hat{\beta}}^2}{4}.$$

Здесь $d_{\hat{\imath}\hat{\alpha}\hat{\beta}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (см. раздел 7.3). Расшифровку остальных параметров – см. выше.

10.2.3. Расчет вала на статическую прочность

Сечение I-I

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

$$\sigma_I = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_I \cdot 10^3}{W_I} + \frac{K_{\text{пер}} \cdot F_{aI}}{A_I}; \quad (10.39)$$

$$\tau_I = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{\text{кI}} \cdot 10^3}{W_{\text{кI}}}, \quad (10.40)$$

где $K_{\text{пер}}$ – коэффициент перегрузки (см. характеристику электродвигателя $K_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$ в разделе 1.1, глава 1, книга 1).

M_I , $M_{\text{кI}}$ и F_{aI} – см. в разделе 10.2.1, сечение I-I;

W_I , $W_{\text{кI}}$ и A_I – см. в разделе 10.2.2, сечение I-I.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma I} = \frac{\sigma_T}{\sigma_I}; \quad S_{T\tau I} = \frac{\tau_T}{\tau_I}, \quad (10.41)$$

где σ_T – предел текучести по нормальным напряжениям для материала выходного вала;

τ_T – предел текучести по касательным напряжениям.

По таблице 10.2 [1] для стали 40X и $\sigma_B = 980$ МПа:

$$\sigma_T = 780 \text{ МПа}, \quad \tau_T = 450 \text{ МПа}.$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TI} = \frac{S_{T\sigma I} \cdot S_{T\tau I}}{\sqrt{S_{T\sigma I}^2 + S_{T\tau I}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.42)$$

Сечение II-II

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

$$\sigma_{II} = \frac{K_{\text{пер}} \cdot M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}} + \frac{K_{\text{пер}} \cdot F_{aII}}{A_{II}}; \quad (10.43)$$

$$\tau_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{кII} \cdot 10^3}{W_{кII}}. \quad (10.44)$$

где $K_{I\ddot{a}d}$ – см. выше;

M_{II} , $M_{кII}$ и F_{aII} – см. в разделе 10.2.1, сечение II–II;

W_{II} , $W_{\dot{e}II}$ и A_{II} – см. в разделе 10.2.2, сечение II–II.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma II} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{II}}; \quad S_{T\tau II} = \frac{\tau_T}{\tau_{II}}, \quad (10.45)$$

где σ_T и τ_T – см. сечение I-I.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TII} = \frac{S_{T\sigma II} \cdot S_{T\tau II}}{\sqrt{S_{T\sigma II}^2 + S_{T\tau II}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.46)$$

10.2.4. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aI} = \sigma_{mI} = \frac{M_I \cdot 10^3}{W_I}; \quad (10.47)$$

$$\tau_{aI} = \frac{M_{кI} \cdot 10^3}{2W_{\dot{e}I}}; \quad \tau_{mI} = \tau_{aI}. \quad (10.48)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.49)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.50)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения. По таблице 10.2 [1] для стали 40Х и $\sigma_B = 980$ МПа:

$$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1} = 240 \text{ МПа}.$$

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

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (10.51)$$

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}; \quad (10.52)$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений. По таблице 10.11 [1] для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, и $\sigma_B = 900$ МПа: $K_{\sigma} = 2,2$ и $K_{\tau} = 2,05$;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения. Значение коэффициента $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) находим по таблице 10.7 [1] в

графе «Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали» в зависимости от диаметра $d_{\hat{\epsilon} \rightarrow \delta}$. При несовпадении значения $d_{\hat{\epsilon} \rightarrow \delta}$ с табличными значениями диаметра вала применяем формулу интерполяции.

$$K_{d\sigma}(K_{dt}) = K_{d\sigma(d<)} - \frac{K_{d\sigma(d<)} - K_{d\sigma(d>)}}{d > - d <} \cdot (d_{\hat{\epsilon} \rightarrow \delta} - d <). \quad (10.53)$$

Примечание. Значение коэффициента $K_{d\sigma}(K_{dt})$ рассчитываем с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности. По таблице 10.8 [1] для чистового шлифования с шероховатостью $R_a = (0,8 \dots 1,6)$ мкм и для $\sigma_B > 700$ МПа: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$;

Примечание. Рекомендуется из предлагаемых диапазонов значений коэффициентов $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ принимать средние значения: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$.

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения. Так как вал изготовлен из стали 40Х и подвергается объемной термообработке улучшение до твердости 269...302НВ без закалки поверхностного слоя (см. раздел 9.1), то в соответствии с таблицей 10.9 [1] принимаем $K_V = 1$.

По формуле (10.53) определяем коэффициент влияния размеров вала $K_{d\sigma}(K_{dt})$, далее по формулам (10.51) и (10.52) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.49) и (10.50) вычисляем пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении.

Далее по формулам (10.21) вычисляем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям: $S_{\sigma I} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{aI}}$ и $S_{\tau I} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{aI} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{mI}}$.

Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений определяется по формуле (10.22): $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}$, где $\psi_{\tau} = 0,1$, а $K_{\tau D}$ – см. формулу (10.52).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости рассчитываем по формуле (10.23): $S_I = \frac{S_{\sigma I} \cdot S_{\tau I}}{\sqrt{S_{\sigma I}^2 + S_{\tau I}^2}} \geq [S] = 2,0$.

Сечение II-II

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, используя формулы (10.24) и (10.25) МПа:

$$\sigma_{aII} = \sigma_{mII} = \frac{M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}};$$

$$\tau_{aII} = \frac{M_{кII} \cdot 10^3}{2W_{кII}}; \quad \tau_{mII} = \tau_{aII}.$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении рассчитываем по формулам (10.26) и (10.27), МПа:

$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}$, где $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа (см. пояснения к формулам 10.16 и 10.17).

Коэффициенты снижения предела выносливости определяем по формулам (10.28) и (10.29):

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

Так как на выходном валу подшипники качения установлены аналогично входному валу по посадке с натягом ($L0/k6$), то для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используем отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$. По таблице 10.13 [1] для $\sigma_B = 900$ МПа и диаметра $d_{\text{подз}} = \dots$ мм (см. раздел 10.2.2, сечение II–II) находим: $K_{\sigma} / K_{d\sigma} = \dots$, $K_{\tau} / K_{d\tau} = \dots$ (при необходимости используем рекомендации примечания к формулам 10.28 и 10.29).

Коэффициенты влияния качества поверхности $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ зависят от вида механической обработки и шероховатости поверхности вала. Применяем чистовое шлифование с $R_a = (0,8 \dots 1,6)$ мкм. В этом случае по таблице 10.8 [1] для $\sigma_B > 700$ МПа: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$. Принимаем средние значения: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$.

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения:

$K_V = 1$ – поверхность без упрочнения [см. 1, таблица 10.9].

Примечание. При необходимости повышения пределов выносливости рекомендуется участки вала под подшипники подвергнуть накатке роликами или дробеструйному наклепу и принимать $\hat{E}_V = 2,0$.

По формулам (10.28) и (10.29) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.26) и (10.27) вычисляем пределы выносливости σ_{-1D} и τ_{-1D} . После этого определяем по формулам (10.30) коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma II} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{aII}} \quad \text{и} \quad S_{\tau II} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{aII} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{mII}}.$$

Здесь коэффициент чувствительности к асимметрии цикла $\psi_{\tau D}$ находим по формуле (10.23): $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}; \psi_{\tau} = 0,1; K_{\tau D}$ – см. выше.

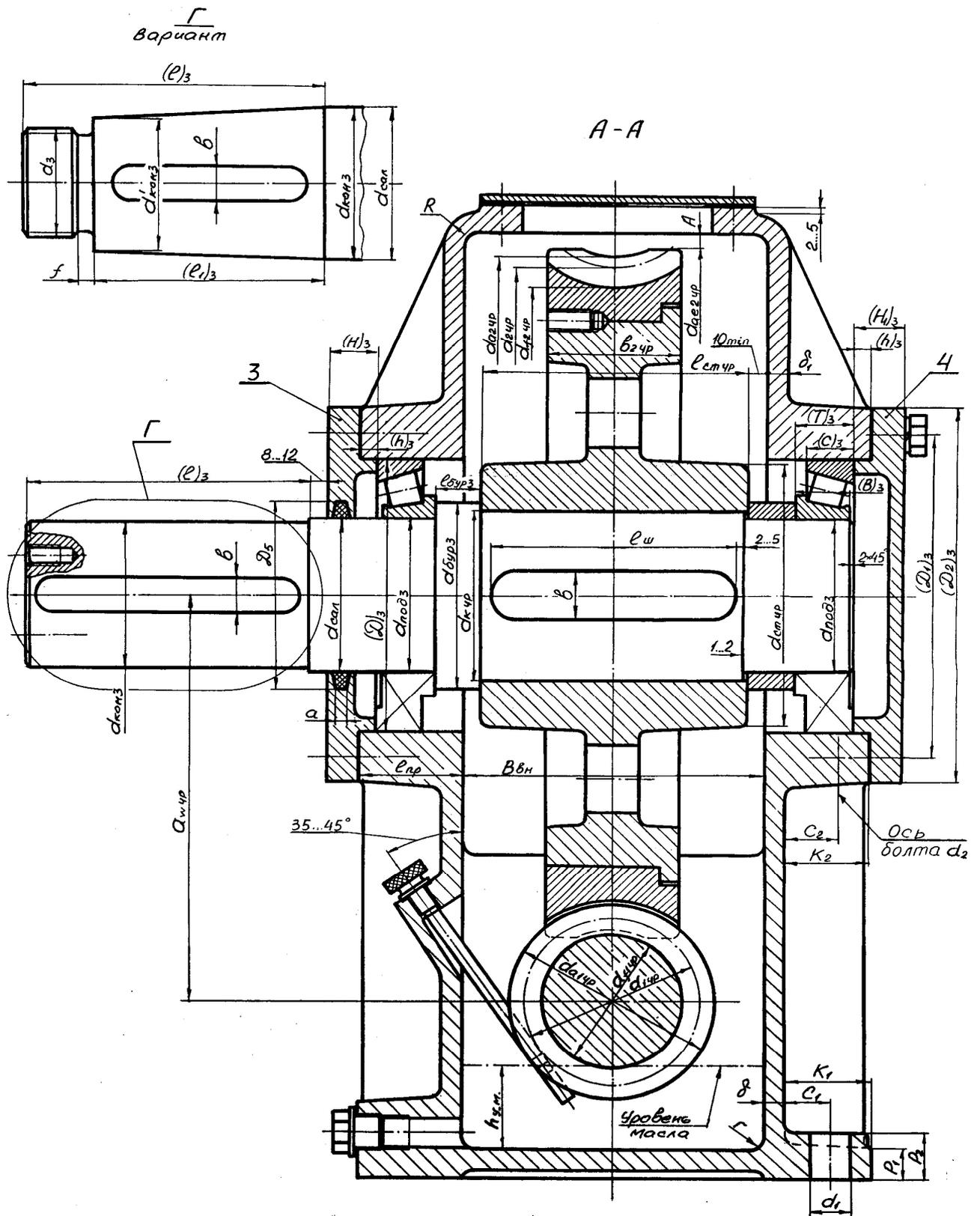
Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости в рассматриваемом сечении определяем по формуле (10.31):

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

Вывод: при выполнении условий $S_{\tau II} \geq 2,0$ и $S_{\sigma II} \geq 2,0$, $S_I \geq 2,0$ и $S_{II} \geq 2,0$ статическая прочность выходного вала и сопротивление усталости в обоих опасных сечениях обеспечены.

Список литературы

1. Дунаев П.Ф.
Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений/ П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. – 12-е изд.стер.–М.: Издательский центр «Академия», 2009.–496с.
2. Иванов М.Н.
Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов/ М.Н.Иванов, В.А.Финогенов. –12-е изд. испр. –М.: Высш. шк., 2008.–408с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3 т. – 8-е изд. перераб. и доп. Под редакцией И.Н.Жестковой. М.: Машиностроение, 1999 (подборка справочных данных).
4. Подшипники качения: справочник-каталог / Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В. Коросташевского – М.: Машиностроение, 1984.–280 с.
5. Чернилевский Д. В.
Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учебное пособие для студентов вузов. 3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 2003 – 560 с.
6. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2004. – 462 с.
7. Редукторы цилиндрические: каталог.
8. Двигатели асинхронные
АИР71-АИР100 : 01.40.06–89;
АИР112, АИР132 : 01.40.112–88
АИР160, АИР180 : 01.40.113–95
АИР200,225,250: 01.40.92–95.
9. Муфты упругие втулочно-пальцевые
ГОСТ 21424–93.
10. Муфты кулачково-дисковые
ГОСТ 20720–93.
11. Леонтьев Б.С. Оформление курсовых проектов по дисциплине «ДЕТАЛИ МАШИН» Памятка №1. Первый тип заданий. Методические указания.



ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Глава 7. Конструктивные размеры элементов одноступенчатого червячного редуктора	5
7.1. Червячная передача (индекс «чр»)	5
7.2. Конструкция входного вала (индекс 2)	6
7.3. Конструкция выходного вала (индекс 3)	14
7.4. Крышки подшипниковых узлов	20
7.5. Конструктивные элементы корпуса редуктора	21
Глава 8. Определение сил, нагружающих подшипники входного вала	25
8.1. Условия работы входного вала	25
8.2. Радиальные реакции опор от сил в червячной передаче	25
8.3. Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала	28
8.4. Реакции опор для расчета подшипников	29
8.5. Расчетный скорректированный ресурс	31
8.6. Проверка выполнения условия $P_{r_{\max}} < 0,5C_r$	32
Глава 9. Определение сил, нагружающих подшипники выходного вала	33
9.1. Условия работы выходного вала	33
9.2. Радиальные реакции опор от сил в червячной передаче и в зубчатом зацеплении	34
9.3. Реакции опор для расчета подшипников	36
9.4. Расчетный скорректированный ресурс	37
9.5. Проверка выполнения условия $P_{r_{\max}} < 0,5C_r$	37
Глава 10. Расчет валов на прочность	39
10.1. Входной вал	39
10.1.1. Определение силовых факторов	40
10.1.2. Геометрические характеристики опасных сечений вала	41
10.1.3. Расчет вала на статическую прочность	41
10.1.4. Расчет вала на сопротивление усталости	42
10.2. Выходной вал	45
10.2.1. Определение силовых факторов	47
10.2.2. Геометрические характеристики опасных сечений вала	47
10.2.3. Расчет вала на статическую прочность	48
10.2.4. Расчет вала на сопротивление усталости	49
Список литературы	52
Приложение 1	53