

МИНИСТЕРСТВО
НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
РЕСПУБЛИКАНСКИЙ НАРОДОВ
НАРОДОВ имени ПАТРИСА ЛУМУМБЫ

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПРИВОДОВ МАШИН

Учебное пособие

Москва — 1988

Утверждено
Редакционно-издательским советом
инженерного факультета

В настоящем учебном пособии, предназначенном для студентов курса инженерного факультета специалистов ИМ и ИР, рассмотрены вопросы расчета и конструирования деталей и узлов машин общего назначения (зубчатые передачи, валы, подшипниковые узлы и др.). Изложение теоретических вопросов сопровождается конкретными примерами по расчету.

Подготовлено на кафедре конструций машин.

Авторы-составители:

Михаил Владимирович Егоров, Всеволод Николаевич Лазарев,
Отто Иосифович Келен, Вячеслав Матвеевич Матвеев

Рецензенты

доктор технических наук профессор Н.Ф. Попов,
кандидат технических наук В.П. Медов

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебном пособии рассматриваются наиболее сложные вопросы курса "Детали машин и ПТУ", трактовка которых в последнее время претерпела существенные изменения в связи с техническими стан-дартами на расчеты, терминология и обозначения. Это касается в основном расчетов и конструирования зубчатых передач, подшипников качения и некоторых других элементов приводов машин.

Исходящий материал в части терминологии, обозначений и методики расчета соответствует новым стандартам, принятым в соответствии с требованиями рекомендаций СЭВ и ЖСО.

Расчеты зубчатых передач на прочность соответствуют рекоменда-циям ГОСТа 21354-75, введенным в действие с 1 января 1977 года, с незначительными упрощениями, допустимыми для общетехнического курса.

Вопросы проектирования зубчатых передач рассмотрены примени-тельно к некорректированным передачам стальных зубчатых колесо-ми, исходящий контур зуба которых соответствует СТ СЭВ 309-76. Ра-составшим со смазкой в закрытом корпусе при температуре от -40°C до +100°C как наиболее широко применяемым в общем машиностроении.

Терминология и обозначения элементов зубчатых передач соот-ветствуют ГОСТам 16530-70, 16531-70 и 16532-70.

Методика расчета подшипников качения соответствует ГОСТу 18854-73 и 18855-73.

При рассмотрении вопросов конструирования деталей и узлов в части сопряженных размеров авторов использованы стандарты СЭВ по единой системе допусков и посадок (СТ СЭВ 144-75 и 145-75).

Изложение материала в пособии ведется применительно к расчету и конструированию индивидуального электромотора, так как привод современной машины включает в себя детали и узлы, изучение конст-рукций и методов расчета которых составляет основное содержание курса "Детали машин" (зубчатые передачи, валы, подшипниковые уз-лы, муфты, корпусные детали и т.п.).

Теоретический материал подкрепляется конкретным примером расчета и проектирования привода машины.

Размеры всех физических величин, используемых в расче-тах, даны в Международной системе единиц (СИ).

1. ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Исходными данными для конструктора при проектировании привода машины обычно являются мощность (P , кВт) или крутящий момент (T , Н·м) на выходном валу привода и его частота вращения (n , об/мин). Эти величины определяются технологическими параметрами и назначением машины (например, для металлорежущих станков назначением и режимами резания).

Кроме того, бывают известны режимы и условия работы машины, а также специальные требования к конструкции, которые необходимо учитывать при проектировании. Режим работы машины задается обычно графиком нагрузки.

II. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Для индивидуальных приводов средней и малой мощности в общем машиностроении наиболее часто применяются асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором ([4], стр. 332-336).

Требуемая мощность двигателя определяется по одной из формул:

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta}, \text{ кВт}; \quad N_{дв} = \frac{T \cdot n}{9550 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

где:

- N - мощность на выходном валу привода, кВт;
- T - крутящий момент на выходном валу, Н·м;
- n - частота вращения выходного вала, об/мин;
- η - общий КПД привода;

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (2)$$

где: η_1, η_2, \dots - КПД соответствующих ступеней передач привода с учетом потерь в подшипниках;

η_n - КПД муфт и других элементов привода.

Ориентировочные значения η приводятся в справочной литературе ([2], стр. 460, табл. 14.1).

Частота вращения вала двигателя выбирается из стандартного ряда, исходя из оптимальных значений передаточного отношения для данной схемы привода (см. [2], стр. 462).

$$n_{дв} = n \cdot i_{общ}$$

Наиболее широкое применение получили электродвигатели с синхронной частотой вращения $n_s = 1000$ и 1500 об/мин.

Исходя из полученных величин $N_{дв}$ и $n_{дв}$ можно подобрать стандартный двигатель ([4], стр. 332-336, табл. 1.31, 1.32, 1.33, 1.34).

Конкретная модификация по конструктивным особенностям и исполнению электродвигателей выбирается исходя из конструкции и условий эксплуатации привода.

Общее передаточное отношение привода

$$i = \frac{n_{дв}}{n} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot \dots, \quad (3)$$

где u_{12}, u_{34} - передаточные числа отдельных передач.

Очень важно правильно разбить передаточное отношение привода по ступеням (передачам). Если привод состоит из одноступенчатого редуктора и открытой передачи (или нескольких последовательно расположенных одноступенчатых редукторов), то передаточные числа можно назначать, исходя из оптимальных их значений ([2], стр. 462, табл. 14.2).

Разбивка передаточного отношения многоступенчатого редуктора по ступеням может производиться, исходя из различных предположений: компактность, минимальный вес, оптимальные условия смазки зацеплений, наиболее полная загрузка первой ступени (для соосных редукторов) и т.п. ([2], стр. 129-139).

Ниже приводятся формулы для разбивки передаточного отношения редуктора по ступеням, гарантирующие примерно равное погружение в масляную ванну (оптимальные условия смазки зацеплений):

1. Для цилиндрических редукторов с разветвленной схемой

$$u_{12} = \sqrt[3]{0,7 \cdot i^2} \leq 6,3.$$

2. Для соосных редукторов

$$u_{12} = 0,9 \cdot \sqrt{i} \leq 6,3$$

3. Для коническо-цилиндрических редукторов

$$u_{12} = u_{\text{кон}} = (0,22 + 0,28) \cdot i \leq 4.$$

В этих формулах i — общее передаточное отношение редуктора.

При проектировании стандартного редуктора передаточные числа согласуются с ГОСТом 2185-66 ([2], стр. 132, табл. 5.1).

Частоты вращения валов привода определяются по формулам:

$$n_1 = n_{\text{д}}; \quad n_2 = n_3 = \frac{n_1}{u_{12}}; \quad n_4 = n_5 = \frac{n_2}{u_{34}} \quad \text{и т. д.}$$

(индексы определяют порядковый номер зубчатых колес по ходу потока, потока).

Крутящие моменты на валах зубчатых колес:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{N_{\text{д}}}{n_1}, \quad H \cdot \text{м}; \quad T_2 = T_3 = T_1 \cdot u_{12};$$

$$T_4 = T_5 = T_3 \cdot u_{34}.$$

III. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, И ТЕРМООБРАБОТКА

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес, должны обеспечивать высокую усталостную прочность поверхностных слоев рабочих поверхностей зубьев, а также высокую прочность зуба на изгиб. В большинстве случаев для изготовления зубчатых колес применяют различные стали. Реже применяют чугун и пластмассы. Поскольку работоспособность остроходных передач, как правило, определяется контактной выносливостью, которая зависит в конечном счете от поверхностной твердости зубьев, то целесообразно выбирать материалы достаточно твердые (или обеспечивать высокую твердость применением специальной термообработки). С другой стороны, при механической и химико-термической обработке твердых сталей встречаются определенные технологические трудности, повышающие трудоемкость изготовления и стоимость передачи. Поэтому в тех случаях, когда нет ограничений в весе и габаритах зубчатых передач, а так-

же при отсутствии необходимого технологического оборудования, допускается применение зубчатых колес с невысокой поверхностной твердостью зубьев.

Исходя из этого, все зубчатые колеса условно разделяют на две группы:

1. Прирабатывавшиеся зубчатые колеса с невысокой поверхностной твердостью зубьев ($HV \leq 350$);
2. Неприрабатывавшиеся зубчатые колеса с поверхностной твердостью зубьев ($HV > 350$).

Зубчатые колеса первой группы изготавливаются из нормализованных ($HV = 140 + 220$) или улучшенных ($HV = 200 + 300$) среднеуглеродистых конструкционных или легированных сталей (40, 45, 50Г, 35ХГ, 40Х, 40ХН и др.). Для колес больших диаметров ($d_a > 300$ мм) применяются литейные стали (35Л, 50Л и др.). Нарезание зубьев у колес этой группы производится после термообработки заготовки. Для лучшей приработки твердость зубьев шестерни рекомендуется назначать выше твердости зубьев колеса на 20-30 единиц Бринелля. Для повышения несущей способности корозубой передачи эту разницу следует назначать возможно большей (до 100 и более единиц Бринелля).

Для изготовления зубчатых колес второй группы преимущественно применяются стали с поверхностной химико-термической или термической обработкой:

а) среднеуглеродистые конструкционные и легированные стали (45, 50, 40Х, 40ХН и др.) с поверхностной закалкой рабочих поверхностей зубьев ТВЧ до $HRC = 45 + 55$;

б) малуглеродистые конструкционные и легированные стали (15Х, 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ и др.) с цементацией и закалкой до $HRC = 58 + 63$;

в) низколегированные стали, содержащие алюминий (38ХМЛ, 38ХВМЛ, 35ХМЛ и др.), с азотированием ($HV = 850 + 900$).

Азотирование — длительный и дорогостоящий процесс. Поэтому его применяют в основном для высоконагруженных ответственных передач.

Термическая и химико-термическая обработка колес второй группы производится после нарезания зубьев. После термообработки необходимо в большинстве случаев произвести отделочные операции для рабочих поверхностей зубьев — шлифовку, притирку и т.п.

Механические свойства зубьев колес зависят не только от используемых для их изготовления материалов и вида термообработки, но и размеров и формы заготовки, режимов термообработки и других факторов. Поэтому в справочных таблицах обычно дается диапазон изменения механических характеристик, достигаемых для данного материала, иногда с дифференциацией по размерам заготовок и режимам термообработки. Например, при объемной закалке твердость сердцевины зуба зависит от прокаливаемости материала, определяющей в основном размеры поперечного сечения детали (в данном случае зубчатого венца S). Механические характеристики некоторых типовых сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес, приведены в табл. 3.1. Данные таблицы справедливы для зубчатых колес, толщина венца которых не превышает 60 мм ($S \leq 60$ мм).

Таблица 3.1

Марка стали	Термообработка	Механические свойства, МПа		Твердость *	
		σ_b	σ_t	сердцевина, НВ	поверхность, НРС
40	нормализация	530-650	340	170-190	-
45	улучшение	750-850	450	210-230	-
45	объемная закалка	1000	750	335-490	-
20Х	цементация и закалка	600	650	230-240	58-63
40Х	улучшение	900-1000	800	250-280	-
40Х	объемная закалка	1100-1350	900-1050	340-420	35-45
40Х	азотирование	1000	800	200-300	НВ=500-550
12ХНЗА	цементация и закалка	920	700	250	56-63
18ХТ	цементация с закалкой	1150	950	400	56-62
38ХМФА	азотирование	1000	850	350	НН=850

* Средние значения твердости металлов

НРС	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64
НВ	340	412	435	457	482	502	522	542	562	582	602	622	642
НВ	375	391	413	437	460	483	512	532	555	576	603	624	644

IV. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Обычно при расчете зубчатых передач необходимо определять следующие виды допускаемых напряжений:

а) допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете на выносливость с учетом орошения и режима работы зубчатой передачи. Для приработавшихся косозубых цилиндрических зубчатых колес, а также конических колес с тангенциальными или круговыми зубьями при разности поверхностной твердости зубьев $HV_1 - HV_2 \geq 100$ за расчетное допускаемое напряжение принимают $[\sigma_H]_{1,2} = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$ но не более:

$1,23[\sigma_H]_2$ для цилиндрических колес;
 $1,15[\sigma_H]_2$ для конических колес

Во всех остальных случаях за расчетное значение принимается меньшее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$

б) допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость $[\sigma_F]$ с учетом срока службы и режима работы зубчатой передачи для материала шестерни и колеса;

в) допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках по контактным напряжениям $[\sigma_H]_{max}$ и изгибе $[\sigma_F]_{max}$.

Значения допускаемых напряжений определяются по формулам:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \cdot \sigma_{m\delta}}{S_H} \cdot K_{HL} \quad (4)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F \cdot \sigma_{m\delta}}{S_F} \cdot K_{FS} \cdot K_{FL} \quad (5)$$

Примечание. В формулах для определения $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$ ошущены (по сравнению с приложением к ГОСТу 21554-75) коэффициенты, учитывающие факторы, влияющие на прочность наиболее часто применяемых в машиностроении передач несущественно.

Приближенные значения пределов контактной выносливости $\bar{b}_H \text{ и } \bar{b}_F$, коэффициентов безопасности S_H и предельных допустимых напряжений $[\sigma_H]_{\max}$

Тип стали	Термообработка	Твердость по- верхности зубьев	$\sigma_{\text{н}} \text{ в м.б.}$ МПа	$S_{\text{н}}$	$[\sigma_{\text{н}}]_{\text{max}}$ МПа
Стали	нормализация и	$HRC < 350$	12HB+70	1,1	12,857
углероди-	улучшение	—	—	—	—
стые и леги-	объемная закалка	$HRC 38-50$	18HRC+150	1,1	12,857
рованные	ка	—	—	—	—
	поверхностная	$HRC 40-50$	17HRC+200	1,2	140HRC
	закалка	—	—	—	—
Стали	цементация	$HRC 56$	123HRC	1,2	140HRC
легирован-	азотирование	$HN 550-750$	11050	1,2	13HV
ные	—	—	—	—	—

Таблица 4,2.

Приближенные значения пределов изгибной выносливости $\sigma_{F \lim}$, коэффициентов безопасности S_F и предельных допускаемых напряжений $[\sigma]_{\max}$

Тип стали	Термообработка	Твердость сердцевиты зубьев	δ_r в мб, МПа	S_f	$[\sigma]_{\text{нн}}$, МПа
Сталь угле-	нормализация и	HB 180-350	11,8 HB	11,8	2,5HB
рольные и	лучшение	!	!	!	!
легирован-	объемная закал-	HRC 40-55	1550-600	11,8	11300
ные	!	!	!	!	!
Сталь леги-	цементация	HRC 32-45	1750-850	11,8	11200
рованные	азотирование	HRC 24-40	112HRC+300	11,8	11000

T_c - крутящий момент, передаваемый данным зубчатым колесом в течение времени t_c ;

 $T_{\text{ком}}$ — номинальный крутящий момент;

7 - ч. сло часов работы передачи за расчетный срок служб. Эта величина может быть задана непосредственно или определена по заданному расчетному сроку служб с

II

В этих формулах:

$\beta_{44} \text{ см}^2$; $\beta^\circ \text{ см}^2$ — базовые пределы контактной и изгибной
 жесткости зубьев при базовых числах
 циклов, соответственно N_{10} и N_{10}^* .
 S_2 — коэффициенты безопасности.

Значения базовых пределов контактной и изгибной выносливости $\sigma_{\text{изг}b}$ и $\sigma_{\text{кон}b}$, коэффициентов безопасности S_n и S_F , а также предельных допускаемых напряжений $[\sigma_n]_{\text{max}}$ и $[\sigma_F]_{\text{max}}$ приводятся в табл. 4.1 и 4.2.

$K_{\text{гс}}$ — коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. Для неревесивных передач $K_{\text{гс}} = 1$, для реверсивных передач $K_{\text{гс}} = 0,8$ при $HV > 350$ и

 $K_{\text{Fe}} = 0.7 \text{ при } \text{HB} < 350;$

$K_{\text{нл}}, K_{\text{ф}}$ — коэффициенты долговечности, определяемые по формулам:

$$2.4 \geq K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HD}}{N_{HE}}} \geq 1$$

$$2.0 \geq K_{fl} = \sqrt{\frac{N_{fo}}{N_{fc}}} \geq 1$$

$$I.6 \geq K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FQ}}{N_{FE}}} \geq 1$$

 N_{H_2}, N_{FD} — базовые числа циклов

$$N_{H_0} = 30 \cdot HB^{2.4} \quad (npu \quad HRC > 56 \quad N_{H_0} = 120 \cdot 10^6)$$

$$N_{\text{eff}} = 4.10^6$$

$N_{\text{не}}$, $N_{\text{эф}}$ -эквивалентные числа циклов перемес напряжений за весь срок с.ужбы передачи.

При неизменной угловой частоте вращения

$$N_{NE} = 80 \cdot c \cdot n \cdot t \cdot \Sigma \left(\frac{I_i}{I_{\text{nom}}} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t} \quad (6)$$

$$N_{FE} = 60 \cdot g \cdot n \cdot t \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{nom}} \right)^m \cdot \frac{t_i}{T} ;$$

с — ценою зацепления; зуб за I оборот зубчатого колеса,

с учетом коэффициента использования машины во времени, считая, что в году 300 рабочих дней и одна рабочая смена составляет 8 часов.

Величины $\frac{T_1}{T_{ном}}$ и $\frac{t_1}{t}$ определяются обычным графиком нагрузки на передачи.

У. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Большинство зубчатых передач, применяемых в общем машиностроении, работает в условиях хорошей смазки. Основным критерием работоспособности таких передач является контактная и изгибная выносливость зубьев. Для зубчатых колес, изготовленных из сталей с поверхностной твердостью $H\text{B} < 350$, а также для большинства зубчатых колес с поверхностной твердостью $H\text{B} > 350$ основной критерий контактной выносливости. Поэтому при проектировании передач редукторов обычно применяют следующий порядок расчета: определяют ориентировочно один из основных геометрических параметров передачи (обычно d_1 или a_w) из расчета на контактную выносливость, определяют остальные геометрические размеры, уточняют кинематические параметры, определяют условия зацепления, а затем производят проверочные расчеты на контактную и изгибную выносливость зубьев по номинальным напряжениям с использованием уточненных параметров, а также проверку прочности зубьев при перегрузках. Рассмотрим отдельно каждый из указанных расчетов.

1. Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Для эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления с углом зацепления 20° при стальных зубчатых колесах обычно определяют ориентировочное диаметр начальной окружности шестерни.

Для цилиндрических косозубых передач

$$d_1 \geq 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\psi_{H\beta} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} \quad \text{мм.} \quad (8)$$

Для цилиндрических косозубых передач

$$d_1 \geq 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\psi_{H\beta} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} \quad \text{мм.} \quad (9)$$

Для конических прямозубых передач

$$d_{m1} \geq 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot \sqrt{u^2+1}}{0,85 \cdot \psi_{H\beta} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} \quad \text{мм.} \quad (10)$$

для конических передач с непрямыми зубьями

$$d_{m1} \geq 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot \sqrt{u^2+1}}{0,85 \cdot \psi_{H\beta} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} \quad \text{мм.} \quad (11)$$

В этих формулах:

T_1 - номинальный крутящий момент на валу шестерни в Н·м,

$\psi_{H\beta}$ - коэффициент ширины колеса, $\psi_{H\beta} = \frac{b_w}{d_{m1}}$,

где b_w - рабочая ширина зубчатого венца. Для предварительного задания величины $\psi_{H\beta}$ можно использовать данные табл. 5.1.

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (рис. 5.1).

2. Определение геометрических размеров и уточнение кинематических параметров передачи

Для цилиндрических передач после определения величины d_1 можно использовать следующую последовательность расчетов:

- определяют рабочую ширину венца зубчатых колес

$$b_w = \psi_{H\beta} \cdot d_1.$$

Для колеса можно принять $b_2 = b_w$, для шестерни -

$$b_1 = b_2 + (2 + 5) \text{ мм};$$

- определяют величину нормального модуля передачи по формуле:

$$m_n = K \cdot \frac{T_1 \cdot 10^3}{b_w \cdot d_1 \cdot [\sigma_F]_2} \geq 1,5 \text{ мм},$$

где $K = 10$ - для прямозубых колес

$K = 8$ - для косозубых колес.

Полученное значение модуля округляют до стандартного значения по СТ СЭВ 310-76:

1 -й ряд 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм

2 -й ряд 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9 мм

- задают угол наклона зубьев (для косозубых передач)

$$\beta = 8^\circ - 20^\circ \text{ (часто принимают } \beta = \arccos 0,99 \text{);}$$

для косозубых передач проверяют выполненные условия $\epsilon_\alpha \geq 1,1$,

где $\epsilon_\alpha = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{m_n}$ - коэффициент осевого перекрытия.

Значения коэффициента

Кинематическая схема разуктора	Приработавшиеся колёса		Неприработавшиеся колёса	
	$\psi_{\delta d_1}$	$\psi_{\delta d_2}$	$\psi_{\delta d_1}$	$\psi_{\delta d_2}$
	I, 0 - I, I	0, 85 - 0, 9	0, 5 - 0, 55	0, 4 - 0, 45
	0, 8 - 0, 9	I, 15 - I, 2	0, 40 - 0, 45	0, 6 - 0, 65
	$\geq 0, 2$	I - I, I	$\geq 0, 2$	0, 5 - 0, 55
	0, 6	0, 85 - 0, 9	0, 3	0, 4 - 0, 45
	I, 2 - I, 4	0, 6 - 0, 7	0, 6 - 0, 7	0, 3 - 0, 35

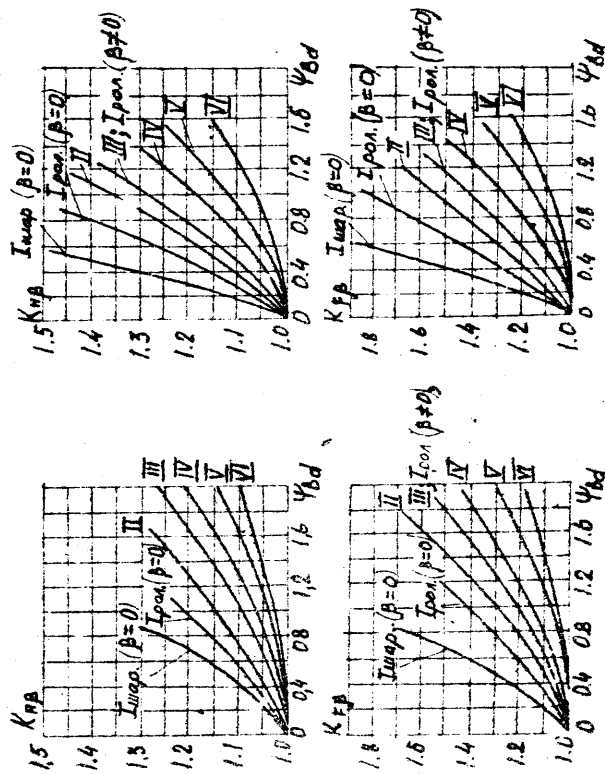


Рис. 5.1
 $\mu_{HB_1} \text{ и } \mu_{HB_2} > 350$

$$Z_1 = \frac{d_1}{m_n} \cdot \cos \beta = 17$$

и округляют до целого числа;

— определяют число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot 498;$$

— определяют межосевое расстояние

$$a_{w12} = \frac{m_2}{2 \cdot \cos A} (z_1 + z_2)$$

и округляют до целого или стандартного значения:

— уточняют угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{m_N(Z_1 + Z_2)}{2a},$$

передаточное число $u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$ и диаметры начальных окружностей зубчатых колес:

$$d_1' = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 \quad \text{u} \quad d_2' = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2$$

(для контроля можно проверить $\sigma_{wre} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$);

— определяют диаметры нитки и вычисляют зубчатых колес:

$$da_1 = d_1 + 2m_n; \quad da_2 = d_2 + 2m_n;$$

$$d_{f_1} = d_1 - 2.5 m_n; \quad d_{f_2} = d_2 - 2.5 m_n;$$

— определяют окружную скорость в зацеплении

$$V_{12} = \frac{\pi d_1 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi d_2 n_1}{60 \cdot 1000}, \quad \frac{m}{\%}$$

$$(d_1 \wedge d_2 - B \wedge B);$$

— назначают экономический целесообразную степень точности. Обычно для передач общего машиностроения при $V < 6$ м/с назначают 8-ю степень точности.

Для конечных передач можно вести в следующей последовательности:

— определяют ширину зубчатого венца:

$$\delta_w = \psi_{Ad} \cdot d_{m_1};$$

- определяют углы начальных конусов

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u_{12}}; \quad \delta_2 = \arctg u_{12}; \quad (\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ);$$

- определяют начальный диаметр шестерни на наружном дополнительном конусе

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \cdot \sin \delta_1;$$

- определяют внешнее конусное расстояние

$$R_c = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1};$$

- проверяют соблюдение условия

$$\frac{b_w}{R_c} < 0,3;$$

- определяют модуль, передачи по формуле

$$m_{12} = K \cdot \frac{T_1 \cdot 10^3}{b_w \cdot d_{m1} \cdot [G_T]_2} \geq 1,5 \text{ мм},$$

где $K = 20$ - для прямозубых колес и

$K = 14$ - для колес с тангенциальными и круговыми зубьями (полученное значение m_{12} целесообразно округлить до стандартного по СТ СЭВ 310 - 76);

- определяют число зубьев

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{12}}; \quad z_2 = z_1 \cdot u_{1,2}$$

и округляют до целого числа;

- уточняют

$$d_{1,2} = m_{12} \cdot z_{1,2}; \quad u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (\text{с точностью до } 0,0001)$$

$$R_c = 0,5 \cdot m_{12} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u_{1,2}}; \quad \delta_2 = \arctg u_{1,2} \quad (\text{с точностью до } 10''); \quad \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

- определяют остальные геометрические размеры передачи;

$$d_{e2} = m_{12} \cdot z_2;$$

$$d_{m2} = d_{e1} - b_w \cdot \sin \delta_1;$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b_w \cdot \sin \delta_2;$$

$$m_{12} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m2}}{z_2};$$

- задаются средним углом наклона зубьев β_m . Для тангенциальных зубьев $\beta_m = 25-30^\circ$, для криволинейных зубьев $\beta_m = 35^\circ$, для прямозубой передачи $\beta_m = 0^\circ$;

- определяют средний нормальный модуль (для непараллельной передачи)

$$m_{nm} = m_{12} \cdot \cos \beta_m;$$

- определяют окружную среднюю скорость передачи

$$V_{12} = \frac{\pi d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad \text{м/с} \quad (d_{m1} \text{ — мм});$$

- назначают экономически целесообразную степень точности (8-ю для передач общего машиностроения при $V < 6 \text{ м/с}$).

3. Определение усилий в зацеплении

Для цилиндрических передач без смещения (рис. 5.2а) усилия в зацеплении без учета потерь определяются по формулам:

$$\text{окружное усилие} \quad F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{2000 T_2}{d_2}, \quad \text{Н};$$

$$\text{радиальное усилие} \quad F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_m}, \quad \text{Н};$$

$$\text{осевое усилие} \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_m, \quad \text{Н};$$

а для конических колес (рис. 5.2б) — по формулам:

$$\text{окружное усилие} \quad F_t = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 T_2}{d_{m2}}, \quad \text{Н};$$

$$\text{радиальное усилие} \quad F_r = F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1); \quad (12)$$

$$\text{осевое усилие} \quad F_a = F_{a2} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1). \quad (13)$$

В формулах (12) и (13) знак зависит от направления вращения шестерни (наблюдать со стороны большого торца) и линии наклона зуба как винтовой линии (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Направление вращения шестерни	Линия наклона зуба	Знак	
		формула (12)	формула (13)
По часовой стрелке	правый	-	+
	левый	+	-
Против часовой стрелки	правый	+	-
	левый	-	+

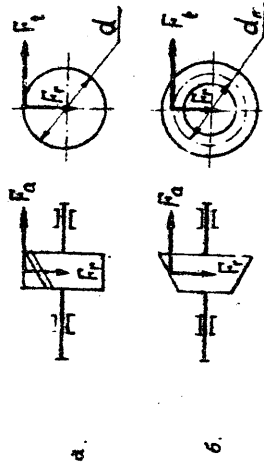


Рис. 5.3

4. Проверочный расчет на усталостную прочность по контактным напряжениям

Расчетные формулы для проверочного расчета рабочих поверхностей зубьев на контактную усталость имеет вид для цилиндрических передач

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot (u+1)}{d_1 \cdot u}} \leq [\sigma_H], \quad (14)$$

для конических передач

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot \sqrt{u^2+1}}{0.85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq [\sigma_H]. \quad (15)$$

в этих формулах:

Z_H — коэффициент, учитывающий форму зубьев,
 $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}$. При $\alpha = 20^\circ$, $Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta$
 Z_M — коэффициент, учитывающий механические свойства материала
 $Z_M = \sqrt{\frac{E_p}{\eta \cdot (1-\mu^2)}}$.
 Для стальных зубчатых колес
 $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$.

Z_E — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для прямозубых передач
 $Z_E = \sqrt{(\frac{1}{\epsilon} - \frac{1}{\epsilon_1}) / 2}$, для косозубых и шевронных передач
 $Z_E = \sqrt{(\frac{1}{\epsilon} - \frac{1}{\epsilon_1})}^{1/2}$,
 где

$\epsilon_1 = [1,88 - 3,2(\frac{1}{\epsilon} - \frac{1}{\epsilon_2})] \cdot \cos \beta$ — коэффициент торцевого перекрытия. Для конических передач в формулу следует подставить эквивалентное число зубьев $Z_{vt} = \frac{Z_t}{\cos \beta}$;

W_{Ht} — удельная расчетная окружная сила, Н/мм.

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (16)$$

где дополнительно:

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется при переменной нагрузке в зависимости от ширины колеса и их расположения относительно опор (рис. 5.1).

При постоянной нагрузке для прорасчитываемых колес $K_{H\beta} = 1$;

K_{HV} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Определяется по формуле

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot \delta_w}{F_t \cdot K_{H\beta}} \quad (17)$$

F_t — Н
 δ_w — мм

W_{HV} - удельная окружная динамическая сила, Н/мм

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{a}} \quad (18)$$

При расчете конических передач вместо межосевого расстояния в формулу (18) следует проставить полуосумму оредних начальных диаметров колес $0,5 \cdot (d_{m1} + d_{m2})$ в мм.

δ_H - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. 5.3);

g - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. 5.4);

V - окружная скорость зацепления, м/с;

a_w - межосевое расстояние, мм.

Таблица 5.3

Значения коэффициентов δ_H и δ_F

Твердость поверхности зубьев	Вид зубьев	δ_H	δ_F
$H_{B2} \leq 350$	Прямые, $x = 0$	0,006	0,016
	Прямые, $x \neq 0$	0,004	0,011
	Косые	0,002	0,006
$H_{B2} > 350$	Прямые, $x = 0$	0,014	0,016
	Прямые, $x \neq 0$	0,010	0,011
	Косые	0,004	0,006

* x - коэффициент смещения исходного контура.

Таблица 5.4

Модуль m , мм	Значения коэффициента g			
	6	7	8	9
$< 3,55$	38	47	56	73
$3,55 \div 10$	42	53	61	82
> 10	48	64	73	100

Следует отметить, что для хорошо спроектированной передачи действующие напряжения (формулы 14, 15) могут иметь отклонение от допускаемых в пределах от +5% (перегрузка) до -10% (недогрузка). При невыполнении этого условия следует оценить перерасчет, изменив геометрические параметры, входящие в условия прочности, либо, задавшись другим материалом зубчатых колес. Небольшое изменение величины действующих напряжений можно также достигнуть изменением ширины венца колес (δ_w).

5. Проверочный расчет зубьев на усталостную прочность по напряжениям изгиба

Расчет производится для зубьев шестерни и колеса по формулам для цилиндрических передач

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_S \cdot \frac{W_{Ht}}{m_n} \leq [\sigma_F], \quad \text{МПа} \quad (19)$$

для конических передач

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_S \cdot \frac{W_{Ht}}{0,85 \cdot m_{nm}} \leq [\sigma_F], \quad \text{МПа} \quad (20)$$

В этих формулах дополнительно:

Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба. Определяется отдельно для зубьев шестерни и колеса (табл. 5.5) для

цилиндрических колес в зависимости от эквивалентного

($Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \beta}$), а для конических колес - эквивалентного

ного ($Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \beta \cos \beta_m}$) числа зубьев;

Y_S - коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_S = 1 - \frac{\beta}{140}$

W_{Ht} - удельная расчетная окружная сила при расчете на изгиб

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{\delta_w} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot \frac{H}{mm} \quad (21)$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется при переменной нагрузке в зависимости от ширины колес и их расположения относительно опор (см. рис. 5.1). При постоянной нагрузке для привода

батарейных колес $K_{F\beta} = 1$;

K_{Fv} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку. Возникающую в зацеплении. Определяется по формуле

Считать этот разрыв можно за счет применения мелкозубчатых передач. Однако следует иметь в виду, что зубчатые колеса с $m < 1,5$ мм в силовых передачах применять не рекомендуется.

6. Проверочный расчет прочности зубьев при передатках

Максимальные крутящие моменты, возникающие в приводе, например, при пуске машины, могут привести к потере статической прочности зубьев. Поэтому спроектированную передачу обычно проверяют на статическую прочность зубьев по контактным напряжениям и напряжением изгиба зубьев

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [\sigma_H]_{\max}; \quad (24)$$

$$\sigma_F \max = \sigma_F \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [\sigma_F]_{\max},$$

где дополнительно:

$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$ — кратность максимального момента, определяемая характеристикой двигателя или графиком нагрузки

У1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Диаметры участков валов редукторов определяются условиями прочности, жесткости, а также конструктивными требованиями (удобство сборки, изготовления и т.п.)

Предварительно диаметры валов назначают из расчета на чистое кручение по заданному допускаемому напряжению, учитывая рабочий вал на изгиб. Диаметр входного вала редуктора выбирают так, чтобы конец вала, на который насаживается шфет, соединяющая его с валом двигателя, был примерно равен диаметру конца вала электродвигателя. Исходя из вышеуказанного, диаметры валов под подшипниками рекомендуется определять по следующим ориентировочным значениям:

Таблица 5.5

Значения коэффициента Y_F

Z	Коэффициенты смещения индентрента X											
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5	
12	-	-	-	-	-	4,25	4,03	3,83	3,90	3,67	3,46	
17	-	-	-	-	-	4,50	4,28	4,07	3,67	3,53	3,40	
20	-	-	-	-	-	4,55	4,28	4,07	3,90	3,61	3,38	
25	-	-	-	-	-	4,60	4,40	4,05	3,90	3,57	3,39	
30	4,55	4,30	4,15	4,00	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40	
40	4,15	4,03	3,93	3,85	3,77	3,70	3,63	3,58	3,53	3,48	3,43	
50	3,97	3,88	3,82	3,76	3,70	3,65	3,60	3,56	3,53	3,49	3,44	
60	3,85	3,78	3,74	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46	
80	3,74	3,70	3,67	3,65	3,62	3,60	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50	
100	3,67	3,66	3,65	3,63	3,61	3,60	3,58	3,56	3,55	3,53	3,52	
150	3,64	3,63	3,62	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,56	3,55	3,55	
200	3,63	3,63	3,62	3,62	3,61	3,60	3,59	3,58	3,57	3,56	3,56	
∞	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot \delta_w}{F_z \cdot K_{F\beta}} \cdot \left(\frac{F_z}{\delta_w} - H \right) \quad (22)$$

W_{FV} — удельная окружная динамическая сила

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g \cdot \gamma \cdot \sqrt{\frac{d_w}{a}} \cdot H_{\text{мм}} \quad (23)$$

(γ — м/с; d_w — мм)

δ_F — коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головки зуба (см. табл. 5.3)

При расчете конических передач вместо межосевого расстояния a_w в формулу (23) следует подставить полуосуму средних начальных диаметров колес $(d_{m1} + d_{m2}) \cdot 0,5$ в мм.

Опыт показывает, что для зубчатых колес с высокой твердостью зубьев (HRC350) действующие напряжения изгиба могут оказаться значительно ниже допускаемых, так как основным критерием, определяющим размеры таких передач, является контактная прочность.

входной вал

$$d_{d1} = (0,8 \div 1,2) d_{d2}, \text{ мм},$$

остальные валы

$$d_{d2} \approx 150 \sqrt[3]{\frac{N_{д2}}{n_2}}, \text{ мм} \quad (25)$$

где: d_{d1} — диаметр вала двигателя (мм);

$N_{д2}$ — мощность двигателя (кВт);

n_2 — частота вращения данного вала (об/мин).

Полученные величины диаметров валов в месте установки подшипников округляют до ближайшего значения диаметра внутренних колец подшипников казенных: 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60 (мм) и т.д.

УП. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

(I этап)

Первый этап эскизной компоновки позволяет определить ориентировочно взаимное расположение зубчатых колес и подшипников. В дальнейшем осуществляют конструктивную разработку деталей и узлов редуктора (II этап).

Эскиз выполняют тонкими линиями на миллиметровой бумаге по возможности в масштабе 1:1. Примерный порядок выполнения первого этапа эскизной компоновки цилиндрического редуктора развернутой охемой (рис. 7.1):

1. Нанести осевые линии валов редуктора и вычертить их контуры.
2. Вычертить контуры зубчатых колес первой пары. Если ширина колеса меньше диаметра вала, то наносят линии торцов ступицы колеса из условия $b_{cm} \approx (1,0 \div 1,5) d_{d1}$.
3. Отступив от края колеса (или торца ступицы) первой ступени на расстояние Δ_2 , вычертить контуры второй зубчатой пары. $\Delta_2 \geq 0,4d_2$ ([2] стр. 340, табл. 10.4).

4. Отступив от торцов зубчатых колес или ступиц колес расстояние $\Delta \geq 0,6d_1$, вычертить контуры внутренней полости корпуса редуктора.

5. Вычертить контуры предварительно выбранных радиальных однорядных шариковых подшипников средней узкой серии. Размеры радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников соответствующей серии почти одинаковы с шариковыми радиальными. Подшипники размещаются размещать, отступив от линии внутренней стенки корпуса редуктора на 3-5 мм.

При проектировании коническо-цилиндрического редуктора целесообразно стремиться к обеспечению симметричности корпуса относительно оси входного вала при минимальных габаритах редуктора по ширине. Здесь же необходимо предусмотреть удобство монтажа и регулировки подшипникового узла входного вала.

Для такого редуктора можно предложить следующий порядок эскизной компоновки (рис. 7.2):

1. Нанести осевые линии промежуточного и выходного валов и вычертить их контуры.
2. Нанести контуры шестерни второй ступени и ступицы колеса первой ступени, установленных на промежуточном валу, выдержав необходимые зазоры.
3. Нанести линии контура внутренней полости редуктора (перпендикулярно построенным осевым линиям).
4. Провести осевую линию входного вала редуктора, разделив его пополам расстоянием ℓ_1 между линиями внутреннего контура корпуса редуктора.

5. Вычертить зубчатые колеса конической ступени, приняв за вершины начальных конусов точку пересечения осей входного и промежуточного валов.

6. Вычертить контуры подшипников. Наиболее нагруженный подшипник быстрого вала располагает как можно ближе к шестерне Z_1 , а расстояние между подшипниками этого вала принимают в 2-2,5 раза больше расстояния между осями плоскостей шестерни Z_1 и ближайшего к ней подшипника. В опорах быстрого и промежуточного валов коническо-ци-

цилиндрического редуктора для обеспечения точной осевой фиксации конических зубчатых колес рекомендуется использовать радиально-упорные роликовые либо шариковые подшипники.

Разработка эскизной компоновки осевого редуктора дана в литературе [2], стр. 475-477, рис. 14.4.

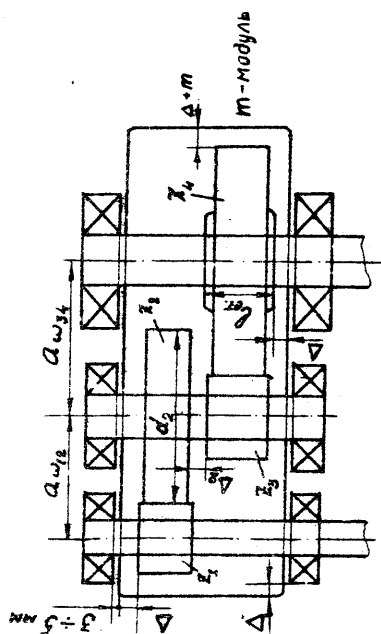


Рис. 7.1

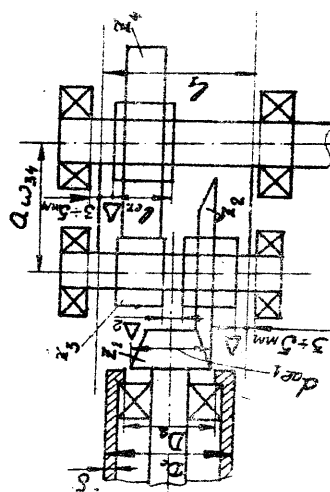


Рис. 7.2

УШ. ПОДБОР И ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ

З большинством случаев вал редукторов устанавливается на подшипниках качения. При выборе типа подшипника следует необходимо учитывать не только конструктивные и эксплуатационные требования, но и экономические. Выбор подшипника по ряду типов подшипников приведен в литературе (СП, стр. 363-360; [2], стр. 217-228; [4], стр. 38). Краткая характеристика подшипников, наиболее часто применяемых в редукторах, приводится ниже.

Радиальные шариковые однорядные подшипники являются в среднем более быстроходными и дешевыми, чем другие типы подшипников. Кроме радиальной нагрузки они могут воспринимать одноосновную осевую нагрузку в пределах 70% воспользовавшись радиальной, что учитывается коэффициентами нагрузки X и Y при определении эквивалентной нагрузки. Допускают перегрузки до $0.15'$. Не требуют тонкой регулировки осевого зазора (зазор назначают от 0,2 до 1 - 1,5 мм в зависимости от состояния между подшипниками). Зажимают вал в осевом направлении с некоторой "игрой". Широко применяются в редукторах с цилиндрическими зубчатыми колесами при умеренных нагрузках.

Радиально-упорные шариковые подшипники воспринимают как радиальную, так и одноосновную осевую нагрузку (от 50% до 200% неиспользованной радиальной нагрузки в зависимости от угла контакта α). Хорошо работают при высоких числах оборотов. Устанавливаются парными комплектами; точно фиксируют вал в осевом направлении. Требуют тонкой регулировки осевого зазора (иногда - натяга). Величина зазора назначается по таблицам ([2], с. 250, табл. 8.5). Применяются в средненагруженных опорах редукторов, где требуется точная осевая фиксация вала (например, в узлах с коническими зубчатыми колесами).

Радиально-упорные роликовые подшипники воспринимают радиальную и одноосновную осевую нагрузку (от 70% до 150% неиспользованной радиальной нагрузки в зависимости от угла контакта). Обладают большой грузоподъемностью и

жесткостью. Дешевле радиально-упорных шариковых подшипников, но работают с меньшей максимальной частотой вращения и обеспечивают несколько меньшую точность вращения. Удобны при монтаже из-за разборной конструкции. Требуют тонкого регулировки осевого зазора или натяга. Менее чувствительны по сравнению с радиально-упорными шариковыми подшипниками к осевым перегрузкам при регулировании. Величина осевого зазора выбирается по таблицам [2] стр. 251, табл. 8.6). Иногда, при высоких тресованиях к жесткости опор и точности фиксации вала в осевом направлении (конические гипотидные редукторы задних мостов автомобилей, шпиндели точных металлорежущих станков и т.п.), эти подшипники монтируют с талированным предварительным натягом. Применяются в тяжело-нагруженных опорах, а также в узлах, где требуется точная осевая фиксация валов.

Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами воспринимают только радиальную нагрузку. Легко разбираются. Требуют строгой соосности посадочных мест на валу и в корпусе. Часто применяются в качестве "плавающих" опор валов шевронных и косозубых редукторов колес, так как допускают двустороннее осевое перемещение внутреннего кольца относительно наружного (тип 2000 и 32000).

Основные характеристики подшипников качения приведены в литературе: [2], с. 219, табл. 8.1; с. 536-546, табл. 9.1-9.6; [3], с. 272-275; [4], с. 322-335, табл. 1.21 - 1.30.

Обычно в редукторах устанавливают подшипники нормального класса точности - 0. Если не требуется точная осевая фиксация валов (напимер, валы с цилиндрическими зубчатыми колесами), следует отдавать предпочтение радиальным шариковым подшипникам. Радиально-упорные подшипники устанавливают тогда, когда требуется точная фиксация вала (например, валы с коническими зубчатыми колесами) или когда однорядные шариковые подшипники получают ся слишком громоздкими.

Тип и серия подшипников, предварительно выбранных на I этапе эскизной компоновки, могут быть в последующем изменены по результатам проверки их работоспособности или по конструктивным соображениям при выполнении II этапа эскизной компоновки редуктора (например, с целью уменьшения габаритов подшипниковых узлов).

1. Определение опорных реакций

Проверке работоспособности предварительно выбранных подшипников предшествует определение опорных реакций.

Сначала вычерчивают расчетные схемы валов редуктора. Необходимые размеры замеряют по эскизу, выполненному на I этапе эскизной компоновки.

Шариковые опоры на расчетных схемах валов, устанавливаемых на радиальных подшипниках, располагают в середине подшипников (рис. 8.1, а). Для валов, устанавливаемых на радиально-упорных подшипниках, опоры на расчетных схемах смещают от условной середины подшипника на величину t (рис. 8.1, б), определяемую по формуле $t = \frac{d+D}{4} \tan \alpha$. Для роликовых конических подшипников $\alpha \approx 13+14^\circ$.

После составления расчетных схем определяются опорные реакции для каждого вала редуктора.

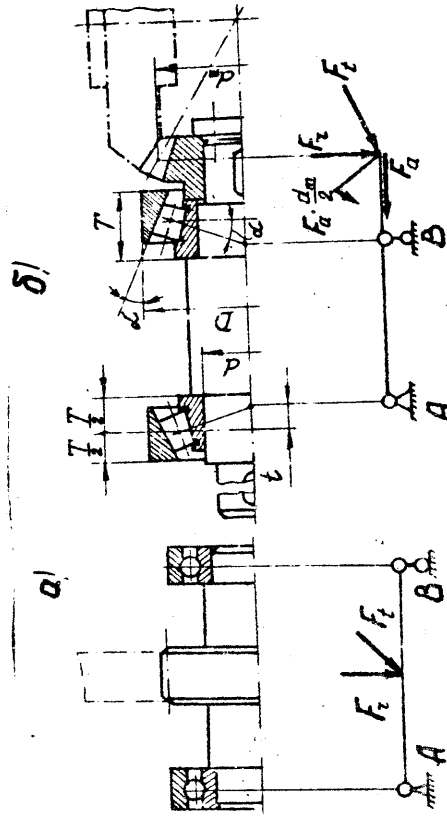


Рис. 8.1

2. Проверка подшипников

Подшипники качения при частоте вращения $n > 1$ об./мин. подбирают (а предварительно выбранные подшипники проверяют) по динамической грузоподъемности C , C_1 при заданной долговечности L , мин. об.

При подборе (проверке) подшипников определяют требуемую (вычетную) динамическую грузоподъемность предпритемляемого подшипника и сравнивают ее с номинальной (каталожной). Необходимо соблюдение условий:

$$C_{ред} = P \sqrt[3]{L_{ред}} \leq C \quad - \text{ для шариковых подшипников; } (26)$$

$$C_{ред} = P \sqrt[3]{L_{ред}} \leq C \quad - \text{ для роликовых подшипников; } (27)$$

$$P = \sqrt[3]{X \cdot Y \cdot F_r + Y \cdot F_a} \cdot K_d \cdot K_f \cdot H \quad - \text{ эквивалентная динамическая нагрузка; } (28)$$

X, Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 13.3; [3], стр. 276);

V — коэффициент вращения;

$V = 1,0$ при вращении внутреннего кольца;

$V = 1,2$ при вращении наружного кольца;

F_r — радиальная нагрузка на подшипник, Н;

F_a — осевая нагрузка на подшипник, определяемая для радиально-упорных подшипников с учетом осевой составляющей, возникающей от радиальной нагрузки, Н;

K_d — коэффициент безопасности (характера нагрузки);

$K_d = 1,0$ при оптической нагрузке;

$K_d = 1,2-1,3$ при нагрузке с умеренными толчками;

$K_d = 2-3$ для ударной нагрузки;

K_f — температурный коэффициент;

(при $t \leq 100^\circ\text{C}$ $K_f = 1,0$);

$L_{ред}$ — требуемая (расчетная) долговечность подшипника, млн. об.

При постоянной частоте вращения обычно задается расчетный срок службы подшипника в часах. Тогда

$$L_{ред} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{час}}{10^6} \quad (29)$$

где:

$L_{ред}$ — срок службы подшипника, час.;

n — частота вращения кольца подшипника, об./мин.

Расчетный срок службы подшипников обычно совпадает с заданным сроком службы редуктора. Если последний не задан, то назначают:

$L_h \geq 10\,000$ — для зубчатых редукторов,

$L_h \geq 5000$ — для червячных редукторов.

При определении осевой нагрузки F_a радиально-упорных подшипников учитывают осевую составляющую S радиальной нагрузки.

Для шариковых радиально-упорных подшипников

$$S = e \cdot F_r, \quad (30)$$

для роликовых радиально-упорных подшипников

$$S = 0,83 e \cdot F_r, \quad (31)$$

где: e — вспомогательный коэффициент

(табл. 15.3).

Методика определения осевой нагрузки с учетом осевой составляющей и внешней нагрузки в различных схемах подшипников узлов приведена в литературе [2], стр. 256-259.

Осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные подшипники, можно определять, пользуясь табл. 8.1.

Таблица 8.1

Схема установки подшипников

а) $\frac{F_{zA}}{G} \frac{S_A}{G}$	$\frac{F_{zB}}{G} \frac{S_B}{G}$	$\frac{F_{zA}}{G} \frac{S_A}{G}$	$\frac{F_{zB}}{G} \frac{S_B}{G}$
A	B	A	B
Осевая нагрузка на подшипник		направление суммарной осевой внешней силы F_a , действующей на вал	
направление равнодействующей суммарной осевой внешней силы и осевых составляющих реакций опор		$\vec{F}_z = \vec{F}_a + \sum \vec{S}$	
F_{zA}	S_A	$S_B - F_a$	S_A
F_{zB}	$S_A + F_a$	S_B	$S_A - F_a$
			$S_B + F_a$
			S_B

В тех случаях, когда при проверке оказывается

$$C_{\text{тр.б.}} > C$$

выбирают подшипник либо более тяжелой серии, либо с большим диаметром отверстия внутреннего кольца, либо принимают другой тип подшипника и повторно выполняют проверочный расчет. В тех случаях, если $C_{\text{тр.б.}}$ превышает C незначительно, можно уточнить расчет по формулам (26) и (27), подставляя в них $P_{\text{расч.}}$ вместо P . $P_{\text{расч.}}$ учитывает график изменения нагрузки и определяется по формуле:

$$P_{\text{расч.}} = P \cdot \sqrt[3]{\sum \left(\frac{t_i}{T} \right)^3 \frac{t_i}{T}} \quad (32)$$

Кроме проверки подшипников по динамической грузоподъемности необходимо проверять соблюдение условия

$$n < n_{\text{max}},$$

где: n — частота вращения данного вала;
 n_{max} — предельная частота вращения выбранного подшипника (приводится в стандарте для каждого подшипника).

IX. ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ

Целью второго этапа эскизной компоновки является окончательное конструктивное оформление редуктора. При этом конструируются валы, зубчатые колеса, подшипниковые узлы, корпус и другие детали и узлы редуктора.

При разработке конструкций деталей и узлов необходимо руководствоваться требованиями конструктивного, технологического и экономического характера. Эти требования и методы конструирования подробно изложены в литературе [2, 3, 4]. Некоторые основные положения конструирования приводятся ниже.

1. Конструирование зубчатых колес

Соотношения размеров основных элементов зубчатых колес приведены в литературе [2], стр. 330-332; [3], стр. 169-170; [4], стр. 24-37. Конструктивная форма зубчатых колес в значительной степени зависит от типа заготовки. Тип заготовки, в свою очередь, зависит от возможностей предприятия, масштаба выпуска изделий, конкретных условий производства.

При единичном и мелкосерийном производстве заготовки зубчатых колес диаметром до 150 мм изготавливаются точением из круглого проката, а заготовки колес большего диаметра — ковкой, штамповкой или литьем. Перед нарезанием зубьев заготовки зубчатых колес обрабатываются на токарных станках. Поэтому следует избегать в таких колесах поверхностей, расположенных не перпендикулярно к оси вращения.

Шестерни малого диаметра часто выполняют заодно с валом. Если диаметр окружности зацепления меньше диаметра вала, необходимо предусмотреть возможность выхода инструмента при нарезании зубьев.

Рабочие чертежи зубчатых колес должны выполняться в соответствии с ГОСТами: 2.403-68 и 2.405-68 ([3], стр. 172-174; [4], стр. 225-300; [5]).

2. Установка зубчатых колес на валу

Для передачи крутящего момента между валом и зубчатым колесом предусматривают шлицевое или шпоночное соединение. В единичном и мелкосерийном производстве обычно применяют соединения призматической шпонкой ([2], стр. 59, табл. 2.29; [3], стр. 77; [4], стр. 316, табл. 1.14). Следует помнить, что, несмотря на разработанную для шпоночных соединений систему посадок, при сборке шпонки подгоняют вручную. Шлицевые соединения дороже и сложнее в производстве, но они не требуют подгонки при сборке. Их применяют в крупносерийном и массовом производстве.

Неподвижные зубчатые колеса редукторов устанавливают на валу обычно по посадкам:

$$\frac{H7}{k6}, \frac{H7}{p6}, \frac{H7}{r6}, \frac{H7}{r6}.$$

В крупносерийном производстве применяют также посадки зубчатых колес с большим гарантированным натягом, обеспечивающим и хорошее центрирование, и передачу крутящего момента.

Посадка $\frac{H7}{r6}$ хорошо центрирует зубчатое колесо даже с короткой ступицей ($\delta_{ст} < d_6$) и надежно фиксирует колесо в осевом направлении. При монтаже требует приспособлений для запрессовки. Широко применяется в массовом производстве.

Посадка $\frac{H7}{p6}$ хорошо центрирует колесо на валу, передает небольшие осевые усилия без дополнительных средств осевого крепления. Допускает возможность демонтажа и повторной сборки.

Посадки $\frac{H7}{k6}$ и $\frac{H7}{p6}$ достаточно хорошо центрируют колесо при длине ступицы $\delta_{ст} > 1,2 d_6$. Сборка и разборка осуществляются при сравнительно небольших усилиях.

3. Конструирование подшипников узлов

Этапы конструирования подшипниковых узлов следующие:

1. Выбор схемы осевой фиксации вала.
2. Выбор типа подшипника и его проверка.
3. Конструирование крепления подшипников на валу.
4. Конструирование крепления подшипника в корпусе.
5. Выбор типа смазки подшипников и конструирование уплотняющих устройств.

Вопросы конструирования подшипниковых узлов подробно изложены в рекомендуемой литературе ([2], стр. 231-285; [4], стр. 58-105).

Наиболее часто в редукторах с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами применяют схему осевой фиксации вала "враспор" (см. схему "а" в табл. 8.1), когда торцы внутренних колец подшипников упираются в буртики вала или в торцы других деталей, установленных на валу, а внешние торцы наружных колец подшипников упираются в торцы крышек или других деталей, закрепленных в корпусе. Такую схему можно применять при относительно небольших расстояниях между опорами. Величина этого расстояния ограничивается при радиальных шариковых подшипниках перекосом колец, а при радиально-упорных шариковых и роликовых подшипниках - и перекосом колец, и возможностью защемления подшипников при температурном удлинении вала. Особенно чувствительны к защемлению шариковые радиально-упорные подшипники. Допустимые значения расстояния между опорами при установке "враспор" приведены в табл. 9.1. При установке подшипников по схеме "враспор" (см. [4], стр. 61-62; схема "б", табл. 8.1) расстояния, указанные в табл. 9.1 можно увеличить на 25-40%.

Таблица 9.1

Диаметр вала, мм - d_k	10 - 30	30 - 50	50 - 80
Радиальные шариковые подшипники	$l < (10 - 12)d_k$		
Радиально-упорные шариковые подшипники	$l < 8d_k$	$l < 6d_k$	$l < 4d_k$
Радиально-упорные роликовые подшипники	$l < 12d_k$	$l < 8d_k$	$l < 7d_k$

В узлах вращающихся валов конических и коническо-цилиндрических редукторов предпочтительнее установка подшипников "враспор" (см. схему 6" в табл. 8.1), при которой по сравнению с установкой подшипников "враспор" достигается более высокая угловая жесткость вала и меньшие величины опорных реакций.

Для установки подшипников на валах наиболее часто используются поля допусков k_6 и m_6 , которые в сочетании с полями допусков отверстий во внутреннем кольце подшипника обеспечивают соединение с гарантированным натягом. Для отверстий в корпусе редуктора под наружное кольцо подшипника чаще всего назначается поле допуска H_7 , что обеспечивает зазор в соединении. Подробнее о посадках подшипников см. в литературе [4], стр. 95.

Внутренние кольца подшипников в осевом направлении упираются в буртик вала непосредственно либо через распорное кольцо и отупицу колеса. Высоту буртика вала и наружный диаметр распорной втулки назначают такими, чтобы обеспечивалась хорошая упорная поверхность и возможность демонтажа ([2], стр. 240, табл. 8.3; стр. 242, табл. 8.4; [3], стр. 282).

Для фиксации в осевом направлении наружных колец подшипников в корпусах применяют крышки различной конст-

рукции ([2], стр. 278, табл. 8.22; стр. 281, табл. 8.23; стр. 283, табл. 8.24; [3], стр. 284-285; [4], стр. 101-105).

Фланцевые крышки позволяют легко регулировать осевой зазор (натяг) радиально-упорных подшипников путем подбора пакета стальных прокладок, располагаемых между крышкой и корпусом. Они обеспечивают также доступ к подшипнику для ревизии и дополнения пластичной смазки без снятия крышки редуктора.

Наряду с фланцевыми крышками широко применяются врезные крышки. Они не требуют специального крепления к корпусу, кроме по конструкции, но могут применяться только при разъемных корпусах. Посадочную поверхность крышек выполняют обычно с полем допуска h_8 . Соприкасаясь с кольцевым выступом (по ширине) с канавкой в корпусе выполняют по посадке H_8/h_8 .

Для удобства сборки или для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с двумя подшипниками, например, в узле ведущего вала конического редуктора, применяются стаканы. В качестве материала для стаканов обычно используют чугун марки СЧ15-32. Рекомендации по конструированию крышек и стаканов приведены на рис. 9.1.

В осевном направлении для прохода вала для предотвращения вытекания масла из редуктора и попадания пыли, грязи, воды и т.п. в редуктор устраиваются уплотнения. Наиболее широко используются манжетные резиновые армированные уплотнения с пружиной по ГОСТу 2309-73 ([2], стр. 315; табл. 9.12; [3], стр. 343; [4], стр. 320, табл. 1.19). Эти уплотнения запрессовываются в расточку крышки, выполненную с полем допуска H_8 . Смазка подшипников редуктора осуществляется обычно масляным туманом, образующимся при работе редуктора. В некоторых случаях, когда подшипники удалены от внутренней полости редуктора (например, подшипники входного вала коническо-цилиндрического редуктора) они смазываются пластичной смазкой, закладываемой в полость подшипникового узла при

сборке. В этом случае эту полость отделяют от внутренней полости редуктора для предотвращения вымывания смазки шестнями шайбами или уплотнениями. Количество масла в редукторе определяется из расчета $0,4 \div 0,6$ л на 1 кВт передаваемой мощности. Уровень масла выбирается так, чтобы ведомое колесо оштроходной пары погружалось в масло на глубину $(2 \div 4)m$, (но не менее чем на 10 мм). Ведомое колесо конической передачи необходимо погружать в смазку на всю длину зуба. Ведомое зубчатое колесо тихоходной пары может погружаться в масло до $1/3$ радиуса. Расстояние от окружности выступов зубчатого колеса наибольшего диаметра до дна корпуса принимается не менее $2,5\delta$ (δ — толщина стенки корпуса редуктора). Вязкость масла выбирается в зависимости от окружной скорости и нагрузки (12, стр. 304, табл. 9.5, 9.6).

Х. РАСЧЕТ ВАЛОВ

Основными критериями работоспособности валов редукторов являются: статическая прочность под действием максимальных усилий, возникающих при кратковременных перегрузках; установившаяся прочность под действием циклических напряжений, возникающих номинальными нагрузками; жесткость. Расчеты по этим критериям выполняются в качестве проверочных после того, как валы уже сконструированы.

1. Расчет валов на статическую прочность

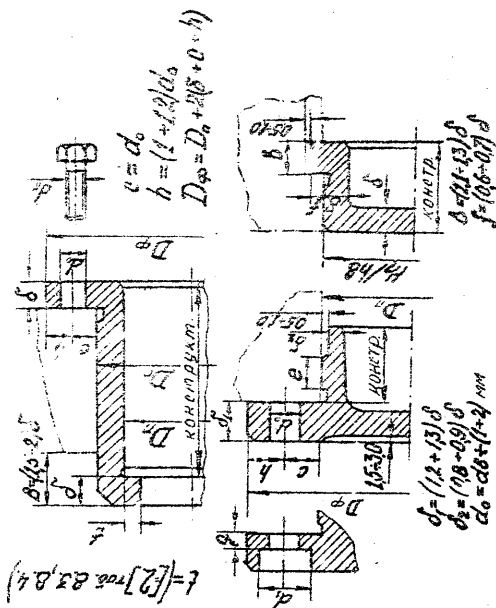
По эпитрам изгибающих и крутящего моментов, построенным по максимальным нагрузкам (например, пусковым), определяют опасное сечение. Условие прочности записывают в виде

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_{\text{max}}^2} \leq [\sigma] \approx 0,85\sigma_t \quad (33)$$

где $\sigma_{\text{эк}}$ — эквивалентные нормальные напряжения

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\left(M_{\text{изг}}^{\text{max}}\right)^2 + \left(M_{\text{кр}}^{\text{max}}\right)^2} \cdot 10^3 \text{ МПа}, \quad (34)$$

Размеры крышек и стоек



$D_{\text{кр}} \text{ мм}$	40	42-52	12-140	110-165
$\delta \text{ мм}$	4-5	5-7	7-9	9-10
$d_{\text{кр}} \text{ мм}$	16	18	110	112
$d_{\text{кр}} \text{ мм}$	3-4	4	4-6	6
$d_{\text{кр}} \text{ мм}$	12	15	18	20
$\delta \text{ мм}$	4	4	5	6

Рис. 9.1

где: $M_{из}^{max}$ — максимальный изгибающий момент в плоскости ZOU , действующий в опасном сечении, Н·м;

$M_{из}^{max}$ — максимальный изгибающий момент в плоскости XOU , действующий в опасном сечении, Н·м;

d — диаметр вала в опасном сечении, мм.
Максимальные касательные напряжения

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{0,2 d^3} \cdot 10^3, \text{ МПа}, \quad (35)$$

где: T_{max} — максимальный крутящий момент в опасном сечении, Н·м.

Предел текучести материала σ_T назначают по таблицам ([1], стр.262, табл.10.12 и стр.14, табл.0.2). Обычно для изготовления валов применяют среднеуглеродистые стали (Ст 4, Ст 5, 40, 45 и др.).

Примечание: При пользовании таблицами, в которых размерность σ дана в системе МКС, следует иметь в виду, что $\sigma [\text{МПа}] \approx 10 \text{ Г} [\text{кг/мм}^2] = 0,1 \text{ Г} [\text{кг/мм}^2]$.

2. Расчет валов на усталостную прочность

При расчете валов на усталостную прочность считают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному, а напряжения кручения — по пульсационному циклу.

Тогда:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u}{0,1 d^3} \cdot 10^3, \text{ МПа}, \quad (36)$$

амплитуда нормальных напряжений
среднее значение нормальных напряжений определяется по формуле:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot \sigma_a}{9 d^2}, \text{ МПа}, \quad (37)$$

(d — мм)

амплитуда касательных напряжений равна их среднему значению

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot 0,2 d^3} \cdot 10^3, \text{ МПа}, \quad (38)$$

где: M_u — суммарный номинальный изгибающий момент в опасном сечении, Н·м;

T — номинальный крутящий момент в опасном сечении, Н·м;

σ_a — осевое усилие в опасном сечении, Н.

При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас усталостной прочности:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \approx 1,5 \quad (39)$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\kappa_\sigma}{\sigma_m} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (40)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\kappa_\tau}{\tau_m} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (41)$$

В этих формулах:

$\sigma_{-1} \approx (0,45 \div 0,5) \sigma_B$ — предел усталости материала вала при изгибе;

$\tau_{-1} \approx (0,2 \div 0,3) \sigma_B$ — предел усталости материала вала при кручении;

$\kappa_\sigma, \kappa_\tau$ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, ([1], стр.307, табл.14.1);

σ_m — масштабный фактор ([1], стр.306, рис.14.3);

σ_a — фактор качества поверхности вала ([1], стр.306, рис.14.6);

ψ_σ, ψ_τ — коэффициенты влияния постоянной составляющей цикла напряжений (σ_m , стр.306, соотношения 14.6).

3. Расчет на жесткость

Расчет на жесткость сводится к определению прогибов вала и углов поворота оси вала на опорах и сравнении полученных величин с допустимыми значениями.

$$y \leq [y] \quad \text{и} \quad \theta \leq [\theta] \quad (42)$$

Для редукторных валов прогиб обычно определяется под зубчатым колесом. Значения $[y]$ и $[\theta]$ приводятся в литературе ([1], стр. 308, 309). Величины прогибов и углов поворота определяют обычно по методу Верещагина или используем интеграл Мора. Так, как эпюры изгибающих моментов для вала строятся отдельно в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, то и прогибы и углы поворота оси вала также определяются в этих плоскостях, а затем складываются геометрически.

Для определения прогиба в определенном сечении вала в этом сечении прикладывается единичная сила $P_1 = 1$, а для определения угла поворота оси — единичный изгибающий момент $M_1 = 1$. Прогiby и углы поворота определяются по формулам:

$$y_x = \frac{\sum \omega_x \cdot M_{1x}}{EJ} \cdot 10^{-6}, \text{ мм}; \quad y_z = \frac{\sum \omega_z \cdot M_{1z}}{EJ} \cdot 10^{-6}, \text{ мм};$$

$$\theta_x = \frac{\sum \omega_x \cdot M_{1x}}{EJ} \cdot 10^3, \text{ рад}; \quad \theta_z = \frac{\sum \omega_z \cdot M_{1z}}{EJ} \cdot 10^3, \text{ рад}; \quad \theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_z^2}, \text{ рад}.$$

В этих формулах:

ω_x и ω_z — площадь эпюр изгибающих моментов рабочего состояния, соответствующие участкам эпюры вспомогательного состояния, ограниченным одной прямой, соответственно в плоскостях XOY и ZOY ;

M_{1x}, M_{1z}, M_{1y}

— ординаты эпюр вспомогательного состояния, лежащие под центрами тяжести соответствующих участков эпюры рабочего состояния, в плоскостях XOY и ZOY (размерность — $\text{Н} \cdot \text{м}$);

E , МПа — модуль упругости материала вала (для стального вала $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$);
 J , мм^4 — осевой момент инерции поперечного сечения вала (для круглого вала $J = 0,05 d^4$).

XI. ВЫБОР МУФТЫ

Для передачи крутящего момента от электродвигателя к редуктору, в приводах чаще всего устанавливаются упругие муфты с резиновыми упругими элементами. Имеется много различных конструкций упругих муфт ([2], стр. 356–375; [3], стр. 303–312).

Широко применяются следующие типы упругих муфт:

1. Втулочно-пальцевые муфты (ГОСТ 21424–75) для соединения валов диаметром от 9 до 160 мм ([2], стр. 270, табл. II.7; [3], стр. 303). Концы валов, соединяемые такой муфтой, могут быть как цилиндрическими, так и коническими.

От осевого перемещения полумуфты закрепляются на валах установочными винтами, торцевыми шайбами или гайками. Из-за малого объема упругих элементов этой муфты компенсирующие свойства муфты невысокие: допускаемое радиальное биение

$\Delta R = 0,2 \div 0,6 \text{ мм}$, перекос $\Delta \alpha \rightarrow$ до 1° . (Большие значения для муфт большего диаметра).

2. Муфта со звездочкой ([2], стр. 373; табл. II.9; [3], стр. 304). Применяется для соединения валов диаметром от 6 мм. Муфта проста и компактна. Обладает несколько лучшими

компенсирующими свойствами, чем муфта МВН (при одинаковом размере вала). От осевого перемещения полушрифты фиксируются на валах установочными винтами.

3. Муфта эластичная с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884-75), [2], стр. 374, табл. II.10; [3], стр. 333-309. Муфта обладает наилучшими по сравнению с ранее описанными муфтами компенсирующими свойствами (ΔR — до 2 мм, $\Delta \alpha$ — до 2° , $\Delta \delta$ — до 4 мм), однако имеет сравнительно большие размеры. Осевая фиксация полушрифтов на валах осуществляется установочными винтами.

Х. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФУНДАМЕНТНЫХ ПЛИТ И РАМ

В том случае, если привод представляет собой отдельный агрегат, он монтируется на литой чугунной плите или раме сварной конструкции.

Сварные рамы изготавливают из прокатных элементов, чаще всего швеллеров ([2], стр. 403, рис. 12.8, рис. 12.10; [4], стр. 233-238). Минимальный размер швеллера определяется в основном, возможностью размещения гаек болтов крепления редуктора к раме.

Перед тем, как начать конструировать раму или плиту, необходимо в соответствующем масштабе вычертить боковой вид редуктора и электродвигателя, так, чтобы ось входного вала редуктора и электродвигателя совпали. Для этого сначала вычерчивают контуры муфты с входными валами концами валов двигателя и редуктора и только после этого наносят контуры двигателя и редуктора.

Далее на плане наносят положения опорных поверхностей редуктора и лап электродвигателя с обозначением центров фундаментных болтов. После этого приступают к конструированию самой рамы или плиты.

В местах установки опорных площадок редуктора и двигателя к раме приваривают иногда листовые накладки (платки).

Их поверхности после сварки и правки рамы фрезеруют или простругивают для обеспечения правильного взаимного расположения опорных площадок под двигатель и редуктор.

При массовом и серийном производстве плиту выполняют литей из серого чугуна марок СМ12-28 или СМ15-32 ([2], стр. 396-402; [4], стр. 238-240).

Размер и форма литой плиты определяется расположением и размером опорных площадок редуктора и электродвигателя. Минимальная высота плиты H из условия жесткости назначается равной $H = (0,09 + 0,11)L$, L — длина плиты.

Х. ПРИМЕР РАСЧЕТА ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПРИВОДА

Задание.

Спроектировать электропривод механизма переадресации вагонов по оледуемым данным:

— мощность (номинальная) на выходном валу редуктора

$N = 3,5$ кВт;

— частота вращения выходного вала $n = 100$ об/мин.;

— расчетный срок службы $t = 5000$ час;

— режим работы привода — реверсивный.

Дополнительное условие — обеспечить изготовление привода в условиях индивидуального или мелкосерийного производства.

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА

ГРАФИК НАГРУЗКИ

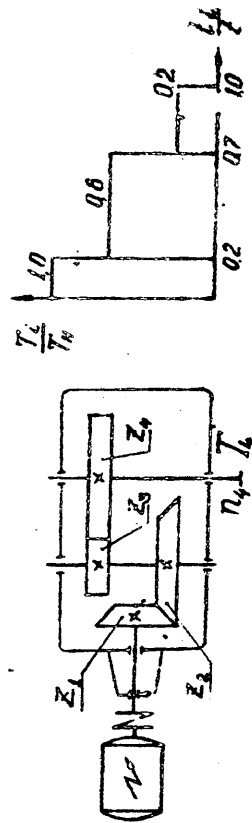


Рис. 13.1

Требуемая мощность электродвигателя

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta}, \text{ кВт}; \quad \eta = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdot \eta_m;$$

$$\eta_{1,2} = 0,96; \quad \eta_{3,4} = 0,97; \quad \eta_m = 0,99 \quad (\text{см. [2], стр. 460, табл. 14.1})$$

Тогда КПД привода $\eta = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,922$
и $N_{дв} = \frac{3,5}{0,922} = 3,8 \text{ кВт}.$

Исходя из оптимального передаточного числа для конического цилиндрического редуктора $i = 8-15$ ([2], стр. 462), частоту вращения вала двигателя целесообразно выбрать в пределах

$$n_{дв} = n \cdot i_{опт} = 100 \cdot (8-15) = 800-1500 \text{ об/мин.}$$

Выбираем электродвигатель типа 4A100L4.

Его основные данные ([4], стр. 33, табл. 13, стр. 334, табл. 132):

$$N_{дв} = 4 \text{ кВт};$$

$$n_{дв} = 1430 \text{ об/мин};$$

$$\frac{T_{ном}}{T_{max}} = 2,4;$$

$$d_{дв} = 28 \text{ мм} - \text{диаметр посадочного участка вала двигателя};$$

$$l_{дв} = 60 \text{ мм} - \text{длина посадочного участка вала двигателя};$$

Общее передаточное число редуктора

$$i = \frac{n_{дв}}{n_{вых}} = \frac{n_1}{n_4} = u_{1,2} \cdot u_{3,4} = \frac{1430}{100} = 14,3.$$

Разобьему общее передаточное число произвольным по формуле

$$u_{1,2} = (0,22 + 0,28) i < 4 \quad (\text{см. стр. 6}).$$

Для нашего случая имеем

$$u_{1,2} = (0,22 + 0,28) \cdot 14,3 = 3,15 + 4,00.$$

Принимаем $u_{1,2} = 3,6.$

$$\text{Тогда } u_{3,4} = \frac{i}{u_{1,2}} = \frac{14,3}{3,6} = 3,97.$$

Частоты вращения зубчатых колес:

$$n_1 = n_{дв} = 1430 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{u_{1,2}} = \frac{1430}{3,6} = 397 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{3,4}} = \frac{397}{3,97} = 100 \text{ об/мин.}$$

Крутящие моменты на валах зубчатых колес (без учета КПД):

$$T_1 = 9550 \frac{N_{дв}}{n_1} = 9550 \cdot \frac{4}{1430} = 26,7 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = T_3 = T_1 \cdot u_{1,2} = 26,7 \cdot 3,6 = 96,2 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = T_3 \cdot u_{3,4} = 96,2 \cdot 3,97 = 382 \text{ Н·м.}$$

Материалы зубчатых колес

С учетом дополнительных условий задания принимаем для изготовления колес материалы первой группы - приработавшиеся (HB < 350).

Согласно рекомендациям табл. 3.1 принимаем:

для шестерен Z_1 и Z_2 - сталь 40Х с улучшением

до твердости HВ_{1,2} = 265; $\sigma_s = 950 \text{ МПа},$

$$\sigma_{H_1} = 400 \text{ МПа};$$

для колес Z_3 и Z_4 - сталь 40Х с улучшением до твердости

$$\text{HВ}_{3,4} = 250; \quad \sigma_s = 900 \text{ МПа}, \quad \sigma_{H_1} = 300 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения при расчете зубчатых колес

а) допускаемые контактные напряжения при расчете на износостойкость

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H_{lim}} \cdot K_{H\beta}}{S_N} \cdot V_{H\beta}$$

Для выбранных материалов зубчатых колес

$$\sigma'_{H_{lim}} = 213 + 70 \quad (\text{см. табл. 4.1}).$$

Тогда для шестерен Z_1 и Z_2

$$\sigma_{H\lim 1,2} = 2 \cdot 265 + 70 = 600 \text{ МПа};$$

для колес Z_2 и Z_4

$$\sigma_{H\lim 2,4} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$ (см. табл. 4.1).

Коэффициенты долговечности определяем по формуле

$$K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_H}} \geq 1$$

$$\text{Базовое число циклов } N_{H0} = 30 \cdot HB^{2,4} \quad (\text{см. стр. 10})$$

для шестерен Z_1 и Z_2

$$N_{H01,2} = 30 \cdot 265^{2,4} = 1,96 \cdot 10^7;$$

для колес Z_2 и Z_4

$$N_{H02,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,71 \cdot 10^7.$$

Определим эквивалентные числа циклов по формуле (6)

$$N_{HE} = 60 \cdot C \cdot n \cdot t \cdot \sum \left(\frac{F_i}{T_{ном}} \right)^2 \frac{t_i}{t}$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1 \cdot 1430 \cdot 5000 (1^3 \cdot 0,2 + 0,6^3 \cdot 0,5 + 0,2^3 \cdot 0,3) = 13,3 \cdot 10^7 > N_{H01,2}$$

$$N_{HE2,3} = \frac{N_{HE1}}{u_{1,2}} = \frac{13,3 \cdot 10^7}{3,6} = 3,69 \cdot 10^7 > N_{H02,3}$$

$$N_{HE4} = \frac{N_{HE2,3}}{u_{3,4}} = \frac{3,69 \cdot 10^7}{3,97} = 0,93 \cdot 10^7 < N_{H04}$$

Так как для Z_1, Z_2 и Z_3 эквивалентные числа циклов больше соответствующих базовых чисел циклов, то $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{HL3} = 1$

Для зубчатого колеса Z_4

$$K_{HL4} = \sqrt{\frac{N_{H04}}{N_{HE4}}} = \sqrt{\frac{1,71 \cdot 10^7}{0,93 \cdot 10^7}} = 1,11,$$

Тогда

$$[\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2 = \frac{600}{1,1} \cdot I = 545 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{570}{1,1} \cdot I = 518 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_4 = \frac{570}{1,1} \cdot I,11 = 575 \text{ МПа}.$$

Расчетным допускаемым напряжениям при расчете на контактную прочность согласно рекомендациям, приведенным на стр. 9, будут:

для первой ступени (прямозубой конической)

$$[\sigma_H]_{1,2} = [\sigma_H]_2 = 518 \text{ МПа},$$

для второй ступени (косозубой цилиндрической)

$$[\sigma_H]_{3,4} = [\sigma_H]_3 = 545 \text{ МПа} \quad (\text{т.к. } [\sigma_H]_3 < [\sigma_H]_4).$$

б) Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}$$

$$\sigma_{F\lim 8} = 1,8 \cdot HB \quad (\text{табл. 4.2})$$

Для шестерен Z_1 и Z_3

$$\sigma_{F\lim 1,3} = 1,8 \cdot 265 = 477 \text{ МПа};$$

для колес Z_2 и Z_4

$$\sigma_{F\lim 2,4} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа};$$

$$S_F = 1,8 \quad (\text{табл. 4.2}); \quad K_{FC} = 0,7 \quad (\text{см. стр. 10})$$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FC}}{N_{FE}}} \quad (\text{см. стр. 10}).$$

$$N_{FC1} = N_{FC2} = N_{FC3} = N_{FC4} = 4 \cdot 10^6 \quad (\text{см. стр. 10}).$$

Эквивалентные числа циклов для каждого зубчатого колеса определяем по формуле (7)

$$N_{FE} = 60 \cdot C \cdot n \cdot t \cdot \sum \left(\frac{F_i}{T_{ном}} \right)^2 \frac{t_i}{t}$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 1430 \cdot 5000 (1^3 \cdot 0,2 + 0,6^3 \cdot 0,5 + 0,2^3 \cdot 0,3) = 13,3 \cdot 10^7 > N_{FC1},$$

$$N_{FE2} = N_{FE3} = \frac{N_{FE1}}{u_{1,2}} = \frac{13,3 \cdot 10^7}{3,6} = 3,69 \cdot 10^7 > N_{FC2,3},$$

$$N_{\text{нз}} = \frac{N_{\text{вз}}}{\mu_{3,4}} = \frac{20,6 \cdot 10^6}{3,97} = 5,19 \cdot 10^6 > N_{\text{нз}}^{\text{н}} = 6,7 \cdot 10^6$$

Следовательно, поскольку $N_{\text{нз}} > N_{\text{нз}}^{\text{н}}$, то

$$K_{\text{FL1}} = K_{\text{FL2}} = K_{\text{FL3}} = K_{\text{FL4}} = 1.$$

Тогда для шестерен Z_1 и Z_3

$$[C_F]_{4,3} = \frac{477}{1,8} \cdot 0,7 \cdot I = 186 \text{ МПа;}$$

для колес Z_2 и Z_4

$$[C_F]_{2,4} = \frac{450}{1,8} \cdot 0,7 \cdot I = 175 \text{ МПа.}$$

в) Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках

Для расчета по контактным напряжениям:

$$[C_H]_{\text{max}} = 2,8 \cdot C_T \quad (\text{табл. 4.1}),$$

$$[C_H]_{\text{max}, 2,4} = 2,8 \cdot 800 = 2240 \text{ МПа;}$$

для расчета по напряжениям изгиба:

$$[C_F]_{\text{max}} = 2,5 \cdot \text{HB} \quad (\text{табл. 4.2}),$$

$$[C_F]_{\text{max}, 3} = 2,5 \cdot 265 = 662 \text{ МПа;}$$

$$[C_F]_{\text{max}, 2,4} = 2,5 \cdot 250 = 625 \text{ МПа.}$$

Расчет зубчатых передач на прочность

Первая ступень ($Z_1 - Z_2$)

1. Проектировочный расчет

Средний делительный диаметр шестерни Z_1 по формуле (10)

$$d_m \geq 770 \sqrt{\frac{N_{\text{вз}}}{\mu_{3,4} \cdot \sigma_{\text{вз}} \cdot \sigma_{\text{нз}}}} = 770 \sqrt{\frac{20,6 \cdot 10^6}{3,97 \cdot 60 \cdot 10^6 \cdot 10^6}} = 113,14 \text{ мм}$$

Принимаем $d_m = 113,14 \text{ мм}$

$$K_{H\beta} = 1,32 \quad (\text{стр. 14, рис. 5.1}).$$

$$\text{Тогда } d_{m1} \geq 770 \sqrt{\frac{20,6 \cdot 10^6}{0,85 \cdot 0,6 \cdot 518^2 \cdot 1}} = 51,1 \text{ мм.}$$

принимаем $d_{m1} = 52 \text{ мм.}$

Рабочая ширина зубчатого колеса

$$b_w = \psi_{d1} \cdot d_{m1} = 0,6 \cdot 52 = 31,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_w = b_1 = b_2 = 32 \text{ мм.}$

Угол начальных конусов

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u_{1,2}} = \arctg \frac{1}{3,6} = 15^\circ 31' 30''$$

$$\delta_2 = \arctg u_{1,2} = \arctg 3,6 = 74^\circ 28' 30''$$

Внешний делительный диаметр шестерни Z_1

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \cdot \sin \delta_1 = 52 + 32 \cdot \sin 15^\circ 31' 30'' = 60,56 \text{ мм}$$

Внешнее конусное расстояние передачи

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{60,56}{2 \cdot \sin 15^\circ 31' 30''} = 113,14 \text{ мм.}$$

Проверяем условие $\frac{b_w}{R_e} \leq 0,3$

$$\frac{32}{113,14} = 0,28 < 0,3 - \text{условие выполняется.}$$

Определяем модуль передачи по формуле $m_{1e} = K' \cdot \frac{d_{m1}}{Z_1} \cdot \frac{10^3}{\sigma_{\text{вз}} \cdot \sigma_{\text{нз}}} \geq 1,5$
 где $K = 20$ (см. стр. 16). Имеем: $m_{1e} = 20 \cdot \frac{52}{32 \cdot 60 \cdot 10^6} = 3,15 \text{ мм.}$

Принимаем $m_{1e} = 3,2 \text{ мм}$ (величину модуля в конечных зубчатых передачах допускается не округлять до стандартного значения).

$$\text{Число зубьев } Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{1e}} = \frac{60,56}{3,2} = 18,93,$$

Принимаем $Z_1 = 19.$

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{1,2} = 19 \cdot 3,6 = 68,4.$$

Принимаем $Z_2 = 69.$

Уточним ранее полученные величины:

$$R_e = 0,5 m_{k_0} \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 3,2 \sqrt{19^2 + 69^2} = 114,51 \text{ мм},$$

$$u_{1,2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{69}{19} = 3,6316 \quad (\text{с точностью до четвертого знака после запятой}),$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u_{1,2}} = \arctg \frac{1}{3,6316} = 15^\circ 23' 40'',$$

$$\delta_2 = \arctg u_{1,2} = \arctg 3,6316 = 74^\circ 36' 20'',$$

$$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1 = 3,2 \cdot 19 = 60,80 \text{ мм},$$

$$d_{m1} = d_{e1} - b_w \cdot \sin \delta_1 = 60,80 - 32 \cdot \sin 15^\circ 23' 40'' = 52,30 \text{ мм}.$$

Остальные геометрические параметры передачи:

$$d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2 = 3,2 \cdot 69 = 220,80 \text{ мм},$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b_w \cdot \sin \delta_2 = 220,80 - 32 \cdot \sin 74^\circ 36' 20'' = 189,95 \text{ мм},$$

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{Z_1} = \frac{52,30}{19} = 2,75 \text{ мм}; \text{ т.к. } \beta = 0, \text{ то } m_{tm} = m_{tm}.$$

Средняя окружная скорость передачи

$$V_{1,2} = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 52,30 \cdot 1430}{1000 \cdot 60} = 3,92 \text{ м/с}.$$

Поскольку $V_{1,2} < 6 \text{ м/с}$, то согласно рекомендации на стр. 17, назначаем для зубчатых колес Z_1 и Z_2 8-ю степень точности. Определяем усилия в зацеплении:

$$F_{t1,2} = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 25,7}{52,30} = 1021 \text{ Н},$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1,2} \cdot \tg \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1021 \cdot \tg 20^\circ \cdot \cos 15^\circ 23' 40'' = 358 \text{ Н},$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1,2} \cdot \tg \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1021 \cdot \tg 20^\circ \cdot \sin 15^\circ 23' 40'' = 99 \text{ Н}.$$

2. Проверочный расчет на установившуюся прочность

а) По контактным напряжениям

$$C'_{H1,2} = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{W_{H1,2} \cdot \sqrt{u_{1,2}^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot u_{1,2}}} \leq [C']_{H1,2}.$$

$Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta_m$. Так как передача прямозубая ($\beta_m = 0$), то

$$Z_H = 1,77.$$

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}} \quad (\text{см. стр. 19})$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

(согласно рекомендации на стр. 19 для прямозубых передач);

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_{vt1}} + \frac{1}{Z_{vt2}} \right) \right] \cdot \cos \beta_m \quad (\text{см. стр. 19}).$$

Эквивалентные числа зубьев:

$$Z_{vt1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{19}{\cos 15^\circ 23' 40''} \approx 20,$$

$$Z_{vt2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{69}{\cos 74^\circ 36' 20''} \approx 260.$$

Тогда

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{260} \right) \right] \cdot 1 = 1,71$$

$$\text{и } Z_E = \sqrt{\frac{4 - 1,71}{3}} = 0,874.$$

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{H1,2} = \frac{F_{t1,2}}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{H}{m_{tm}}$$

$$K_{H\beta} = 1,12 \quad (\text{определен ранее}),$$

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{W_{H1,2} \cdot b_w}{F_{t1,2} \cdot K_{H\beta}}$$

удельная окружная динамическая сила

$$W_{H1,2} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V_{1,2} \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} \cdot g_{m1}}{2 \cdot u_{1,2}}} \quad (\text{см. стр. 20}),$$

где согласно рекомендации табл. 5.3 и табл. 5.4

$\delta_H = 0,006$ — для прямозубых передач без модификации зубьев ($X=0$) и $H\beta < 350$,

$g_0 = 56$ — для 8-й степени точности при $m < 3,55 \text{ мм}$.

$$\text{Тогда: } W_{H1,2} = 0,006 \cdot 56 \cdot 3,92 \sqrt{\frac{52,30 \cdot 123,95}{2 \cdot 3,6316}} = 7,61 \text{ Н/мм},$$

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{7,61 \cdot 32}{1021 \cdot 1,12} = 1,20,$$

$$v_{Ht} = \frac{1021}{32} \cdot 1,12 \cdot 1,20 = 43,26 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_{H1,2} = 1,77 \cdot 275 \cdot 0,874 \cdot \sqrt{\frac{43,26 \sqrt{3,6316^2 + 1}}{0,85 \cdot 52 \cdot 3 \cdot 3,6316}} = 435 \text{ МПа} < [\sigma']_{1,2} = 466 \text{ МПа.}$$

Недогрузка составляет $\frac{466-435}{466} \cdot 100\% = 7\% < 10\%$, что вполне допустимо.

б) Проверка установочной прочности по напряжениям изгиба.

$$\sigma'_F = y_F \cdot y_\beta \cdot \frac{W_{Fz}}{0,85 \cdot m_m} \leq [\sigma'_F].$$

Эквивалентное число зубьев

$$Z_{v n_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m} = \frac{19}{\cos 15^\circ 23' 40''} \approx 20,$$

$$Z_{v n_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m} = \frac{69}{\cos 74^\circ 36' 20''} \approx 260.$$

Тогда $y_{F1} = 4,07$, $y_{F2} = 3,63$ (см. табл. 5.5)

$$y_\beta = 1 - \frac{\beta_m^2}{140} = 1. \quad (\text{т.к. } \beta_m = 0).$$

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ft1,2} = \frac{F_{t1,2}}{b_w} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot \frac{H}{\text{мм.}}$$

$K_{F\beta} = 1,21$ (см. рис. 5.1. на стр. 14);

$$K_{Fv} = 1 + \frac{W_{Fv1,2} \cdot b_w}{F_{t1,2} \cdot K_{F\beta}},$$

где удельная окружная динамическая сила

$$W_{Fv1,2} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_{1,2} \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2 \cdot v_{1,2}}} \quad (\text{см. стр. 22}).$$

Согласно рекомендациям табл. 5.3, для прямозубых колес без модификации зубьев ($x=0$) $\delta_F = 0,016$.
 $g_0 = 56$ (определен ранее).

$$\text{Тогда: } W_{Fv1,2} = 0,016 \cdot 56 \cdot 3,92 \sqrt{\frac{52,30 + 189,95}{2 \cdot 3,6316}} = 20,28 \text{ Н/мм},$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{20,28 \cdot 32}{1021 \cdot 1,21} = 1,526.$$

$$W_{Ft1} = \frac{1021}{2} \cdot 1,21 \cdot 1,526 = 58,91 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma'_{F1} = 4,07 \cdot 1,58,91 \cdot \frac{58,91}{0,85 \cdot 2,75} = 103 \text{ МПа} < [\sigma'_F]_1 = 186 \text{ МПа},$$

$$\sigma'_{F2} = 3,63 \cdot 1 \cdot \frac{58,91}{0,85 \cdot 2,75} = 92 \text{ МПа} < [\sigma'_F]_2 = 175 \text{ МПа.}$$

Изгибная прочность обеспечена.

3. Проверка прочности зубьев при перегрузках.

$$\sigma'_{H \max 1,2} = \sigma'_{H1,2} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 435 \cdot \sqrt{2,4} = 674 \text{ МПа} < [\sigma']_{\max 1,2} = 7240 \text{ МПа},$$

$$\sigma'_{F \max 1} = \sigma'_{F1} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 103 \cdot 2,4 = 247 \text{ МПа} < [\sigma'_F]_{\max 1} = 662 \text{ МПа},$$

$$\sigma'_{F \max 2} = \sigma'_{F2} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 92 \cdot 2,4 = 221 \text{ МПа} < [\sigma'_F]_{\max 2} = 625 \text{ МПа.}$$

Статическая прочность при перегрузках обеспечена.

Вторая ступень (Z3-Z4)

1. Проектировочный расчет

Начальный диаметр шестерни Z_3 определяем из условия обеспечения контактной выносливости по формуле (9)

$$d_3 \geq 675 \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot (u_{3,1,1})}{\psi_{H\beta} \cdot [\sigma_H]_{3,4} \cdot u_{3,4}}} \text{ мм.}$$

Принимаем $\psi_{H\beta} = 0,9$ (табл. 5.1),

$$K_{H\beta} = 1,00 \text{ (стр. 14, рис. 5.1).}$$

$$\text{Тогда } d_3 \geq 675 \sqrt[3]{\frac{96 \cdot 1,06(3,97+1)}{0,9 \cdot 545 \cdot 3,97}} = 55,5 \text{ мм},$$

принимаем $d_3 = 56 \text{ мм.}$

Расочная ширина венцов зубчатых колес:

$$b_{w3,4} = b_4 = \frac{1}{2} d_3 = 0,9 \cdot 56 = 50,4 \text{ мм.}$$

$$\text{Принимаем } b_{w3,4} = b_4 = 50 \text{ мм.}$$

$$\text{Принимаем } b_3 = 54 \text{ мм.}$$

$$\text{Принимаем } b_3 = 54 \text{ мм.}$$

Определяем модуль передачи по формуле $m_{n3,4} = K \frac{T_3 \cdot 10^3}{b_{w3,4} \cdot d_3 \cdot [G_{H1}]}$ $\geq 1,5 \text{ мм}$, где $K = 8$ (см. стр. 13). Имеем:

$$m_{n3,4} = 8 \cdot \frac{96,2 \cdot 10^3}{50 \cdot 56 \cdot 175} = 1,57 \text{ мм.}$$

По СТ СЭВ 310-76 принимаем $m_{n3,4} = 2 \text{ мм}$ (см. стр. 13).

Для предварительного расчета задаем угол наклона зубьев

$$\beta_{3,4} = 10^\circ \quad (\cos \beta_{3,4} = 0,985).$$

Проверяем выполнение условия $\sigma_H \geq I, I. \sigma_H = b_{w3,4} \cdot \sin \beta_{3,4} \cdot m$ $= 50 \cdot \sin 10^\circ / (3,14 \cdot 2) = 1,33 > 1,1$ - условие выполняется.

Определяем числа зубьев

шестерни: $Z_3 = d_3 \cos \beta_{3,4} / m_{n3,4} = 56 \cdot 0,985 / 2 = 27,6$; принимаем $Z_3 = 28$;

колеса: $Z_4 = Z_3 \cdot U_{3,4} = 28 \cdot 3,97 = 111,2$; принимаем $Z_4 = 111$.

Межосевое расстояние (предварительно)

$$a_{w3,4} = \frac{m_{n3,4} \cdot (Z_3 + Z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{3,4}} = \frac{2 \cdot (28 + 111)}{2 \cdot 0,985} = 141,12 \text{ мм.}$$

$$\text{Принимаем } a_{w3,4} = 142 \text{ мм.}$$

Уточняем угол наклона зубьев

$$\cos \beta_{3,4} = \frac{m_{n3,4} \cdot (Z_3 + Z_4)}{2 \cdot a_{w3,4}} = \frac{2 \cdot (28 + 111)}{2 \cdot 142} = 0,97887,$$

$$\beta_{3,4} = 11^\circ 47' 50''.$$

Уточняем передаточное число

$$U_{3,4} = Z_4 / Z_3 = 111 / 28 = 3,96,$$

диаметр начальной окружности шестерни

$$d_3 = \frac{m_{n3,4}}{\cos \beta_{3,4}} \cdot Z_3 = \frac{2}{0,97887} \cdot 28 = 57,21 \text{ мм.}$$

Остальные параметры зубчатых колес:

$$d_4 = \frac{m_{n3,4}}{\cos \beta_{3,4}} \cdot Z_4 = \frac{2}{0,97887} \cdot 111 = 226,79 \text{ мм,}$$

$$(\text{Проверка: } \frac{d_3 + d_4}{2} = a_{w3,4} = 142 \text{ мм; } \frac{57,21 + 226,79}{2} = 142 \text{ мм.)}$$

$$\begin{aligned} d_{a3} &= d_3 + 2m_{n3,4} = 57,21 + 2 \cdot 2 = 61,21 \text{ мм,} \\ d_{a4} &= d_4 + 2m_{n3,4} = 226,79 + 2 \cdot 2 = 230,79 \text{ мм,} \\ d_{f3} &= d_3 - 2,5m_{n3,4} = 57,21 - 2,5 \cdot 2 = 52,21 \text{ мм,} \\ d_{f4} &= d_4 - 2,5m_{n3,4} = 226,79 - 2,5 \cdot 2 = 221,79 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Окружная скорость зацепления

$$V_{3,4} = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_3}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 57,21 \cdot 397}{1000 \cdot 60} = 1,19 \text{ м/с.}$$

Так как $V_{3,4} < 6 \text{ м/с}$, то согласно рекомендации на стр. 15 назначаем для зубчатых колес Z_3 и Z_4 3-ю степень точности.

Определяем усилия в зацеплении:

$$F_{t3,4} = \frac{2000 \cdot T_3}{d_3} = \frac{2000 \cdot 96,2}{57,21} = 3363 \text{ Н,}$$

$$F_{r3,4} = F_{t3,4} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_{3,4}} = 3363 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{0,97887} = 1251 \text{ Н,}$$

$$F_{a3,4} = F_{t3,4} \cdot \tan \beta_{3,4} = 3363 \cdot \tan 11^\circ 47' 50'' = 702 \text{ Н.}$$

2. Проверочный расчет на усталостную прочность

а) По контактным напряжениям

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \sqrt{\frac{W_{H3,4} \cdot (u_{3,4} + 1)}{d_3 \cdot u_{3,4}}} \leq [\sigma_H]_{3,4}$$

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta_{3,4} = 1,77 \cdot 0,9789 = 1,73 \text{ (см. стр. 19),}$$

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^2 \quad (\text{стр. 19})$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha 3,4}}} \quad \text{передач}$$

- согласно рекомендации на стр. 19 для косозубых передач

$$\epsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4} \right) \cdot \cos \beta_{3,4}] \cdot \cos \beta_{3,4} \quad (\text{см. стр. 19})$$

$$\epsilon_{\alpha 3,4} = [1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{111} \right)] \cdot 0,9789 = 1,7$$

$$\text{Тогда } Z_E = \sqrt{\frac{1}{1,7}} = 0,77.$$

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht2,4} = \frac{F_{t2,4}}{b_{w2,4}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha};$$

$$K_{H\beta} = 1,06 \text{ (определен ранее)},$$

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{W_{H\alpha2,4} \cdot b_{w2,4}}{F_{t2,4} \cdot K_{H\beta}},$$

удельная окружная динамическая сила

$$W_{HV3,4} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V_{3,4} \cdot \sqrt{\frac{a_{w2,4}}{u_{3,4}}} \cdot \frac{H}{mm} \quad (\text{см. формулу (18)}),$$

где согласно рекомендациям табл. 5.3 и табл. 5.4

$$\delta_H = 0,002 \text{ — для косозубых передач при } i \leq 350,$$

$$g_0 = 56 \text{ — для 8-й степени точности при } m < 3,55 \text{ мм.}$$

$$\text{Тогда } W_{HV3,4} = 0,002 \cdot 56 \cdot 1,19 \cdot \sqrt{\frac{142}{3,96}} = 0,80 \text{ Н/мм,}$$

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{0,80 \cdot 50}{3363 \cdot 1,06},$$

$$W_{Ht3,4} = \frac{3363}{50} \cdot 1,06 \cdot 1,01 = 72,0 \text{ Н/мм,}$$

$$C'_{H3,4} = 1,73 \cdot 275 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{72,0 \cdot (3,96 \cdot 1)}{57,21 \cdot 3,96}} = 460 \text{ МПа} < [\sigma'_H]_{3,4} = 505 \text{ МПа}$$

Недогрузка составляет $\frac{505-460}{505} \cdot 100\% = 9\% < 10\%$, что допустимо.

б) Проверка устойчивой прочности по напряжению изгиба

$$\sigma_F = y_F \cdot y_\beta \cdot \frac{W_{Ft3,4}}{m_{n3,4}} \leq [\sigma'_F].$$

Эквивалентное число зубьев:

$$Z_{V3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta_{3,4}} = \frac{24}{0,9759^3} \approx 30,$$

$$Z_{V4} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta_{3,4}} = \frac{111}{0,9789^3} \approx 116.$$

$$\text{Тогда } y_{F3} = 3,80, \quad y_{F4} = 3,60 \text{ (см. табл. 5.5)}$$

$$y_\beta = 1 - \frac{90}{140} = 1 - \frac{11,8}{110} = 0,92.$$

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ft3,4} = \frac{F_{t3,4}}{b_{w2,4}} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} \cdot \frac{H}{mm},$$

$$K_{F\beta} = 1,13$$

(см. стр. 14, рис. 5.1);

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV3,4} \cdot b_{w3,4}}{F_{t3,4} \cdot K_{F\beta}},$$

где удельная окружная динамическая сила определяется по формуле (18)

$$W_{FV3,4} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V_{3,4} \cdot \sqrt{\frac{a_{w2,4}}{u_{3,4}}} \cdot \frac{H}{mm}.$$

Согласно рекомендациям табл. 5.3, для косозубых колес

$$\delta_F = 0,006,$$

$$g_0 = 56 \text{ (определен ранее).}$$

$$\text{Тогда: } W_{FV3,4} = 0,006 \cdot 56 \cdot 1,19 \cdot \sqrt{\frac{142}{3,96}} = 2,39 \text{ Н/мм,}$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{2,39 \cdot 50}{3363 \cdot 1,13} = 1,03,$$

$$W_{Ft3,4} = \frac{3363}{50} \cdot 1,13 \cdot 1,03 = 78,4 \text{ Н/мм,}$$

$$C'_{F3} = 3,80 \cdot 0,92 \cdot \frac{78,4}{2} = 137 \text{ МПа} < [\sigma'_F]_3 = 186 \text{ МПа,}$$

$$C'_{F4} = 3,60 \cdot 0,92 \cdot \frac{78,4}{2} = 130 \text{ МПа} < [\sigma'_F]_4 = 175 \text{ МПа.}$$

Изгибная прочность обеспечена.

3. Проверка прочности зубьев при перегрузках

$$C'_{H \max 3,4} = C'_{H3,4} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}} = 460 \cdot \sqrt{2,4} = 713 \text{ МПа} < [C'_H]_{\max 3,4} = 2240 \text{ МПа,}$$

$$C'_{F \max 3} = C'_{F3} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{ном}} = 137 \cdot 2,4 = 329 \text{ МПа} < [C'_F]_{\max 3} = 662 \text{ МПа,}$$

$$C'_{F \max 4} = C'_{F4} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{ном}} = 130 \cdot 2,4 = 312 \text{ МПа} < [C'_F]_{\max 4} = 625 \text{ МПа.}$$

Статическая прочность при перегрузках обеспечена.

Результаты расчетов зубчатых передач сводим в таблицу:

П а р а м е т р	I ступень	II ступень
Межосевое расстояние	-	$a_{w3,4} = 142 \text{ мм}$
Внешнее конусное расстояние	$R_{e1,2} = 114,51 \text{ мм}$	-
Ширина венца шестерни	$b_1 = 32 \text{ мм}$	$b_2 = 54 \text{ мм}$
Ширина венца колеса	$b_2 = 32 \text{ мм}$	$b_4 = 50 \text{ мм}$
Модуль	$m_{te1,2} = 3,2 \text{ мм}$	$m_{te3,4} = 2 \text{ мм}$
Число зубьев шестерни	$z_1 = 19$	$z_3 = 23$
Число зубьев колеса	$z_2 = 63$	$z_4 = 111$
Угол наклона зубьев	$\beta_m = 0$	$\beta_{2,4} = 11^\circ 47' 50''$
Начальный диаметр шестерни	$d_{e1} = 60,80 \text{ мм}$	$d_3 = 57,21 \text{ мм}$
Начальный диаметр колеса	$d_{e2} = 220,80 \text{ мм}$	$d_4 = 226,79 \text{ мм}$
Угол начального конуса	$\delta_1 = 15^\circ 23' 40''$	-
	$\delta_2 = 74^\circ 36' 20''$	-

Предварительное определение диаметров

валов под подшипниками

Входной вал

$$d_{e1} = (0,8 + 1,2) d_{ge} = (0,8 + 1,2) \cdot 28 = (22,4 + 33,6) \text{ мм},$$

Принимаем предварительно $d_{e1} = 30 \text{ мм}$.

Промежуточный вал

$$d_{e2} \approx 130 \sqrt[3]{\frac{N_2 b}{n_2}} = 130 \sqrt[3]{\frac{4}{397}} = 28,0 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{e2} = 30 \text{ мм}$.

Выходной вал

$$d_{e4} \approx 130 \sqrt[3]{\frac{N_4 b}{n_4}} = 130 \sqrt[3]{\frac{8}{100}} = 44,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{e4} = 45 \text{ мм}$.

Первый этап эскизной компоновки редуктора

Первый этап эскизной компоновки проводится в соответствии с рекомендациями, изложенными на стр. 25 настоящего пособия.

Определим размеры элементов, указанных на рис. 7.2. (см. стр. 26) для проектируемого редуктора.

Длины ступиц зубчатых колес:

а) колесо $z_2 - l_{cm2} = (1,0 \div 1,5) d_{de} = (1,0 \div 1,5) \cdot 30 = 30 + 45 \text{ мм},$
принимаем $l_{cm2} = 42 \text{ мм};$

о) шестерня z_3 , принимаем $l_{cm3} = b_3 = 54 \text{ мм} > 1,5 d_{de} = 45 \text{ мм};$

в) колесо $z_4 - l_{et4} = (1,0 \div 1,5) d_{de4} = (1,0 \div 1,5) \cdot 45 = 45 + 67,5 \text{ мм},$
принимаем $l_{et4} = b_4 = 50 \text{ мм}.$

Вычисляем толщину стенки корпуса редуктора

$$\delta = 1,13 \sqrt[4]{T_4} \geq 6 \text{ мм}. \quad \text{Имеем: } \delta = 1,13 \sqrt[4]{582} = 5 \text{ мм},$$

принимаем $\delta = 8 \text{ мм}.$

Зазоры Δ и Δ_2 :

$$\Delta \geq 0,6 \delta = 0,6 \cdot 8 = 4,8 \text{ мм}, \quad \text{принимаем } \Delta = 5 \text{ мм};$$

$$\Delta_2 \geq 0,4 \cdot \delta = 0,4 \cdot 8 = 3,2 \text{ мм}, \quad \text{принимаем } \Delta_2 = 4 \text{ мм}.$$

Ширина внутренней полости редуктора

$$b_i = \Delta + l_{cm2} + \Delta_2 + l_{cm3} + \Delta = 5 + 42 + 4 + 54 + 5 = 110 \text{ мм}.$$

В соответствии с предварительно определенными диаметрами валов под подшипниками (см. стр. 60), а также руководствуясь рекомендациями, приведенными на стр. 27-28 и стр. 35-36, выбираем для промежуточного вала радиально-упорные роликовые подшипники № 7206 ([2], стр. 545, табл. У.6), а для выходного вала - шариковые радиальные подшипники № 209 ([2], стр. 537, табл. У.1) и устанавливаем их по схеме "враспор".

Определим предварительно размеры элементов узла выходного вала.

Диаметр конической шестерни z_1 ($d_{e1} = 60, 80 \text{ мм}$) соизмерим с диаметром входного вала ($d_{e1} = 30 \text{ мм}$). Поэтому шестерня z_1 целесообразно выполнить засло с валом.

С целью обеспечения удобства сборки, для быстрого вала рекомендуется принимать такие подшипники, которые допускали бы возможность условной сборки (установку в стакане вала вместе с предарителе, но смонтированными на нем подшипниками). Это возможно в том случае, если диаметр заплечиков стакана $- D_4$ больше внешнего диаметра вершин шестерни (с учетом фаски) $- d_{ae1}$. Ширина фаски принимается примерно равной внешнему торцевому модулю m_{te} .

$$\text{Тогда } d'_{ae1} \approx d_{ae1} - m_{te1} \cdot \sin 2\delta_1$$

Для нашего случая

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_{te1} \cdot \cos \delta_1 = 60,80 + 2 \cdot 3,2 \cdot \cos 15^\circ 23' 40'' = 66,97 \text{ мм}$$

$$d'_{ae1} = 66,97 - 3,2 \cdot \sin 30^\circ 47' 20'' = 65,33 \text{ мм.}$$

Принимаем $d'_{ae1} = 65,5 \text{ мм.}$

Выбираем для быстрого вала радиально-упорные роликовые конические подшипники № 7306, для которых согласно рекомендациям (см. [2], стр. 243) диаметр заплечиков стакана должен быть равен 68 мм.

То $d'_{ae1} = 65,5 \text{ мм} < D_4 = 68 \text{ мм}$, т.е. возможность установки в стакан вала, с предварительной смонтированными на нем подшипниками, обеспечивается. Подшипники быстрого вала устанавливаем по схеме "врасыжку" (см. стр. 36).

Определяем размеры стакана.

Внутренний диаметр стакана $- D$ равен наружному диаметру подшипника. Для выбранного подшипника 7306 $D = 72 \text{ мм}$.

Наружный диаметр стакана

$$D_c = D + 2\delta = 72 + 2 \cdot 8 = 88.$$

Проверяем выполнение условия $l > D_c$:

$$110 > 88 - \text{условие выполняется.}$$

В результате вычерчивания узла быстрого вала определено расстояние между средними плоскостями шестерни Z, и ближайшего к ней подшипника $- 40 \text{ мм}$. Принимаем расстояние между подшипниками разным 80 мм (см. рекомендацию на стр. 25).

Определение опорных реакций

Схема редуктора с приложенными в зацеплениях усиленным показана на рис. 13.2. При реверсировании направления вращения вала электродвигателя направления окружных и осевых (для цилиндрической пары) усилий меняются на противоположные.

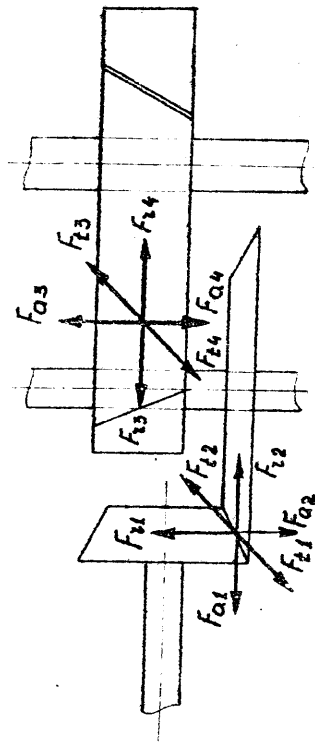


Рис. 13.2

Входной вал.

Расчетная схема для определения опорных реакций входного вала представлена на рис. 13.3.

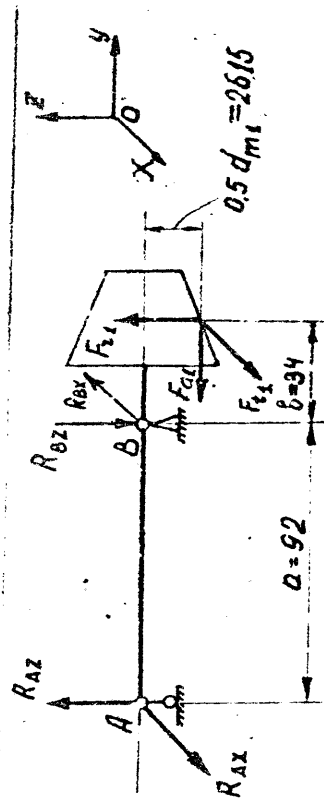


Рис. 13.3

$F_{t1} = 1021 \text{ Н}$, $F_{t1} = 358 \text{ Н}$, $F_{a1} = 99 \text{ Н}$, $d_{m1} = 52,3 \text{ мм}$.
 Расстояние между точками приложения опорных реакций "а" на расчетной схеме входного вала определяем с учетом принятого при выполнении I-го этапа эскизной компоновки расстояния между подшипниками (80 мм) и рекомендаций, изложенных на стр. 29, применительно к выбранной схеме установки подшипников остроходного вала "вращающую".

$$a = 80 + 2t = 80 + 2 \cdot \frac{d + D}{4} \cdot \tan \alpha = 80 + 2 \cdot \frac{30 + 32}{4} \cdot \tan 15^\circ = 92 \text{ мм}.$$

Расстояние "в" определяем из аналогичных соотношений

$$b = 40 - t = 40 - \frac{d + D}{4} \cdot \tan \alpha = 40 - \frac{30 + 32}{4} \cdot \tan 15^\circ = 34 \text{ мм}.$$

Опорные реакции от сил F_{t1} в пл. XOY:

$$\sum M_A = F_{t1} \cdot (a + b) - R_{ax} \cdot a = 0;$$

$$R_{ax} = \frac{F_{t1} \cdot (a + b)}{a} = \frac{1021 \cdot (92 + 34)}{92} = 1398 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_{t1} \cdot b - R_{ax} \cdot a = 0;$$

$$R_{ax} = \frac{F_{t1} \cdot b}{a} = \frac{1021 \cdot 34}{92} = 377 \text{ Н};$$

Проверка:

$$\sum X = R_{ax} - R_{ax} + F_{t1} = 377 - 1398 + 1021 = 0;$$

Опорные реакции от сил F_{t1} и F_{a1} в пл. YOZ:

$$\sum M_A = -F_{a1} \cdot (a + b) + F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_{m1} + R_{bz} \cdot a = 0;$$

$$R_{bz} = \frac{F_{a1} \cdot (a + b) - F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_{m1}}{a} = \frac{358 \cdot (92 + 34) - 99 \cdot 52,3}{92} = 462 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -F_{a1} \cdot b + F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_{m1} + R_{bz} \cdot a = 0;$$

$$R_{bz} = \frac{F_{a1} \cdot b - F_{a1} \cdot 0,5 \cdot d_{m1}}{a} = \frac{358 \cdot 34 - 99 \cdot 52,3}{92} = 104 \text{ Н};$$

Проверка:

$$\sum Z = R_{bz} - R_{bz} + F_{a1} = 104 - 462 + 358 = 0.$$

Осциллирующие реакции опор входного вала:

$$R_A = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{az}^2} = \sqrt{1398^2 + 104^2} = 1472 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{bz}^2} = \sqrt{1398^2 + 462^2} = 1472 \text{ Н};$$

Промежуточный вал

$$F_{t2} = 1021 \text{ Н}, \quad F_{t2} = 99 \text{ Н}, \quad F_{a2} = 358 \text{ Н}, \quad d_{m2} = 189,45 \text{ мм}, \\ F_{t3} = 3363, \quad F_{t3} = 1251 \text{ Н}, \quad F_{a3} = 702 \text{ Н}, \quad d_3 = 57,21 \text{ мм}.$$

Расчетная схема для определения опорных реакций промежуточного вала представлена на рис. 13.4. Расстояния "а" и "в" определены с учетом рекомендации, приведенной на стр. 29, применительно к подшипникам, установленным по схеме "вращающую".

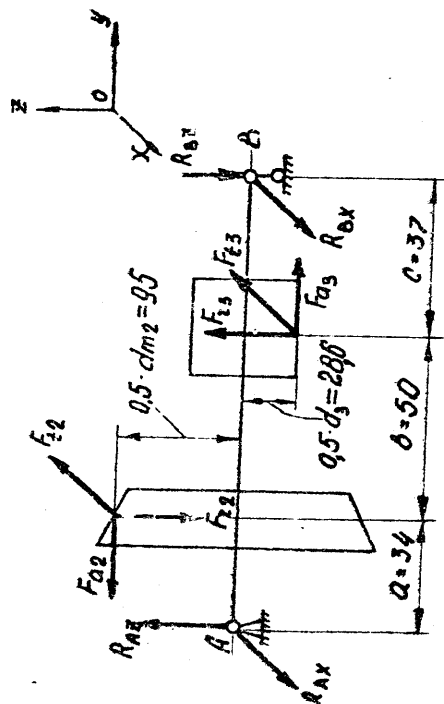


Рис. 13.4

Опорные реакции от сил F_{t2} и F_{t3} в пл. XOY:

$$\sum M_A = -F_{t2} \cdot a - F_{t3} \cdot (a + b) + R_{bx} \cdot (a + b + c) = 0;$$

$$R_{bx} = \frac{F_{t2} \cdot a + F_{t3} \cdot (a + b)}{a + b + c} = \frac{1021 \cdot 34 + 3363 \cdot (34 + 50)}{34 + 50 + 37} = 2621,5 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_{t2} \cdot (b + c) + F_{t3} \cdot c - R_{ax} \cdot (a + b + c) = 0;$$

$$R_{ax} = \frac{F_{t2} \cdot (b + c) + F_{t3} \cdot c}{a + b + c} = \frac{1021 \cdot (50 + 37) + 3363 \cdot 37}{34 + 50 + 37} = 1762,54;$$

Проверка: $\sum X = R_{ax} - F_{t2} - F_{t3} + R_{bx} = 1762,5 - 1021 - 3363 + 2621,5 = 0;$
 Опорные реакции от сил F_{t2} , F_{a2} , F_{t3} и F_{a3} в пл. YOZ:

$$\Sigma M_A = F_{t3} \cdot a - F_{t5}(a+b) - F_{t2} \cdot 0.5d_3 - F_{t3} \cdot 0.5d_3 + R_{B2}(a+b \cdot c) = 0;$$

$$R_{B2} = \frac{F_{t3} \cdot a + F_{t3}(a+b) + F_{t2} \cdot 0.5d_3 + F_{t3} \cdot 0.5d_3}{a+b+c} = \frac{-99 \cdot 34 + 1251(34+50) + 358 \cdot 95 + 702 \cdot 280}{34+50+37} = 1287,6 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = -F_{t2}(b+c) + F_{t3} \cdot c - F_{t2} \cdot 0.5d_3 - F_{t3} \cdot 0.5d_3 + R_{A2}(a+b \cdot c) = 0;$$

$$R_{A2} = \frac{F_{t2}(b+c) - F_{t3} \cdot c - F_{t2} \cdot 0.5d_3 - F_{t3} \cdot 0.5d_3}{a+b+c} = \frac{99(50+37) - 1251 \cdot 37 + 358 \cdot 95 + 702 \cdot 280}{34+50+37} = 135,6 \text{ Н};$$

Проверка: $\Sigma Z = R_{A2} - F_{t2} + F_{t3} - R_{B2} = 135,6 - 99 + 1251 - 1287,6 = 0;$

Суммарные реакции опор промежуточного вала;

$$R_A = \sqrt{R_{A2}^2 + R_{A4}^2} = \sqrt{1762,52 + 135,6^2} = 1768 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{B2}^2 + R_{B4}^2} = \sqrt{2621,5^2 + 1287,6^2} = 2921 \text{ Н};$$

Выходной вал

Расчетная схема выходного вала представлена на рис. 13.5.

$$F_{t4} = 3363 \text{ Н}, \quad F_{t4}' = 1261 \text{ Н}, \quad F_{a4} = 702 \text{ Н}; \quad d_4' = 226,79 \text{ мм},$$

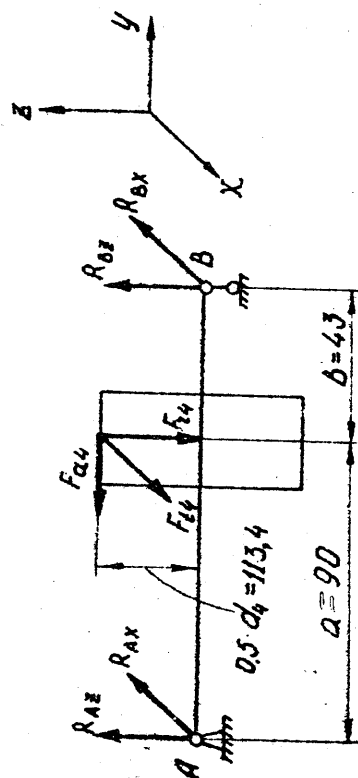


Рис. 13.5

Опорные реакции от силы F_{t4} в пл. XOY:

$$\Sigma M_A = F_{t4} \cdot a - R_{B4}(a+b) = 0;$$

$$R_{B4} = \frac{F_{t4} \cdot a}{a+b} = \frac{3363 \cdot 90}{90+43} = 2276 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = -F_{t4} \cdot b + R_{A4}(a+b) = 0;$$

$$R_{A4} = \frac{F_{t4} \cdot b}{a+b} = \frac{3363 \cdot 43}{90+43} = 1087 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\Sigma X = -R_{A4} + F_{t4} - R_{B4} = -1087 + 3363 - 2276 = 0.$$

Опорные реакции от сил F_{t4} и F_{a4} в пл. YOZ:

$$\Sigma M_A = F_{t4} \cdot a - F_{a4} \cdot 0.5d_4 - R_{B2}(a+b) = 0;$$

$$R_{B2} = \frac{F_{t4} \cdot a - F_{a4} \cdot 0.5d_4}{a+b} = \frac{1251 \cdot 90 - 702 \cdot 113,4}{90+43} = 248 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = -F_{t4} \cdot b - F_{a4} \cdot 0.5d_4 + R_{A2}(a+b) = 0;$$

$$R_{A2} = \frac{F_{t4} \cdot b + F_{a4} \cdot 0.5d_4}{a+b} = \frac{1251 \cdot 43 + 702 \cdot 113,4}{90+43} = 1008 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\Sigma Z = R_{A2} - F_{t4} + R_{B2} = 1008 - 1251 + 248 = 0.$$

Суммарные реакции опор выходного вала:

$$R_A = \sqrt{R_{A2}^2 + R_{A4}^2} = \sqrt{1008^2 + 1008^2} = 1419 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{B2}^2 + R_{B4}^2} = \sqrt{2276^2 + 248^2} = 2289 \text{ Н}.$$

При реверсировании вращения вала электродвигателя окружное усилие F_{t4} , а также осевое усилие F_{a4} изменят направления. Для этого случая как наиболее опасного для опоры B имеем

$$R_{B2 \max} = \frac{F_{t4} \cdot a + F_{a4} \cdot 0.5d_4}{a+b} = \frac{1251 \cdot 90 + 702 \cdot 113,4}{90+43} = 1445 \text{ Н}.$$

Суммарная реакция в опоре B

$$R_{B \max} = \sqrt{R_{B2 \max}^2 + R_{B4}^2} = \sqrt{2276^2 + 1445^2} = 2696 \text{ Н}.$$

Проверка работоспособности подшипников

Подшипники входного вала

Тип подшипников - роликовые конические 7306. $C=40,0$ кН;
 $C_0=29,9$ кН; $P_{max}=5000$ об/мин; $\epsilon=0,337$; $\alpha=14^\circ$.

Расчетная схема подшипников входного вала представлена на рис. 13.6

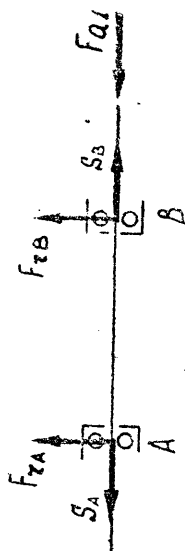


Рис. 13.6

Радиальная нагрузка на подшипники:

Опора А: $F_{2A} = R_A = 391$ Н.

Опора В: $F_{2B} = R_B = 1472$ Н.

Осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$S_A = \epsilon \cdot F_{2A} = 0,337 \cdot 391 = 132 \text{ Н};$$

$$S_B = \epsilon \cdot F_{2B} = 0,337 \cdot 1472 = 496 \text{ Н}.$$

По табл. 8.1. определенным осевым нагрузкам, действующим на подшипники:

$$F_{aA} = S_B - F_{a1} = 496 - 89 = 397 \text{ Н};$$

$$F_{aB} = S_B = 496 \text{ Н}.$$

Примечание. Принятой для входного вала схеме установки подшипников "врасяжку" соответствует в табл. 8.1 схема (б). При определении осевых нагрузок на подшипники с использованием указанных таблиц следует иметь в виду, что обозначение опор (А и В) на расчетной схеме и на схеме (б) табл. 8.1 не равнозначно.

Более нагруженной является опора В. Для этой опоры эквивалентная динамическая нагрузка равна:

$$P_B = (X \cdot V \cdot F_{2B} + Y \cdot F_{aB}) \cdot K_S \cdot K_T;$$

где $V = 1$
 $K_S = 1,4$
 $K_T = 1$

Так как $\frac{F_{aB}}{V \cdot F_{2B}} = \frac{496}{1 \cdot 1472} = 0,337 = \epsilon$, то $X=1,0$, $Y=0$.
 ([1], стр. 339, табл. 15.3)

Тогда $P_B = V \cdot F_{2B} \cdot K_S \cdot K_T = 1 \cdot 1472 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2061 \text{ Н}$.
 Требуемая динамическая грузоподъемность

$$C_{тр.д.} = \sqrt[3]{L_{тр.д.} \cdot P_B},$$

$$\text{где: } L_{тр.д.} = \frac{60 \cdot n}{10^6} \cdot L_{тр.д.} = \frac{60 \cdot 1472 \cdot 5000}{10^6} = 429 \text{ млн. об.}$$

$$C_{тр.д.} = \sqrt[3]{429 \cdot 2061} = 1554 \text{ Н} = 15,54 \text{ тН} < C = 40,0 \text{ тН}.$$

Разотгоспособность подшипника обеспечена. Он будет работать с большим запасом. Выбрать подшипник меньшего диаметра не представляется возможным из условий сборки, описанных в разделе "Первый этап эскизной компоновки".

Проверим выбранный подшипник по предельной частоте вращения:

$$n_2 = 1430 \text{ об/мин} < n_{max} = 5000 \text{ об/мин}.$$

Условие соблюдается.

Подшипники промежуточного вала

Тип подшипников - роликовые конические 7206
 $C = 29,8$ кН, $C_0 = 22,3$ кН, $P_{max} = 8000$ об/мин; $\epsilon = 0,365$;
 $\alpha = 14^\circ$ ([2], стр. 545, табл. У.6).

Расчетная схема представлена на рис. 13.7

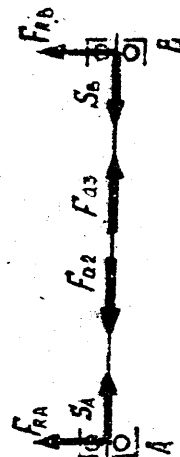


Рис. 13.7

Радиальные нагрузки на подшипники:

Опора А: $R_A = R_A = 1168 \text{ Н}$.
 Опора В: $R_B = R_B = 2921 \text{ Н}$.
 Внешняя нагрузка: $F_{a2} = 358 \text{ Н}$, $F_{a3} = 702 \text{ Н}$.
 Осевые составляющие радиальных нагрузок:
 $S_A = e \cdot F_{rA} = 0,365 \cdot 1168 = 545 \text{ Н}$;
 $S_B = e \cdot F_{rB} = 0,365 \cdot 2921 = 1066 \text{ Н}$.

По табл. 8.1 определяем осевые нагрузки, действующие на подшипники.

$$F_{r1A} = S_A - (F_{a3} - F_{a2}) = 1066 - (702 - 358) = 722 \text{ Н};$$

$$F_{r2B} = S_B = 1066 \text{ Н}.$$

Примечание. Подшипники промежуточного вала установлены "враспор", что соответствует схеме (а) в табл. 8.1. Более нагруженной является опора В. Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника опоры В:

$$P_B = (x \cdot V \cdot F_{rB} + y \cdot F_{aB}) \cdot \cdot \delta \cdot K_T,$$

так как $\frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{1066}{1 \cdot 2921} = 0,365 = e$, то $x=1,0$ $y=0$ ([1], стр. 339, табл. 15.3)

$$V = 1,0$$

$$\left. \begin{matrix} K_B = 1,4 \\ K_T = 1,0 \end{matrix} \right\} \text{ см. [1] стр. 339}$$

$$P_B = 1 \cdot 1 \cdot 291 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 4089,4 \text{ Н} = 4,089 \text{ кН}.$$

Требуемая грузоподъемность подшипника

$$C_{тр.об.} = \sqrt[3]{L_{тр.об.} \cdot P_B},$$

где: $L_{тр.об.} = \frac{60 \cdot n_2}{10^6} \cdot L_{н.тр.об.} = \frac{60 \cdot 397}{10^6} \cdot 5000 = 119 \text{ млн. об.}$

Тогда $C_{тр.об.} = \sqrt[3]{119 \cdot 4089} = 20,11 \text{ кН} < C = 29,8 \text{ кН}$.

Следовательно, предварительно выбранный подшипник будет работать с запасом.

Условие $n_2 = 397 \text{ об/мин} < n_{max} = 8000 \text{ об/мин}$ выполняется.

Подшипники выходного вала

Тип подшипник — шариковый однорядный радиальный 203.

Его данные: $C = 25,7 \text{ кН}$; $C_0 = 18,1 \text{ кН}$, $n_{max} = 8000 \text{ об/мин}$ ([2], стр. 537, табл. V.1)

Расчетная схема представлена на рис. 13.3.

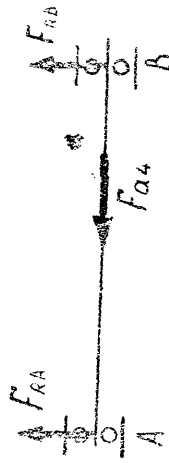


рис. 13.8

Нагрузки на подшипники:

Опора А. Наиболее опасным случаем нагружения для опоры А будет случай, когда F_{a4} направлена от опоры В к опоре А и нагрузка на опору составляет: $F_{rA} = R_A = 1168 \text{ Н}$, $F_{aA} = 702 \text{ Н}$.

Опора В. Здесь наиболее опасным является случай, когда сила F_{a4} направлена от опоры А к опоре В.

Тогда: $F_{rB} = R_B = 2921 \text{ Н}$; $F_{aB} = 702 \text{ Н}$.

Таким образом, более нагруженной является опора В.

Расчитываем работоспособность подшипника этой опоры. Эквивалентная нагрузка на подшипник опоры В:

$$P_B = (x \cdot V \cdot F_{rB} + y \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T.$$

$$\frac{F_{aB}}{C_0} = \frac{702}{18,1} = 0,0389.$$

Тогда $e \approx 0,24$.

$$x = 0,56, \quad y = 1,88, \quad \text{т.к. } \frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{702}{1 \cdot 2921} = 0,24 > e \text{ (см. [1], стр. 333, табл. 15.3)}$$

$$V = 1; \quad K_B = 1,4; \quad K_T = 1 \quad ([2], \text{ стр. 339})$$

$$P_B = (0,56 \cdot 1 \cdot 2921 + 1,88 \cdot 702) \cdot 1,4 \cdot 1 = 3361 \text{ Н} = 3,36 \text{ кН}.$$

Требуемая динамическая грузоподъемность

$$C_{тр.об.} = \sqrt[3]{L_{тр.об.} \cdot P_B},$$

подшипников ставим распорную втулку, а между внутренними - распорную втулку и комплект регулировочных прокладок, необходимых для регулировки подшипников.

К левому посадочному участку вала прикладываем резбовой участок под шлицевую гайку М 30 x 1,5 (см. верхнюю половину рис. 13.9). Гайка ([2], стр. 77; [4], стр. 312) служит для фиксации и затяжки внутреннего кольца левого подшипника. При выборе параметров резьбы исходим из того, что ее наружный диаметр не должен превышать диаметр посадочного участка ($\phi 30$). В противном случае установка подшипников на валу будет невозможна. Между гайкой и подшипником устанавливается многолапчатая шайба ([2], стр. 78; [4], стр. 314), служащая для исключения самоотвинчивания гайки. Под внутреннюю лапку шайбы на резбовом участке предусматриваем канавку. Левее резбового участка, в зоне размещения манжетного уплотнения вал выполняем цилиндрическим. Диаметр этого участка ($\phi 25$) выбираем с тем расчетом, чтобы над ним беспрятственно прошли гайка и многолапчатая шайба. Кроме того, этот диаметр должен соответствовать стандартному манжетному уплотнению ([2], стр. 315, табл. 9.12; [4], стр. 320, табл. 1.19). Выходной конец вала выполняем коническим, что обеспечивает лучшее центрирование, устанавливаемой на нем полушпунты. На левом конце вала предусматриваем резбовой участок (М 16x1,5), используемый для осевой фиксации полушпунты.

Для регулировки зубчатого зацепления конической пары служат регулировочные прокладки, устанавливаемые между бургиком стакана и фланцем корпуса редуктора. Изменяя толщину набора регулировочных прокладок, мы тем самым изменяем положение вала шестерни относительно колеса. При сборке узла быстроходного вала между левым подшипником и распорной втулкой устанавливается набор регулировочных прокладок такой толщины, чтобы после затяжки гайки до отказа подшипники при рабочей температуре работали с расчетным зазором или натягом. Проворачивание внутреннего кольца левого подшипника, посаженного на вал без гарантированного натяга (h6), предотвращается соответствующим усилением затяжки гайки.

Во втором варианте (нижняя половина рис. 13.9) схема установки подшипников та же, но выбраны подшипники с упорным

бургом 67306 ([3], стр. 331; [4], стр. 330). В этом случае стакан выполняется без запячков, а крышка не поджимает наружное кольцо левого подшипника, что позволяет установить между крышкой и стаканом не набор стальных регулировочных прокладок, а картонную или паронитовую прокладку. Регулирование подшипников осуществляется точно так же, как и в 1-м случае, с той лишь разницей, что внутреннее кольцо подшипника поджимается не шлицевой гайкой, а гайкой, навинчиваемой на резбовом конце вала. Усилие от гайки передается на подшипник через ступицу полушпунты и промежуточную распорную втулку. В этом варианте посадочный участок вала под полушпунту необходимо выполнять цилиндрическим. Манжетное уплотнение во втором варианте работает не по валу, а по распорной втулке.

Размеры крышки и стакана выбраны по рекомендациям, приведенным на рис. 9.1.

Узел промежуточного вала. При проектировании первого этапа осевой компоновки для промежуточного вала были предварительно выстроены роликотные конические подшипники 7206. Выполненный затем расчет подтвердил их работоспособность, что позволяет использовать их в нашей конструкции. Таким образом, диаметр посадочных участков промежуточного вала принимаем равным 30 мм (см. рис. 13.10). Диаметры вала в месте установки зубчатых колес Z_2 и Z_3 для удобства монтажа целесообразно несколько увеличить. Принимаем диаметры участков вала под ступицами зубчатых колес Z_2 и Z_3 из ряда нормальных линейных размеров R_{40} ([2], стр. 82, табл. 2.42) равными 32 мм. Для упора ступиц зубчатых колес Z_2 и Z_3 на валу выполняем буртик диаметром 40. Выбравшим из условия обеспечения хорошего контакта ступиц с бургом, учитывая размер фасок в посадочных отверстиях колес.

Для ступицы зубчатого колеса Z_2 длиной 42 мм, со стороны с диаметром вала ($\phi 32$) назначаем посадку H 7/p 6. Для удобства монтажа выполняем входной поясок $\phi 32$ H7/p6.

Зубчатую шестерню Z_3 , имеющую ступицу длиной 54 мм, устанавливаем на вал с посадкой H7/k6.

Крышки подшипников выносятся по данным рис. 3.1. Между крышками подшипников располагается нас. рн стальных прокладок, необходимых для осевого регулирования подшипников и регулирования осевого положения колеса № 2.

Проверка статистической прочности промежуточного вала

Эскиз промежуточного вала редуктора, а также эпюры изгибающих и крутящих моментов приведены на рис. 13,10. Эпюры изгибающих моментов построены с использованием опорных реакций, определенных в предыдущих расчетах. Проверку статистической прочностенных валов производят по максимальным нагрузкам, действующим на вал. Эти нагрузки возникают в период пуска электродвигателя. Для выбранного двигателя $T_{max} = 2,4$ Тном. Следовательно, все нагрузки, реакции опор и величины изгибающих и крутящих моментов также увеличатся в 2,4 раза (на рис. 3.10 эти величины указаны в скобках).

Опасные сечения, как видно из приведенных эпюр, являются сечение II-II (в середине шестерни № 3). В этом сечении действуют:

Суммарный касательный изгибающий момент

$$M_u^{max} = \sqrt{(M_{u\alpha}^{max})^2 + (M_{u\beta}^{max})^2} = \sqrt{232,8^2 + 144,4^2} = 269,4 \text{ Н·м.}$$

Максимальное нормальное напряжение

$$\sigma_{max} = \frac{M_u^{max}}{0,1 d^3} \cdot 10^3 = \frac{269,4}{0,1 \cdot 92^3} \cdot 10^3 = 80,6 \text{ МПа,}$$

где d — диаметр вала в сечении II-II

Максимальное касательное напряжение

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{0,2 d^3} \cdot 10^3 = \frac{232,8}{0,2 \cdot 92^3} \cdot 10^3 = 36,2 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное напряжение в сечении II-II

$$\sigma_{эв} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} = \sqrt{80,6^2 + 3 \cdot 36,2^2} = 102,1 \text{ МПа.}$$

Назначением для изготовления промежуточного вала среднеуглеродистую конструкционную сталь 45, широко применяемую для изготовления валов. Механические свойства этой стали:

$$\sigma_b = 800 \text{ МПа, } \sigma_t = 340 \text{ МПа,}$$

$$\text{Допускаемое напряжение: } [\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_t = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ МПа.}$$

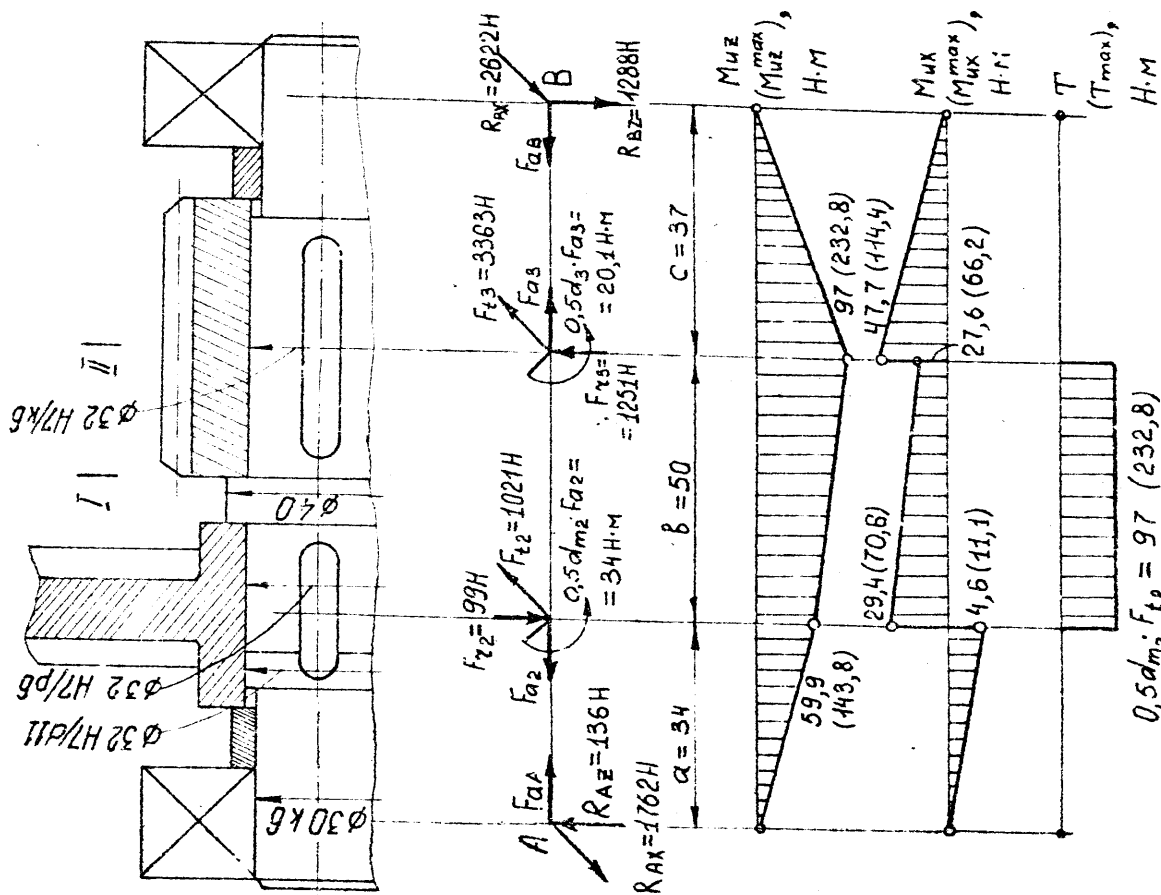


Рис. 13.10

Поскольку $\sigma_{\text{нп}} = 102,1 \text{ МПа} < [\sigma] = 272 \text{ МПа}$, то прочность вала при статическом нагружении обеспечена.

Расчет усталостной прочности промежуточного вала

Этот расчет ведется по номинальным напряжениям.

Опасным сечением при расчете вала на усталостную прочность является сечение I-I (рис. 13.10) у левых (по чертежу) края шестерни Z3. Здесь сечение ослаблено посадкой шестерни, шпоночным пазом и галтелями. Однако в этом сечении действуют неослабленные изгибающие напряжения, чем в сечении II-II. Условно в качестве расчетных моментов принимаем моменты, действующие в сечении II-II. Такой расчет даст несколько заниженное значение запаса усталостной прочности.

Изгибающий момент в сечении I-I

$$M_H = \sqrt{M_H^2 + M_Z^2} = \sqrt{972^2 + 477^2} = 108,1 \text{ Н.м.}$$

Амплитуда нормальных напряжений цикла

$$\sigma_a = \sigma_H = \frac{M_H}{W_H} = \frac{0,123 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 323} \cdot 10^3 = 33,6 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{(F_{a2} - F_{a3}) \cdot 4}{\pi \cdot d^3} = \frac{(4066 - 702) \cdot 4}{\pi \cdot 14^3} = 0,45 \text{ МПа.}$$

Пределы выносливости материала вала:

$$\sigma_{-1} = 0,4 \sigma_B = 0,4 \cdot 600 = 240 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{-1} = 0,2 \sigma_B = 0,2 \cdot 600 = 120 \text{ МПа.}$$

Значение коэффициентов концентрации напряжений ([1],

стр. 307, табл. 14.1):

$$\text{посадка H7/k6} - K_f = 2,4; \quad K_{\sigma} = 1,8;$$

$$\text{выточка} - K_f = 1,8; \quad K_{\sigma} = 1,05;$$

$$\text{шпоночный паз} - K_f = 1,7; \quad K_{\sigma} = 1,4.$$

В расчете учитываем наиболее опасный концентратор напряжений - посадку H7/k6;

Масштабный фактор

$$\epsilon_M = 0,82 \text{ ([1], стр. 306, рис. 14.5).}$$

Фактор качества поверхности

$$\epsilon_n = 1,00 \text{ ([1], стр. 306, рис. 14.6)}$$

Коэффициенты влияния пористых составляющих цикла нагружения:

$$\psi_{\sigma} = 1; \quad \psi_{\epsilon} = 0,05 \text{ ([1], стр. 306, соотношение 14.6)}$$

Запас усталостной прочности:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_B}{\epsilon_M \cdot \epsilon_n \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{240}{0,82 \cdot 1 \cdot 33,6 + 0,1 \cdot 0,45} = 2,44$$

$$n_{\epsilon} = \frac{\sigma_{-1}}{\epsilon_M \cdot \epsilon_n \cdot \sigma_a + \psi_{\epsilon} \cdot \sigma_m} = \frac{120}{0,82 \cdot 1 \cdot 33,6 + 0,05 \cdot 0,45} = 7,09$$

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\epsilon}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\epsilon}^2}} = \frac{2,44 \cdot 7,09}{\sqrt{2,44^2 + 7,09^2}} = 2,31 > [n] = 1,5,$$

следовательно, запас усталостной прочности промежуточного вала обеспечен.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Иванов М.Н. Детали машин. М., "Высшая школа", 1976.
- [2] Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. М., "Высшая школа", 1975.
- [3] Детали машин. Атлас конструкций. Под ред. Д.Н. Редякова. М., "Машиностроение", 1979.
- [4] Дунаев Л.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М., "Высшая школа", 1978.
- [5] Лазарев В.Н., Выполнение и оформление рабочих чертежей Котелю О.И., деталей машин. Методические указания. М., изд. УИИ, 1979.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
I. Садание на проектирование.	4
II. Выбор двигателя и кинематический расчет привода.	4
III. Материалы, применение для изготовления зубчатых колес, и термообработка.	6
IV. Допускаемые напряжения.	9
V. Расчет зубчатых передач на прочность.	12
VI. Предварительное определение диаметров валов редуктора.	23
VII. Эскизная компоновка редуктора (I этап).	24
VIII. Подбор и проверка подшипников.	27
IX. Второй этап эскизной компоновки.	33
X. Расчет валов.	39
XI. Выбор муфты.	43
XII. Проектирование фундаментных плит и рам.	44
XIII. Пример расчета индивидуального привода.	45
Литература.	79

Михаил Владимирович Егоров, Всеволод Николаевич Лазарев,
Отто Иосифович Келси, Вячеслав Матвеевич Матвеев

Расчет и конструирование деталей

и узлов приводов машин

Учебное пособие
по курсу "Детали машин и ПТУ"

Техн. редактор И.М.Любавская
Корректор В.С.Сопина

Тематический план 1982 г., № 7

Сдано в печать 19.10.81. Формат 60x90/16. Уч.-изд.л. 3,56.
Печ.л. 5,0. Тираж 500 экз. Бак. 1662. Цена 10 коп.

Типография УДН, Москва, ул. Орджоникидзе, 3