

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

Б.С. Леонтьев

**РУКОВОДСТВО
ПО РАСЧЕТУ ПРИВОДА**

**КНИГА 2
ЧАСТЬ 1**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

**Нижекамск
2014**

УДК 621.8
Л 47

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) 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-х книгах. Книга 2, часть 1 / Б.С. Леонтьев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФБГОУ ВПО «КНИТУ», 2014. – 69 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 1 книги 2 разрабатывается конструкция червячно-цилиндрического редуктора («Конструктивная схема №1 для задания 1.1», см. приложение 1). На базе этой схемы рассмотрены вопросы конструирования валов и других элементов двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора, изложена методика расчета входного и выходного валов на статическую 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 червячно-цилиндрического редуктора (схема №1 для задания 1.1)» – в дальнейшем «Конструктивная схема №1». 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 колес не задевали за соседние детали и за внутренние поверхности стенок корпуса. Расстояние b_0 между дном корпуса и поверхностью зубчатого колеса должно быть $b_0 \geq 30$ мм, между дном корпуса и поверхностью червяка – $b_0 \geq 20$ мм.

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин и механизмов для опор валов применяют следующие подшипники: для валов червячной передачи (входного и промежуточного) – конические роликоподшипники ГОСТ 27365–87; для выходного вала, на котором расположено цилиндрическое зубчатое колесо, – конические роликоподшипники ГОСТ 27365–87, если зубчатое колесо косозубое, или радиальные однорядные шарикоподшипники ГОСТ 8338–75, если зубчатое колесо прямозубое. Решение о разновидности цилиндрической зубчатой передачи (косозубая или прямозубая) принимается в разделе 2.3, глава 2, книга 1.

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. Чаще всего фиксирующей делают опору, расположенную вблизи концевого участка вала (в дальнейшем – законцовка вала).

Для установки подшипников рекомендуется применять конструктивно более простую схему «враспор» [1, рис. 7.4], для которой отношение длины вала к диаметру $l/d \approx 8...10$.

В конструкции червячно-цилиндрического редуктора корпус редуктора выполняется разъемным по плоскости, на которой расположены оси колес цилиндрической зубчатой передачи. Такое исполнение наиболее удобно для сборки, так как каждый из валов редуктора с опорными подшипниками и другими расположенными на нем деталями может быть собран независимо один от другого и затем установлен в корпус.

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

Основной критерий работоспособности и порядок подбора подшипников зависят от частоты их вращения и условий работы. Подшипники выбирают по статической грузоподъемности, если они воспринимают внешнюю нагрузку при малых частотах вращения ($n < 10$ об/мин). При этом проверяют, не будет ли

радиальная F_r нагрузка на подшипник превосходить статическую грузоподъемность, указанную в каталоге: $F_r \leq C_{0r}$. Если статическая нагрузка состоит из радиальной F_r и осевой F_a составляющих, то определяют эквивалентную статическую радиальную нагрузку P_{0r} . Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных роликоподшипников: $P_{0r} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$. Статическая прочность обеспечена, если выполнено условие $P_{0r} \leq C_{0r}$, где C_{0r} – статическая радиальная грузоподъемность подшипника.

Подшипники, работающие при $n \geq 10$ об/мин, выбирают по динамической грузоподъемности, рассчитывая их ресурс при требуемой надежности. В случае, если расчетный ресурс не меньше заданного $L_{10ah} \geq L_n$, а максимальная динамическая радиальная нагрузка не превышает половины динамической грузоподъемности $P_{rmax} \leq 0,5C_r$, подшипник считается пригодным.

После проверки пригодности подшипников качения, применяемых в опорах валов, переходят к расчетам валов на прочность. Основными нагрузками на валы являются силы от передач, которые передаются через насаженные на валы детали: зубчатые или червячные колеса, полумуфты, при этом принимается, что детали передают валу силы и моменты на середине своей ширины. 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 червячно-цилиндрического редуктора (схема №1 для задания 1.1) – см. приложение 1.

ГЛАВА 7. Конструктивные размеры элементов червячно-цилиндрического редуктора

7.1. Передачи редуктора

7.1.1. Червячная передача (индекс «чр»)

Выписываем принятые значения параметров червячной передачи, мм:

$a_{wчр}$ – межосевое расстояние;

$m_{чр}$ – модуль червячной передачи;

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

$d_{a1чр}$ – диаметр вершин витков червяка;

$d_{f1чр}$ – диаметр впадин витков червяка;

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

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

$d_{a2чр}$ – диаметр вершин зубьев колеса;

$d_{f2чр}$ – диаметр впадин зубьев колеса;

$d_{ae2чр}$ – диаметр колеса наибольший;

$b_{2чр}$ – 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.

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

Для ступицы рекомендуется выдерживать следующие соотношения, мм:

$$l_{сд:\delta} > b_{2:\delta}; \quad l_{ст чр} = (0,8...1,5)d_{кчр}, \quad (7.1)$$

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

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

Диаметр $d_{ст чр}$ назначают в зависимости от материала центра колеса, мм: для стального центра принимают $d_{ст чр} = (1,5...1,55)d_{кчр}$, для центра из чугуна – $d_{ст чр} = (1,55...1,6)d_{кчр}$, при этом меньшие значения для шлицевого соединения колеса с валом, большие – для шпоночного соединения.

Например. Дано: $d_{\hat{\epsilon}:\delta} = 70$ мм, ступица из стали.

$d_{\hat{\rho}:\delta} = (1,5...1,55)70 = 105...108,5$. Рекомендуется принять

$d_{\hat{\rho}:\delta} = 105$ мм для шлицевого соединения и $d_{\hat{\rho}:\delta} = 108$ мм для

шпоночного.

7.1.2. Зубчатая передача (индекс «зб»)

Выписываем принятые значения параметров зубчатой передачи, мм:

$a_{wзб}$ – межосевое расстояние;

$m_{сá}$ – модуль зубчатой передачи;

$d_{1зб}$ и $d_{2зб}$ – делительные диаметры шестерни и колеса;

$d_{a1зб}$ и $d_{a2сá}$ – диаметры вершин зубьев колес;

$d_{f1зб}$ и $d_{f2зб}$ – диаметры впадин зубьев колес;

$b_{2зб}$ – ширина зубчатого венца колеса.

Примечание. Вышеуказанные параметры – см. в соответствующих разделах расчета цилиндрической зубчатой передачи (глава 2, книга 1), где параметры указаны без индекса «зб».

Рассчитываем остальные параметры конструктивных элементов зубчатой передачи.

$b_{1зб}$ – ширина зубчатого венца шестерни, мм:

$$b_{1зб} = b_{2зб} + (4...5). \quad (7.2)$$

Примечание. Величину конструктивной добавки рекомендуется выбрать так, чтобы значение $b_{1сá}$ получилось четным.

$l_{ст зб}$ – длина ступицы зубчатого колеса, мм.

Для ступицы рекомендуется выдерживать следующие соотношения:

$$l_{ст зб} > b_{2зб}; \quad l_{ст зб} = (0,8...1,5)d_{кзб}, \quad (7.3)$$

где $d_{кзб}$ – диаметр вала под зубчатое колесо (см. раздел 7.4).

$d_{ст зб}$ – диаметр ступицы зубчатого колеса, мм. Для стальных колес $d_{ст зб} = (1,5...1,55)d_{кзб}$, при этом меньшие значения для шлицевого соединения колеса с валом, бóльшие – для шпоночного соединения.

A – радиальный зазор между зубьями червячного колеса (по диаметру $d_{ae2чр}$), а также зубьями зубчатого колеса (до диаметру $d_{a2зб}$) и внутренними поверхностями стенок корпуса, мм:

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

L – расстояние между внешними поверхностями вращающихся деталей, мм:

$$L = \frac{d_{a2сá}}{2} + a_{wсá} + \frac{d_{ae2\div\delta}}{2}. \quad (7.5)$$

Параметры $d_{a2зб}$ и $a_{wзб}$ – см. выше, $d_{ae2чр}$ – см. в разделе 7.1.1.

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.

A_1 – торцовый зазор между зубьями шестерни и внутренней поверхностью боковой стенки корпуса, мм. Обычно $A_1 = 10$ мм.

A_2 – торцовый зазор между зубьями зубчатого колеса и внутренней поверхностью боковой стенки корпуса, мм:

$$A_2 = A_1 + (2...2,5). \quad (7.6)$$

Примечание. Значение конструктивной добавки (2...2,5) мм должно быть равно половине конструктивной добавки, принятой при расчете $b_{1зб}$ по формуле (7.2).

A_3 – радиальный зазор между зубьями червячного колеса и ступицей зубчатого колеса по диаметру $d_{стзб}$: $A_3 \geq 8$ мм. Для обеспечения минимального зазора $A_{3min} = 8$ мм допускается местное уменьшение диаметра $d_{стзб}$ на (10...20) мм.

Примечание. Подробнее конструкцию зубчатого и червячного колес – см. разделы 5.1 и 5.6 [1, стр. 65...69 и 76...79].

7.2. Конструкция входного вала (индекс 1)

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

$d_{\text{эф1}}$ – диаметр концевой части вала, мм:

$$d_{\text{эф1}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot \dot{Q}_1}{\pi [\tau]}}, \quad (7.7)$$

где T_1 – вращающий момент на входном валу редуктора №1, Н·м (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1); $[\tau] = 12$ МПа – допускаемое касательное напряжение для входного вала.

В первом приближении значение $d_{\text{эф1}}$ округляем в большую сторону до величины, кратной 5, так, чтобы принятое значение было больше рассчитанного не менее, чем на 3 мм. Далее согласовываем это значение с диаметром вала электродвигателя d_1 (см. раздел 1.1, глава 1, книга 1), соединенного с входным валом редуктора муфтой МУВП ГОСТ 21424–93. Согласование производим по таблице 7.1: а) если диаметр $d_{\text{эф1}}$ соответствует диаметру d_1 , то окончательно оставляем принятое значение $d_{\text{эф1}}$; б) если диаметр $d_{\text{эф1}}$ меньше минимального значения диаметров законцовки, соответствующих диаметру d_1 , то за окончательное принимаем это минимальное значение $d_{\text{эф1}}$.

Например: 1. $d_1 = 38$ мм; рассчитанное значение $d_{\text{эф1}} = 31,33$ мм; в первом приближении $d_{\text{эф1}} = 35$ мм. Так как $d_{\text{эф1}} = 35$ мм соответствует $d_1 = 38$ мм, то оставляем это значение как окончательное.

2. $d_1 = 48$ мм; рассчитанное значение $d_{\text{эф1}} = 35,39$ мм; в первом приближении $d_{\text{эф1}} = 40$ мм. Так как $d_{\text{эф1}} = 40$ мм не соответствует $d_1 = 48$ мм, то за окончательное принимаем $d_{\text{эф1}} = 45$ мм

(минимальное значение из диаметров, соответствующих $d_1 = 48$ и $d_1 = 48$).

Таблица 7.1

Диаметр d_1 вала электродвигателя, мм	Диаметр $d_{\text{кон}}$ законцовки вала, мм	Номинальный крутящий момент муфты T_H , Н·м	Допускаемое радиальное смещение валов Δ , мм
19	16, 18, 19	31,5	0,2
22, 24	20, 22	63	0,2
28, 32	25, 30	125	0,3
32, 38, 42	35, 40, 45	250	0,3
42	40, 45	500	0,3
48, 55	45, 50, 55	710	0,4
60, 65	50, 55, 60, 65	1000	0,4

После определения $d_{\text{эф1}}$ принимаем решение о форме законцовки входного вала. Ее рекомендуется выбрать конусной (рис. 7.1, а) для диаметров $d_{\text{эф1}} = 25; 30; 35; 40; 45; 55; 70; 90$ мм или цилиндрической (рис. 7.2) для диаметров $d_{\text{эф1}} = 16; 18; 19; 20; 50; 60; 65; 75; 80; 85; 95; 100; 105; 110$ мм.

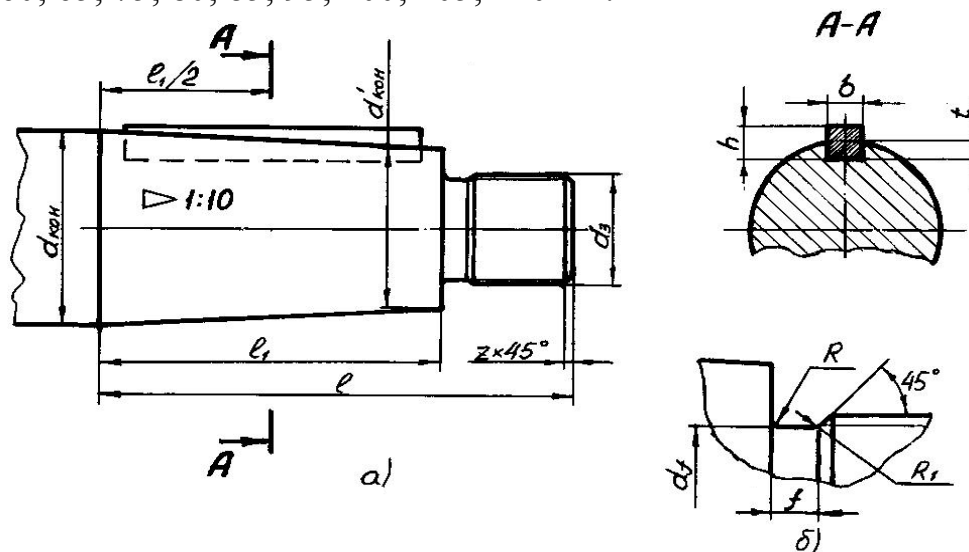


Рис. 7.1.

Выполняем эскиз законцовки, а затем даем обозначение муфты МУВП в зависимости от диаметров d_1 , $d_{\text{эф1}}$ и формы законцовки входного вала.

Например: 1. $d_1 = 48$ мм (цилиндрическая форма) и

$d_{\text{эф1}} = 45$ мм (конусная законцовка):

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

2. $d_1 = 48$ мм (цилиндрическая форма) и $d_{\text{эф1}} = 50$ мм

(цилиндрическая законцовка):

«Муфта 710–48–I.1–50–I.1 ГОСТ 21424–93».

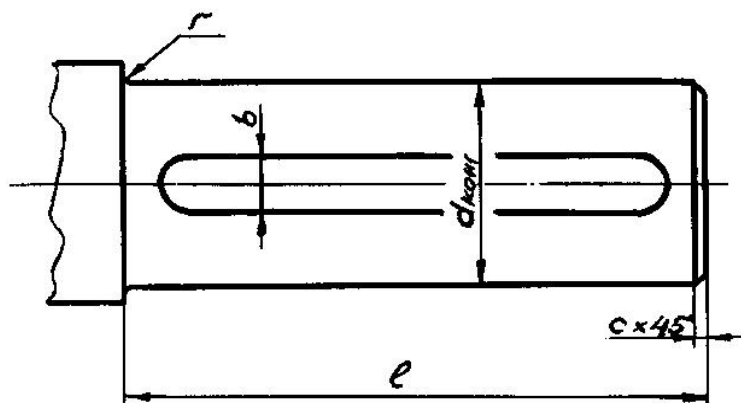


Рис. 7.2

Для конусной законцовки из таблицы 7.2 выписываем следующие данные, мм:
 $d_{\text{эф1}}$; d_3 ; l ; l_1 ; $b \times h$; t .

Таблица 7.2

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

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

2. Диаметр $d'_{\text{эф1}} = d_{\text{эф1}} - l_1 / 10$.

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

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 $d_3 = \text{M}20 \times 1,5$: шаг $P = 1,5$ мм, $d_f = 20 - 2,2 = 17,8$ мм; для $d_3 = \text{M}36 \times 3,0$: шаг $P = 3,0$ мм, $d_f = 36 - 4,5 = 31,5$ мм.

Для законцовки цилиндрической формы из таблицы 7.4 выписываем следующие данные, мм: $d_{\text{эф1}}; l; r; c; b \times h$.

Таблица 7.4.

Размеры, мм				
$d_{\text{эф1}}$	l	r	c	$b \times h$
16;	40	1,0	0,6	5×5
18;19				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.

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

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

$d_{\text{1аф}} = d_{\text{эф1}}$ – для конусной законцовки вала;

$d_{\text{1аф}} = d_{\text{эф1}} + (1 \dots 6)$ мм – для законцовки цилиндрической формы. Значение конструктивной добавки выбираем таким, чтобы величина диаметра $d_{\text{1аф}}$ была кратной 5.

Например: 1. Для цилиндрической законцовки, имеющей $d_{\text{эф1}} = 18$ мм, $d_{\text{1аф}} = 18+2 = 20$ мм. Условное обозначение манжеты типа 1, исполнения 1 (с механически обработанной кромкой) для вала диаметром 20 мм, с наружным диаметром 40 мм из резины 2 группы (на основе бутадиен - нитрилакрилового каучука):

«Манжета 1.1–20×40–2 ГОСТ 8752–79».

2. Для цилиндрической законцовки диаметром $d_{\text{эф1}} = 50$ мм

→ $d_{\text{1аф}} = 50+5 = 55$ мм:

«Манжета 1.1–55×80–2 ГОСТ 8752–79».

По $d_{\text{1аф}}(d)$ выписываем параметры манжеты, выполняем эскиз и указываем обозначение манжеты по ГОСТ.

Следующий участок входного вала по конструктивной схеме №1 выполнен с резьбой.

$d_{\text{двс}}$ – 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:

$d_{\text{двс}}(d) \leq d_{\text{т1а1}}$, где $d_{\text{т1а1}}$ – см. ниже;

$d_1 > d_{\text{1аф}}$, где d_1 – внутренний диаметр резьбы по таблице 7.5.

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.

Таблица 7.5

Размеры, мм				
$d_{\text{вн}}(d)$	$d_{\text{ш}}(d)$	$d_{\text{дв}}(d)$	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

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 M39×1,5–7H.05.05 ГОСТ11871–88»;

«Шайба H.39.01.05 ГОСТ 11872–89».

Параметры паза на валу под язычок стопорной шайбы, мм:

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

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.

$d_{\text{вн}}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника, рекомендуемое значение которого выбираем по таблице 7.5 в зависимости от диаметра $d_{\text{дв}}$.

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:

$$C_r' = 1,4K_E(X\sqrt{F_{r1}^2 + F_r^2} + O \cdot F_{a1})^k \sqrt[3]{92 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_1} \leq C_r, \quad (7.8)$$

где C_r' – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_E = 0,5$ – коэффициент эквивалентности для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения [см. 1, стр. 116, типовой режим IV];

F_{r1}, 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];

$L_n = 7008$ ч – заданный ресурс работы привода в часах (см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1);

n_1 – частота вращения входного вала №1, 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; $F_{r\delta} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}$ – приведенная радиальная нагрузка:

а) если $\frac{F_{a1}}{\sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}} > e$, то принимаем $X = 0,4$, а Y берем из данных роликоподшипника;

б) если $\frac{F_{a1}}{\sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}} \leq e$, 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 (7.8).

2. Для принятой конструкции правой опоры входного вала в соотношении (7.8) допускается вместо C_r одного подшипника принять $C_{r\text{нб}}$ комплекта из двух специально подобранных подшипников легкой или средней серии с углом $\alpha = 12 \dots 16^\circ$. В этом случае $C_{r\text{нб}} = 1,714 C_r$ [см. 1, стр. 118].

Для выбранного роликоподшипника выполняем эскиз, указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные: $d; D; T_{i \text{ à } a}; B; C; r_1; r_2; C_r; C_{0r}; \dot{a}; \dot{O}; \dot{O}_0$. 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 $d_{i \text{ à } 1}(d) = 40$ мм:

«Подшипник 7208А 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.

$d_{\text{à } \delta 1}$ – диаметр буртика справа и слева от червяка, для которого должно выдерживаться следующее соотношение:

$$d_{f1-\delta} > d_{\text{áóó1}} \geq d_{\text{ííá1}} + 3r_1, \quad (7.9)$$

где $d_{f1-\delta}$ – диаметр впадин витков червяка (см. раздел 7.1.1);

r_1 – параметр роликоподшипника (см. выше).

Значение $d_{\text{áóó1}}$ выбираем так, чтобы оно было ближе к правой части соотношения (7.9) и было кратным 2 или 5.

Примечание. В случае, если $d_{f1-\delta} < d_{\text{ííá1}} + 3r_1$, то длину буртика следует разбить на два участка: участок, граничащий с червяком, выполняем диаметром $d'_{\text{áóó1}} = d_{f1-\delta} - 2\dot{\text{í}}\dot{\text{í}}$, 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 $d_{\text{áóó1}} \geq d_{\text{ííá1}} + 3r_1$.

Допускается выполнить буртик диаметром, удовлетворяющим только правой части соотношения (7.9), но разрешить при этом на поверхности буртика следы выхода инструмента для обработки витков червяка [см. 1, рис. 5.20, в].

ПОСТРОЕНИЕ КОНИЧЕСКОГО РОЛИКОПОДШИПНИКА.

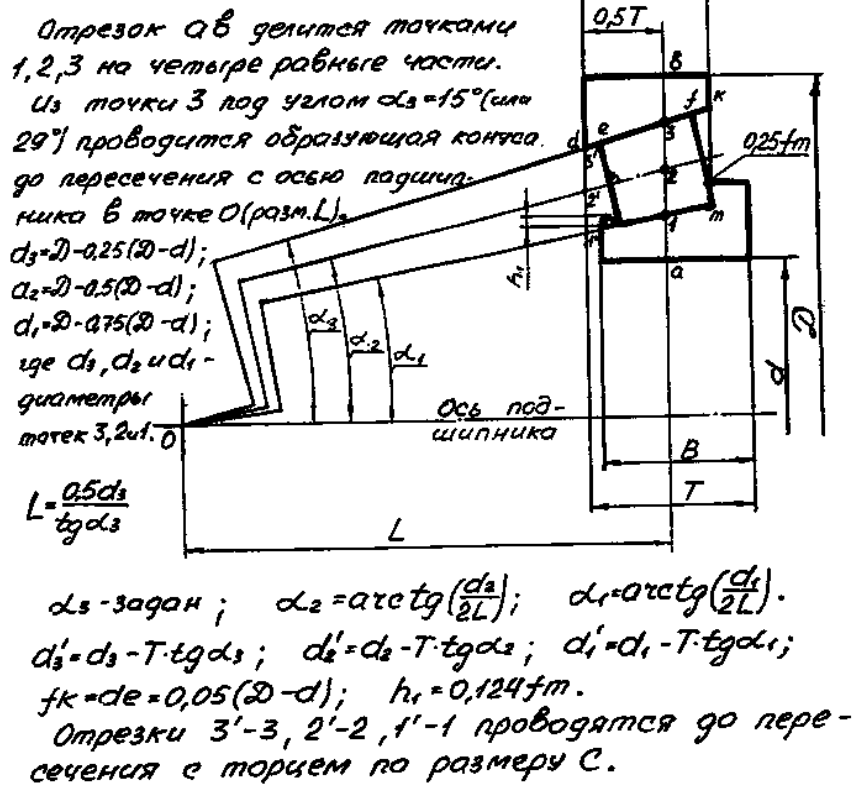


Рис. 7.3

$l_{\text{áóó1}\dot{\text{í}}\dot{\text{í}}}$ – длина буртика справа от червяка, т.е. расстояние от торца нарезанной части червяка до торца внутреннего кольца роликоподшипника (торца буртика), мм:

$$l_{\text{á}\delta\text{л}\text{т}\delta} = K_{\text{02}} + (\delta_1)_1 + (T)_1 - (B)_1 - \frac{b_{1-\delta}}{2}, \quad (7.10)$$

где $(T)_1$ и $(B)_1$ – параметры роликподшипника (см. выше данные подшипника, размеры $T_{\text{тá}\delta}$ и B);

$b_{1-\delta}$ – длина нарезанной части червяка (см. раздел 7.1.1);

$(\delta_1)_1$ – толщина буртика стакана, в котором установлены два роликподшипника правой опоры входного вала (см. рис. 7.4, параметр δ_1);

K_{02} – расстояние от плоскости симметрии червячной передачи до торца прилива на корпусе редуктора, в отверстие которого запрессован стакан с двумя роликподшипниками (см. конструктивную схему №1), мм:

$$K_{\text{02}} = \sqrt{\tilde{A}^2 - K_{\text{01}}^2}. \quad (7.11)$$

Здесь Γ – расстояние от оси червячного колеса до прилива на корпусе (гипотенуза прямоугольного треугольника с катетами K_{02} и K_{01}), мм:

$$\Gamma = \frac{d_{ae2чp}}{2} + A, \quad (7.12)$$

где $d_{ae2чp}$ – диаметр червячного колеса наибольший (см. раздел 7.1.1);

\tilde{A} – радиальный зазор (см. раздел 7.1.2).

K_{01} – расстояние от плоскости разъема корпуса редуктора до поверхности прилива по диаметру, мм:

$$K_{\text{01}} = a_{w-\delta} - \frac{(\ddot{A}_2)_{\text{т}\delta}}{2}, \quad (7.13)$$

где $a_{w-\delta}$ – межосевое расстояние червячной передачи (см. раздел 7.1.1).

$(\ddot{A}_2)_{\text{т}\delta}$ – диаметр прилива, приравниваемый наружному диаметру крышки подшипникового узла [см. 3, стр. 68, параметр \ddot{A}_2]. Значение параметра \ddot{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 7.6:

Таблица 7.6

Наружный диаметр подшипника D , мм	50...62	63...95	100...145
Толщина стенки стакана δ , мм	5...7	7...9	9...11

$$D_a = D + 2\delta. \quad (7.14)$$

Значение δ из рекомендуемого таблицей 7.6 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 $\ddot{A}_a = 85 + 2 \cdot 7,5 = 100$ мм. Принимаем \ddot{A}_a за наружный диаметр условного подшипника $D = 100$ мм и

для него по справочнику [3, стр. 70] находим параметры \ddot{A}_1 и \ddot{A}_2 : $\ddot{A}_1 = 120$ мм; $\ddot{A}_2 = 145$ мм. Таким образом, по конструктивной схеме №1: $(\ddot{A}_1)_{\text{н}\delta} = \ddot{A}_1 = 120$ мм; $(\ddot{A}_2)_{\text{н}\delta} = \ddot{A}_2 = 145$ мм.

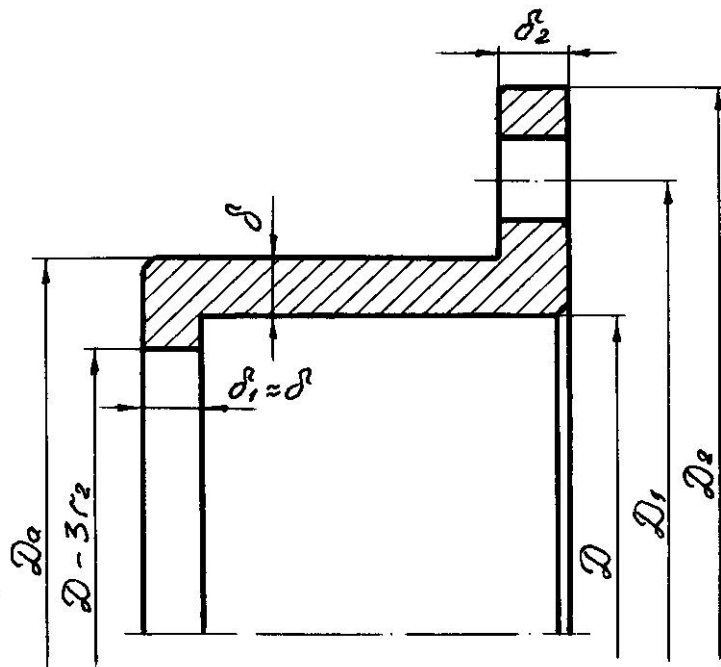


Рис. 7.4. Стакан

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 (7.13), (7.12) и (7.11) вычисляем значения K_{01} , Γ и K_{02} . Значение K_{02} округляем в большую сторону до целого числа, после чего по формуле (7.10) вычисляем длину буртика $l_{\text{б}\delta\text{н}\delta}$.

По диаметру $d_{\text{н}\delta\text{н}\delta}(d)$ для левой опоры входного вала производим выбор радиального однорядного шарикоподшипника ГОСТ 8338–75 [см.1, таблица 24.10, стр. 459] такой же серии, что и для роликоподшипников правой опоры. Для шарикоподшипника проверяем выполнение соотношения:

$$C'_r = 1,4K_E \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2} \sqrt[3]{80 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_1} \leq C_r, \quad (7.15)$$

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

C_r – динамическая грузоподъемность шарикоподшипника, Н;

для расшифровки параметров K_E ; F_{t1} ; F_r ; L_h и n_1 – см. пояснения к формуле (7.8).

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

Примечание. Пример обозначения подшипника серии диаметров 2 (легкой серии) при $d_{\text{н}\delta\text{н}\delta}(d) = 40$ мм:

«Подшипник 208 ГОСТ 8338–75».

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

$$l_{\text{бурт.лев}} = K'_{\text{T2}} + (4...5) - \frac{b_{1:\delta}}{2}, \quad (7.16)$$

где $b_{1:\delta}$ – см. формулу (7.10) или раздел 7.1.1;

(4...5)мм – рекомендуемый размер установки шарикоподшипника относительно корпуса.

K'_{T2} – расстояние от плоскости симметрии червячной передачи до поверхности прилива на корпусе редуктора, в котором установлен подшипник левой опоры, мм:

$$K'_{\text{T2}} = \sqrt{\tilde{A}^2 - (K'_{\text{T1}})^2}, \quad (7.17)$$

где \tilde{A} – см. формулу (7.12).

K'_{T1} – расстояние от плоскости разъема корпуса редуктора до поверхности прилива левой опоры, мм:

$$K'_{\text{T1}} = a_{w:\delta} - \frac{(\ddot{A}_2)_{\text{лев}}}{2}, \quad (7.18)$$

где $a_{w:\delta}$ – см. раздел 7.1.1;

$(\ddot{A}_2)_{\text{лев}}$ – диаметр прилива, приравниваемый наружному диаметру крышки подшипникового узла [см. 3, стр. 66, 67 параметр D_2]. Значение параметра D_2 определяем по величине наружного диаметра шарикоподшипника D .

Например: $D = 85$ мм. По справочнику [3, стр. 67] находим

для $D = 85$ мм параметр $D_2 = 120$ мм.

По формулам (7.18) и (7.17) вычисляем значения K'_{O1} и K'_{O2} . Значение K'_{O2} округляем в большую сторону до целого числа, после чего по формуле (7.16) вычисляем длину буртика $l_{\text{бурт.лев}}$.

Примечание. Значение конструктивной добавки (4...5)мм в формуле (7.16) следует выбрать так, чтобы величина $l_{\text{бурт.лев}}$ получилась целым числом.

Посадки, применяемые при установке входного вала:

- посадка внутреннего кольца подшипника на вал – $\phi 45k6$ (для $d_{\text{вал}} = 45$ 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 под правую опору – $\phi 100 \frac{H7}{j_6}$ (для $D_a = 100$ мм).

7.3. Конструкция промежуточного вала (индекс 2)

Конструктивно промежуточный вал состоит из участков под опорные подшипники, участка под червячное колесо и участка под шестерню зубчатой передачи (см. конструктивную схему №1, разрез А-А).

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

$d_{i\ddot{a}2}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника, мм:

$$d_{i\ddot{a}2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.19)$$

где T_2 – вращающий момент на валу №2, $\text{Н} \cdot \text{м}$ (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1);

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

Значение $d_{i\ddot{a}2}$ округляем в большую сторону до ближайшей величины, кратной 5.

По диаметру $d_{i\ddot{a}2}(d)$ производим выбор конического роликоподшипника ГОСТ 27365–87 серии диаметров 2 (легкой серии) или серии диаметров 3 (средней серии) [см. 1, таблица 24.16, стр. 265]. Для выбора серии руководствуемся следующей рекомендацией:

$$C'_r = 1,4 K_A \cdot \left(\tilde{O} \cdot F_{\Sigma(t+r)} + \acute{O} \cdot F_{\Sigma a} \right) \sqrt[k]{92 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_2} \leq C_r, \quad (7.20)$$

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

$K_A = 0,5$, $k = 10/3$ и $L_h = 7008$ ч. – см. расшифровку параметров формулы (7.8);

n_2 – частота вращения промежуточного вала №2 (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

$F_{\Sigma(t+r)}$ – суммарная радиальная нагрузка червячной и зубчатой передач, Н:

$$F_{\Sigma(t+r)} = \left| \sqrt{F_{t2}^2 + F_r^2} - \sqrt{F_{t\acute{a}}^2 + F_{r\acute{a}}^2} \right|. \quad (7.21)$$

$F_{\Sigma a}$ – суммарная осевая нагрузка передач, Н:

$$F_{\Sigma a} = F_{a2} + F_{a3\acute{b}}, \quad (7.22)$$

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

$F_{t3\acute{b}}$, $F_{r3\acute{b}}$ и $F_{a3\acute{b}}$ – окружная, радиальная и осевая силы в зубчатой передаче, Н (см. раздел 2.12, глава 2, книга 1);

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, значения 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); $F_a = F_{\Sigma a}$; $F_{r\delta} = F_{\Sigma(t+r)}$:

а) если $\frac{F_{\Sigma a}}{F_{\Sigma(t+r)}} > e$, то принимаем $X = 0,4$, а Y берем из данных

роликоподшипника;

б) если $\frac{F_{\Sigma a}}{F_{\Sigma(t+r)}} \leq e$, то принимаем $X = 1$ и $Y = 0$.

Примечание. Параметры подшипника e , O и C_r берем сначала для подшипника легкой, а затем средней серии с углом контакта $\alpha = 12...16^\circ$, последовательно добиваясь выполнения соотношения (7.20).

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

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

2. Пример обозначения роликоподшипника серии диаметров 3 (средней серии) при $d_{i\delta 2}(d) = 55$ мм:

«Подшипник 7311А ГОСТ 27365–87».

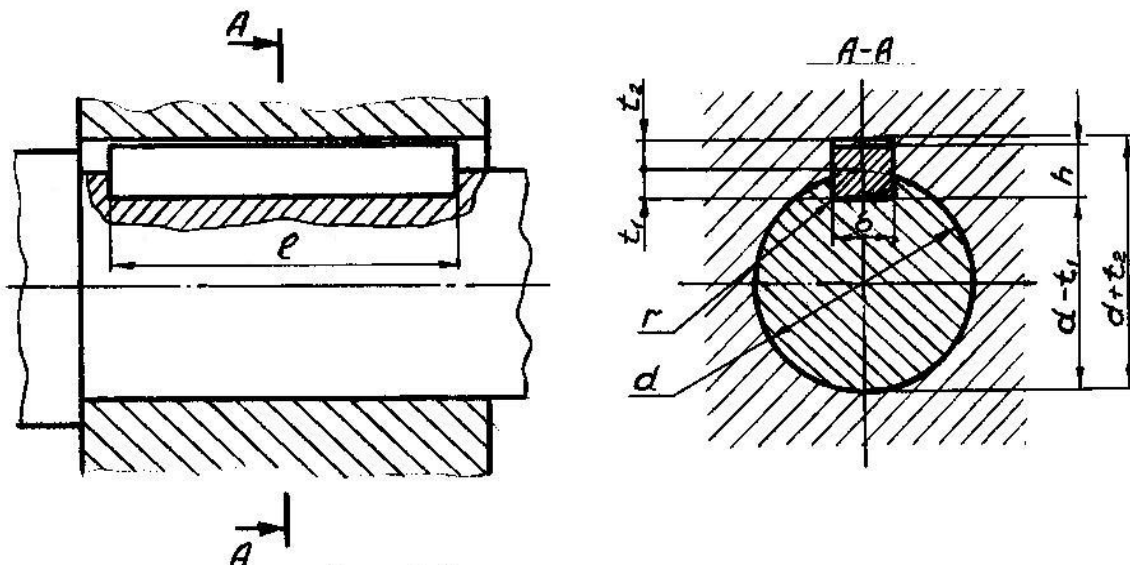


Рис. 7.5

По конструктивной схеме №1 внутреннее кольцо роликоподшипника через распорную втулку поджимает ступицу червячного колеса к буртику на валу с

диаметром $d_{\text{в602}}$ (см. ниже). Вращающий момент от червячного колеса передается валу с помощью шпоночного соединения (см. рис. 7.5).

$d_{\text{в}\delta}$ – диаметр вала под червячное колесо, мм:

$$d_{\text{в}\delta} = d_{\text{в602}} + (5 \dots 10), \quad (7.23)$$

Примечание. Конструктивную добавку (5...10) мм следует выбрать так, чтобы значение $d_{\text{в}\delta}$ получилось кратным 2 или 5.

Для диаметра $d_{\text{в}\delta}$ 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:

$$l_{\delta} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_{\text{см}} \cdot d_{\text{в}\delta} \cdot (h - t_1)}, \quad (7.24)$$

где T_2 – см. расшифровку формулы (7.19);

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

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

Находим длину шпонки, мм:

$$l_{\text{ш}} = l_{\delta} + b. \quad (7.25)$$

Таблица 7.7.

Размеры, мм						
Диаметр вала $d_{\text{к}}(d)$	Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз				Допус- каемая 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			50...200
» 65 » 75	20×12	7,5	4,9	0,6	0,4	56...220
» 75 » 85	22×14	9,0	5,4			63...250
» 85 » 95	25×14	9,0	5,4			70...280
» 95 » 110	28×16	10,0	6,4			80...320
» 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 ... мм.
Обозначение шпонки, имеющей $b=16$ мм, $h=10$ мм,
 $l_{\phi}(l) = 63$ мм: «Шпонка 16×10×63 ГОСТ 23360 –78».

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

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

$l_{\text{н}0:\delta}$ – длина ступицы червячного колеса, мм:

$$l_{\text{н}0:\delta} = l_{\phi}(l) + 10, \quad (7.26)$$

где $l_{\phi}(l)$ – принятое (стандартное) значение длины шпонки, при этом для $l_{\text{стчр}}$ должны быть выдержаны соотношения (7.1), рекомендуемые в разделе 7.1.1: $l_{\text{н}0:\delta} > b_{2:\delta}$ и $l_{\text{н}0:\delta} = (0,8 \dots 1,5) d_{\hat{\epsilon}:\delta}$.

$d_{\text{н}0:\delta}$ – диаметр ступицы червячного колеса, мм:

$$d_{\text{н}0:\delta} = (1,5 \dots 1,55) d_{\hat{\epsilon}:\delta}, \quad (7.27)$$

при этом бóльшие значения для шпоночного соединения колеса с валом.

Примечание. Величина $d_{\text{н}0:\delta}$ должна быть кратной 2 или 5

(см. пример в разделе 7.1.1).

Остальные элементы червячных колес принимаем по рис.

5.17 [см. 1, стр. 77].

Далее на валу между червячным колесом и шестерней следует участок буртика, который служит упором для червячного колеса.

$d_{\hat{\alpha}0\delta 2}$ – диаметр буртика, мм:

$$d_{\hat{\alpha}0\delta 2} = d_{\hat{\epsilon}:\delta} + (8 \dots 10). \quad (7.28)$$

Для $d_{\hat{\alpha}0\delta 2}$ возможны два варианта значений:

а) $d_{\hat{\alpha}0\delta 2} < d_{f1\hat{\alpha}}$, где $d_{f1\hat{\alpha}}$ – диаметр впадин зубьев шестерни (см. раздел 7.1.2). В этом случае нарезание зубьев шестерни происходит со свободным входом и выходом инструмента [см. 1, раздел 5.5, рис. 5.14, б]. Диаметр $d_{\hat{\alpha}0\delta 2}$ принимается кратным 2 или 5;

б) $d_{a1\hat{\alpha}} \geq d_{\hat{\alpha}0\delta 2} > d_{f1\hat{\alpha}}$, где $d_{a1\hat{\alpha}}$ – диаметр вершин зубьев шестерни (см. раздел 7.1.2). В этом случае зубья нарезают на поверхности вала. Выход фрезы определяют графически по ее наружному диаметру \hat{A}_0 [см. 1, раздел 5.5, рис. 5.15, а, б].

$l_{\acute{a}\ddot{o}\delta 2}$ – длина буртика между шестерней и червячным колесом, мм:

$$l_{\acute{a}\ddot{o}\delta 2} = B_{\grave{n}\grave{e}i} - \frac{b_{2\ddot{z}\delta}}{2} - \frac{b_{1\acute{c}\acute{a}}}{2}, \quad (7.29)$$

где $b_{2\ddot{z}\delta}$ – ширина зубчатого венца червячного колеса (см. раздел 7.1.1);

$b_{1\acute{c}\acute{a}}$ – ширина зубчатого венца шестерни (см. раздел 7.1.2).

$B_{\grave{n}\grave{e}i}$ – расстояние между плоскостями симметрии червячной и зубчатой передач, мм:

$$B_{\grave{n}\grave{e}i} = \frac{b_{2\acute{c}\acute{a}}}{2} + \dot{A}_2 + \frac{(\ddot{A}_2)_{1\grave{e}\acute{a}\acute{a}}}{2}, \quad (7.30)$$

где $b_{2\acute{c}\acute{a}}$ – ширина зубчатого венца зубчатого колеса (см. раздел 7.1.2);

\dot{A}_2 – торцовый зазор между зубьями зубчатого колеса и элементами корпуса редуктора (там же).

$(\ddot{A}_2)_{1\grave{e}\acute{a}\acute{a}}$ – диаметр прилива на корпусе для левого подшипникового узла входного вала (см. раздел 7.2, расшифровка формулы 7.18).

Конструкция участка вала, связанная с расположением шестерни, может быть выполнена в двух вариантах:

а) вал и шестерня изготовлены отдельно. Такая конструкция возможна, если выполняется условие:

$$d_{f1\acute{c}\acute{a}} \geq 1,55d_{\grave{r}1\grave{a}2}. \quad (7.31)$$

Для соединения вала и шестерни рекомендуется применить зубчатое (шлицевое) соединение с прямобочными зубьями по ГОСТ 1139–80 легкой или средней серии, при этом внутренний диаметр соединения:

$d \geq d_{\grave{r}1\grave{a}2}$. Расчет соединения на прочность производим по методике § 6.7 [2, формулы (6.6) и (6.7)];

б) шестерня изготовлена заодно с валом, что возможно при выполнении одного из следующих условий:

$$d_{f1\acute{c}\acute{a}} < 1,55d_{\grave{r}1\grave{a}2} \text{ или } d_{a1\acute{c}\acute{a}} \leq 74 \text{ мм.} \quad (7.32)$$

При выборе варианта б) изготовления шестерни определяем длину буртика диаметром $d_{\acute{a}\ddot{o}\delta 2}$ между шестерней и подшипником, мм:

$$l'_{\acute{a}\ddot{o}\delta 2} = A_1 + l_{\grave{r}\delta} - (h)_2 - (T)_2, \quad (7.33)$$

где A_1 – торцовый зазор между зубьями шестерни и внутренней поверхностью боковой стенки корпуса (см. раздел 7.1.2);

$l_{\grave{r}\delta}$ – высота прилива на корпусе редуктора и крышке корпуса для гнезда подшипника (см. раздел 7.4);

$(h)_2$ – высота выступа крышки подшипникового узла на валу № 2 (см. раздел 7.5);

$(T)_2$ – параметр роликоподшипника $T_{\text{и́а́а́}}$ (см. выше).

Посадки, применяемые при установке промежуточного вала:

- посадки внутреннего и наружного колец подшипников на ответные детали аналогичны указанным в разделе 7.2;
- посадка червячного колеса на вал – $\phi 60 \frac{H7}{n6}$ (для $d_{\text{э-д}} = 60\text{мм}$);
- посадка шпонки в паз вала – $18 \frac{N9}{h9}$ (для $b = 18\text{мм}$);
- посадка шпонки в паз ступицы червячного колеса – $18 \frac{J_s 9}{h9}$.

7.4. Конструкция выходного вала (индекс 3)

На законцовке выходного вала устанавливается муфта кулачково-дисковая (МКД) ГОСТ 20720–93. Предварительно оцениваем диаметр законцовки вала из расчета только на кручение.

$d_{\text{э́и́3}}$ – диаметр концевой части вала, мм:

$$d_{\text{э́и́3}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T'_3}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.34)$$

где T'_3 – вращающий 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.

Значение $d_{\text{э́и́3}}$ округляем в большую сторону до ближайшей величины, кратной 5.

Форму законцовки рекомендуется выбрать цилиндрической (рис. 7.2; основной вариант на конструктивной схеме № 1) для диаметров $d_{\text{э́и́3}} = 50; 60; 65; 75; 80; 85; 95; 100; 105; 110$ мм или конусной (рис. 7.1, а; вариант Г на конструктивной схеме № 1) для диаметров $d_{\text{э́и́3}} = 45; 55; 70; 90$ мм.

Для законцовки цилиндрической формы из таблицы 7.4 выписываем следующие данные, мм: $d_{\text{э́и́3}}; l; r; c; b \times h$.

Для конусной законцовки из таблицы 7.2 выписываем параметры, мм: $d_{\text{э́и́3}}; d_3; l; l_1; b \times h; t$.

Проточка резьбы конусной законцовки должна быть выполнена по рис. 7.1, б. Из таблицы 7.3 для нее должны быть выписаны следующие данные: f, R, R_1, d_f, z .

Выполняем эскиз законцовки, а затем указываем обозначение муфты МКД в зависимости от диаметра $d_{\text{э́и́3}}$ и формы законцовки выходного вала.

Номинальный крутящий момент T_i и допускаемое радиальное смещение Δ соединяемых муфтой валов в зависимости от диаметра $d_{\text{эф}13}$ – см. таблицу 7.8.

Таблица 7.8.

$T_H, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\Delta, \text{мм}$	$d_{\text{кон}}, \text{мм}$	$T_H, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\Delta, \text{мм}$	$d_{\text{кон}}, \text{мм}$
400	0,5	40, 45, 50	2500	0,9	70,75,80,85,90,95,100
630	0,5	45, 50, 55, 60	4000	0,9	80,85,90,95,100,105,110
1000	0,65	50, 55, 60, 65, 70	6300	0,9	100,105,110,120,125,130,140
1600	0,75	60, 65, 70, 75, 80, 85	10000	0,9	110,120,125,130,140

Примечание. При выборе муфты МКД необходимо, чтобы выдерживалось соотношение: $T_i \geq T'_3$, где T'_3 – вращающий момент на выходном валу (см. формулу 7.34). При этом обозначение муфты в зависимости от $d_{\text{эф}13}$ и формы законцовки должно быть: а) $T'_3 = 3835 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d_{\text{эф}13} = 90 \text{ мм}$, законцовка конусная: «Муфта кулачково-дисковая 4000–90–1.2–У3 ГОСТ 20720–93»; б) $T'_3 = 3311 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d_{\text{эф}13} = 85 \text{ мм}$, законцовка цилиндрическая: «Муфта кулачково-дисковая 4000–85–1.1–У3 ГОСТ 20720–93».

Для герметизации концевой части выходного вала в крышке подшипникового узла выполнена канавка, в которую устанавливается уплотнительное сальниковое кольцо (сальник)[см. 3, стр. 94].

$d_{\text{н}а\text{э}}$ – диаметр вала под сальник, мм:

$d_{\text{н}а\text{э}} = d_{\text{эф}13} + 5$ – для цилиндрической законцовки;

$d_{\text{н}а\text{э}} = d_{\text{эф}13}$ – для конусной законцовки вала.

На следующем участке расположен опорный подшипник выходного вала.

$d_{\text{и}1\text{а}3}$ – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника, мм:

$d_{\text{и}1\text{а}3} = d_{\text{н}а\text{э}}$.

По диаметру $d_{\text{и}1\text{а}3}$ (d) производим выбор конического роликоподшипника ГОСТ 27365–87 [см. 1, таблица 24.16, стр. 465], если зубчатое колесо косозубое ($F_{\text{а}с\text{а}} \neq 0$), или радиального однорядного шарикоподшипника ГОСТ 8338–75 [см. 1, таблица 24.10, стр. 459], если зубчатое колесо прямозубое ($F_{\text{а}с\text{а}} = 0$). В зависимости от динамической нагрузки подшипники могут быть легкой или средней серии (серии диаметров 2 или серии диаметров 3). При выборе серии подшипника руководствуемся следующими рекомендациями:

7.4.1. Для роликоподшипника

$$C_r' = 1,4K_E \left(X \sqrt{F_{\text{т}с\text{а}}^2 + F_{\text{р}с\text{а}}^2} + O \cdot F_{\text{а}с\text{а}} \right) \sqrt[3]{92 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n_3'} \leq C_r, \quad (7.35)$$

где C_r' – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_E = 0,5$, $k = 10/3$ и $L_h = 7008 \text{ ч.}$ – см. расшифровку параметров формулы (7.8);

$F_{t\acute{c}\acute{a}}, F_{r\acute{c}\acute{a}}$ и $F_{a\acute{c}\acute{a}}$ – окружная, радиальная и осевая силы в зубчатом зацеплении, Н (см. раздел 2.12, глава 2, книга 1 или расшифровку формул 7.21 и 7.22);

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, Н [см. 1, таблица 24.16, стр. 465];

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, значения которых находим в зависимости от величины отношения $F_a/V \cdot F_{r\text{гр}}$ по сравнению с коэффициентом осевого нагружения e . Здесь $V=1$ (вращается внутреннее кольцо); $F_a = F_{a\acute{c}\acute{a}}$ – осевая нагрузка в зубчатом зацеплении; $F_{r\text{и}\delta} = \sqrt{F_{t\acute{c}\acute{a}}^2 + F_{r\acute{c}\acute{a}}^2}$ – приведенная радиальная нагрузка:

а) если $\frac{F_{a\acute{c}\acute{a}}}{\sqrt{F_{t\acute{c}\acute{a}}^2 + F_{r\acute{c}\acute{a}}^2}} > e$, то принимаем $X=0,4$, а Y берем из данных

роликоподшипника;

б) если $\frac{F_{a\acute{c}\acute{a}}}{\sqrt{F_{t\acute{c}\acute{a}}^2 + F_{r\acute{c}\acute{a}}^2}} \leq e$, то принимаем $X=1$ и $Y=0$.

7.4.2. Для шарикоподшипника

$$C_r' = 1,4K_E \sqrt{F_{t\acute{c}\acute{a}}^2 + F_{r\acute{c}\acute{a}}^2} \sqrt[3]{80 \cdot 10^{-6} \cdot L_h \cdot n'_3} \leq C_r, \quad (7.36)$$

где C_r' – динамическая нагрузка на подшипник, Н;

$K_A = 0,5$; $L_h = 7008$ ч.; $F_{t\text{зб}}$ и $F_{r\text{зб}}$, n'_3 – см. расшифровку параметров формулы (7.35);

C_r – динамическая грузоподъемность шарикоподшипника, Н [см. 1, таблица 24.10, стр. 459].

Примечание. При расчетах по формулам (7.35) или (7.36) сначала проверяется грузоподъемность подшипника легкой серии, и только при невыполнении соотношения берется подшипник средней серии.

Для выбранных по разделам 7.4.1 или 7.4.2 подшипников указываем обозначение по ГОСТ и выписываем следующие данные:

для роликоподшипника – $d; \ddot{A}; \dot{O}_{i\grave{a}\grave{e}\grave{a}}; B; C; r_1; r_2; C_r; C_{0r}; e; \acute{O}; \acute{O}_0$;

для шарикоподшипника – $d; \ddot{A}; B; r; \ddot{A}_\phi; C_r; C_{0r}$.

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

Примечания: 1. Размеры fm и h_1 на рис. 7.3 определяем при построении роликоподшипника на чертеже.

2. Примеры обозначения подшипника серии диаметров 2 (легкая серия) при $d_{\text{под3}}(d) = 90$ мм:

- роликоподшипник – «Подшипник 7218А ГОСТ 27365–87»;

- шарикоподшипник – «Подшипник 218 ГОСТ 8338–75».

По конструктивной схеме №1 внутреннее кольцо роликоподшипника (или шарикоподшипника) через распорную втулку поджимает ступицу зубчатого колеса к буртику на валу с диаметром $d_{\text{в}}^{\text{в}} (см. ниже)$. Вращающий момент от зубчатого колеса передается валу с помощью шпоночного соединения (см. рис. 7.5).

$d_{\text{в}}^{\text{в}}$ – диаметр вала под зубчатое колесо, мм:

$$d_{\text{в}}^{\text{в}} = d_{\text{в}}^{\text{в}} + (5...15), \quad (7.37)$$

при этом конструктивная добавка (5...15) мм варьируется в зависимости от значения $d_{\text{в}}^{\text{в}}$:

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

Примечание. Желательно, чтобы значение $d_{\text{в}}^{\text{в}}$ было кратным 2 или 5.

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

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

$$l_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot T_3' \cdot 10^3}{[\sigma]_{\text{см}} \cdot d_{\text{в}}^{\text{в}} \cdot (h - t_1)}, \quad (7.38)$$

где T_3' – см. расшифровку формулы (7.34);

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

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

По формуле (7.25) находим длину шпонки, мм: $l_{\text{ш}} = l_p + b$.

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

Конструктивная схема зубчатого колеса представлена на рис. 7.6, а также на конструктивной схеме №1. Подробнее конструкцию цилиндрических зубчатых колес см. в учебном пособии [1, раздел 5.1].

$l_{\text{ш}}^{\text{ш}}$ – длина ступицы зубчатого колеса, мм:

$$l_{\text{ш}}^{\text{ш}} = l_{\text{ш}}(l) + 10, \quad (7.39)$$

где $l_{\text{ш}}(l)$ – принятое (стандартное) значение длины шпонки. При этом для

$l_{\text{ш}}^{\text{ш}}$ должны быть выдержаны соотношения (7.3), рекомендуемые в разделе 7.1.2: $l_{\text{ш}}^{\text{ш}} > b_{2\text{ш}}^{\text{ш}}$ и $l_{\text{ш}}^{\text{ш}} = (0,8...1,5)d_{\text{в}}^{\text{в}}$. В случае, если $l_{\text{ш}}^{\text{ш}}$ не

входит в диапазон $(0,8 \dots 1,5) d_{\text{эсá}}$, необходимо увеличить диаметр $d_{\text{эсá}}$ на $(5 \dots 8)$ мм, заново определить параметры шпонки $(b; h; t_1; t_2; r)$, по формуле (7.38) рассчитать рабочую длину шпонки l_p , принять (при необходимости) новое стандартное значение длины шпонки l_ϕ (l) и заново рассчитать длину ступицы $l_{\text{пóсá}}$ по формуле (7.39), добиваясь выполнения соотношений (7.3).

$d_{\text{пóсá}}$ – диаметр ступицы зубчатого колеса, мм:

$$d_{\text{пóсá}} = (1,5 \dots 1,55) d_{\text{эсá}}, \quad (7.40)$$

при этом бóльшие значения – для шпоночного соединения колеса с валом (меньшие значения принимаются в случае применения шлицевого соединения).

Примечание. Значение $d_{\text{пóсá}}$ округляем до величины, кратной 2 или 5 (см. пример в разделе 7.1.1).

Ширину S торцов зубчатого венца (см. рис. 7.6) принимаем, мм:

$$S = 2,2m_{\text{сá}} + 0,05b_{2\text{сá}}, \quad (7.41)$$

где $m_{\text{сá}}$ и $b_{2\text{сá}}$ – см. раздел 7.1.2.

Толщина диска, мм: $\tilde{N} \approx 0,5(S + S_{\text{пó}}) \geq 0,25b_{2\text{сá}}$, (7.42)

где $S_{\text{пó}} = 0,5(d_{\text{пóсá}} - d_{\text{эсá}})$. (7.43)

В случае, если соотношение (7.42) не выдерживается, допускается принимать: $\tilde{N} = (0,25 \dots 0,3)b_{2\text{сá}}$, (7.44)

при этом значение C округляется до величины, кратной 2 или 5.

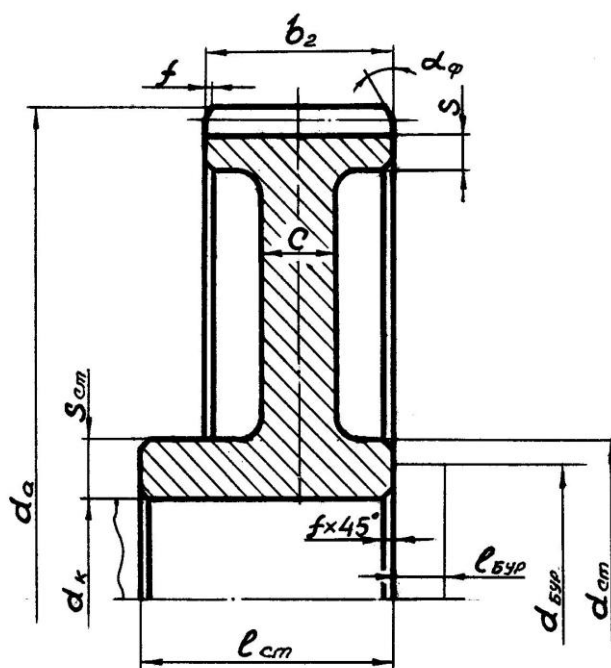


Рис. 7.6

На торцах зубчатого венца (зубьях и углах обода) выполняют фаски: $f = (0,5...0,6)m_{\text{сá}}$, которые округляют до стандартного значения по таблице 7.9.

Таблица 7.9

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

На прямозубых зубчатых колесах фаску выполняют под углом $\alpha_0 = 45^\circ$, на косозубых колесах при твердости менее 350 НВ – под углом $\alpha_0 = 45^\circ$, а при более высокой твердости – $\alpha_0 = 15...20^\circ$.

Острые кромки на торцах ступицы также притупляют фасками, размеры которых принимают по таблице 7.9 в зависимости от диаметра вала под зубчатое колесо $d_{\text{еcá}}$.

$d_{\text{аóóз}}$ – диаметр буртика для упора зубчатого колеса, мм:

$$d_{\text{аóóз}} = d_{\text{еcá}} + (6...13), \quad (7.45)$$

при этом минимальные значения конструктивной добавки – для $d_{\text{еcá}} \leq 65$ мм, средние значения – для $d_{\text{кзб}} = (70...90)$ мм, максимальные – для $d_{\text{еcá}} \geq 95$ мм.

Для определения длины буртика $l_{\text{аóóз}}$ находим расстояние между боковыми внутренними стенками корпуса редуктора $B_{\text{аí}}$, мм:

$$B_{\text{аí}} = 2\dot{A}_1 + b_{1\text{сá}} + l_{\text{нó:ò}} + l_{\text{аóó2}}, \quad (7.46)$$

где \dot{A}_1 – торцовый зазор (см. раздел 7.1.2);

$b_{1\text{сá}}$ – ширина зубчатого венца шестерни (там же);

$l_{\text{нó:ò}}$ – длина ступицы червячного колеса (см. раздел 7.3, формула 7.26);

$l_{\text{аóó2}}$ – длина буртика промежуточного вала (см. раздел 7.3, формула 7.29).

$l_{\text{аóóз}}$ – длина буртика между торцом ступицы зубчатого колеса и торцом внутреннего кольца подшипника, мм:

а) для роликоподшипника

$$l_{\text{аóóз}} = B_{\text{аí}} + l_{1\text{ò}} - \dot{A}_2 - l_{\text{нócá}} - (h)_3 - (\dot{O})_3; \quad (7.47)$$

б) для шарикоподшипника

$$l_{\text{аóóз}} = B_{\text{аí}} + l_{1\text{ò}} - \dot{A}_2 - l_{\text{нócá}} - (h)_3 - (B)_3, \quad (7.48)$$

где $B_{\text{аí}}$ – см. формулу (7.46);

\dot{A}_2 – торцовый зазор (см. раздел 7.1.2);

$l_{\text{нócá}}$ – длина ступицы зубчатого колеса (см. формулу 7.39);

$(h)_3$ – высота выступа крышки подшипникового узла на выходном валу (см. раздел 7.5, поз. 4, параметр h);

$(\dot{O})_3$ – параметр роликоподшипника (см. выше данные подшипника, размер $\dot{O}_{\text{факт}}$);

$(B)_3$ – параметр шарикоподшипника (см. выше данные подшипника, размер B).

$l_{\text{пр}}$ – высота прилива на корпусе редуктора и крышке корпуса для гнезда подшипникового узла, мм:

а) для роликоподшипника

$$l_{\text{пр}} = K_2 + \delta \geq (h)_3 + (\dot{O})_3; \quad (7.49)$$

б) для шарикоподшипника

$$l_{\text{пр}} = K_2 + \delta \geq (h)_3 + (B)_3, \quad (7.50)$$

где δ – толщина стенки корпуса редуктора (см. раздел 7.6);

$(h)_3, (\dot{O})_3$ и $(B)_3$ – см. выше.

K_2 – рекомендуемое расстояние от поверхности прилива под подшипниковый узел до наружной поверхности корпуса редуктора в зоне расположения болта d_2 крепления крышки редуктора к корпусу: $K_2 = 33$ мм для $d_2 = \text{M12}$; $K_2 = 39$ мм для $d_2 = \text{M16}$; $K_2 = 48$ мм для $d_2 = \text{M20}$. Величина диаметра резьбы болта d_2 определяется в разделе 7.6.

$l_{\text{втул}}$ – длина распорной втулки между торцом ступицы зубчатого колеса (совпадает с торцом зубчатого венца колеса) и торцом внутреннего кольца подшипника, мм:

а) для роликоподшипника

$$l_{\text{втул}} = \dot{A}_2 + l_{\text{пр}} - (h)_3 - (\dot{O})_3; \quad (7.51)$$

б) для шарикоподшипника

$$l_{\text{втул}} = \dot{A}_2 + l_{\text{пр}} - (h)_3 - (B)_3, \quad (7.52)$$

расшифровку – см. выше к формулам (7.49) и (7.50).

Посадки, применяемые при установке выходного вала, аналогичны указанным в разделе 7.3.

7.5. Крышки подшипниковых узлов

Крышка торцовая с отверстием для манжетного уплотнения (см. рис. 7.7) предназначена для герметизации законцовки входного вала (крышка поз. 1 на конструктивной схеме №1). Крышка подбирается по наружному диаметру подшипника $(\dot{A})_1$ входного вала (см. раздел 7.2). Для нее из справочника [см. 3, стр. 68...74] выписываются следующие данные с учетом диаметра $d_{\text{факт}}$, мм: $D; D_3; D_5; D_6; d(d_4); H; h; l; B; b_1; c; n$. Диаметры D_1 и D_2 крышки используются из конструкции стакана (см. рис. 7.4), который стыкуется с крышкой и который 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 7.14).

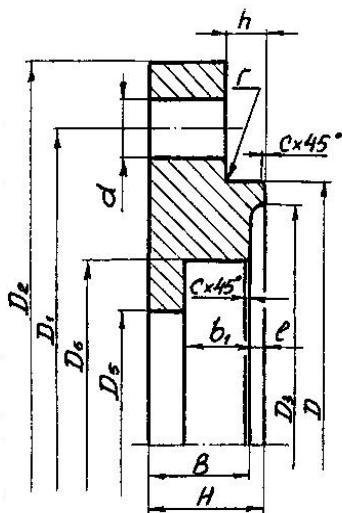


Рис. 7.7

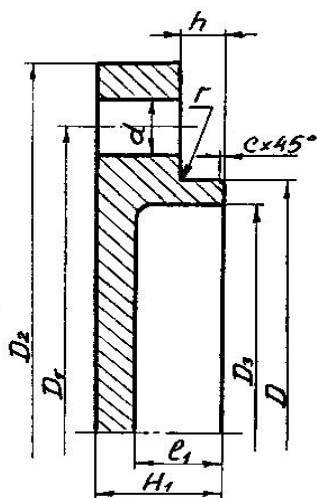


Рис. 7.8

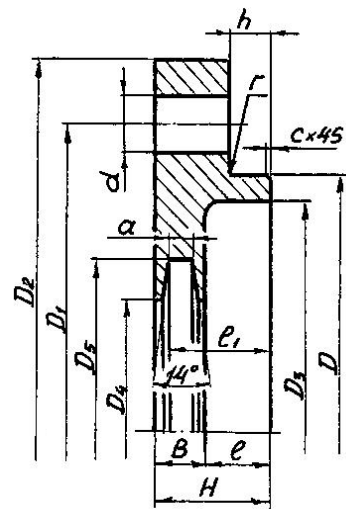


Рис. 7.9

Крышка торцовая глухая, тип 2 (см. рис. 7.8) предназначена для герметизации подшипниковых узлов промежуточного вала (две крышки поз. 2 на конструктивной схеме №1). Крышка подбирается по наружному диаметру $(\hat{A})_2$ опорных подшипников вала (см. раздел 7.3), и для нее из справочника [см. 3, стр. 66, 67] выписываются следующие данные: $D; D_1; D_2; D_3; d(d_4); H_1; l_1; h; c; n$.

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. 4 и поз. 3 на конструктивной схеме №1). Крышки подбираются по наружному диаметру $(\hat{A})_3$ подшипника выходного вала (см. раздел 7.4). Для крышки поз. 4 из справочника [см. 3, стр. 75...86] выписываются следующие данные с учетом $d_{\text{н\ddot{a}е}}$, мм: $D; D_1; D_2; D_3; D_4; D_5; d(d_4); H; h; l; l_1; \hat{A}; \hat{a}; c; n$. Для крышки поз. 3 из справочника [см. 3, стр. 66, 67] выписываются данные, мм: $D; D_1; D_2; D_3; d(d_4); H_1; l_1; h; c; n$.

Примечания: 1. Количество болтов крепления всех разновидностей крышек к корпусу: $n = 4$ при $D = (40...75)$ мм; $n = 6$ при $D = (80...225)$ 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. $d(d_4) = 11(\text{М}10)$.

В разделе 7.3 выполняем расчет длины буртика $l'_{\text{\ddot{a}o\ddot{d}2}}$ по формуле (7.33), применяя для $(h)_2$ параметр h крышки поз. 2 (см. выше).

7.6. Конструктивные элементы корпуса редуктора

Корпус предназначен для размещения в нем деталей редуктора, для обеспечения смазки передач и подшипников, для предохранения деталей от загрязнения, а также 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:

$$\delta = 1,34\sqrt[3]{O_3} \quad [\text{см. 1, стр. 189}], \quad (7.53)$$

где O_3 – вращающий момент на выходном (тихоходном) валу №3' (см. раздел 7.4, формула 7.34).

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

$$6 \leq \delta \leq 0,036a_{w\pm\delta} + 0,0225a_{w\zeta\acute{a}}, \quad (7.54)$$

где $a_{w\pm\delta}$ – межосевое расстояние червячной передачи (см. раздел 7.1.1);

$a_{w\zeta\acute{a}}$ – межосевое расстояние зубчатой передачи (см. раздел 7.1.2).

Толщина стенки крышки корпуса должна быть, мм:

$$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6. \quad (7.55)$$

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

$\delta = 6$ мм и $\delta_1 = 6$ мм.

2. Для толщин $\delta \leq 12$ мм 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 зубчатого колеса должно быть $b_0 \geq 3A$, но не менее 30 мм; между дном корпуса и поверхностью червяка – $b_0 \geq 20$ мм.

Диаметр фундаментных болтов, мм:

$$d_1 = (0,03...0,036)a_{w\pm\delta} + 12, \quad (7.56)$$

где $a_{w\pm\delta}$ – см. расшифровку формулы (7.54).

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

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

2. $d_1 = 19,2...20,64$ 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: $n_6 = 4$ при $a_{wca} \leq 250$ мм, $n_6 = 6$ при $a_{wca} > 250$ мм.

Диаметры стяжных болтов:

- у подшипников – $d_2 = (0,7...0,75)d_1$; (7.57)

- в соединении фланцев корпуса и крышки редуктора – $d_3 = (0,5...0,6)d_1$ (7.58)

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 7.4 выполняем расчет высоты прилива $l_{\text{тб}}$ по формулам (7.49) или (7.50), а также расчет длины буртика $l_{\text{ббз}}$ по формулам (7.47) или (7.48) и длины втулки $l_{\text{бз}}$ по формулам (7.51) или (7.52).

Положение болтов d_2 и d_3 крепления крышки редуктора к корпусу и фундаментных болтов d_1 относительно наружной поверхности корпуса (параметры $C_2; C_3$ и C_1 на рис. 13.17 [6]), а также рекомендуемые размеры фланцев в месте расположения этих болтов (параметры $K_2; K_3$ и K_1) в зависимости от диаметров болтов – см. в таблице 7.10.

Таблица 7.10.

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

Примечания: 1. Параметры $K_i (K_1; K_2; K_3)$ и $C_i (C_1; C_2; C_3)$ –

см. на рис. 13.17 [6].

2. Параметры головки болта по ГОСТ 7798–70:

$\ddot{A}(e)$ – диаметр головки болта; $h(k)$ – высота головки;

S – размер под ключ.

Кроме того, для установки болта d_2 на приливе подшипникового узла выходного вала необходимо построить бобышку (рис. 7.10), высота h_a которой конструктивно рассчитывается так, чтобы на поверхности бобышки образовалась опорная площадка под головку болта или гайку, мм:

$$h_a = \sqrt{\left[\frac{(\ddot{A}_2)_3}{2} \right]^2 - \left(L_a - \frac{\ddot{A}_a}{2} \right)^2}, \quad (7.59)$$

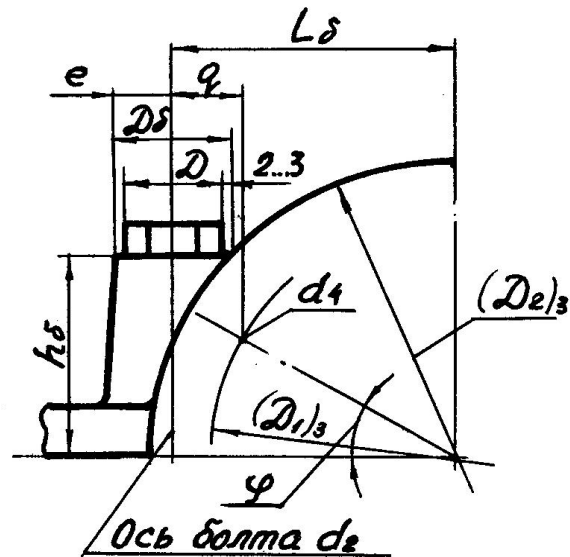


Рис. 7.10

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:

$$L_{\dot{a}} = \frac{(\ddot{A}_1)_3}{2} \cdot \cos \varphi + q, \quad (7.60)$$

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:

$$q \geq 0,5d_2 + d_4, \quad (7.61)$$

где d_4 – см. раздел 7.5, крышка поз. 3 или 4.

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

$$e \approx (1 \dots 1,2) \cdot d_2 \text{ или } e = \frac{\ddot{A}_{\dot{a}}}{2} = \frac{\ddot{A}}{2} + (2 \dots 3), \quad (7.62)$$

где D_{δ} – 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 (7.60) рассчитываем расстояние $L_{\dot{a}}$ с точностью до второго знака, а затем по формуле (7.59) 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 – $\ddot{A}_{i\delta 1} = (D_2)_{1пр}$, где $(D_2)_{1пр}$ – см. раздел 7.5, параметр D_2 для поз. 1;
- промежуточный вал – $\ddot{A}_{i\delta 2} = (D_2)_2$, где $(D_2)_2$ – см. раздел, 7.5 параметр D_2 для поз. 2;
- выходной вал – $D_{пр3} = (D_2)_3$, где $(D_2)_3$ – см. раздел 7.5, параметр D_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 7.1.2, 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 $n_1 = \dots$ об/мин (см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3, глава 1, книга 1).

Требуемый ресурс при вероятности безотказной работы 90% $L_h = 7008$ 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.

Диаметр червяка: делительный $d_{1cp} = \dots$ мм, диаметр впадин витков $d_{f1cp} = \dots$ мм (см. раздел 7.1.1.).

Силы в червячной передаче при действии максимального (из длительно действующих) момента $T_1 = \dots$ Н·м (см. раздел 7.2, расшифровка формулы 7.7):

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 7.8).

Типовой режим нагружения – IV (легкий, см. раздел 2.2.1, глава 2, книга 1), возможны кратковременные перегрузки до 150% номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая рабочая температура $t_{\text{раб}} < 100^\circ \text{C}$. На законцовке входного вала установлена муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) ГОСТ 21424–93 (см. раздел 7.2, выбор муфты по таблице 7.1). Из таблицы 7.1 по величине диаметра $d_{\text{вп1}}$ выписываем номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, $\dot{Q}_1 = \dots$ Н·м и допускаемое радиальное смещение осей валов электродвигателя и редуктора $\Delta = \dots$ мм.

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 № 1, определяем плечи сил для расчетной схемы входного вала:

схема привода

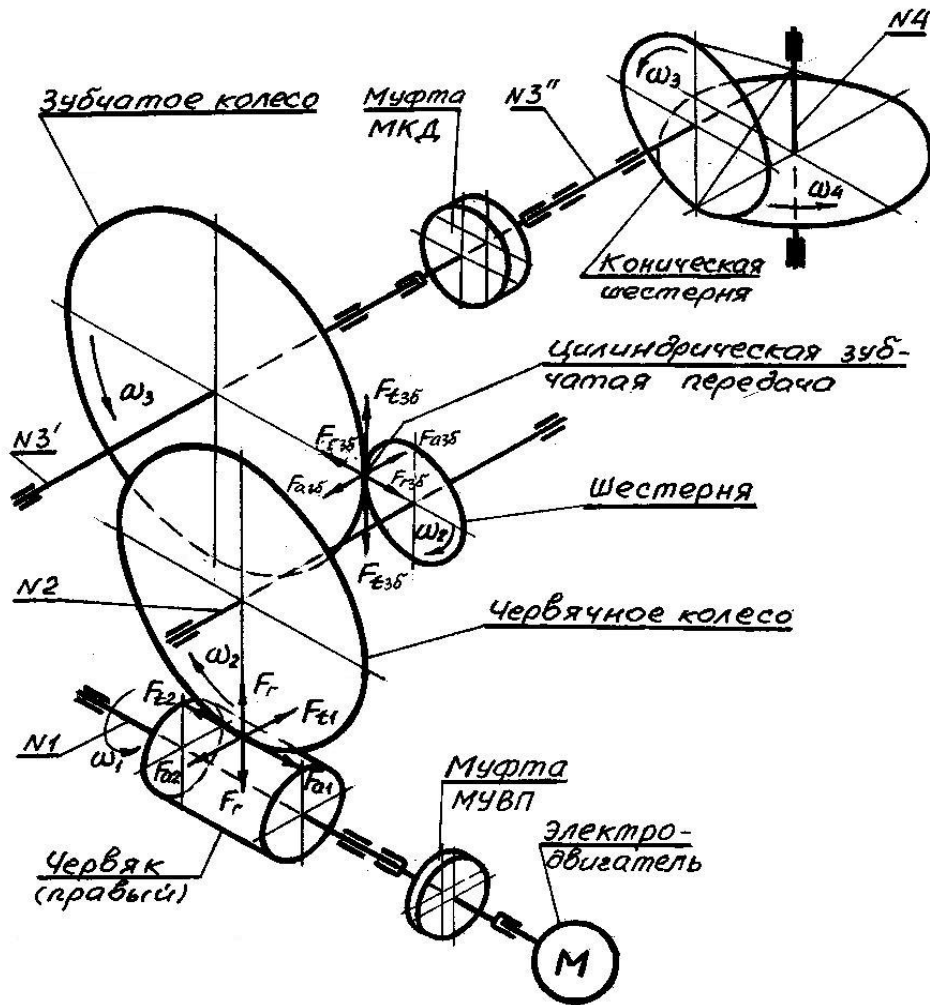


Рис. 8.1.

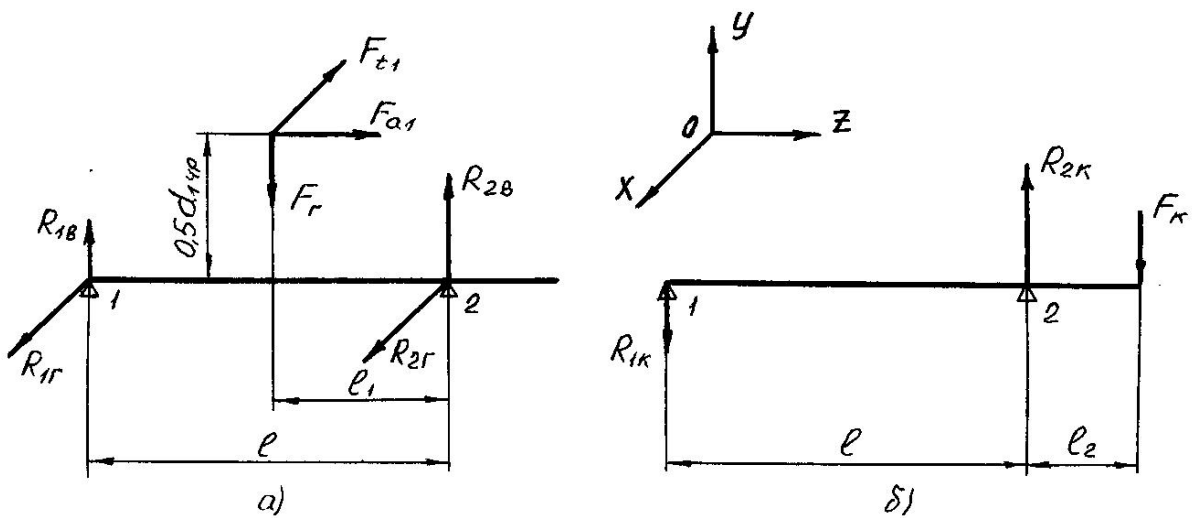


Рис. 8.2.

- точка приложения сил в червячной передаче расположена посередине длины нарезанной части червяка $b_{1чп}$ на расстоянии $0,5 d_{1чп}$ от оси вала, где $d_{1чп}$ – делительный диаметр червяка ($d_{1\pm\delta}$ и $b_{1\pm\delta}$ – см. раздел 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.

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

$$l_1 = l_{\text{áóðíí ð}} + (B)_1 + \frac{b_{1\pm\delta}}{2},$$

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

$(B)_1$ – параметр роликоподшипника (там же);

$b_{1чп}$ – см. раздел 7.1.1.

$$l = l_1 + l_{\text{áóðíëää}} + \frac{(B)'_1}{2} + \frac{b_{1\pm\delta}}{2},$$

где $l_{\text{áóðíëää}}$ – расстояние от торца нарезанной части червяка (слева) до торца внутреннего кольца шарикоподшипника (см. раздел 7.2, формула 7.16);

$(B)'_1$ – ширина кольца шарикоподшипника B (там же);

$b_{1\pm\delta}$ – 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:

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

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

Примечание. Если значение $R_{1\hat{A}}$ получилось с отрицательным знаком, то это значит, что действительное направление вектора $R_{1\hat{A}}$ противоположно предварительно заданному.

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

В плоскости XOZ:

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

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

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

Суммарные реакции опор от сил в червячной передаче:

$$R_1 = \sqrt{R_{1\bar{A}}^2 + R_{1\bar{A}}^2}; \quad R_2 = \sqrt{R_{2\bar{A}}^2 + R_{2\bar{A}}^2}. \quad (8.9)$$

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

Плечо радиальной консольной силы (силы от муфты МУВП) рассчитываем как расстояние от опоры 2 до конца консольной законцовки вала, где расположен стык полумуфт соединительной муфты, мм:

$$l_2 = (B)_1 + s + H + (3...4) + (H)_1 + (8...12) + (l)_1, \quad (8.10)$$

где $(B)_1$ – параметр роликоподшипника B (см. раздел 7.2);

s и H – параметры стопорной шайбы (s) и шлицевой гайки (H) для резьбы $d_{\text{двс}}$ (там же);

(3...4)мм – рекомендуемое расстояние от торца шлицевой гайки до опорной поверхности крышки подшипника (см. поз. 1 на конструктивной схеме №1);

$(H)_1$ – высота крышки подшипника на входном валу (см. раздел 7.5, параметр H для поз. 1);

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

$(l)_1$ – полная длина законцовки входного вала (см. параметр l на рис. 7.1, а или 7.2).

Примечание. Конструктивные добавки (3...4)мм и (8...12)мм следует выбрать так, чтобы значение l_2 получилось целым числом.

Например: $(B)_1 = 20$ мм; $s = 1,6$ мм; $H = 12$; $(H)_1 = 23$ мм; $(l)_1 = 110$ мм.

Принимаем: $l_2 = 20 + 1,6 + 12 + 3,4 + 23 + 10 + 110 = 180$ мм

Величина радиальной консольной силы F_K от действия муфты, Н:

$$F_K = C_\delta \cdot \Delta; \quad C_\delta = 610 \sqrt[3]{O_i}, \quad (8.11)$$

где C_δ – радиальная жесткость упругой муфты при радиальном смещении валов, Н/мм [см. 1, формула (7.2) и таблица 7.1];

O_i и Δ – номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, и допусковое радиальное смещение осей валов (см. раздел 8.1).

Реакции опор от консольной силы F_K (см. рис. 8.2, б):

$$\sum \dot{I}_1 = 0; \quad F_K(l+l_2) - R_{2K} \cdot l = 0; \quad R_{2K} = F_K \frac{l+l_2}{l}; \quad (8.12)$$

$$\sum \dot{I}_2 = 0; \quad F_K \cdot l_2 - R_{1K} \cdot l = 0; \quad R_{1K} = F_K \frac{l_2}{l}. \quad (8.13)$$

$$\text{Проверка: } -F_K + R_{2K} - R_{1K} = 0. \quad (8.14)$$

Примечание. При выполнении равенств (8.5), (8.8) и (8.14) реакции найдены правильно.

8.4. Реакции опор для расчета подшипников

Так как направление вектора консольной силы F_K от действия муфты предусмотреть невозможно, то в дальнейших расчетах направления векторов реакций опор от консольной силы условно принимаем совпадающими с направлениями векторов реакций от сил в червячной передаче.

Таким образом, максимальные значения реакций в опорах определяем как арифметическую сумму реакций от сил в передаче и реакций от консольной силы, Н:

$$\left. \begin{aligned} F_{r1\max} &= R_1 + R_{1K}; \\ F_{r2\max} &= R_2 + R_{2K}; \\ F_{A\max} &= F_{a1} - \text{внешняя осевая сила, действующая на вал} \\ &\quad (F_{a1} - \text{см. раздел 8.1}). \end{aligned} \right\} \quad (8.15)$$

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:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}; \quad F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}; \quad F_A = K_E \cdot F_{A\max} \quad (8.16)$$

где $K_E = 0,5$ – коэффициент эквивалентности для типового режима IV [см. 1, стр. 116].

Подшипник опоры 2

В соответствии с конструктивной схемой №1 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 2, и, следовательно, осевая нагрузка, приходящаяся на вал, воспринимается правым роликоподшипником (см. конструктивную схему №1). Таким образом, эквивалентная осевая нагрузка, действующая на этот подшипник опоры 2, $F_{A2} = F_A$.

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

$$P_{r2} = (V \cdot X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{A2}) K_B \cdot K_T, \quad (8.17)$$

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 $t_{\text{дв}} < 100^\circ$ [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 (8.17) 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 $\tilde{N}_{r\text{н\oи}}$ комплекта из двух подшипников: для роликоподшипников $\tilde{N}_{r\text{н\oи}} = 1,714 \tilde{N}_r$ [см. 1, раздел 7.2, стр. 118, п. 8].

Подшипник опоры 1

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

$$P_{r1} = (V \cdot X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{A1}) K_A \cdot K_D. \quad (8.18)$$

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 (8.18) примет вид: $P_{r1} = 1,4F_{r1}$. (8.19)

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:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} \geq L_h, \quad (8.20)$$

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]:

$a_{23} = 0,6 \dots 0,7$ – для конических роликподшипников (рекомендуется принять $a_{23} = 0,65$);

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

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

$L_h = 7008$ ч – заданный ресурс работы привода (см. раздел 8.1);

n – частота вращения входного вала №1 (там же, параметр n_1), об/мин;

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

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

Расчетный скорректированный ресурс подшипников рассчитываем отдельно для каждой опоры. Тогда формула (8.20) примет вид:

- опора 2 $L_{10ah2} = 0,65 \left(\frac{C_{r2}}{P_{r2}} \right)^{10/3} \frac{10^6}{60n_1} \geq 7008 \text{ ч};$ (8.21)

- опора 1 $L_{10ah1} = 0,75 \left(\frac{C_{r1}}{P_{r1}} \right)^3 \frac{10^6}{60n_1} \geq 7008 \text{ ч}.$ (8.22)

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. $L_{10ah2} < 7008 \text{ ч}$, то во втором приближении в формуле (8.21) 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 (8.17), 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 8.17 и 8.19).

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:

$$P_{r\text{max}} = (V \cdot X \cdot F_{r\text{max}} + Y \cdot F_{A\text{max}}) \cdot K_B \cdot K_T. \quad (8.23)$$

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; (8.24)

- $P_{r1\text{max}} = F_{r1\text{max}} \cdot 1,4 \leq 0,5 C_{r1}$ – для опоры 1. (8.25)

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 $P_{r\text{max}} \leq 0,5 C_r$ 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 7.4.

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 зубчатом зацеплении при передаче максимального (из длительно действующих) момента $T'_3 = \dots$ Н·м (см. раздел 7.4, расшифровка формулы 7.34):

окружная сила..... $F_{t3\delta} = \dots$ Н;

радиальная сила..... $F_{r3\delta} = \dots$ Н;

осевая сила..... $F_{a3\delta} = \dots$ Н (силы – см. раздел 7.4, расшифровка формулы 7.35).

Вращающий момент от зубчатого колеса передается выходному валу с помощью шпоночного соединения. Диаметр вала под зубчатое колесо: $d_{кз\delta} = \dots$ мм (см. раздел 7.4). Материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543–71, термообработка улучшение, твердость 269...302 НВ.

На законцовке выходного вала установлена муфта кулачково-дисковая (МКД) ГОСТ 20720–93. Выбор муфты производится по таблице 7.8 в зависимости от диаметра законцовки выходного вала $d_{\text{в}13}$ и вращающего момента на выходном валу T'_3 (см. примечание к таблице 7.8). Из таблицы 7.8 выписываем величину номинального момента \dot{Q}_i , передаваемого муфтой, и значение допускаемого радиального смещения Δ осей валов, соединяемых муфтой: $\dot{Q}_i = \dots$ Н·м, $\Delta = \dots$ мм.

9.2. Радиальные реакции опор от сил в зубчатом зацеплении

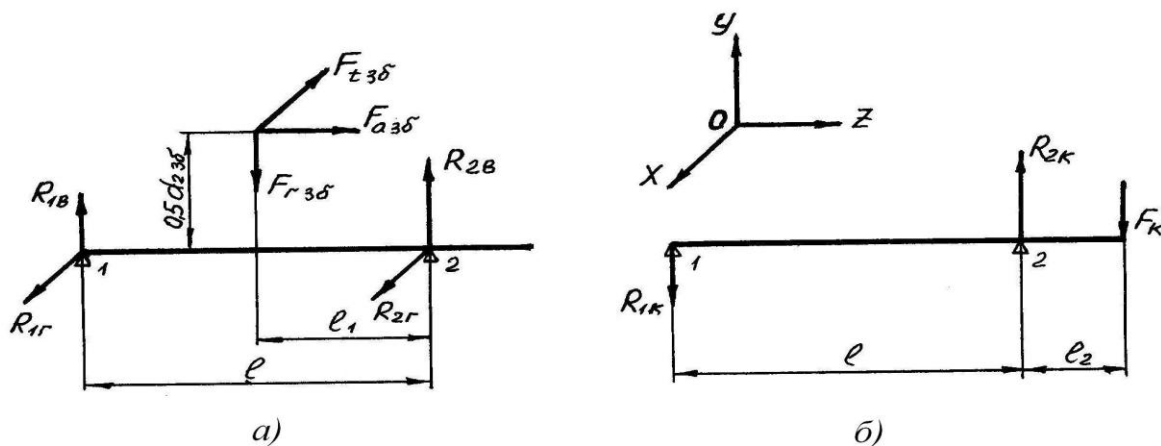


Рис. 9.1

На основании схемы привода (рис. 8.1) выполняем расчетную схему выходного вала от сил на зубчатом колесе (рис. 9.1, а) и от силы на консольной законцовке (рис. 9.1, б).

Точка приложения сил в зубчатом зацеплении расположена на делительном диаметре зубчатого колеса $d_{23б}$ посередине ширины зубчатого венца колеса $b_{23б}$ ($d_{23б}$ и $b_{23б}$ – см. раздел 7.1.2).

Используя конструктивную схему №1, определяем плечи сил для расчетной схемы выходного вала:

а) для косозубой зубчатой передачи 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:

$$l_1 = \frac{b_{23б}}{2} + l_{аδз} + (\dot{O})_3 - \dot{a}, \quad (9.1)$$

где $b_{23б}$ – ширина зубчатого венца колеса (см. раздел 7.1.2);

$l_{аδз}$ – см. раздел 7.4, формула (7.51);

$(T)_3$ – параметр роликоподшипника (см. раздел 7.4, данные выбранного подшипника, размер $T_{наиб}$).

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

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

где $d, D, T_{наиб}$ – параметры роликоподшипника (см. раздел 7.4).

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

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

принимаем $a = 19$ мм;

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

принимаем $a = 24,5$ мм.

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = l_1 - \frac{b_{23б}}{2} + l_{нδцá} + l_{áóδз} + (\dot{O})_3 - \dot{a}, \quad (9.3)$$

где $l_{нδцá}$ – длина ступицы зубчатого колеса (см. раздел 7.4, формула 7.39);

$l_{áóδз}$ – длина буртика на выходном валу (см. раздел 7.4, формула 7.47);

остальные параметры – см. выше.

б) для прямоугольной зубчатой передачи в опорах 1 и 2 устанавливаются радиальные однорядные шарикоподшипники, для которых принимаем, что опорные реакции проходят по оси симметрии шарикоподшипников. В этом случае плечо l_1 , мм:

$$l_1 = \frac{b_{2\dot{c}\acute{a}}}{2} + l_{\acute{a}\delta\delta 3} + \frac{(B)_3}{2}, \quad (9.4)$$

где $b_{2\dot{c}\acute{a}}$ – см. выше;

$l_{\acute{a}\delta\delta 3}$ – см. раздел 7.4, формула (7.52);

$(B)_3$ – ширина кольца шарикоподшипника (см. раздел 7.4, данные выбранного подшипника, размер B).

Расстояние между опорами 1 и 2, мм:

$$l = l_1 - \frac{b_{2\dot{c}\acute{a}}}{2} + l_{\grave{n}\delta\dot{c}\acute{a}} + l_{\acute{a}\delta\delta 3} + \frac{(B)_3}{2}, \quad (9.5)$$

где $l_{\acute{a}\delta\delta 3}$ – см. раздел 7.4, формула (7.48);

остальные параметры – см. выше.

Для определения реакций опор от сил в зацеплении (см. рис. 9.1, *a*) рассмотрим равновесие сил и моментов отдельно в вертикальной (YOZ) и горизонтальной (XOZ) плоскостях.

В плоскости YOZ:

$$\sum M_1 = 0; \quad F_{r\dot{c}\acute{a}}(l-l_1) + F_{\acute{a}\dot{c}\acute{a}} \frac{d_{2\dot{c}\acute{a}}}{2} - R_{2\hat{B}} \cdot l = 0; \quad R_{2\hat{A}} = \frac{F_{r\dot{c}\acute{a}}(l-l_1) + F_{\acute{a}\dot{c}\acute{a}} \cdot 0,5d_{2\dot{c}\acute{a}}}{l}; \quad (9.6)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad R_{1\hat{A}} \cdot l + F_{\acute{a}\dot{c}\acute{a}} \frac{d_{2\dot{c}\acute{a}}}{2} - F_{r\dot{c}\acute{a}} \cdot l_1 = 0; \quad R_{1\hat{B}} = \frac{F_{r\dot{c}\acute{a}} \cdot l_1 - F_{\acute{a}\dot{c}\acute{a}} \cdot 0,5d_{2\dot{c}\acute{a}}}{l}. \quad (9.7)$$

Примечания: 1. Если значение $R_{1\hat{A}}$ получилось с отрицательным знаком, то это значит, что действительное направление вектора $R_{1\hat{A}}$ противоположно предварительно заданному.

2. Для прямозубой зубчатой передачи $F_{a\dot{c}\acute{b}} = 0$.

$$\text{Проверка: } \sum Y = R_{1\hat{A}} - F_{r\dot{c}\acute{a}} + R_{2\hat{A}} = 0. \quad (9.8)$$

В плоскости XOZ:

$$\sum \dot{I}_1 = 0; \quad R_{2\hat{A}} \cdot l - F_{t\dot{c}\acute{a}}(l-l_1) = 0; \quad R_{2\hat{A}} = F_{t\dot{c}\acute{a}} \frac{l-l_1}{l}; \quad (9.9)$$

$$\sum \dot{I}_2 = 0; \quad -R_{1\hat{A}} \cdot l + F_{t\dot{c}\acute{a}} \cdot l_1 = 0; \quad R_{1\hat{B}} = F_{t\dot{c}\acute{a}} \frac{l_1}{l}. \quad (9.10)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = R_{1\hat{B}} - F_{t\dot{c}\acute{a}} + R_{2\hat{B}} = 0. \quad (9.11)$$

Суммарные реакции опор от сил в зацеплении:

$$R_1 = \sqrt{R_{1\hat{A}}^2 + R_{1\hat{B}}^2}; \quad R_2 = \sqrt{R_{2\hat{A}}^2 + R_{2\hat{B}}^2}. \quad (9.12)$$

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

Плечо радиальной консольной силы (силы от муфты МКД) рассчитываем как расстояние от опоры 2 до конца консольной законцовки вала, где расположен стык полумуфт соединительной муфты, мм:

a) для косозубой зубчатой передачи

$$l_2 = a + (H)_3 + (8...12) + (l)_3, \quad (9.13)$$

где a – см. раздел 9.2, формула (9.2);

$(H)_3$ – высота крышки подшипника на выходном валу (см. раздел 7.5, поз. 4, параметр H);

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

$(l)_3$ – полная длина законцовки выходного вала (см. параметр l на рис. 7.1, a или 7.2).

б) для прямозубой зубчатой передачи

$$l_2 = \frac{(B)_3}{2} + (H)_3 + (8...12) + (l)_3, \quad (9.14)$$

где $(B)_3$ – ширина кольца шарикоподшипника (см. раздел 9.2, пояснения к формуле 9.4);

остальное – см. выше.

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

Величина радиальной консольной силы F_K от действия муфты, Н:

$$F_K = C_\delta \cdot \Delta; \quad C_\delta = 700\sqrt[3]{O_1}, \quad (9.15)$$

где C_δ – радиальная жесткость компенсирующей муфты при радиальном смещении валов, Н/мм;

T_1 и Δ – см. раздел 9.1.

Реакции опор от консольной силы F_K (см. рис. 9.1, б), Н:

$$\sum M_1 = 0; \quad F_K(l+l_2) - R_{2K} \cdot l = 0; \quad R_{2K} = F_K \frac{l+l_2}{l}; \quad (9.16)$$

$$\sum M_2 = 0; \quad F_K \cdot l_2 - R_{1K} \cdot l = 0; \quad R_{1K} = F_K \frac{l_2}{l}. \quad (9.17)$$

$$\text{Проверка: } -F_K + R_{2K} - R_{1K} = 0. \quad (9.18)$$

Примечание. При выполнении равенств (9.8), (9.11) и (9.18) реакции найдены правильно.

9.4. Реакции опор для расчета подшипников

Так как направление вектора консольной силы F_K от действия муфты предусмотреть невозможно, то в дальнейших расчетах направления векторов реакций опор от консольной силы условно принимаем совпадающими с направлениями векторов реакций от сил в зацеплении.

Тогда максимальные реакции опор рассчитываем следующим образом, Н:

$$F_{r1\max} = R_1 + R_{1K}; \quad F_{r2\max} = R_2 + R_{2K}; \quad F_{A\max} = F_{a\acute{c}a} \quad (9.19)$$

где $F_{a\acute{c}a}$ – см. раздел 9.1.

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

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}; \quad F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}; \quad F_A = K_E \cdot F_{A\max}; \quad (9.20)$$

где $K_E = 0,5$ – коэффициент эквивалентности для типового режима IV [см. 1, стр. 116].

В зависимости от того, какие подшипники установлены в опорах выходного вала (это связано с тем, какой является зубчатая передача: косозубой или прямозубой), расчет эквивалентной динамической радиальной нагрузки производится следующим образом.

9.4.1. Для косозубой зубчатой передачи в опорах 1 и 2 (рис. 9.1) установлены радиально-упорные конические роликоподшипники 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 роликоподшипников осевые силы находим по формулам, Н:

$$F_{a1\min} = 0,83e \cdot F_{r1} \text{ и } F_{a2\min} = 0,83e \cdot F_{r2}, \quad (9.21)$$

где e – коэффициент осевого нагружения (см. раздел 7.4, параметр e из данных роликоподшипника);

F_{r1} и F_{r2} – см. формулы (9.20).

В соответствии с конструктивной схемой №1 подшипник опоры 2 является наиболее нагруженным, так как он воспринимает наибольшую радиальную нагрузку, а также осевую нагрузку, действующую в косозубой зубчатой передаче. Поэтому $F_{a1\min} < F_{a2\min}$. В этом случае осевые силы в опорах 1 и 2 определяем следующим образом, Н:

1. При $F_A < F_{a2\min} - F_{a1\min}$

$$F_{A2} = F_{a2\min}; F_{A1} = F_{A2} - F_A; \quad (9.22)$$

2. При $F_A > F_{a2\min} - F_{a1\min}$

$$F_{A1} = F_{a1\min}; F_{A2} = F_{A1} + F_A, \quad (9.23)$$

где F_A – см. формулы (9.20).

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на подшипник опоры 2, Н:

$$P_{r2} = (V \cdot X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{A2}) K_B \cdot K_T, \quad (9.24)$$

где $V = 1$; $K_B = 1,4$; $K_T = 1$ – см. расшифровку формулы (8.17).

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, для определения которых находим отношение $F_{A2}/V \cdot F_{r2}$ по сравнению коэффициентом e :

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

роликоподшипника (см. раздел 7.4).

В этом случае формула (9.24) принимает вид:

$$P_{r2} = (0,4F_{r2} + Y \cdot F_{A2}) 1,4; \quad (9.25)$$

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

В этом случае формула (9.24) принимает вид:

$$P_{r2} = 1,4F_{r2}. \quad (9.26)$$

9.4.2. Для прямозубой зубчатой передачи в опорах 1 и 2 (рис. 9.1) установлены радиальные однорядные шарикоподшипники, для которых $X = 1$, а $Y = 0$. В соответствии с конструктивной схемой №1 подшипник опоры 2 также является наиболее нагруженным. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для этой опоры определяется по формуле:

$$P_{r2} = 1,4F_{r2}. \quad (9.27)$$

9.5. Расчетный скорректированный ресурс

Скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипника определяем по формуле, ч:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60n} \geq L_h, \quad (9.28)$$

где n – частота вращения выходного вала (см. раздел 9.1, параметр n'_3);
остальное – см. расшифровку параметров к формуле (8.20).

9.5.1. Для косозубой зубчатой передачи формула (9.28) примет вид:

$$L_{10ah2} = 1 \cdot 0,65 \left(\frac{C_{r2}}{P_{r2}} \right)^{10/3} \frac{10^6}{60n'_3} \geq 7008 \text{ ч.} \quad (9.29)$$

Здесь в качестве C_{r2} берется динамическая грузоподъемность C_r роликподшипника (см. раздел 7.4), а в качестве P_{r2} – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, рассчитанная по формуле (9.25) или (9.26).

9.5.2. Для прямозубой зубчатой передачи формула (9.28) примет вид:

$$L_{10ah2} = 1 \cdot 0,75 \left(\frac{C_{r2}}{P_{r2}} \right)^3 \frac{10^6}{60n'_3} \geq 7008 \div. \quad (9.30)$$

Здесь в качестве C_{r2} берется динамическая грузоподъемность C_r радиального однорядного шарикоподшипника (см. раздел 7.4), а в качестве P_{r2} – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, рассчитанная по формуле (9.27).

9.6. 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, Н:

$$P_{r2\max} = (V \cdot X \cdot F_{r2\max} + Y \cdot F_{A\max}) \cdot K_B \cdot K_T \leq 0,5C_{r2}. \quad (9.31)$$

Используя из раздела 9.4 значения сил $P_{r2\max}$ и $F_{A\max}$ (см. формулы 9.19), из разделов 9.4.1 или 9.4.2 значения коэффициентов X и Y , а также принимая $V = 1$, $K_A = 1,4$ и $K_O = 1$, получим:

для косозубой зубчатой передачи:

$$P_{r2\max} = (X \cdot F_{r2\max} + Y \cdot F_{A\max}) 1,4 \leq 0,5C_{r2}; \quad (9.32)$$

для прямозубой зубчатой передачи:

$$P_{r2\max} = 1,4F_{r2\max} \leq 0,5C_{r2}, \quad (9.33)$$

где C_{r2} – динамическая грузоподъемность подшипника в опоре 2 (см. параметр C_r в разделе 9.5.1 или 9.5.2).

При выполнении условий $L_{10ah} \geq L_h$ и $P_{r\max} \leq 0,5C_r$ предварительно выбранный подшипник считается пригодным.

ГЛАВА 10. Расчет валов на прочность

10.1. Входной вал

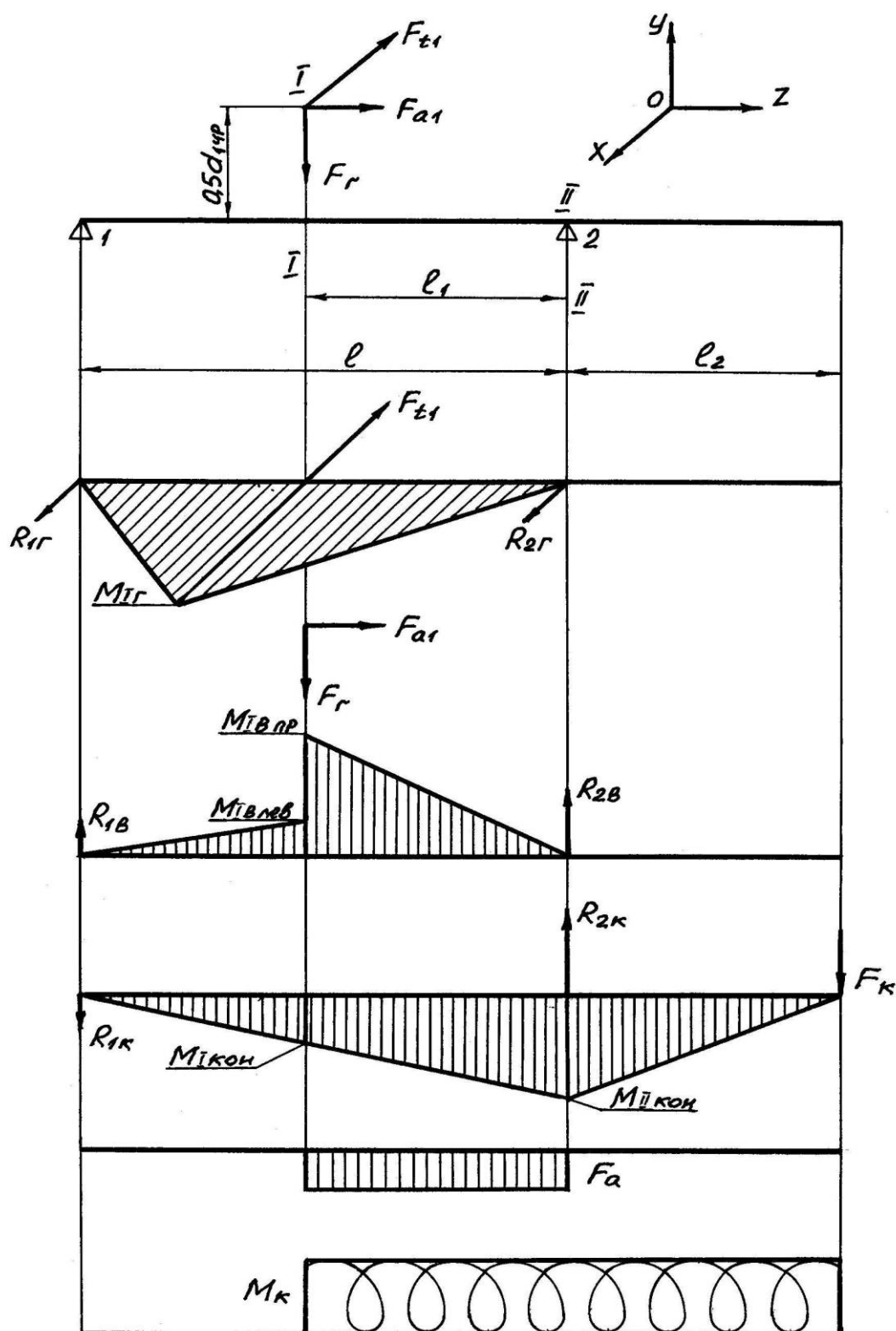


Рис. 10.1

Эпюры внутренних и внешних силовых факторов, действующих на входной вал, приведены на рис. 10.1, при этом крутящий момент численно равен вращающему: $M_K = T_1 = \dots$ 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, Н·м:

- в горизонтальной плоскости (XOZ):

$$M_{II} = R_{2Г} \cdot l_1 \cdot 10^{-3}, \quad (10.1)$$

- в вертикальной плоскости (YOZ):

$$M_{II\text{впр}} = R_{2В} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} - \text{справа от сечения}; \quad (10.2)$$

$$M_{II\text{влев}} = R_{1В} \cdot (l - l_1) \cdot 10^{-3} - \text{слева от сечения}. \quad (10.3)$$

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

Изгибающий момент от консольной силы, Н·м:

$$M_{I\hat{e}\hat{i}\hat{i}} = R_{1К} (l - l_1) 10^{-3}. \quad (10.4)$$

Суммарный изгибающий момент, Н·м:

$$M_I = \sqrt{M_{IA}^2 + M_{IA}^2} + M_{I\hat{e}\hat{i}\hat{i}}. \quad (10.5)$$

Крутящий момент, Н·м: $M_{KI} = M_K$.

Осевая сила, Н: $F_{aI} = F_{a1}$.

Сечение II-II

Изгибающий момент, Н·м:

$$M_{II} = M_{II\hat{e}\hat{i}\hat{i}} = F_K \cdot l_2 \cdot 10^{-3}, \quad (10.6)$$

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

Осевая сила, Н: $F_{aII} = F_{a1}$.

Здесь $R_{2Г}$, $R_{2В}$ и $R_{1В}$ – реакции в опорах в горизонтальной и вертикальных 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); $R_{1К}$ – 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

$$W_I = \frac{\pi \cdot d_{f1чp}^3}{32} - \text{момент сопротивления сечения на изгиб, мм}^3;$$

$$W_{кI} = \frac{\pi \cdot d_{f1чp}^3}{16} - \text{момент сопротивления сечения на кручение, мм}^3;$$

$$A_I = \frac{\pi \cdot d_{f1чp}^2}{4} - \text{площадь сечения, мм}^2.$$

Здесь $d_{f1чp}$ – диаметр впадин витков червяка (см. раздел 7.1.1).

Сечение II-II

$$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_{i1a1}^3}{32}; \quad W_{eII} = \frac{\pi \cdot d_{i1a1}^3}{16}; \quad A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{i1a1}^2}{4}.$$

Здесь d_{i1a1} – 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:

$$\sigma_I = \frac{K_{пер} \cdot M_I \cdot 10^3}{W_I} + \frac{K_{пер} \cdot F_{aI}}{A_I}; \quad (10.7)$$

$$\tau_I = \frac{K_{пер} \cdot M_{кI} \cdot 10^3}{W_{кI}}, \quad (10.8)$$

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:

$$S_{T\sigma I} = \frac{\sigma_T}{\sigma_I}; \quad S_{T\tau I} = \frac{\tau_T}{\tau_I}, \quad (10.9)$$

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:

$$S_{TII} = \frac{S_{T\sigma I} \cdot S_{T\tau I}}{\sqrt{S_{T\sigma I}^2 + S_{T\tau I}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.10)$$

Сечение II-II

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

$$\sigma_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}} + \frac{K_{пер} \cdot F_{aII}}{A_{II}}; \quad (10.11)$$

$$\tau_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{кII} \cdot 10^3}{W_{кII}}, \quad (10.12)$$

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:

$$S_{T\sigma II} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{II}}; \quad S_{T\tau II} = \frac{\tau_T}{\tau_{II}}, \quad (10.13)$$

где σ_T и τ_T – см. сечение I-I.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TIII} = \frac{S_{T\sigma II} \cdot S_{T\tau II}}{\sqrt{S_{T\sigma II}^2 + S_{T\tau II}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.14)$$

10.1.4. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aI} = \sigma_{mI} = \frac{M_I \cdot 10^3}{W_I}; \quad (10.15)$$

$$\tau_{aI} = \frac{M_{кI} \cdot 10^3}{2W_{кI}}; \quad \tau_{mI} = \tau_{aI}. \quad (10.16)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.17)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.18)$$

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

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

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

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

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}; \quad (10.20)$$

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 $d_{f1чр}$ (см. раздел 10.1.2). При несовпадении значения $d_{f1чр}$ с табличными значениями диаметра вала применяем формулу интерполяции:

$$K_{d\sigma}(K_{d\tau}) = K_{d\sigma(d <)} - \frac{K_{d\sigma(d <)} - K_{d\sigma(d >)}}{d > - d <} (d_{f1чр} - d <). \quad (10.21)$$

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_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения. По таблице 10.9 [1]: $K_V = 1$ при отсутствии упрочнения; $K_V = 2,4 \dots 2,8$ при закалке ТВЧ поверхности и при $K_{\sigma} \geq 1,8$.

Так как витки червяка подвергаются закалке ТВЧ до твердости 45...58 HRC, принимаем $K_V = 2,6$.

По формулам (10.19) и (10.20) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.17) и (10.18) вычисляем пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении σ_{-1D} и τ_{-1D} .

Далее определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{al}}, \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{al} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{ml}}. \quad (10.22)$$

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

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}, \quad (10.23)$$

где $\psi_{\tau} = 0,1$ по таблице 10.2 [1] для стали 40Х и $\sigma_B = 980$ МПа; коэффициент $K_{\tau D}$ – см. формулу (10.20).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости вала в рассматриваемом сечении:

$$S_1 = \frac{S_{\sigma I} \cdot S_{\tau I}}{\sqrt{S_{\sigma I}^2 + S_{\tau I}^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (10.24)$$

Сечение II-II

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{aII} = \sigma_{mII} = \frac{M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}}; \quad (10.25)$$

$$\tau_{aII} = \frac{M_{кII} \cdot 10^3}{2W_{\hat{\epsilon}II}}; \quad \tau_{mII} = \tau_{aII}. \quad (10.26)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.27)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.28)$$

где $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа (см. пояснения к формулам 10.17 и 10.18).

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

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

$$K_{\tau D} = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau}) - 1}{K_V}. \quad (10.30)$$

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 $d_{под1}$ 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: $d_{\text{пш}} = 45$ 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 (10.29) и (10.30) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.27) и (10.28) вычисляем пределы выносливости σ_{-1D} и τ_{-1D} . После этого определяем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma II} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{aII}}, \quad S_{\tau II} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{aII} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{mII}}, \quad (10.31)$$

Здесь коэффициент чувствительности к асимметрии цикла $\psi_{\tau D}$ находим по формуле (10.23): $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}$; $\psi_{\tau} = 0,1$ (см. пояснения к формуле 10.23); $K_{\tau D}$ берем по формуле (10.30).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости вала в рассматриваемом сечении:

$$S_{II} = \frac{S_{\sigma II} \cdot S_{\tau II}}{\sqrt{S_{\sigma II}^2 + S_{\tau II}^2}} \geq [S] = 2,0. \quad (10.32)$$

Вывод: при выполнении условий (10.10) и (10.14), (10.24) и (10.32) 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

а) Зубчатая передача – косозубая

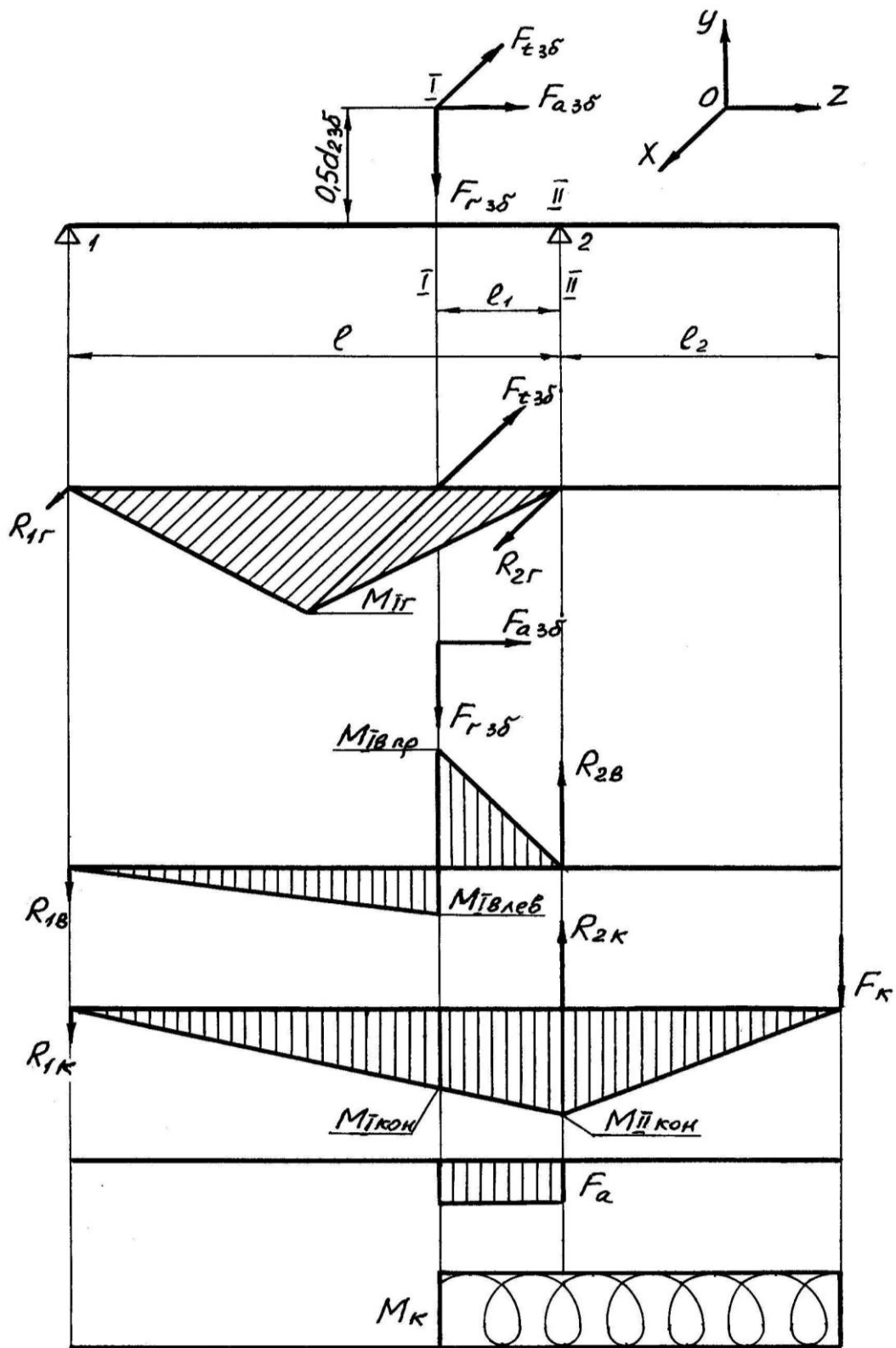


Рис. 10.2

Эпюры внешних и внутренних силовых факторов, которые действуют на законцовку выходного вала и косозубое зубчатое 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 зубчатого колеса с применением шпоночного соединения в плоскости действия окружной и радиальной сил зубчатой 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.

б) Зубчатая передача – прямозубая

Эпюры внешних и внутренних силовых факторов, которые действуют на законцовку выходного вала и прямозубое зубчатое колесо, установленное на валу, приведены на рис. 10.3, 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 зубчатого колеса с применением шпоночного соединения в плоскости действия окружной и радиальной сил зубчатой передачи. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами; концентратор напряжений – паз на валу под шпонку;

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

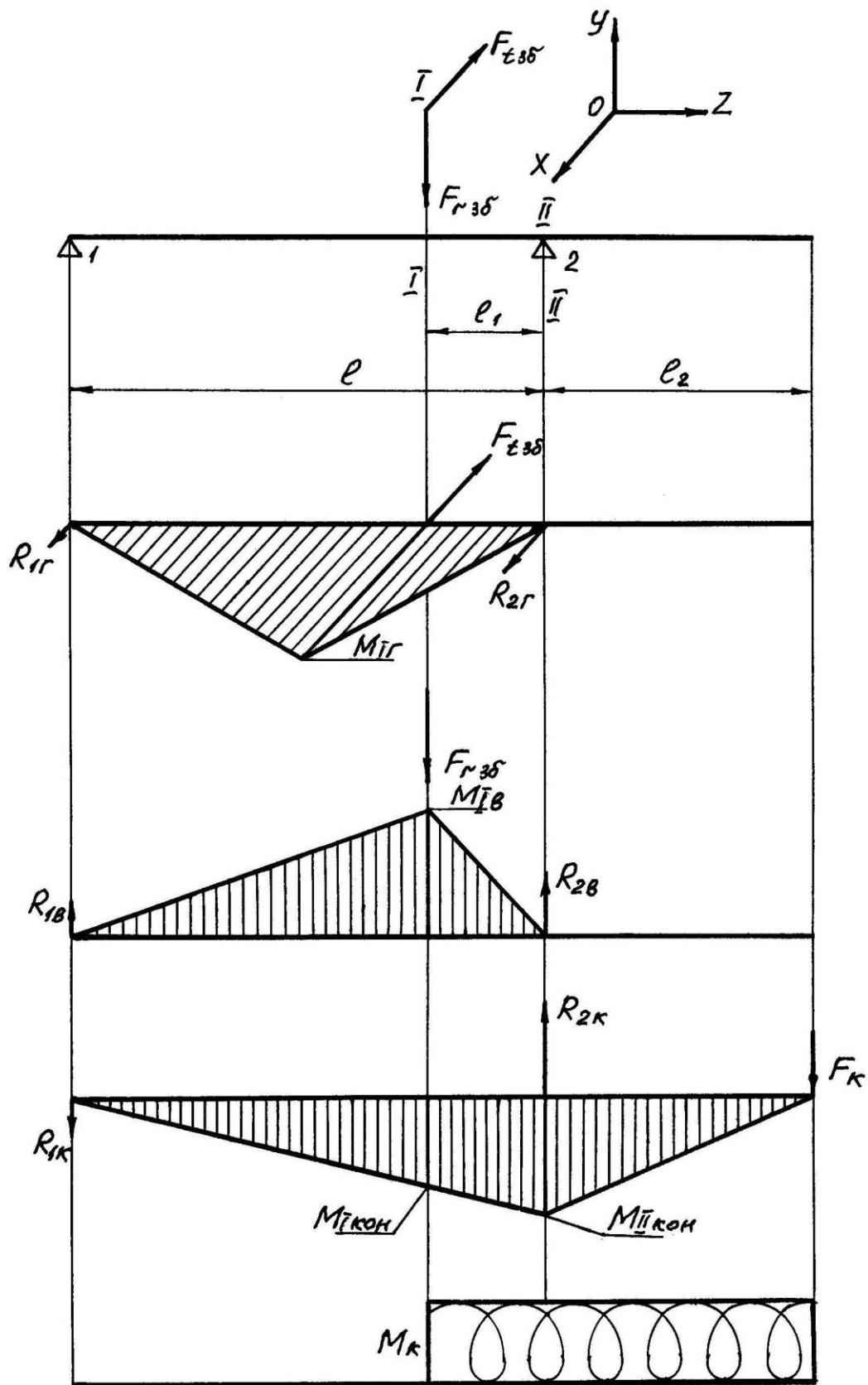


Рис. 10.3

10.2.1 Определение силовых факторов

Сечение I-I

Изгибающие моменты от сил в зубчатом зацеплении, Н·м:

- в горизонтальной плоскости (XOZ)

$$M_{II} = R_{2Г} \cdot l_1 \cdot 10^{-3}, \quad (10.33)$$

- в вертикальной плоскости (YOZ)

а) для косозубой зубчатой передачи

$$M_{II\delta} = R_{2B} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} - \text{справа от сечения}, \quad (10.34)$$

$$M_{II\delta\delta} = R_{1B} \cdot (l - l_1) \cdot 10^{-3} - \text{слева от сечения}. \quad (10.35)$$

Примечание. 1. Направление вектора реакции R_{1B} , рассчитанной по формуле (9.7) учтено в эпюре моментов на рис. 10.2. Поэтому значение реакции в формуле (10.35) необходимо брать с положительным знаком.

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

б) для прямозубой зубчатой передачи для определения M_{IB} используем формулу (10.34):

$$M_{IB} = R_{2B} \cdot l_1 \cdot 10^{-3}.$$

Изгибающий момент от консольной силы, Н·м:

$$M_{II\delta\delta} = R_{1K} (l - l_1) 10^{-3}. \quad (10.36)$$

Суммарный изгибающий момент, Н·м:

$$M_I = \sqrt{M_{IA}^2 + M_{IA}^2} + M_{II\delta\delta}. \quad (10.37)$$

Крутящий момент, Н·м: $M_{KI} = M_K$.

Осевая сила, Н: $F_{aI} = F_{a\delta}$.

Сечение II-II

Изгибающий момент, Н·м:

$$M_{II} = M_{II\delta\delta} = F_K \cdot l_2 \cdot 10^{-3},$$

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

Осевая сила, Н: $F_{aII} = F_{a\delta}$.

Здесь $R_{2Г}$, R_{2B} и R_{1B} – реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях (см. раздел 9.2), l и l_1 – плечи сил (там же); F_K – консольная сила (см. раздел 9.3); l_2 – плечо консольной силы (там же); R_{1K} – реакция в опоре 1 от консольной силы (там же); $F_{a\delta}$ – осевая сила на зубчатом колесе (см. раздел 9.1); M_K – крутящий момент (см. пояснения в начале разделов 10.2, а и б).

Примечание. Для прямозубой зубчатой передачи $F_{a\delta} = 0$.

10.2.2. Геометрические характеристики опасных сечений вала

Сечение I-I

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

$W_{к1} = \frac{\pi \cdot d_{кзб}^3}{16}$ – момент сопротивления сечения на кручение, мм³;

$A_1 = \frac{\pi \cdot d_{кзб}^2}{4}$ – площадь сечения, мм².

Здесь $d_{эсд}$ – диаметр вала под зубчатое колесо (см. раздел 7.4).

Сечение II-II

$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_{i1a3}^3}{32}$; $W_{эII} = \frac{\pi \cdot d_{i1a3}^3}{16}$; $A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{i1a3}^2}{4}$.

Здесь d_{i1a3} – диаметр вала под внутреннее кольцо подшипника (см. раздел 7.4). Расшифровку остальных параметров – см. выше.

10.2.3. Расчет вала на статическую прочность

Сечение I-I

Напряжения изгиба с растяжением (сжатием) σ_1 и напряжения кручения τ_1 , МПа:

$$\sigma_1 = \frac{K_{пер} \cdot M_I \cdot 10^3}{W_I} + \frac{K_{пер} \cdot F_{aI}}{A_I}; \quad (10.38)$$

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

$$\tau_1 = \frac{K_{пер} \cdot M_{к1} \cdot 10^3}{W_{к1}}, \quad (10.39)$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma1} = \frac{\sigma_T}{\sigma_1}; \quad S_{T\tau1} = \frac{\tau_T}{\tau_1}, \quad (10.40)$$

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 40Х и $\sigma_B = 980$ МПа:

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

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{TII} = \frac{S_{T\sigma1} \cdot S_{T\tau1}}{\sqrt{S_{T\sigma1}^2 + S_{T\tau1}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.41)$$

Сечение II-II

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

$$\sigma_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{II} \cdot 10^3}{W_{II}} + \frac{K_{пер} \cdot F_{aII}}{A_{II}}; \quad (10.42)$$

$$\tau_{II} = \frac{K_{пер} \cdot M_{кII} \cdot 10^3}{W_{кII}}. \quad (10.43)$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma II} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{II}}; \quad S_{T\tau II} = \frac{\tau_T}{\tau_{II}}, \quad (10.44)$$

где σ_T и τ_T – см. сечение I-I.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{III} = \frac{S_{T\sigma II} \cdot S_{T\tau II}}{\sqrt{S_{T\sigma II}^2 + S_{T\tau II}^2}} \geq [S_T] = 2,0. \quad (10.45)$$

10.2.4. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_{al} = \sigma_{mI} = \frac{M_I \cdot 10^3}{W_I}; \quad (10.46)$$

$$\tau_{al} = \frac{M_{кI} \cdot 10^3}{2W_{\epsilon I}}; \quad \tau_{mI} = \tau_{al}. \quad (10.47)$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении, МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad (10.48)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (10.49)$$

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:

$$K_{\sigma D} = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma}) - 1}{K_V}; \quad (10.50)$$

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

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 $d_{\epsilon c a}$.

Примечание. При несовпадении значения $d_{\text{эцá}}$ с табличными значениями диаметра вала применяем формулу интерполяции:

$$K_{d\sigma}(K_{d\tau}) = K_{d\sigma(d<)} - \frac{K_{d\sigma(d<)} - K_{d\sigma(d>)}}{d > - d <} \cdot (d_{\text{эцá}} - d <). \quad (10.52)$$

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 обтачивания чистового ($R_a = 1,6$ мкм) и при $\sigma_B > 700$ МПа: $K_{F\sigma} = 0,86 \dots 0,82$; $K_{F\tau} = 0,92 \dots 0,89$. Из предлагаемых диапазонов принимаем средние значения коэффициентов: $K_{F\sigma} = 0,84$ и $K_{F\tau} = 0,905$.

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения. По таблице 10.9 [1]: $K_V = 1$ при отсутствии упрочнения.

По формулам (10.50) и (10.51) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.48) и (10.49) вычисляем пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении σ_{-1D} и τ_{-1D} .

Далее по формулам (10.22) вычисляем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a1}} \quad \text{и} \quad S_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{a1} + \psi_{\tau D} \cdot \tau_{m1}}.$$

Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений определяется по формуле (10.23): $\psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}}$, где $\psi_{\tau} = 0,1$, а $K_{\tau D}$ – см. формулу (10.51).

Общий коэффициент запаса на сопротивление усталости рассчитываем по формуле (10.24): $S_I = \frac{S_{\sigma 1} \cdot S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} \geq [S] = 2,0$.

Сечение II-II

Определяем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, используя формулы (10.25) и (10.26) 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 (10.27) и (10.28), МПа:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad \text{где } \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1} = 240 \text{ МПа} \text{ (см. пояснения к}$$

формулам 10.17 и 10.18).

Коэффициенты снижения предела выносливости определяем по формулам (10.29) и (10.30):

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

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 выходном валу установлены по посадке $L0/k6$, которая обеспечивает в соединении гарантированный натяг. По таблице 10.13 [1] для $\sigma_B = 900$ МПа и диаметра $d_{\text{под3}}$ находим:

$K_{\sigma} / K_{d\sigma} = \dots$, $K_{\tau} / K_{d\tau} = \dots$ (в случае, если значение диаметра $d_{\text{под3}}$ оканчивается цифрой 5, то для определения указанных отношений применяем рекомендации к формулам 10.29 и 10.30).

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности. Применяем для обработки вала чистовое шлифование ($R_a = 0,8 \dots 1,6$ мкм) и по таблице 10.8 [1] для $\sigma_B > 700$ МПа находим: $K_{F\sigma} = 0,91 \dots 0,86$ и $K_{F\tau} = 0,95 \dots 0,92$. Из предлагаемых диапазонов принимаем средние значения коэффициентов: $K_{F\sigma} = 0,885$ и $K_{F\tau} = 0,935$.

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения: $K_V = 1$ – поверхность без упрочнения.

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

По формулам (10.29) и (10.30) рассчитываем коэффициенты снижения пределов выносливости, а затем по формулам (10.27) и (10.28) вычисляем пределы выносливости σ_{-1D} и τ_{-1D} . После этого определяем по формулам (10.31) 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 (10.32):

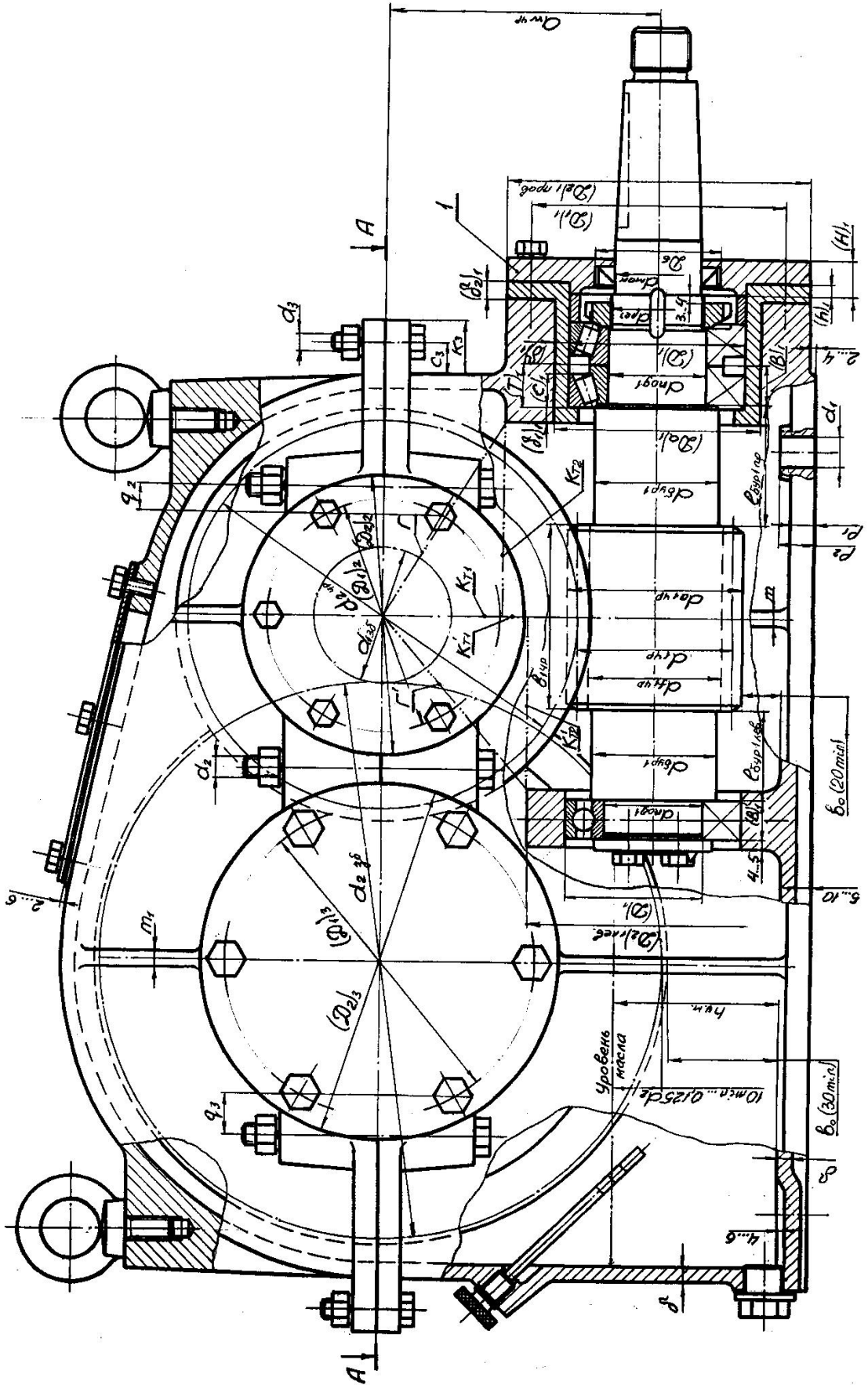
$$S_{II} = \frac{S_{\sigma II} \cdot S_{\tau II}}{\sqrt{S_{\sigma II}^2 + S_{\tau II}^2}} \geq [S] = 2,0.$$

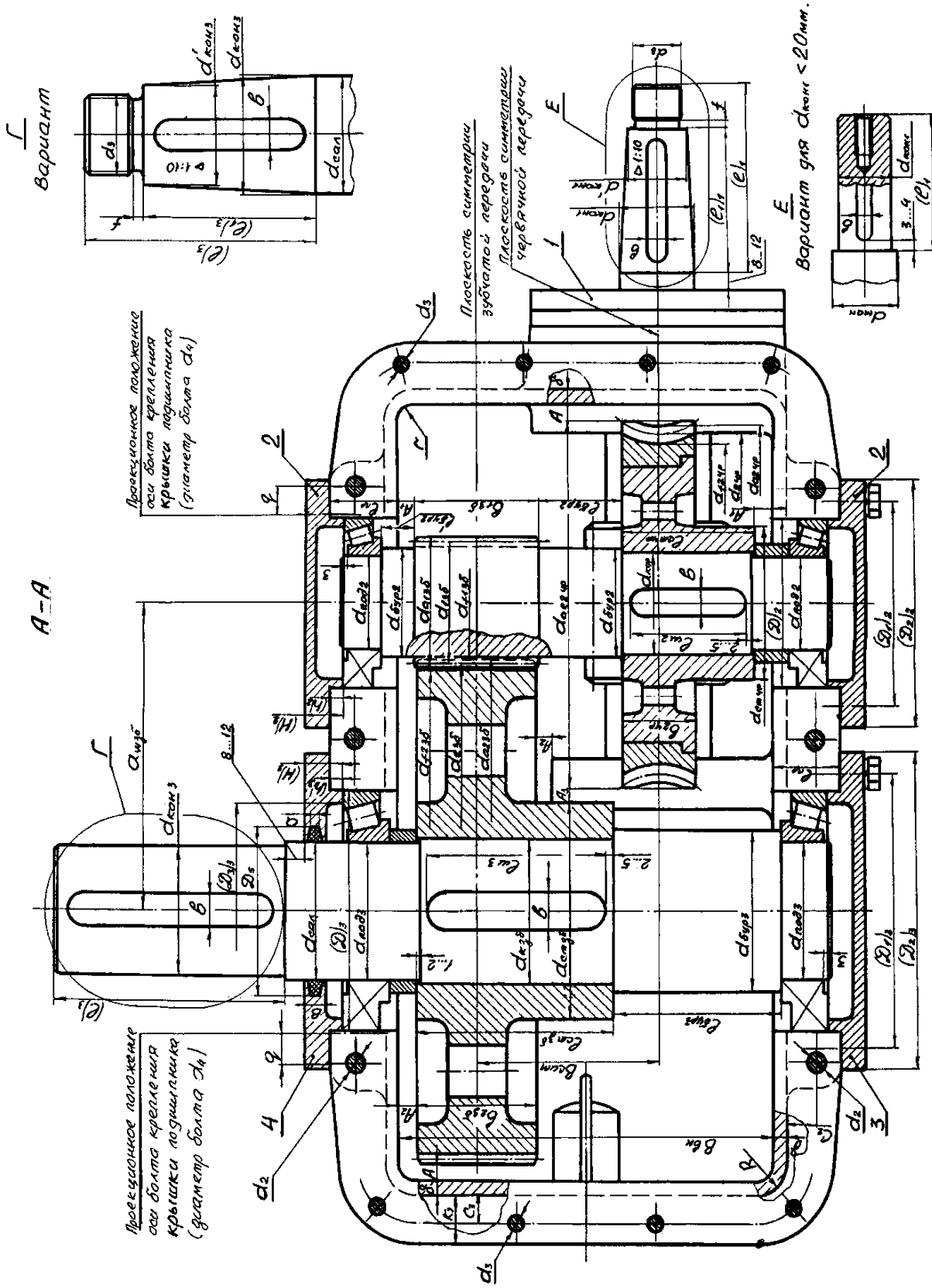
Вывод: статическая прочность выходного вала и сопротивление вала усталости в обоих опасных сечениях обеспечены: $S_T > [S_T] = 2,0$, $S > [S] = 2,0$.

Литература

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. – 496 с.
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.– 408 с.
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 / Д.В. Чернилевский. - 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 / Б.С. Леонтьев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ, 2011. – 20 с.

Конструктивная схема
червячно-цилиндрического редуктора
(Схема N1 для задания 1.1)





ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ		3
Глава 7.	Конструктивные размеры элементов червячно-цилиндрического редуктора	5
7.1.	Передачи редуктора	5
7.1.1	Червячная передача (индекс «чр»)	5
7.1.2	Зубчатая передача (индекс «зб»)	6
7.2.	Конструкция входного вала (индекс 1)	7
7.3.	Конструкция промежуточного вала (индекс 2)	17
7.4.	Конструкция выходного вала (индекс 3)	22
7.5.	Крышки подшипниковых узлов	28
7.6.	Конструктивные элементы корпуса редуктора	30
Глава 8.	Определение сил, нагружающих подшипники входного вала	34
8.1.	Условия работы входного вала	34
8.2.	Радиальные реакции опор от сил в червячной передаче	34
8.3.	Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала	37
8.4.	Реакции опор для расчета подшипников	38
8.5.	Расчетный скорректированный ресурс	40
8.6.	Проверка выполнения условия $P_{r\max} < 0,5C_r$	41
Глава 9.	Определение сил, нагружающих подшипники выходного вала	42
9.1.	Условия работы выходного вала	42
9.2.	Радиальные реакции опор от сил в зубчатом зацеплении	42
9.3.	Радиальные реакции опор от действия силы на консольной законцовке вала	44
9.4.	Реакции опор для расчета подшипников	45
9.5.	Расчетный скорректированный ресурс	47
9.6.	Проверка выполнения условия $P_{r\max} < 0,5C_r$	47
Глава 10.	Расчет валов на прочность	49
10.1.	Входной вал	49
10.1.1	Определение силовых факторов	50
10.1.2	Геометрические характеристики опасных сечений вала	51

10.1.3	Расчет вала на статическую прочность	51
10.1.4	Расчет вала на сопротивление усталости	52
10.2	Выходной вал	56
	а) Зубчатая передача – косозубая	56
	б) Зубчатая передача – прямозубая	57
10.2.1	Определение силовых факторов	59
10.2.2	Геометрические характеристики опасных сечений вала	59
10.2.3	Расчет вала на статическую прочность	60
10.2.4	Расчет вала на сопротивление усталости	61
	Литература	64
	Приложение 1	65

Учебное издание

Леонтьев Борис Сергеевич

РУКОВОДСТВО ПО РАСЧЕТУ ПРИВОДА

КНИГА 2
ЧАСТЬ 1

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Корректор Габдурахимова Т.М.
Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 14.04.2014
Подписано в печать 09.06.2014.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Тираж 100.
Заказ №30.

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».
г. Нижнекамск, 423570, ул.30 лет Победы, д.5а.