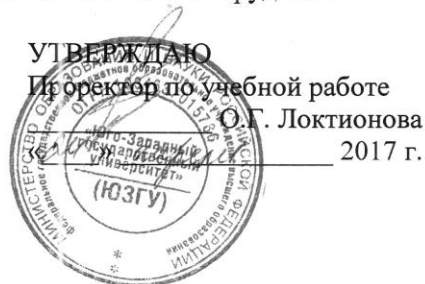


Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 06.04.2023 15:32:40
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра Машиностроительных технологий и оборудования



ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Методические указания
к выполнению курсового проекта и практических работ
по курсу «Детали машин и Основы конструирования»
для студентов направления
15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств
(очной и заочной формы обучения)

Курск 2017

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

_____ О.Г. Локтионова

« ____ » _____ 2017 г.

ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Методические указания

к выполнению курсового проекта и практических работ
по курсу «Детали машин и Основы конструирования»

для студентов направления

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств
(очной и заочной формы обучения)

Курск 2017

УДК 621 (076.1)

Составители: П.Н. Учаев, А.А. Горохов

Рецензент

Доктор технических наук, профессор В.В. Куц

Энергокинематический расчет привода: методические указания к выполнению курсового проекта и практических работ по курсу «Детали машин и Основы конструирования» для студентов направления 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств (очной и заочной формы обучения) / Юго-Запад. гос. ун-т, сост.: П.Н. Учаев, А.А. Горохов. Курск, 2017. - 36 с, ил. 6, табл. 7, прилож. 2. Библиогр.: с. 30.

Содержат сведения по энергокинематическому расчету привода в ходе выполнения курсового проекта и расчетно-графической работы. Указывается алгоритм расчета. Приведены справочные данные и пример расчета. Предназначены для студентов направления подготовки 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

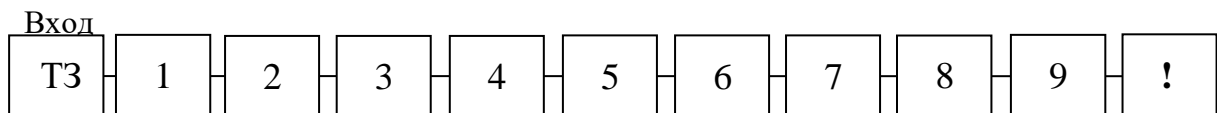
Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. . Уч. - изд. л. . Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
I. СТРУКТУРА ПРИВОДА И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ	6
II. ЭЛЕМЕНТЫ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ РЕДУКТОРОВ И МОТОР-РЕДУКТОРОВ	6
III. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА	11
1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ПРИВОДНОГО ВАЛА КОНВЕЙЕРА (ИЛИ ЭЛЕВАТОРА).....	11
2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОРИЕНТИРОВОЧНОГО ЗНАЧЕНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПРИВОДА.....	11
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ	13
4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО КПД ПРИВОДА	13
5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ	13
6 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ИЗ КАТАЛОГА	13
7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА МЕХАНИЗМА ПРИВОДА	16
8 УТОЧНЕНИЕ ЗНАЧЕНИЙ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ РЕДУКТОРА И(ИЛИ) ДРУГИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДА	16
9 РАЗБИВКА ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ.....	17
10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЙ ВАЛОВ	22
11 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ НА КАЖДОМ ВАЛУ ПРИВОДА	22
12 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРАЩАЮЩИХ МОМЕНТОВ НА ВАЛАХ ПРИВОДА.....	22
13 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОРИЕНТИРОВОЧНЫХ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ	22
14 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ.....	23
15 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТИ РАСЧЕТА ЗНАЧЕНИЯ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА	23
16 ПРИМЕР ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА	26
<i>Выбор электродвигателя из каталога</i>	26
<i>Определение параметров на каждом валу привода</i>	28
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	31
ПРИЛОЖЕНИЕ А	32
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	35

ВВЕДЕНИЕ

Энергокинематический расчет студенты выполняют в ходе расчетно-графической работы и при курсовом проектировании. Основанием для него является техническое задание, в котором дается кинематическая схема привода и исходные данные. Поскольку такие схемы достаточно разнообразны, сначала рассмотрим структуру любого привода конвейера и условные графические обозначения элементов в кинематических схемах, а также кинематические схемы редукторов и мотор-редукторов, являющихся составной частью каждого привода. Затем сформулируем цель и задачи энергокинематического расчета, его алгоритм и рассмотрим пример.



1- структура; 2 - кинематическая схема; 3 - цель; 4 - задачи;
5 - алгоритм; 6 - реализация алгоритма; 7 - таблица параметров;
8 - пример расчета; 9 - приложения со справочно-методическим материалом

Рисунок 1 – Алгоритм расчета

Цель расчета: подготовка и определение энергокинематических параметров привода для дальнейшего проектирования привода.

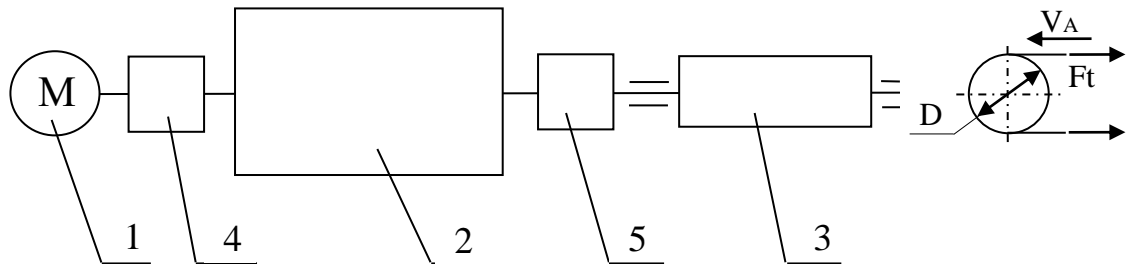
Задачи:

- 1 Выбор электродвигателя из каталога.
- 2 Определение кинематических параметров на каждом валу: частоты вращения, угловой скорости, мощности, вращающего момента, а также диаметра вала.

Важно, что результаты энергокинематического расчета привода, согласно полученному техническому заданию, студент должен предоставить преподавателю на проверку.

I. СТРУКТУРА ПРИВОДА И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Задание на курсовой проект можно рассматривать как часть реального технического задания. Оно содержит структурную схему привода (включая схему передаточного механизма) и исходные данные (рисунок 2).



1 – электродвигатель; 2 – передаточный механизм (редуктор, коробка скоростей, вариатор); 3 – исполнительный орган (барабан, тяговая(ые) звездочка(и), питатель); 4 – муфта, ременная или цепная передача; 5 – муфта, цепная передача или открытая зубчатая передача

Рисунок 2 – Структурная схема привода

Исходные данные:

F_t - окружная сила на барабане или звездочке, кН;

V - скорость тягового органа, м/с;

D - диаметр приводного барабана, м (для ленточного конвейера);

P - шаг тяговой цепи, мм;

z - число зубьев приводной звездочки цепного конвейера.

II. ЭЛЕМЕНТЫ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ РЕДУКТОРОВ И МОТОР-РЕДУКТОРОВ

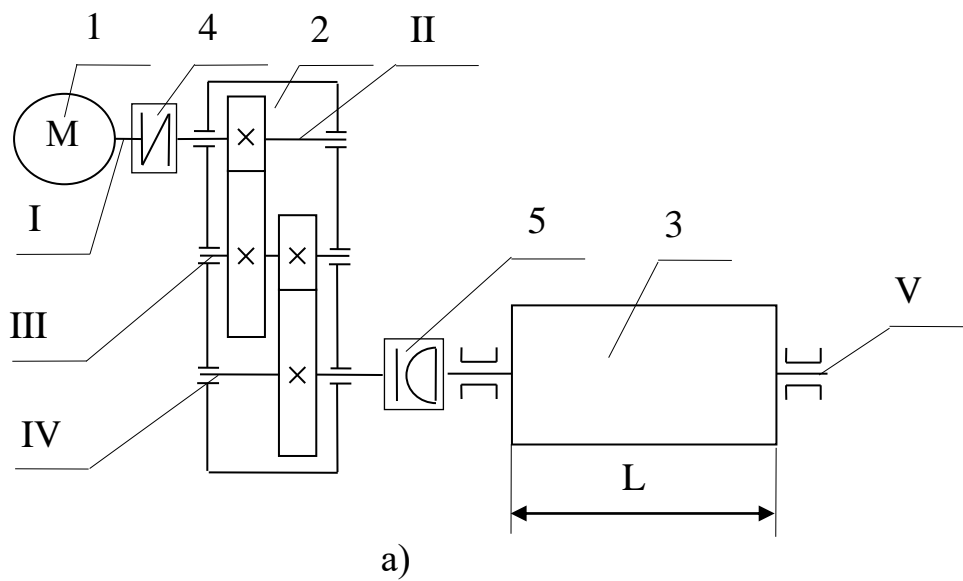
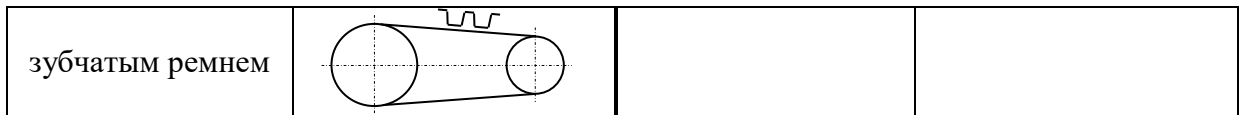
Условные обозначения элементов приведены в таблице 1.

Пример кинематической схемы приведен на рисунке 3.

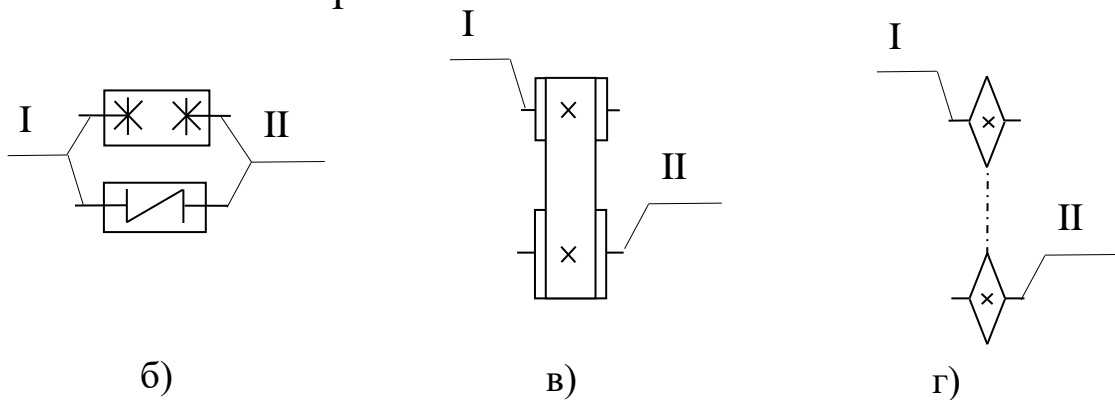
Варианты схем редукторов приведены на рисунке 4.

Таблица 1 – Условные обозначения элементов кинематических схем по ГОСТ 2.770

Наименование элемента	Условное обозначение	Наименование элемента	Условное обозначение
Вал, ось		Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
Цилиндрические колеса		Муфта нерасцепляемая	
с левым зубом		глухая	
с правым зубом		упругая	
шеvronные		компенсирующая	
Подшипники качения и скольжения (без уточнения типа)			
радиальные		упорные	
Подшипники скольжения		Подшипники качения	
радиальные		радиальные	
радиально-упорные односторонние		радиально-упорные односторонние	
радиально-упорные двухсторонние		радиально-упорные двухсторонние	
упорные односторонние		упорные односторонние	
упорные двухсторонние		упорные двухсторонние	
Передачи гибкой связью			
Передача ремнем		Передача цепью	
без уточнения типа ремня		общее обозначение без уточнения типа цепи	
плоским ремнем		круглозвенной	
клиновидным ремнем		пластинчатой	
круглым ремнем		зубчатой	



Варианты компоновки поз.4



Варианты компоновки поз. 5

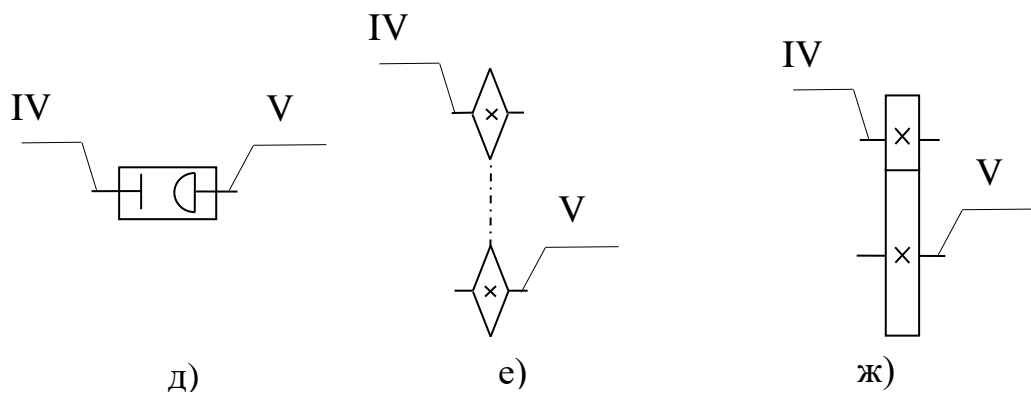


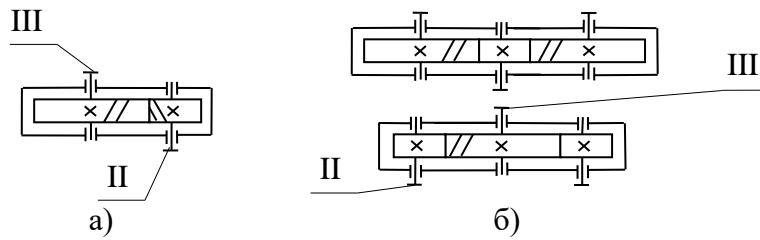
Рисунок 3 – Кинематические схемы приводов:

а - общая кинематическая схема привода; б - глухая или упругая муфты; в - ременная передача; г - цепная передача; д - компенсирующая муфта;

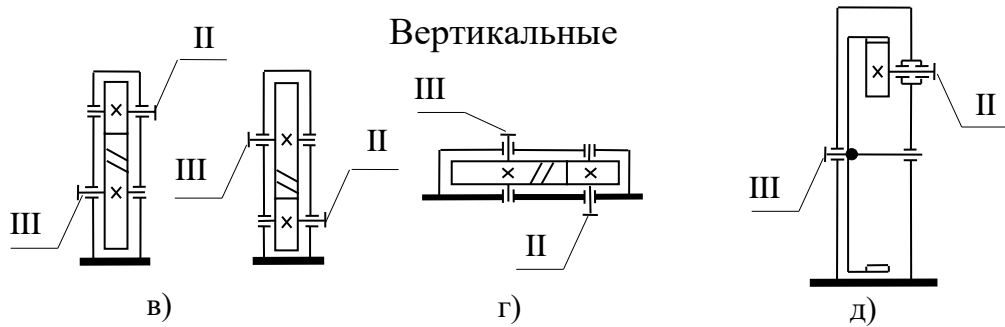
е - цепная передача; ж - открытая зубчатая передача.

Одноступенчатые

Горизонтальные

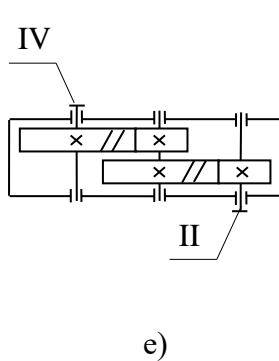


Вертикальные



Двухступенчатые

Горизонтальные



Вертикальные

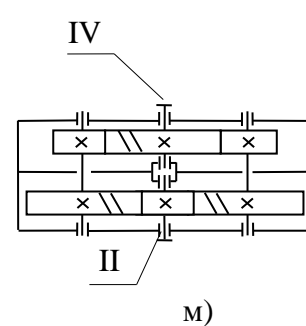
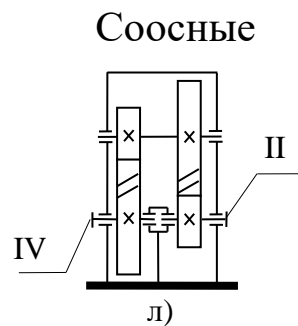
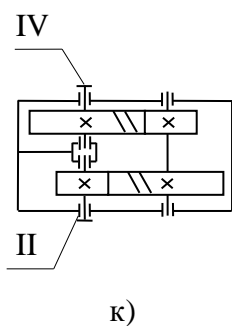
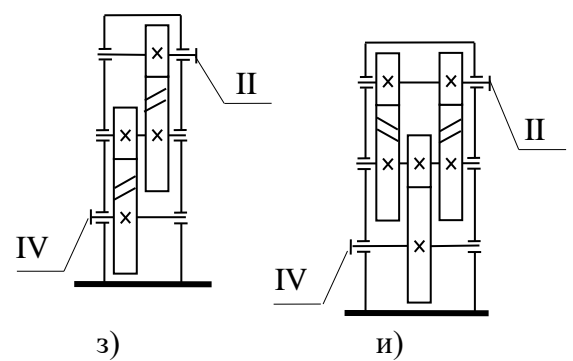
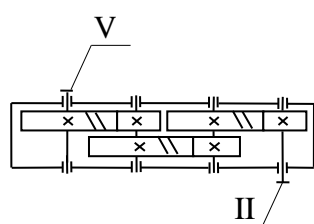


Рисунок 4 – Кинематические схемы редукторов
(см. также с.9-10):

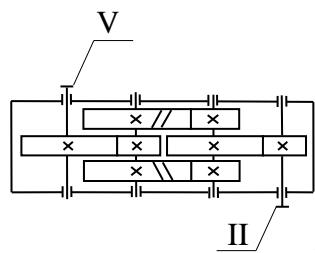
а, б – одно- и двухпоточные; в, г - с горизонтальными и вертикальными валами; д - с внутренним зацеплением; е, з - по развернутой схеме; ж, и - с раздвоенной быстроходной ступенью; к – горизонтальный; л – вертикальный; м - двухпоточный

Трехступенчатые

Горизонтальные

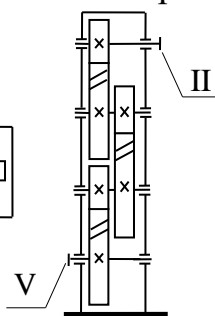


н)

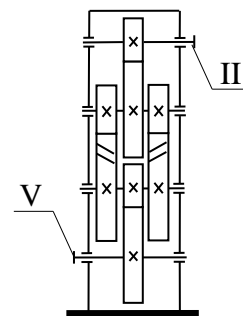


о)

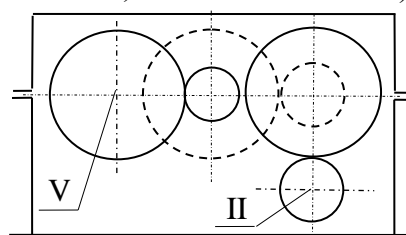
Вертикальные



п)

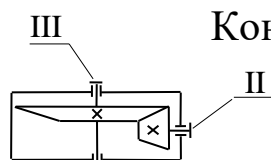


р)

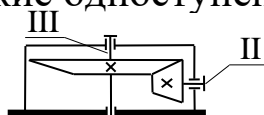


с)

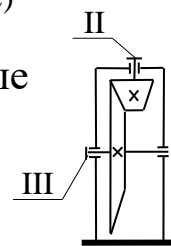
Конические одноступенчатые



т)

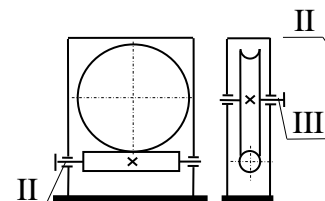


у)

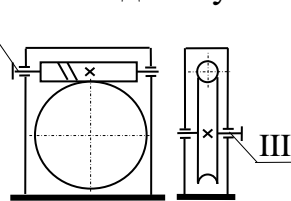


ф)

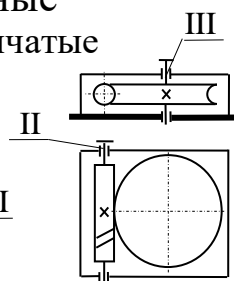
Червячные одноступенчатые



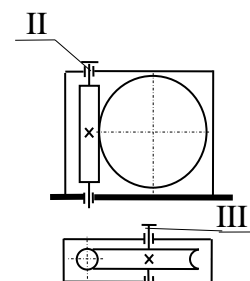
х)



ц)

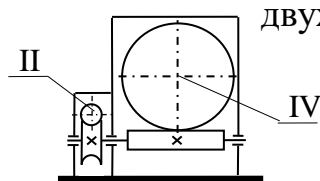


ч)

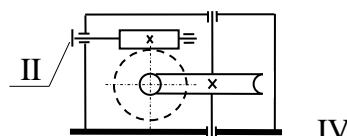


ш)

двухступенчатые



э)



ю)

Рисунок 4 – Продолжение

н, п - несимметричные; о, р - симметричные; с - с вертикальной быстросходной ступенью; т, э - горизонтальные; у - с вертикальным валом; ф - с вертикальным валом шестерни; х - с верхним валом; ц - с нижним валом; ч - с вертикальным валом колеса; ш - с боковым червяком; ю - вертикальный

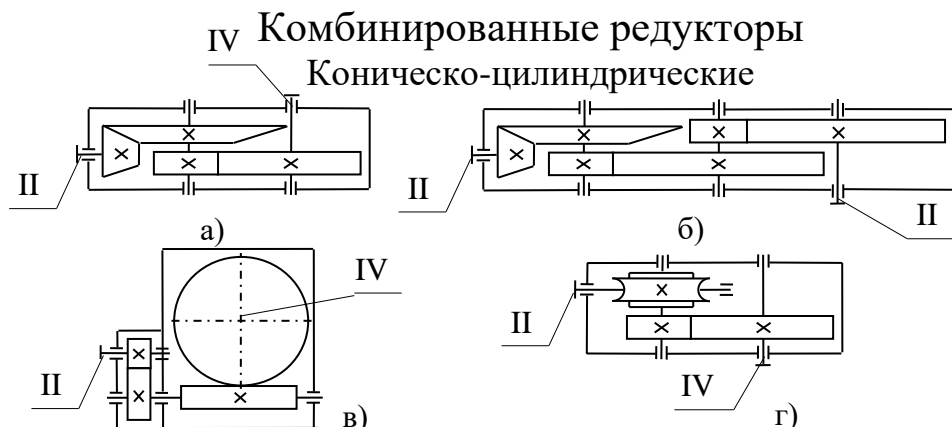


Рисунок 4 – Окончание

а - двухступенчатые; б - трехступенчатые; в - цилиндрическо-червячные; г - червячно-цилиндрические

III. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА

1 Определение частоты вращения приводного вала конвейера (или элеватора)

Частоту вращения приводного вала конвейера (или элеватора) находим по формуле

$$n_{np} = \frac{60 \cdot 1000V}{\pi D}, \text{ мин}^{-1}; \quad \omega = \left(\frac{D}{2} \right), \text{ рад/с,}$$

где D – диаметр барабана ленточного конвейера или диаметр делительной окружности тяговой звездочки, мм;

$$D = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z}},$$

где P – шаг тяговой цепи, мм;

z – число зубьев тяговой звездочки.

Для стандартных тяговых звездочек делительный диаметр выбирается по значениям z и P из приложения Б.

2 Определение ориентировочного значения передаточного числа привода

Ориентировочное значение передаточного числа привода, в соответствии с заданной кинематической схемой, определяем по формуле

$$u_{np}^{ориен} = u_p \cdot u_{в.п},$$

где $u_{в.п}$ - передаточное число ременной, цепной или открытой зубчатой передачи;

u_p - передаточное число редуктора:

$$u_p = u_{\sigma} u_{пр} u_T,$$

причем здесь $u_{в.п}, u_{\sigma}, u_{пр}, u_T$ - средние значения передаточных чисел ступеней проектируемого привода (таблица 2).

Таблица 2 - Ориентировочные значения передаточных чисел и КПД предварительного расчета

Типы передач и подшипников		Передаточное число		η^{***}
		u_m^*	u_{max}^{**}	
Зубчатая цилиндрическая ¹	открытая	4,2	10	0,98
	закрытая	5	12	0,96
Прямозубая коническая	закрытая	3,5	4	0,97
	открытая	3,5	4	0,94
Коническая с круговыми зубьями закрытая		6	8	0,97
Червячная	однозаходная закрытая	35	60	0,70
	двухзаходная закрытая	20	30	0,75
	четырёхзаходная закрытая	12	15	0,85
Цепная		2,5	8	0,92
Плоскоременная	открытая	2,3	6	0,97
	с натяжным роликом	3,7	8	0,96
Клиноременная		3,4	7	0,96
Подшипники качения (одна пара) ²		-	-	0,99
Подшипники скольжения при полужидком трении (одна пара)		-	-	0,96
Муфты, за исключением глухих муфт		-	-	0,98
Муфты глухие		-	-	1,00
<p>* u_m - ориентировочное значение передаточного числа;</p> <p>** u_{max} - максимальное значение передаточного числа;</p> <p>*** η - КПД передаточного механизма</p>				

¹ В приводах с параллельными передачами, например с раздвоенными зубчатыми колесами, значение КПД, указанное в таблице 1 учитываются один раз.

² Потери на трение в подшипниках оцениваются множителем $\eta_{п}$ на обе опоры каждого вала.

При этом передаточные отношения зубчатых передач необходимо выбирать из стандартного ряда: ; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3;

3 Определение требуемой частоты вращения двигателя

Требуемая частота вращения двигателя, мин⁻¹:

$$n_{\text{э/д}}^{\text{треб}} = n_{\text{пр}} \cdot u_{\text{пр}}^{\text{ориен}}.$$

4 Определение общего КПД привода

Общий КПД привода находим по формуле

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_m \eta_{\text{п}}^k,$$

где $\eta_{\text{п}}$ - КПД одной пары подшипников (см. таблицу 2);

k – число пар подшипников в механизме привода. В число k включается пара подшипников, на которые опирается приводной вал конвейера (элеватора, питателя и т. п.).

5 Определение требуемой номинальной мощности двигателя

Требуемую номинальную мощность двигателя определяем по формуле

$$P_{\text{I}} = P_{\text{э/д}}^{\text{треб}} = \frac{F_t V}{1000 \cdot \eta_{\text{пр}}},$$

где F_t , Н; V , м/с; P_{I} , $P_{\text{э/д}}^{\text{треб}}$, кВт.

Примечание - расчеты передач, валов, подшипников и других элементов привода необходимо производить, принимая, что мощность на валу двигателя равна $P_{\text{дв}}^{\text{треб}}$.

6 Выбор электродвигателя из каталога

По найденному значению требуемой номинальной мощности $P_{\text{э/д}}^{\text{треб}}$ и $n_{\text{э/д}}^{\text{треб}}$ выбирают, как правило, асинхронный электродвигатель трехфазного тока с короткозамкнутым ротором, которые непосредственно включаются в электрическую сеть.

Электродвигатели характеризуются рядом величин, основными из которых для рассматриваемого случая являются:

$P_{\text{дв}}$ - номинальная мощность, кВт;

$T_{\text{пуск}}$ - момент, развиваемый при пуске двигателя, Н·м;

$n_{\text{э}/\partial}^{ac}$ - номинальная асинхронная частота, мин⁻¹;

$n_{\text{э}/\partial}^c$ - синхронная частота вращения (при отсутствии нагрузки).

Эти величины соответствуют номинальному (паспортному) режиму эксплуатации, в котором электродвигатель работает длительное время без перегрева и с КПД, близким к максимальному.

Номинальная асинхронная частота $n_{\text{э}/\partial}^{ac}$, указываемая в каталогах (приложение А), в дальнейшем принимается за расчетную, причем она меньше (с учетом скольжения под нагрузкой) синхронной частоты $n_{\text{э}/\partial}^c$, зависит от частоты тока f и числа пар полюсов p .

$$n_{\text{э}/\partial}^c = \frac{60f}{p}.$$

Тогда синхронная угловая скорость, рад/с:

$$\omega_c = \frac{2\pi f}{p}.$$

При стандартной частоте $f = 50$ Гц и числе пар полюсов от 1 до 6 (т. е. при числе полюсов $2p=2 \dots 12$) синхронная частота вращения будет составлять данные, указанные в таблице 3.

Таблица 3 - Асинхронные частоты вращения АИР100L

p , число пар полюсов	2	4	6	8
$n_{\text{э}/\partial}^c$, мин ⁻¹	3000	1500	1000	750
$P_{\text{э}/\partial}$, кВт	5,5	4	2,2	1,5
$n_{\text{э}/\partial}^{ac}$ *, мин ⁻¹	2880	1430	950	700

* Примерные значения асинхронной частоты

Применение тихоходных двигателей, имеющих $n_{\text{э}/\partial}^c < 750$ об/мин (что соответствует $2p \geq 8$), разрешается только при достаточном обосновании. Для приводов, разрабатываемых в курсовых проектах, рекомендуется выбирать двигатели, имеющие не более 6 полюсов, т.е. $n_{\text{э}/\partial}^c \geq 1000$ об/мин для двухступенчатых редукторов и $n_{\text{э}/\partial}^c \geq 750$ об/мин для однодвухступенчатых редукторов.

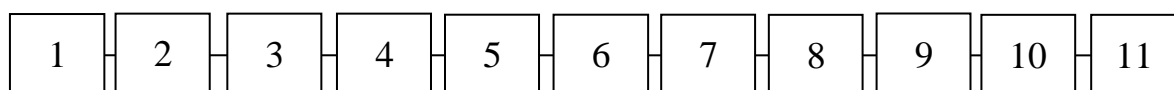
К основным типам асинхронных двигателей трехфазного тока относят двигатели единой серии марок:

АИР – электродвигатели в защищенном исполнении, предохраняющем от попадания капель и твердых частиц и от прикосновения к вращающимся токоведущим частям;

РА – российская (перспективная) разработка асинхронных двигателей.

Основные параметры этих двигателей приведены в приложении А.

Структура обозначения электродвигателей приведена на рисунке 5.



1 – серия электродвигателей: АИР; АИС: А – вид двигателя (асинхронный);

И– серия, унифицированная среди стран - членов Интерэлектро; Р – сверка мощности с установленным размером по РС 8031071; С– сверка мощности с установленным размером по рекомендации CENELEK (Европейский комитет по координации электротехнических стандартов); 2 – исполнение двигателя по степени защищенности от окружающей среды: Н – защищенное, остальные буквы – защита отсутствует; 3 – исполнение двигателя по материалу станины и щитов; 4 – модификация двигателя; 5 – высота центров по ГОСТ 13257; 6 – установочный размер по длине станины; 7 – длина сердечника статора; 8 – число полюсов; 9 – позиционное исполнение электродвигателя; 10 – климатическое исполнение по ГОСТ 15150; 11 – категория размещения

Рисунок 5 - Обозначение электродвигателей

Пример - АИР100L6У3,

где АИР – род двигателя (асинхронный) - электродвигатель в защищенном исполнении, предохраняющем от попадания капель и твердых частиц и от прикосновения к вращающимся токоведущим частям;

100 – высота оси вращения относительно поверхности установки двигателя, равная 100 мм;

L – установочный размер по длине станины, равный 160 мм;

6 – число полюсов;

У3 – климатическое исполнение и категория размещения.

Частота вращения, указанная в каталогах электродвигателей, относится к номинальному режиму, ее и принимают во внимание при определении общего передаточного отношения привода.

Под действием нагрузки частота вращения ротора n уменьшается по сравнению с $n_{\text{э/д}}^c$, возникает *скольжение* s , определяемое по формуле:

$$s = \frac{n_{\text{э/д}}^c - n_{\text{э/д}}^{ac}}{n_{\text{э/д}}^c}.$$

Следовательно,

$$n_{\text{э/д}}^{ac} = n_{\text{э/д}}^c (1 - s).$$

При пуске двигателя $n_{\text{э/д}}^{ac} = 0$; $s = 1$; $M = M_{\text{пуск}}$;

при $n_{\text{э/д}}^{ac} = n_{\text{э/д}}^c$; $s = 0$; $M = 0$.

Номинальная мощность двигателя, выбранного из приложения А, должна быть равной $P_{\text{э/д}}^{тр\bar{е}б}$ или ближайшей большей, допускается принимать $P_{\text{э/д}} < P_{\text{э/д}}^{тр\bar{е}б}$, но при этом перегрузка двигателя не должна превышать 5 % от его номинальной мощности. Значение номинальной частоты вращения двигателя принимается ближайшим к $n_{\text{э/д}}^{тр\bar{е}б}$.

7 Определение общего передаточного числа механизма привода

Общее передаточное число механизма привода определяем по формуле

$$u_{np} = \frac{n_{\text{э/д}}}{n_{np}}.$$

8 Уточнение значений передаточных чисел редуктора и(или) других передач привода

В этом возникает необходимость в связи с тем, что обычно

$$u_{np} \neq u_{np}^{ориен}.$$

В общем случае

$$u_{np} = u_{ред} u_{зуб} u_o,$$

где $u_{ред}$ - передаточное число редуктора;

$u_{зуб}$ - передаточное число передачи гибкой связью (ременной, цепной);

u_o - передаточное число открытой зубчатой передачи.

Так, например, оставив без изменения принятые ранее значения $u_{ред}$ и $u_{зуб}$, следует скорректировать:

$$u_o = \frac{u_{np}}{u_{ред} u_{зуб}}.$$

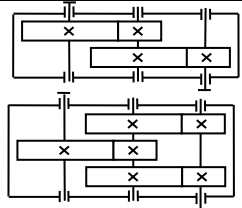
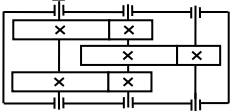
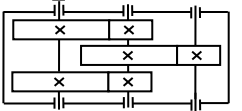
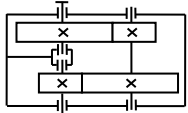
9 Разбивка передаточного числа многоступенчатых редукторов

Рекомендуемые зависимости для разбиения передаточных чисел редукторов позволяют получить, по возможности, близкие по размерам колеса передач (таблицы 4,5). Этим облегчается решение вопроса смазывания зацепления зубчатых колес.

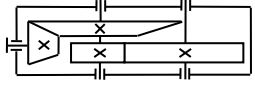
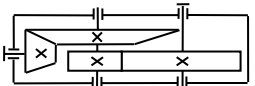
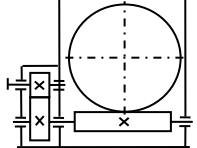
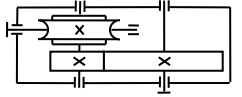
При прочностном расчете передач следует иметь в виду, что лучшие результаты получаются, когда механические характеристики материалов колес ступеней редуктора примерно одинаковы. Кроме того, рекомендуется принимать такие соотношения между коэффициентами ширины зубчатых колес по межосевому расстоянию быстроходной ($\psi_{ва}^б$), промежуточной ($\psi_{ва}^{пром}$) и тихоходной ($\psi_{ва}^т$) ступеней.

$$\psi_{ва}^т \geq \psi_{ва}^{пром} \geq \psi_{ва}^б,$$
$$\psi_{ва}^{тих} = 0,4.$$

Таблица 4 - Разбивка передаточного числа многоступенчатых редукторов

Редуктор	Схема	Передача	Формула	$u_{ред}$						
				14,175	15,75	11,475	17,75	19,88	20	14,175
Двухступенчатые цилиндрические по развернутой схеме. В том числе с раздвоенной быстроходной ступенью		$u_{\text{б}}$	$u_{\text{б}} = \frac{u_{ред}}{u_{\text{т}}}$	4,5	5	4,5	5	5,6	5	5,6
		$u_{\text{т}}$	$u_{\text{т}} = 0,88\sqrt{u_{ред}}$	3,15	3,15	2,55	3,55	3,55	4	4
Двухступенчатые цилиндрические с раздвоенной тихоходной ступенью $u_{ред} \leq 20$		$u_{\text{б}}$	$u_{\text{б}} = K\sqrt[3]{u_{ред}^2}$, где $K = 0,75...0,9$	4,5	5	4,5	5	5,6	5	5,6
		$u_{\text{т}}$	$u_{\text{т}} = 0,88\sqrt{u_{ред}}$	3,15	3,15	2,55	3,55	3,55	4	4
$u_{ред} > 20$		$u_{\text{б}}$	$u_{\text{б}} = (1,2...1,25)\sqrt{u_{ред}}$	4,5	5	4,5	5	5,6	5	5,6
		$u_{\text{т}}$	$u_{\text{т}} = \frac{u_{ред}}{u_{\text{б}}}$	3,15	3,15	2,55	3,55	3,55	4	4
Соосные редукторы				$u_{ред}$						
				14,20		18,00		20,00		25,00
Обе зубчатые пары соосного редуктора наружного зацепления		$u_{\text{б}}$	$u_{\text{б}} = \frac{u_{ред}}{u_{\text{т}}}$	4,00		4,50		5,00		5,60
		$u_{\text{т}}$	$u_{\text{т}} = 0,95\sqrt{u_{ред}}$	3,55		4,00		4,00		4,50

Продолжение таблицы 4

Редуктор	Схема	Передача	$u_{ред}$	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Тихходная зубчатая передача соосного редуктора внутреннего зацепления		$u_{\text{б}}$	$u_{\text{Т}} = 2 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}}$	4,00	4,31	4,58	4,82	5,04	5,24	5,43	5,60	5,77
		$u_{\text{Т}}$	$u_{\text{б}} = \frac{u_{ред}}{u_{\text{Т}}}$	2,00	2,32	2,62	2,90	3,17	3,43	3,68	3,93	4,16
Двухступенчатые коническо-цилиндрические редукторы				$u_{ред}$								
				8	10	12	14	16	18	20	22	24
1 вариант		$u_{\text{б}}$	прямозубая	2,7	3	3,5	4	4	4	4	4	4
		$u_{\text{Т}}$		2,96	3,33	3,43	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50	2,96
		$u_{\text{б}}$	с круговыми зубьями	3,2	3,7	4,2	4,7	5,1	5,5	5,9	6,3	6,7
		$u_{\text{Т}}$		2,50	2,70	2,86	2,98	3,14	3,27	3,39	3,49	3,58
2 вариант		$u_{\text{б}}$	$u_{\text{б}} = \frac{u_{ред}}{u_{\text{Т}}}$	2,57	2,87	3,15	3,40	3,64	3,86	4,07	4,26	4,45
		$u_{\text{Т}}$	$u_{\text{Т}} = 1,1 \sqrt{u_{ред}}$	3,11	3,48	3,81	4,12	4,40	4,67	4,92	5,16	5,39
Комбинированные червячные редукторы				$u_{ред}$								
				8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
Зубчато-червячный		$u_{\text{б}}$	$u_{зуб} = 1,6 \dots 2,5$	2,00								
		$u_{\text{Т}}$	$u_{чер} = \frac{u_{ред}}{u_{зуб}}$	4	5	6,25	8	10	12,5	15,75	20	25
Червячно-зубчатый		$u_{\text{б}}$	$u_{чер} = \frac{u_{ред}}{u_{зуб}}$	2,54	3,17	3,97	5,08	6,35	7,94	10,0	12,7	15,87
		$u_{\text{Т}}$	$u_{зуб} \leq 4$	3,15								

Продолжение таблицы 4

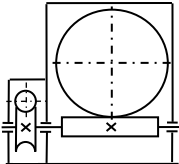
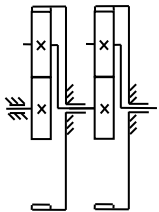
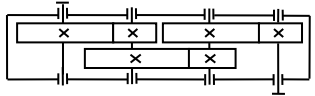
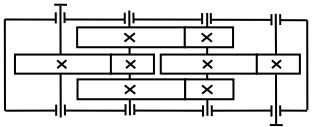
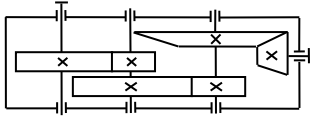
Редуктор	Схема	Передача	Формула	$u_{ред}$										
				104	130	162,5	208	260	416	650	1040	1664	2600	3960
Червячные двухступенчатые редукторы				104	130	162,5	208	260	416	650	1040	1664	2600	3960
двухступенчатые		$u_{\bar{6}}$	$u_{\bar{6}} = \sqrt{u_{ред}}$	10,20	11,40	12,75	14,42	16,12	20,40	25,50	32,25	40,79	50,99	62,93
		u_T	$u_T = \frac{u_{ред}}{u_{\bar{6}}}$	10,20	11,40	12,75	14,42	16,12	20,40	25,50	32,25	40,79	50,99	62,93
Планетарные двухступенчатые редукторы с передаточным числом				$u_{ред}$										
				25	31,5	40	50	63	80	100	125			
$u_{ред} \leq 25$		$u_{\bar{6}}$	$u_{\bar{6}} = 4$	4										
		u_T	$u_T = \frac{u_{ред}}{4}$	6,25	7,88	10,00	12,50	15,75	20,00	25,00	31,25			
$25 \leq u_{ред} \leq 63$		$u_{\bar{6}}$	$u_{\bar{6}} = \frac{u_{ред}}{6,3}$	3,97	5,00	6,35	7,94	10,00	12,70	15,87	19,84			
		u_T	$u_T = 6,3$	6,3										
$u_{ред} \geq 63$		$u_{\bar{6}}$	$u_{\bar{6}} = 10$	10										
	u_T	$u_T = 0,1 \cdot u_{ред}$	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50				

Таблица 5 - Разбивка передаточного числа трехступенчатых редукторов

Редуктор	Схема	Передача	Формула	$u_{ред}$										
				50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Цилиндрические ¹ типа 3Ц		u_6	$u_6 = 1,3 \sqrt{\frac{u_{ред}}{u_{пром}}}$	4,79	5,09	5,36	5,60	5,83	6,03	6,23	6,41	6,59	6,75	6,91
		$u_{пром}$	$u_{пром} = \sqrt[3]{u_{ред}}$	3,68	3,91	4,12	4,31	4,48	4,64	4,79	4,93	5,07	5,19	5,31
		u_T	$u_T = \frac{u_{ред}}{u_6 \cdot u_{пром}}$	2,83	3,01	3,17	3,31	3,45	3,57	3,69	3,79	3,90	3,99	4,09
Цилиндрические с раздвоенной промежуточной ступенью		u_6	$u_6 = u_{пром} = 1,3 \sqrt{\frac{u_{ред}}{C}}$	4,79	5,09	5,36	5,60	5,83	6,03	6,23	6,41	6,59	6,75	6,91
		$u_{пром}$	где $C = \sqrt[3]{u_{ред}}$	4,79	5,09	5,36	5,60	5,83	6,03	6,23	6,41	6,59	6,75	6,91
		u_T	$u_T = \frac{u_{ред}}{u_6 \cdot u_{пром}}$	2,18	2,32	2,44	2,55	2,65	2,75	2,84	2,92	3,00	3,07	3,14
Коническо-цилиндрические ² типа КЦ2		u_6		3,3	3,5	3,7	3,8	4	4,2	4,3	4,4	4,6	4,7	4,8
		$u_{пром}$		5,3	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3	6,4	6,6	6,7	6,8	7
		u_T	$u_T = \frac{u_{ред}}{u_6 \cdot u_{пром}}$	2,86	3,12	3,32	3,57	3,69	3,78	4,00	4,13	4,22	4,38	4,46

¹ Рекомендуется принимать при прямозубых передачах: $\psi_{ва}^6 = 0,2$; $\psi_{ва}^{пром} = 0,3$; $\psi_{ва}^T = 0,4$.

² При $u_6 > 4$ следует принимать коническую передачу с круговыми зубьями

10 Определение частот вращений валов

Частота вращения каждого вала привода определяется путем деления частоты вращения предыдущего вала на передаточное число передачи, соединяющей валы.

В общем случае формула для определения частот вращения валов будет иметь вид

$$n_i = \frac{n_{i-1}}{u_{i-1,i} \text{ об}} .$$

После получения расчетной частоты вращения приводного вала находят погрешность расчета по формуле

$$\Delta = \frac{n_{np} - n_{np}^{pac}}{n_{np}} \leq 3\% .$$

Если погрешность превышает 3 %, необходимо откорректировать передаточные числа передач и повторить расчет частот вращений валов пока погрешность будет менее 3 %.

Определяем угловые скорости для каждого вала по формуле

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30} ,$$

где i – номер вала.

11 Определение мощности на каждом валу привода

Мощность на каждом валу можно рассчитать по формуле

$$P_i = P_{\text{э/д}}^{mpeб} \cdot \eta_{L,i} ,$$

где i – номер вала.

12 Определение вращающих моментов на валах привода

Вращательные моменты на валах, Н·м, можно найти по формуле

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i} = \frac{30 P_i}{\pi n_i} ,$$

где i – номер вала.

13 Определение ориентировочных диаметров валов

Ориентировочный диаметр каждого вала, мм, находим по формуле

$$d_{ei} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]_k}}, \text{ мм, или } d_{ei} = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]_k}}, \text{ м,}$$

где i – номер вала;

$[\tau]_k$ - пониженное допускаемое напряжение,

$[\tau]_k = 15 \dots 30$ МПа .

Заметим, что при пониженном значении $[\tau]_k$ увеличивается диаметр вала; таким образом учитывается, что вал, кроме кручения, испытывает изгиб.

14 Результаты расчетов

Результаты расчетов сводим в таблицу 6.

15 Определение погрешности расчета значения вращающего момента

Погрешность расчета значения вращающего момента находим по формуле

$$\Delta = \left| \frac{T_{np} - T_V}{T_{np}} \right| \cdot 100\% \leq 3\%,$$

где T_{np} - значение вращающего момента на приводном валу, рассчитанного по данным задания;

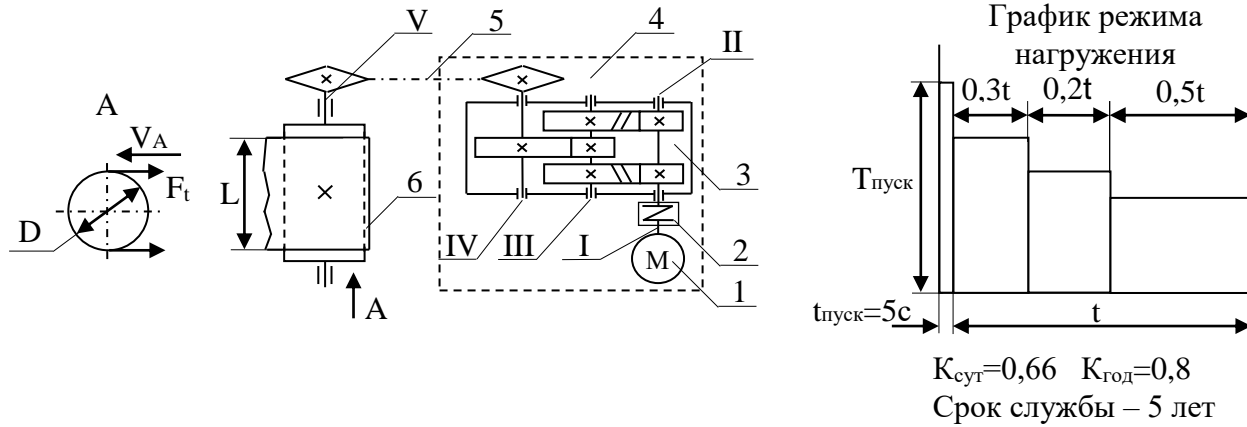
T_V - значение вращающего момента на выходном валу, рассчитанного в ходе энергокинематического расчета.

Таблица 6 - Результаты энергокинематического расчета привода

Валы	Параметры						
	n , мин ⁻¹	ω , рад/с	u	P , кВт	η	T , Н·м	d_{ϵ} , мм
I	$n_I = n_{\epsilon/\delta}$	ω_I	1	$P_I = P_{\epsilon/\delta}$	$\eta_{I,II} = \eta_{\text{муф}} \eta_{\text{под}}$	T_I	$d_{\epsilon I} = d_{\epsilon/\delta}$
II	$n_{II} = n_I$	ω_{II}		$P_{II} = P_I \eta_{I,II}$		T_{II}	$d_{\epsilon II}$
III	$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{II,III}}$	ω_{III}	$u_{\delta} = u_{II,III}$	$P_{III} = P_{II} \eta_{II,III}$	$\eta_{II,III} = \eta_{\delta} \eta_{\text{под}}$	T_{III}	$d_{\epsilon III}$
IV	$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{III,IV}}$	ω_{IV}	$u_{\text{пром}} = u_{III,IV}$				
V	$n_V = \frac{n_{IV}}{u_{IV,V}}$	ω_V	$u_T = u_{IV,V}$	$P_V = P_{IV} \eta_{IV,V}$	$\eta_{IV,V} = \eta_T \eta_{\text{под}}$	T_V	$d_{\epsilon V}$

Примечание - Если в приводе используется одноступенчатый редуктор, то всегда будет четыре вала, а если - трехступенчатый, то шесть валов

Спроектировать привод пластинчатого конвейера



1 – электродвигатель; 2 - муфта упругая; 3 – редуктор; 4 - плита (рама); 5 - цепная передача. 6 – барабан;
 F_t – окружная сила на барабане; V – окружная скорость на барабане.

Разработать: 1 Общий вид привода; 2 Редуктор; 3 Приводной вал с опорами и звездочкой; 4 Рабочие чертежи.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	2,6	3,9	2,0	4,0	5,0	1,2	1,7	3,0	4,0	1,5
V , м/с	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,7	0,4	0,5	0,6
D , мм	250	280	300	320	300	320	280	250	270	280
L , мм	450	450	500	500	550	550	600	600	600	600

Рисунок 6 - Задание на курсовой проект

16 Пример энергокинематического расчета привода

Техническое задание приведено на рисунке 6.

Исходные данные, согласно I варианта:

- окружная сила на барабане $F_t = 2,6$ кН;
- окружная скорость на барабане $V = 0,4$ м/с;
- диаметр приводного барабана $D = 250$ мм;
- ширина барабана $L = 450$ мм (в данном расчете не используется).

Цель: подготовка и определение энергокинематических параметров привода для дальнейшего проектирования привода.

Задачи:

- 1 Выбор электродвигателя из каталога.
- 2 Определение кинематических параметров на каждом валу: частоты вращения, угловой скорости, мощности, вращающего момента, а также диаметра вала.

16.1 Наносим позиции составных частей привода.

16.2 Нумеруем римскими цифрами валы привода, включая вал электродвигателя.

Выбор электродвигателя из каталога

16.3 Согласно исходным данным, находим параметры на приводном валу конвейера:

- частота вращения этого вала:

$$n_V = \frac{60 \cdot 1000V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,4}{3,1416 \cdot 250} = 30,55 \text{ мин}^{-1},$$

где D – диаметр приводного барабана;

- угловая скорость на приводном барабане:

$$\omega_V = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 30,55}{30} = 3,199 \text{ рад/с};$$

- мощность на приводном валу:

$$P_V = F_t V = 2,6 \cdot 0,4 = 1,04 \text{ кВт};$$

- вращающий момент

$$T_V = \frac{P_{np}}{\omega_{np}} = \frac{1,04 \cdot 10^3}{3,199} = 325,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

16.4 Параметры (предварительные) на I валу:

– требуемая частота вращения двигателя

$$n'_1 = n_{\text{э/д}}^{\text{треб}} = n_V u'_{np},$$

где u'_{np} - ориентировочное значение передаточного числа привода в соответствии с заданной кинематической схемой привода;

$$u'_{np} = u'_p u'_{ц.п} = u'_б u'_т u'_{ц.п},$$

причем здесь u'_{np} - ориентировочное передаточное число редуктора;

$u'_б, u'_т$ - ориентировочные передаточные числа его быстроходной и тихоходной ступеней;

$u'_{ц.п}$ - ориентировочное передаточное число цепной передачи.

По данным таблицы 2 принимаем: $u'_б = 5$; $u'_т = 4$; $u'_{ц.п} = 2,5$.

При этих значениях имеем

$$u'_{np} = 5 \cdot 4 \cdot 2,5 = 50,$$

$$n'_1 = n_{\text{э/д}}^{\text{треб}} = n_V u'_{np} = 30,55 \cdot 50 = 1527,5;$$

- требуемая номинальная мощность двигателя

$$P_1 = P_{\text{э/д}}^{\text{треб}} = \frac{P_V}{\eta_{np}},$$

где η_{np} - общий КПД привода;

$$\eta_{np} = \eta_{\text{муф}} \eta_{\text{зуб}}^2 \eta_{\text{ц.п}} \eta_{\text{п.п}}^4,$$

причем здесь $\eta_{\text{муф}}, \eta_{\text{зуб}}, \eta_{\text{ц.п}}, \eta_{\text{п.п}}$ - КПД зубчатых цилиндрических передач, муфты, цепной передачи и пары подшипников. Их значения выбираем по данным таблицы 2: $\eta_{\text{муф}} = 0,98$; $\eta_{\text{зуб}} = 0,96$; $\eta_{\text{ц.п}} = 0,92$;

$\eta_{\text{п.п}} = 0,99$.

Тогда

$$\eta_{np} = 0,98 \cdot 0,96^2 \cdot 0,92 \cdot 0,99^4 = 0,798$$

и

$$P_{\text{э/д}}^{\text{треб}} = \frac{1,04}{0,798} = 1,3 \text{ кВт.}$$

С учетом $P_{\text{э/д}}^{\text{треб}}$ и $n_{\text{э/д}}^{\text{треб}}$, выбираем из приложения А асинхронный двигатель трехфазного тока АИР80В4, имеющий следующие технические данные:

- синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹;
- асинхронная частота вращения вала..... 1415 мин⁻¹;
- мощность электродвигателя 1,5 кВт;
- диаметр вала..... 22 мм.

Определение параметров на каждом валу привода

16.5 Действительное общее передаточное число привода

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{э/д}}}{n_{\text{пр}}} = \frac{1415}{30,55} = 46,3175.$$

16.6 Уточняем значения передаточных чисел редуктора и цепной передачи.

Сохраняем принятые ранее значения $u_{\text{б}} = 5$; $u_{\text{т}} = 4$; следовательно,

$$u_{\text{р}} = 5 \cdot 4 = 20.$$

Уточняем передаточное число цепной передачи

$$u_{\text{ц.п}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{р}}} \tag{1.10}$$

$$u_{\text{ц.п}} = \frac{46,3175}{20} = 2,32$$

16.7 Определяем частоты вращений валов:

$$n_{\text{II}} = n_{\text{I}} = n_{\text{дв}} = 1415 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}} = \frac{n_{\text{II}}}{u_{\text{б}}} = \frac{1415}{5} = 283 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{IV}} = \frac{n_{\text{III}}}{u_{\text{т}}} = \frac{283}{4} = 70,75 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{прV}}^{\text{рас}} = \frac{n_{\text{IV}}}{u_{\text{цеп}}} = \frac{70,75}{2,32} = 30,4957 \text{ мин}^{-1}.$$

После получения расчетной частоты вращения приводного вала находят погрешность расчета по формуле

$$\Delta = \frac{n_{np} - n_{np}^{pac}}{n_{np}} = \left| \frac{30,55 - 30,4957}{30,55} \right| \cdot 100\% = 0,178\% \leq 3\% .$$

Определяем угловые скорости каждого вала по формуле

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30} .$$

Следовательно, имеем:

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot 1415}{30} = 148,178 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot 1415}{30} = 148,178 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot 283}{30} = 29,63 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot 70,55}{30} = 7,38 \text{ рад/с};$$

$$\omega_V^{np} = \frac{\pi \cdot 30,4957}{30} = 3,19 \text{ рад/с}.$$

16.8 Оцениваем мощности на валах привода:

$$P_I = P_{\text{э/д}}^{mpe6} = 1,3 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_{\text{э/д}} \eta_{\text{муф}} \eta_{\text{под}} = 1,3 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,261 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{\text{э/д}} \eta_{\text{муф}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{под}}^2 = 1,3 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 1,198 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{\text{э/д}} \eta_{\text{муф}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{тих}} \eta_{\text{под}}^3 = 1,3 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 1,139 \text{ кВт};$$

$$P_V = P_{\text{э/д}} \eta_{\text{муф}} \eta_{\text{б}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{цеп}} \eta_{\text{под}}^4 =$$

$$= 1,3 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,92 \cdot 0,99^4 = 1,037 \text{ кВт}.$$

16.9 Находим вращающие моменты на валах привода по формуле

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i} ,$$

тогда имеем:

$$T_I = \frac{1,3 \cdot 10^3}{148,178} = 8,77 \text{ Н·м};$$

$$T_{II} = \frac{1,261 \cdot 10^3}{148,178} = 8,51 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{III} = \frac{1,198 \cdot 10^3}{29,63} = 40,43 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{IV} = \frac{1,139 \cdot 10^3}{7,38} = 154,33 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_V = \frac{1,037 \cdot 10^3}{3,19} = 325,08 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

16.10 Определяем диаметры валов

Из каталога диаметр вала электродвигателя $d_{\text{вI}} = 22 \text{ мм}$.

Поскольку II вал соединяется муфтой, диаметр его входного конца назначаем равным $d_{\text{вI}}$, то есть $d_{\text{вII}} = d_{\text{вI}} = 22 \text{ мм}$.

Диаметры остальных валов находим по формуле

$$d_{\text{ви}} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]_{\text{к}}}},$$

где T_i - вращающий момент на i -ом валу, кН·м;

$[\tau]_{\text{к}}$ - пониженное допускаемое напряжение, принимаем

$$[\tau]_{\text{к}} = 15 \text{ Н/мм}^2.$$

Тогда имеем:

$$d_{\text{вIII}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{40,43}{0,2 \cdot 15}} = 23,8 \text{ мм, принимаем } 25 \text{ мм};$$

$$d_{\text{вIV}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{154,33}{0,2 \cdot 15}} = 37,2 \text{ мм, принимаем } 40 \text{ мм};$$

$$d_{\text{вV}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{325,08}{0,2 \cdot 15}} = 47,67 \text{ мм, принимаем } 50 \text{ мм}.$$

16.11 Результаты расчетов сводим в таблицу 7.

Таблица 7 - Результаты энергокинематического расчета привода

Валы	Параметры						
	n_i , мин ⁻¹	ω_i , рад/с	u	P_i , кВт	η	T_i , Н·м	$d_в$, мм
I	1415	148,178	1	1,3	0,98 · 0,99	8,77	22
II	1415	148,178		1,261		8,51	22
III	283	29,63	5	1,198	0,96 · 0,99	40,43	25
			4				
IV	70,75	7,38	2,32	1,139	0,92 · 0,99	154,33	40
V	30,4957	3,19		1,037		325,08	50

16.12 Проверка точности расчета значения вращающего момента

$$\Delta = \frac{T_{np} - T_V}{T_{np}} = \left| \frac{325,1 - 325,08}{325,1} \right| \cdot 100\% = 0,006\% \leq 3\%$$

Энергокинематический расчет проведен верно.

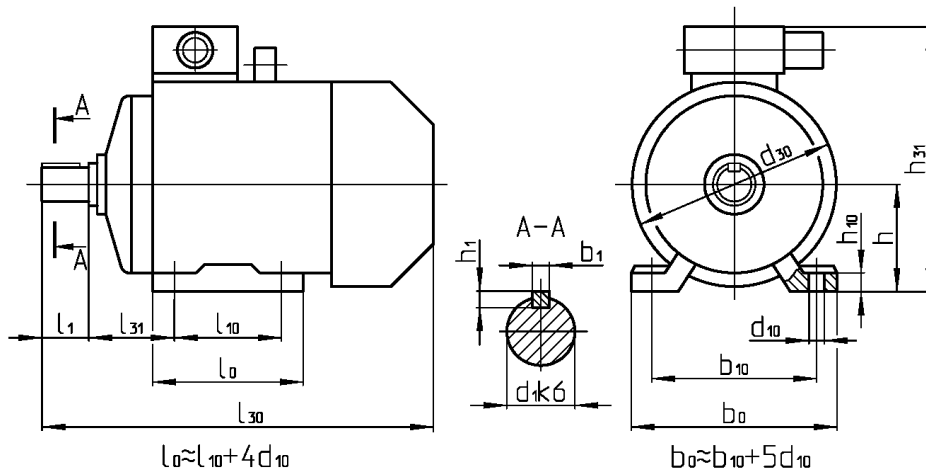
Библиографический список

- 1 Приводы машин: атлас конструкций: в 5 частях. Кн. 1. Редукторы и мотор-редукторы: Конструкция, параметры и основы конструирования: учеб. пособие/П.Н. Учаев, А.В. Васильев, Е.Д. Роговой [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. – Киев: Вища шк., 2001. - 455 с.: ил.
- 2 Дунаев П.Ф., Конструирование узлов и деталей машин: учеб пособие для машиностроит. спец. вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – 4-е изд., перераб. доп. М.: Высш. шк., 1985. - 416 с., ил.
- 3 Тарабасов Н.Д., Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций: справочник/ Н.Д.Тарабасов, П.Н.Учаев – М.: Машиностроение, 1983. - 239 с., ил.

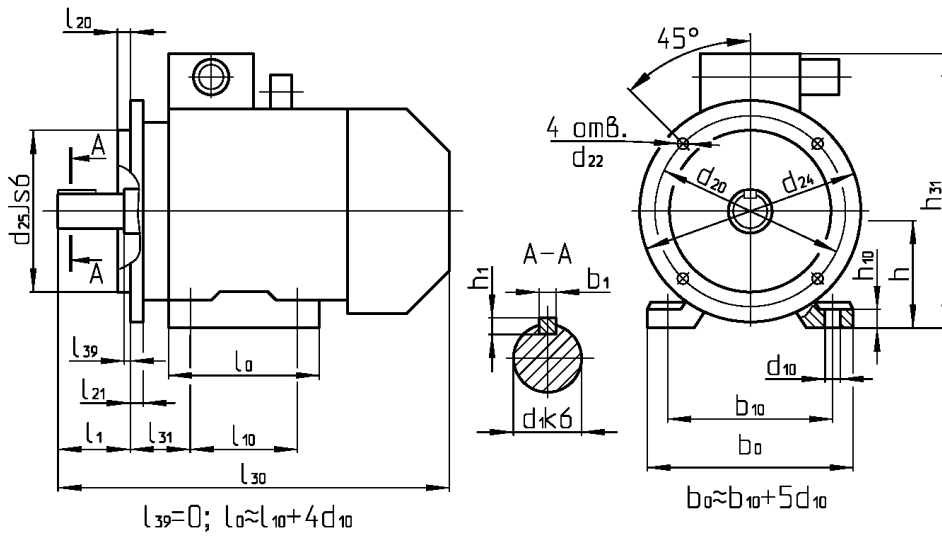
Приложение А (справочное)

Таблица А.1 - Двигатели закрытые обдуваемые серии АИР
(тип/асинхронная частота вращения, об/мин)

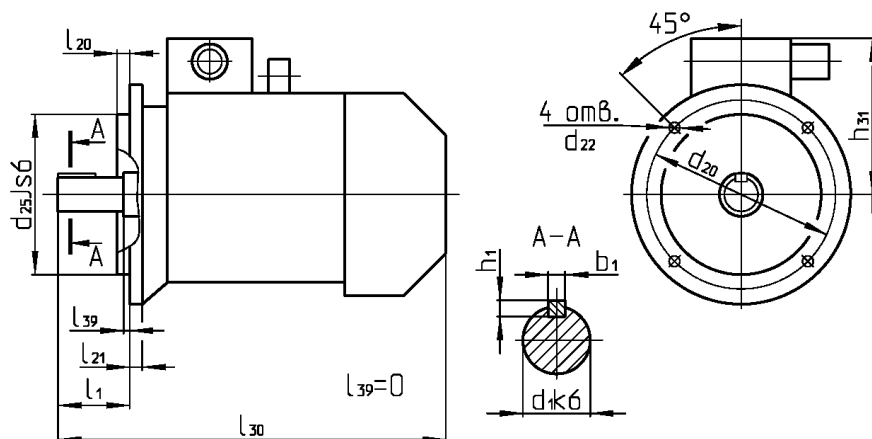
Мощность <i>P</i> , кВт	Синхронная частота, об/мин			
	3000	1500	1000	750
0,25	-	-	-	71B8/680
0,37	-	-	71A6/910	80A8/675
0,55	-	71A4/1390	71B6/900	80B8/700
0,75	71A2/2840	71B4/1390	80A6/915	90LA8/700
1,1	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2,2	80B2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/955	112MB8/700
4	100S2/2880	100L4/1430	112MB6/950	132S8/720
5,5	100L2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720
7,5	112M2/2900	132S4/1455	132M6/970	160S8/730
11	132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730
15	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18,5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	-
22	180S2/2945	180S4/1470	-	-
30	180M2/2945	180M4/1470	-	-



Исполнение IM 1081



Исполнение IM 2081



Исполнение IM 3081

Рисунок А.1 – Двигатели. Основные размеры

Таблица А.2 - Двигатели

Основные размеры в миллиметрах

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																		
		IM1081	IM1081, IM2081, IM3081					IM1081 и IM2081							IM2081 и IM3081					
		d_{30}	l_1	l_{30}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
71А, 71 В	2,4, 6,8	170	40	285	19	6	6	90	45	7	112	71	9	201	3,5	10	165	12	200	130
80А		186	50	300	22	6	6	100	50	10	125	80	10	218						
80В				320																
90L		208	60	350	24	8	7	125	56	140	90	11	243	4	12	215	15	250	180	
100S		235		362	28			112	63											160
100L			392																	
112M		260	80	452	32	10	8	140	70	12	190	112	310	4	16	265	300	230		
132S		302		480	38			178	89										216	132
132M			530																	
160S		2 4,6,8	358	624	42	12	9	178	108	15	254	160	18	430	5	15	300	19	350	250
160M	2 4,6,8	42			12	8														
180S	2 4,6,8	410	662	48	14	9	203	121	279	180	20	470	5	18	350	400	300			
180M	2 4,6,8			48	14	9												241		
			702	48	14	9														
				55	16	10														

Приложение Б (справочное)

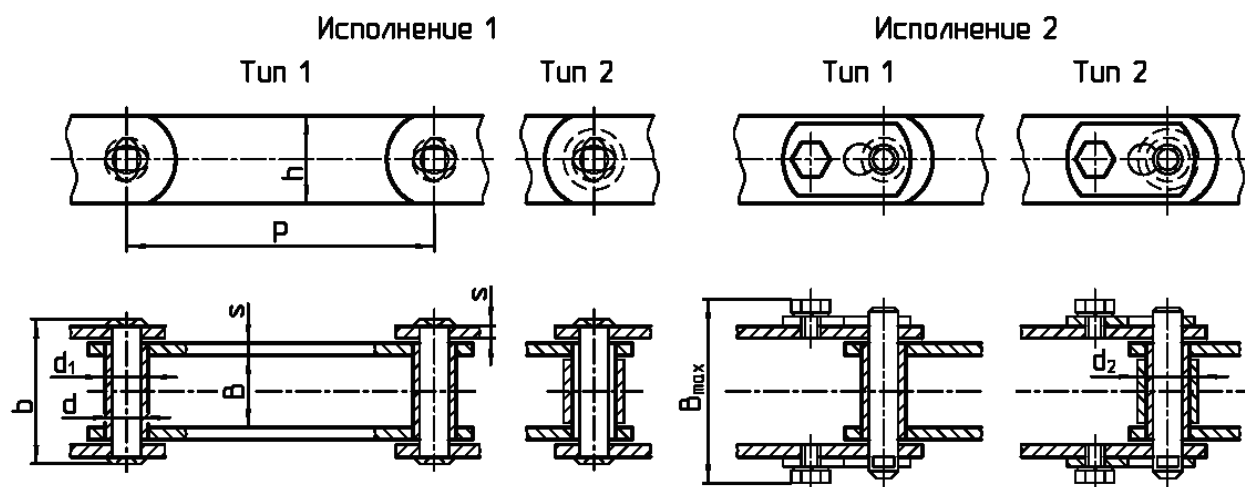


Рисунок Б.1 - Параметры тяговых пластинчатых цепей по ГОСТ 588

Таблица Б.1 - Параметры тяговых пластинчатых цепей по ГОСТ 588

Размеры в миллиметрах

Номер цепи	F_{lim} , кН	Шаг цепи P						Диаметры			B, не менее	h, не более	s	b, не более	B_{max}
		63	80	100	125	160	200	d	d_1	d_2					
M20	20	+	+	+	+	+		6,0	9,0	12,5	15	18	2,5	35	49
M28	28	+	+	+	+	+	+	7,0	10,0	16,0	17	20	3,0	40	56
M40	40	+	+	+	+	+	+	8,5	12,5	18,0	19	25	3,5	45	63
M56	56	+	+	+	+	+	+	10,0	15,0	21,0	23	30	4,0	52	72
M80	80		+	+	+	+	+	12,0	18,0	25,0	27	35	5,0	62	86
M112	112		+	+	+	+	+	15,0	21,0	30,0	31	40	6,0	73	101
M160	160			+	+	+	+	18,0	25,0	36,0	36	45	7,0	85	117
M224	224				+	+	+	21,0	30,0	42,0	42	56	8,0	98	134
M315	315					+	+	25,0	36,0	50,0	47	60	10,0	112	154

Примечания:

- F_{lim} - предельная (разрушающая) нагрузка на цепь; d – диаметр валика; d_1 - диаметр втулки; d_2 - диаметр ролика; B – расстояние между внутренними пластинами; h – ширина пластины; s – толщина пластины; b – длина валика; B_{max} - ширина цепи.
- Знаком «+» отмечены цепи, которые должны изготавливаться в соответствии с ГОСТ 588

Пример условного обозначения цепи M40 ($F_{lim} = 40$ кН) типа 1 с шагом 100 мм исполнения 1:

Цепь M40-1-100-1 ГОСТ 588.

Таблица Б.2 - Коэффициент высоты зуба звездочек для тяговых цепей

λ	Число зубьев звездочки z		
	6...11	12...19	20 и более
$\leq 2,2$	$K = 1,3 - 1/\lambda$		
$> 2,2$	$K = \left(\operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} \right) + \frac{1,1}{\lambda}$	$K = \frac{1,16}{\lambda}$	$K = \frac{0,06z}{\lambda}$
Коэффициент числа зубьев K_z см. в таблице 3			

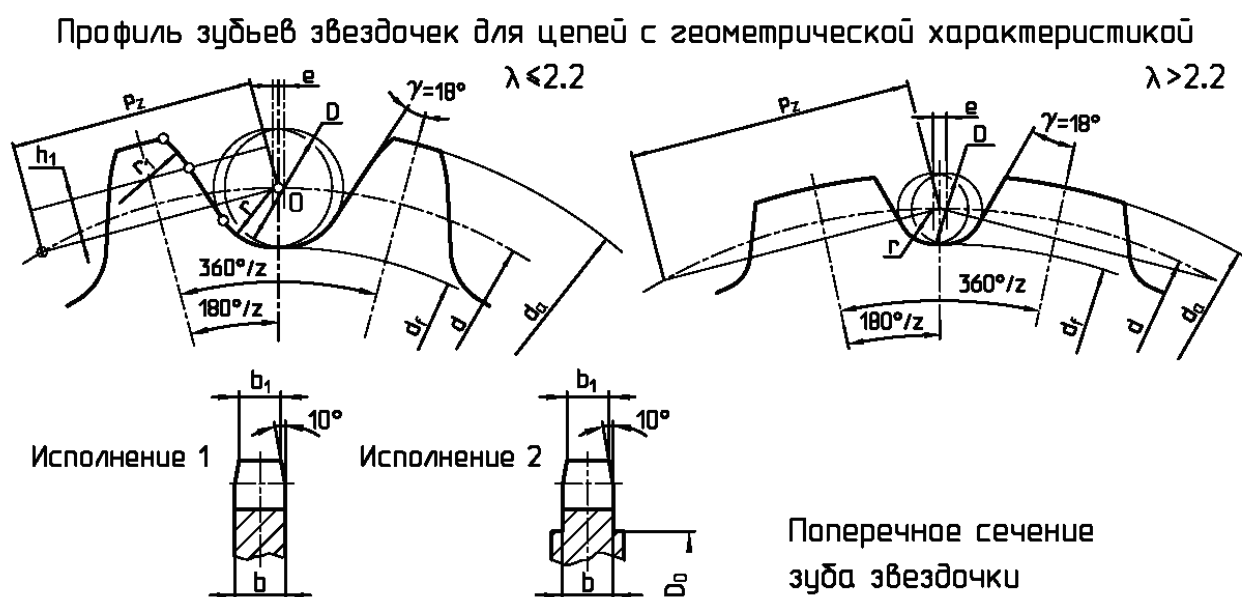


Рисунок Б.2 – Профиль зубьев звездочек для цепей с геометрической характеристикой

Таблица Б.3 - Расчет геометрических параметров тяговых звездочек

Наименование параметра		Обозначение	Расчетные формулы
Величины P, d ₁ , B, h		-	см. таблицу Б.1
Геометрическая характеристика зацепления		λ	$\lambda = P/d_1$
Шаг зубьев звездочки		P _z	P _z ≤ P
Число зубьев звездочки		z	z ≥ 6
Диаметр делительной окружности		d	$d = P \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр окружности вершин		d _a	d _a = P(K + K _z)
Диаметр окружности впадин		d _f	d _f = d - d ₁
Коэффициент высоты впадин		K	см. таблицу Б.2
Коэффициент числа зубьев		K _z	$K_z = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z} \right)$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев)		L _x	$L_x = d_f \cos(90^\circ / z)$
Смещение центров дуг впадин		e	e = 0,005P _z
Радиус впадин зуба		r	r ≤ 0,5d ₁
Радиус головки зуба		r ₁	r ₁ = h ₁ /sinγ
Высота прямолинейной поверхности зуба от линии шага		h ₁	h ₁ = 0,2P(λ - 1)
Диаметр обода (венца)		D ₀	D ₀ = d - 1,25h
Ширина основания зуба		b	b = 0,9B
Ширина вершины зуба для цепей	тип 1	b ₁	b ₁ = 0,83b
	тип 2		b ₁ = 0,75b

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

02 _____ 2018 г.

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курс 2018

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
_____ О.Г. Локтионова
« ____ » _____ 201_ г.

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

УДК 621.8

Составитель: А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *В.В. Малыхин*

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ: Методические указания по курсовому проектированию и практическим занятиям по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов очной и заочной формы обучения / Юго-Запад. гос. ун-т. Сост. А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова. - Курск, 2018 г. - 43 с.

Излагаются рекомендации по выбору материалов, определению допускаемых напряжений и порядок расчета цилиндрической и конической передач. Приведены примеры расчета закрытой цилиндрической и конической передач.

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС-3 по направлению подготовки бакалавров направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Работа предназначена для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 2,5. Уч. - изд. л.2,3. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Оглавление

1. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	5
2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ИХ РАСЧЕТЕ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ	6
3. ЗАКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА	8
4. ЗАКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА	13
5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ СООСНЫХ РЕДУКТОРОВ	16
6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ....	18
7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ	20
8. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ	21
9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ	21
10. ЗАКРЫТАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ	27
11. ЗАКРЫТАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С КРУГОВЫМИ НОРМАЛЬНО ПОНИЖАЮЩИМИСЯ ЗУБЬЯМИ	30
12. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ .	33
13. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ	34
14. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ	40
14.1 Расчет цилиндрической открытой передачи	40
14.2. Расчет конической передачи.	42
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	44

1. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Основным материалом для изготовления зубчатых колес силовых передач служит термически обработанная сталь.

В табл.1.1 приведены механические характеристики некоторых марок сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы:

- а) с твердостью $\leq 350\text{HB}$ – нормализованные, улучшенные;
- б) с твердостью $> 350\text{HB}$ – закаленные, цементированные, цианированные, азотированные.

Механические свойства материалов шестерни и колеса должны быть взаимно увязаны. Зубья шестерни испытывают за одинаковое время большее число нагружений, чем зубья колеса, поэтому материал шестерни должен иметь более высокий предел выносливости, чем материал колеса. Для зубчатых колес с прямыми зубьями (при твердости $\leq 350\text{HB}$) среднюю твердость рабочей поверхности зубьев шестерни $\text{HB}_{1\text{cp}}$ для ускорения прирабатываемости и выравнивания долговечности обоих колес рекомендуют назначать больше твердости зубьев колеса не менее, чем на $(10...15)\text{HB}$:

$$\text{HB}_{1\text{cp}} \geq \text{HB}_{2\text{cp}} + (10...15)\text{HB}.$$

Для зубчатых колес с непрямыми зубьями твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни желательно возможно большая:

$$\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}} \geq 100\text{HB}.$$

Для не прирабатывающихся зубчатых передач с твердыми (твердость $> 350\text{HB}$) поверхностями зубьев обоих зубчатых колес обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется.

При поверхностной термической обработке зубьев механические характеристики сердцевины зуба определяются предшествующей термической обработкой.

Таблица 1.1 Марки сталей для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики

Марка стали, ГОСТ	Термо-обработка	Твердость		Предел		Базовый предел выносливости		Базов. число циклов	№
				прочн.	текуч.				
		HB	HRC _Э	σ_B МПа	σ_T МПа	$\sigma_H \text{ lim } b$ МПа	$\sigma_F \text{ lim } b$ МПа	N_{HO}	
45 1050-88	Норм.	170-217	-	600	340	450	350	10^7	1
	Улуч.	192-240	-	750	450	500	390	10^7	2
	Закалка ТВЧ.	-	40-50	800	450	960	550	$6 \cdot 10^7$	3

Продолжение таблицы 1.1

40Х 4543-71	Улуч. Закалка ТВЧ.	230-260 -	- 40-50	850 900	550 750	560 960	440 600	$12 \cdot 10^6$ $6 \cdot 10^7$	4 5
40ХН 4543-71	Улуч. Закалка ТВЧ.	230-300 -	- 48-50	850 900	600 700	600 1000	480 650	$15 \cdot 10^6$ $8 \cdot 10^7$	6 7
40ХНМА 4543-71	Улуч. Закалка ТВЧ.	300-320 -	- 48-54	1000 1000	800 800	690 1000	560 690	$26 \cdot 10^6$ $8 \cdot 10^7$	8 9
20Х 4543-71	Цемен- тация	-	56-63	650	400	1350	500	$12 \cdot 10^7$	10
25ХГТ 4543-71	Цемен- тация	-	58-63	1150	950	1380	750	$12 \cdot 10^7$	11
35Л 977-88	Норм.	140-180	-	550	320	390	290	10^7	12
55Л 877-88	Норм.	170-217	-	600	350	450	350	10^7	13

2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ИХ РАСЧЕТЕ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Большинство зубчатых передач относится к длительно работающим, у которых число циклов перемены напряжений N больше базового числа циклов N_0 . Расчетное число циклов перемены напряжений:

$$N = 60 ntc,$$

где n – частота вращения колеса, для которого определяют допускаемые напряжения, мин⁻¹;

t – число часов работы передачи за расчетный срок службы;

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (оно равно числу зубьев, находящихся в зацеплении с рассчитываемым).

У кратковременно работающих передач $N < N_0$.

Приближенные значения базовых чисел циклов перемены контактных напряжений для различных сталей $N_{но}$ приведены в таблице 1.1. При определении допускаемых напряжений изгиба базовое число циклов рекомендуется принимать $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \lim_b}{S_H} K_{HL},$$

где $\sigma_H \lim_b$ – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев (табл. 1.1);

S_H – коэффициент безопасности – рекомендуется $S_H=1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (однородная структура по объему); $S_H = 1,2$ при поверхностной закалке, цементации азотировании (неоднородная структура по объему);

K_{HL} – коэффициент долговечности. Для длительно работающих передач $K_{HL} = 1$; для кратковременно работающих передач

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}}.$$

Если окажется, что $K_{HL} > 2,4$, следует принять $K_{HL} = 2,4$.

При небольшой разности твердости зубьев шестерни и колеса (прямозубые передачи) за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных по материалу шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$. Для передач с непрямыми зубьями, если твердость зубьев шестерни значительно выше твердости зубьев колеса (на 100 и более единиц по шкале Бринеля), то в качестве расчетного принимают среднее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, но не более $1,25[\sigma_H]_2$, для цилиндрических и $1,15[\sigma_H]_2$ – для конических передач:

$$[\delta_H] = \frac{[\delta_{H1}] + [\delta_{H2}]}{2} \leq \begin{cases} 1,25 [\sigma_H]_2 & \text{– цилиндрические} \\ 1,15 [\sigma_H]_2 & \text{– конические.} \end{cases}$$

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F \lim_b}{S_F} K_{FC} K_{FL},$$

где $\sigma_F \lim_b$ – базовый предел выносливости по излому от напряжений изгиба (таблица I.I);

S_F – коэффициент безопасности; рекомендуют $S_F = 1,7 \dots 2,2$ – верхние значения для литых заготовок;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи);

$K_{FC} = 1$ – односторонняя нагрузка; $K_{FC} = 0,8 \dots 0,7$ – двусторонняя нагрузка (больше значения при твердости > 350 HB);

K_{FL} – коэффициент долговечности.

При $HB \leq 350$ $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}} \leq 2$; при $HB > 350$ – $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}} \leq 1,6$

Для длительно работающих передач $K_{FL} = 1$.

При переменном режиме нагрузки расчет коэффициентов долговечности выполняют по эквивалентным числам циклов N_{HE} и N_{FE}

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}, \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad \text{или} \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}.$$

При расчете на контактную выносливость

$$N_{HE} = 60 \text{ с} \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 n_i t_i.$$

При расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$N_{FE} = 60 \text{ c} \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^m n_i t_i,$$

где $m = 6$ – для нормализованных и улучшенных сталей ;

$m = 9$ – для сталей с твердостью $> 350 \text{ НВ}$;

T_1 – максимальный крутящий момент, по которому рассчитывается передача;

i – число режимов нагрузки;

T_i, n_i, t_i – соответственно крутящий момент, частота вращения, время работы в часах для i -го режима нагрузки.

При определении N_{HE} и N_{FE} кратковременные нагрузки (например, пусковые или случайные) не учитывают. Принято не учитывать также перегрузки, при которых число циклов перемены напряжений за полный срок службы меньше $5 \cdot 10^4$.

3. ЗАКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

Смещение исходного контура отсутствует. Исходные данные:

P_1 - номинальная передаваемая мощность на валу шестерни, кВт;

n_1 - частота вращения шестерни, мин^{-1} ;

u - передаточное число рассчитываемой пары.

3.1. Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса $[\sigma_H]$ МПа, $[\sigma_F]$ МПа (см. разделы 1 и 2).

3.2. Выбираем коэффициент ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния Ψ_{ba} по табл. 3.1. Определяем коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\Psi_{bd} = 0,5 \Psi_{ba} (U \pm 1).$$

Знак "+" для наружного, а "-" для внутреннего зацепления.

3.3. Определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную выносливость $K_{H\beta}$ по рис. 3.1 в зависимости от коэффициента Ψ_{ba} , твердости шестерни H_1 и колеса H_2 . Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах. Консольному расположению зубчатого колеса и валу на шарикоподшипниках соответствует кривая 1, валу на роликоподшипниках – кривая 2.

Если значение Ψ_{bd} лежит вне пределов графика, следует уменьшить Ψ_{bd} , приняв меньшее значение Ψ_{ba} .

Таблица 3.1

Рекомендуемые значения коэффициента Ψ_{ba} .

Положение зубчатых колес относительно опор		
Симметричное	Несимметричное	Консольные (одного или обоих колес)
0,315...0,5	0,25...0,4	0,2...0,25

Примечание. Меньшие значения Ψ_{ba} для передач с повышенной твердостью поверхности зубьев $HRC > 45$. Для каждой последующей ступени передачи редуктора Ψ_{ba} увеличивают на 20...30%. Для подвижных зубчатых колес коробок передач $\Psi_{ba} = 0,1...0,2$.

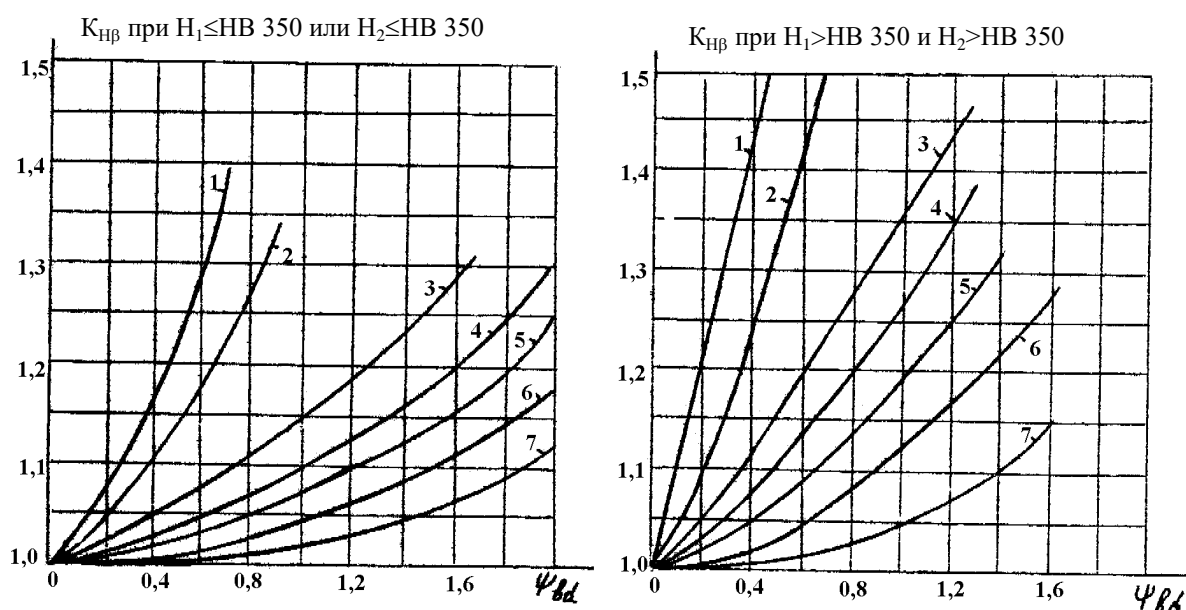
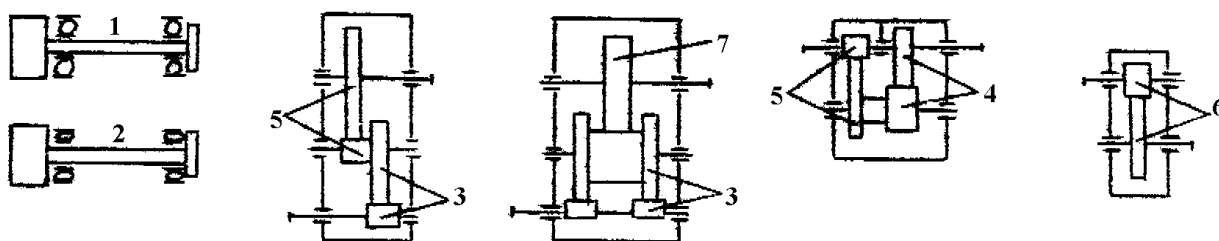


Рис. 3.1. График для определения коэффициента $K_{H\beta}$

Таблица 3.2

Ряд модулей в наиболее употребительном диапазоне
(следует предпочитать 1-й ряд)

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

3.4. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев

$$a = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{n_1 U \Psi_{ba} a} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2} \text{ мм.}$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления. Для стальных колес

$$K_a = 50 \text{ МПа}^{1/3}$$

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем $K_{HV} = 1,1$.

3.5. Определяем ширину колеса мм

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a.$$

Значение “b” округляем до целого числа. Ширину шестерни рекомендуется принимать на 2...5 мм больше ширины колеса для компенсации неточностей установки в осевом направлении.

3.6. Определяем модуль мм: $m = (0,01...0,02) \cdot a$.

Величина модуля округляется до стандартного значения из ряда чисел по табл.

3.2. Для силовых передач рекомендуется принимать $m \geq 1,5$ мм.

3.7. Находим число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2a}{m(u \pm 1)}.$$

Округляем до целого числа. Знак “-” для внутреннего зацепления. Минимально допустимое число зубьев при нарезании инструментом реечного типа

$$Z_{\min} = 17.$$

3.8. Определяем число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot U$. Округляем до целого числа.

3.9. Уточняем передаточное число передачи $Z_2 / Z_1 = U$.

3.10. Находим делительные диаметры колес (вычисления производим с точностью до сотых долей диаметра)

$$d_1 = mZ_1 ; d_2 = mZ_2.$$

3.11. Уточняем межосевое расстояние передачи

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2}, \text{ мм.}$$

Знак “-” для внутреннего зацепления. Значение a вычисляем с точностью до сотых долей миллиметра.

3.12. Находим окружную скорость

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с.}$$

3.13. Выбираем степень точности передачи (табл. 3.3).

3.14. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V}.$$

3.15. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость K_{HV} . (см. раздел 6.1).

3.16. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(U \pm 1)}{U}} \leq [\sigma_H] \text{ МПа.}$$

Знак “-” для внутреннего зацепления.

Таблица 3.3

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности передачи

Степень точности не ниже	Окружная скорость, м/с не более		Примечание
	Прямо-зубая	Косо-зубая	
6 (высокоточные)	15	25	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т.п.
7 (точные)	10	17	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях.
8 (ср. Точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности.
9 (пониженной точности)	2	3,5	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Таблица 3.4

Коэффициент Y_F формы зуба зубчатых колес внешнего зацепления

Число зубьев Z или Z_V											
17	20	25	30	40	50	60	80	100	150	200	
4,25	4,07	3,90	3,79	3,70	3,65	3,62	3,61	3,60	3,60	3,60	3,63

Здесь $Z_H = 1,77$ - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 175 \text{ МПа}^{1/2}$ (для стальных зубчатых колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\epsilon = 1$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

ω_{Ht} - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} K_{H\alpha} \text{ Н/мм.}$$

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить межосевое расстояние.

3.17. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжению изгиба $K_{F\beta}$ по рис. 3.2. Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах рис. 3.1 (см. п. 3.3).

3.18. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжению изгиба K_{Fv} – см. Раздел 6.2.

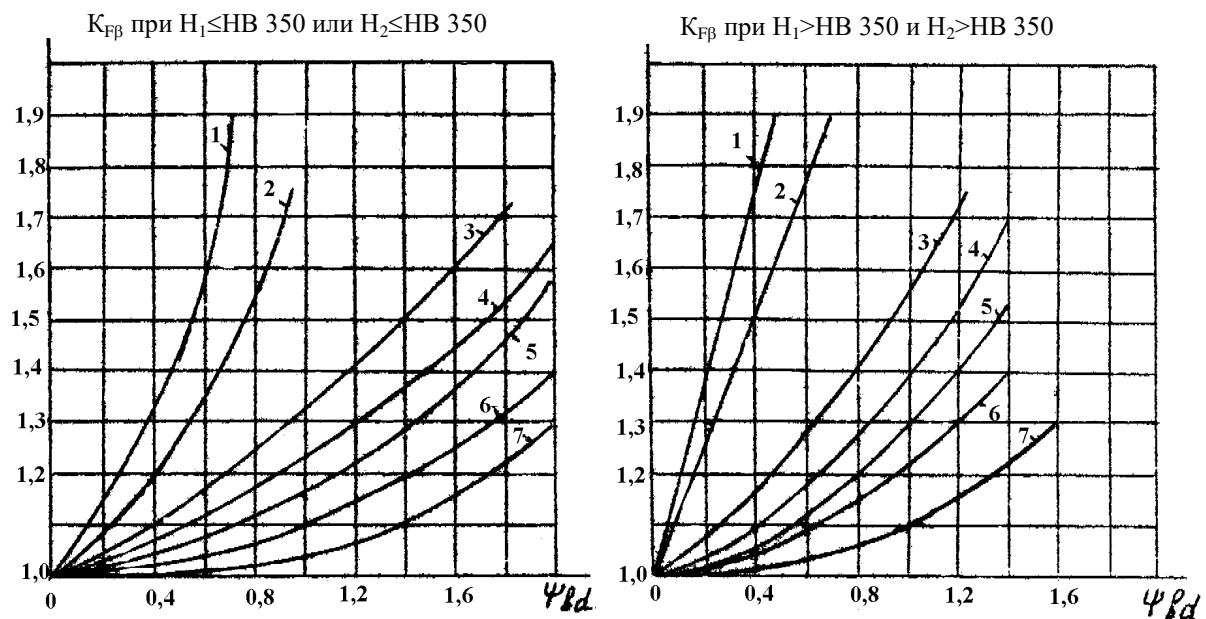
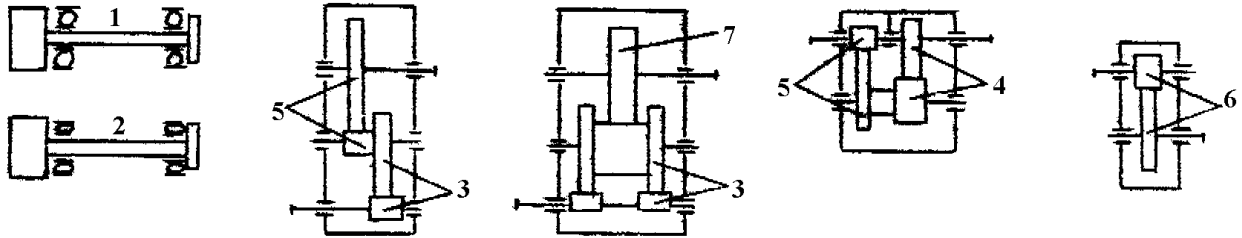


Рис. 3.2. График для определения коэффициента $K_{F\beta}$

3.19. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжению изгиба (МПа)

$$\sigma_F = \frac{Y_F \omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, для колес внешнего зацепления; определяется по табл. 3.4.

Для колес с внутренними зубьями

$$Y_F = \frac{4Z}{Z + 20}.$$

Для шестерни и колеса определяем значения $[\sigma_F]_1/Y_{F1}$, и $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$. В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величины Y_F и $[\sigma_F]$ того зубчатого колеса пары, для которого меньше $[\sigma_F]/Y_F$;

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV}}{B} \frac{H}{mm}.$$

Может оказаться, что σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$ и это не является противоречивым или недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

Если же расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно принять более прочный материал, или увеличить модуль.

3.20. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках. (см. раздел 7).

4. ЗАКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

Смещение исходного контура отсутствует. Исходные данные:

P_1 – номинальная передаваемая мощность на валу шестерни, кВт;

n_1 – частота вращения шестерни, мин⁻¹;

U – передаточное число рассчитываемой пары.

4.1. Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса $[\sigma_H]$ МПа, $[\sigma_F]$ МПа (см. разделы 1 и 2).

4.2. Выбираем коэффициент ширины зубчатого колеса относительного межосевого расстояния Ψ_{ba} по табл. 3.1. Определяем коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\Psi_{bd} = 0,5\Psi_{ba} (U \pm 1).$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

4.3. Определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную выносливость $K_{H\beta}$ по рис. 3.1 (см. раздел 3.3.).

4.4. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев (мм)

$$a = K_a (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{HV}}{n_1 U \Psi_{ba}} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2}.$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления. Для стальных колес $K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем $K_{HV} = 1,1$.

4.5. Определяем ширину колеса (мм)

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a.$$

Значение “ b_2 ” округляем до целого числа. Ширину шестерни рекомендуется принимать на 2...5 мм больше ширины колеса.

4.6. Определяем нормальный модуль m_n (мм)

$$m_n = (0,01...0,02) \text{ а.}$$

Величина модуля округляется до стандартного значения по табл. 3.2.

Для силовых передач рекомендуется принимать $m_n \geq 1,5$ мм.

4.7. Определяем угол наклона зуба β (с точностью до секунд)

$$\beta = \arcsin \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b},$$

(значение синуса вычисляем с точностью до пяти знаков после запятой). Здесь ε_β - коэффициент осевого перекрытия, принимается равным целому числу (1;2....). Во избежание больших осевых сил в зацеплении рекомендуется принимать $\beta = 8^0 \dots 20^0$. Для шевронных колес допускают β до 30^0 и даже до 40^0 .

4.8. Находим число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2a \cos \beta}{m_n (U \pm 1)}.$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

Округляем до целого числа. Должно быть $Z_1 \geq Z_{\min}$

$$Z_{\min} \approx 17 \cos^3 \beta.$$

4.9. Определяем число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 U.$$

Округляем до целого числа.

4.10. Уточняем передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

4.11. Находим делительные диаметры (вычисления производим с точностью до сотых долей миллиметра)

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta}.$$

4.12. Уточняем межосевое расстояние (мм)

$$a = \frac{d_1 \pm d_2}{2}.$$

Знак “-” для внутреннего зацепления. Значение “а” вычисляем с точностью до сотых долей миллиметра.

4.13. Находим окружную скорость (м/с)

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}.$$

4.14. Выбираем степень точности передачи (табл. 3.3)

4.15. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000 P_1}{V}.$$

4.16. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость $K_{H\beta}$. – (см. раздел 6.1).

4.17. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(U \pm 1)}{U}} \leq [\sigma_H].$$

Знак “-” для внутреннего зацепления.

Здесь $Z_H = 1,77 \cos\beta$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ (для стальных зубчатых колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}};$$

ε_α - торцовый коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos\beta.$$

Знак “-” для внутреннего зацепления.

Рекомендуется выполнить условие $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

ω_{Ht} – удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость (Н/мм)

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить межосевое расстояние.

4.18. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\beta}$ по рис. 3.2. Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах рис. 3.1 (см. п. 3.3).

4.19. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\nu}$. – (см. раздел 6.2).

4.20. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба (МПа)

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, для колес внешнего зацепления определяется по табл. 3.4 по Z_v

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3\beta}.$$

Для колес с внутренними зубьями

$$Y_F = \frac{4Z_v}{Z_v + 20}.$$

Для шестерни и колеса определяем значения $[\sigma_F]_1/Y_{F1}$, и $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$. В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величины Y_F и $[\sigma_F]$ того зубчатого колеса пары, для которого меньше $[\sigma_F]/Y_F$;

$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$ - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зубьев; $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$.

При $\beta > 42^\circ$ $Y_\beta = 0,7$;

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба (Н/мм)

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV}}{b}.$$

Может оказаться, что σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$ и это не является противоречивым или недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

Если же расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно принять более прочный материал, или увеличить модуль.

4.21. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках.– (см. раздел 7).

5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ СООСНЫХ РЕДУКТОРОВ

В соосных редукторах ведущий и ведомый валы располагаются на одной оси, т.е. быстроходная и тихоходная пара имеют одинаковое межосевое расстояние “а”, определяемое из расчета тихоходной пары, как более нагруженной. Быстроходная пара бывает обычно недогружена.

Вследствие этого расчет зубчатых передач соосных редукторов ведется следующим образом:

а) Вначале для тихоходной передачи выполняется проектный расчет; по заданным нагрузкам и известным допускаемым напряжениям определяются размеры передачи;

б) Затем принимают межосевое расстояние “а” для быстроходной передачи равным межосевому расстоянию тихоходной ступени и, зная передаточное число “и”, определяют габариты быстроходной ступени.

Выполняют для быстроходной передачи проверочный расчет, при известных габаритах и передаваемых нагрузках определяют напряжения в зубьях и сравниваются с допускаемыми.

При расчете быстроходной передачи коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния Ψ_{ba} рекомендуется принимать на 20...30% ниже, чем у тихоходной пары, но не менее 0,2.

При определении геометрических параметров быстроходной пары следует учитывать следующие рекомендации.

5.1. Определяем коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния быстроходной ступени

$$\Psi_{ba} = \frac{K_a^3 \cdot (U \pm 1)^3 P_1 K_{H\beta}}{a^3 n_1 U} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2 \geq 0,2 ,$$

где $K_a = 50 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубой передачи;

$K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубой передачи;

u - передаточное число быстроходной ступени;

P_1 - номинальная передаваемая мощность на валу шестерни быстроходной ступени;

$K_{H\beta}$ коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость для быстроходной ступени, который предварительно принимаем равным $K_{H\beta}$ тихоходной ступени, при проверочном расчете;

В дальнейшем при проверочном расчете значения $K_{H\beta}$ уточняется .

n_1 – частота вращения шестерни быстроходной ступени, мин^{-1} ;

$[\sigma_H]$ - допускаемое напряжение колес быстроходной ступени (см. разделы 1 и 2).

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

Находим коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\Psi_{bd} = 0,5 \Psi_{ba} (U \pm 1).$$

5.2. Если обе ступени редуктора прямозубые, то для быстроходной ступени принимаем модуль m равный модулю тихоходной ступени.

Число зубьев шестерни быстроходной ступени.

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U \pm 1}.$$

Округляем до целого числа Z_1

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

Здесь Z_Σ - суммарное число зубьев колес тихоходной ступени.

$$Z_\Sigma = Z_{2T} \pm Z_{1T}$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления тихоходной ступени.

u - передаточное число быстроходной ступени. Необходимо, чтобы

$$Z_1 \geq Z_{\min} ; Z_{\min} = 17.$$

Число зубьев колеса быстроходной ступени:

$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$ – для колеса с внешними зубьями;

$Z_2 = Z_\Sigma + Z_1$ – для колеса с внутренними зубьями.

Определение остальных параметров быстроходной ступени. (см. раздел 3).

5.3. Если быстроходная ступень косозубая, то для нее принимаем нормальный модуль m_n равный модулю (нормальному модулю) тихоходной ступени.

Определяем ширину колеса быстроходной ступени (мм)

$$b = \Psi_{ba} \cdot a.$$

Значение “ b ” округляем до целого числа (ширину шестерни рекомендуется принимать на 2...5 мм ширины колеса)

Определяем минимальный угол наклона зубьев колес быстроходной ступени

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{\pi m_n}{b}.$$

При $\beta_{\min} < 8^\circ$ принимаем $\beta_{\min} = 8^\circ$

Суммарное число зубьев колес быстроходной ступени

$$Z_{\Sigma} = Z_2 \pm Z_1 = \frac{2a}{m_n} \cos \beta_{\min}.$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

Полученное значение Z_{Σ} округляем в меньшую сторону до целого числа Z_{Σ} и определяем действительное значение угла (с точностью до секунд)

$$\beta = \arccos \frac{Z_2 m_n}{2a}.$$

Значение косинуса вычисляем с точностью до пяти знаков после запятой.

Определяем число зубьев шестерни быстроходной ступени

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U \pm 1} \geq Z_{\min}.$$

Округляем до целого числа

$$Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta.$$

Число зубьев колеса

$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1$ – для колеса с внешними зубьями;

$Z_2 = Z_{\Sigma} + Z_1$ – для колеса с внутренними зубьями.

Уточняем

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Определение остальных параметров быстроходной ступени см. Раздел 4.

5.4. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий в быстроходной косозубой передаче следует определять по формуле

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha} K_{\varepsilon}}},$$

где $K_{\varepsilon} = 0,95$ – коэффициент, учитывающий периодическое изменение длины контактных линий;

ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия – см. пункт 4.17.

Определение остальных параметров передачи. – (см. раздел 4).

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

6.1. При расчете на контактную выносливость

$$K_{\text{Hv}} = 1 + \frac{\omega_{\text{Hv}}}{\omega_{\text{Hr}}},$$

где ω_{Hv} – удельная окружная динамическая сила, (Н/мм)

$$\omega_{\text{Hv}} = 9,8q_0 \delta_{\text{H}} V \sqrt{\frac{a}{U}}.$$

Здесь q_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении шестерни и колеса (см. табл. 6.1).

δ_H - коэффициент, учитывающий проявление погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (см. табл. 6.2).

V – окружная скорость, м/с;

a – межосевое расстояние, мм;

U – передаточное число рассчитываемой передачи.

Если значение ω_{HV} превышает величину $\omega_{t \max}$ (табл. 6.3), то принимают $\omega_{HV} = \omega_{t \max}$;

ω_{HtP} – удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, н/мм;

$$\omega_{HtP} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta},$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, н;

b – ширина колеса, мм;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость.

6.2. При расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{FtP}},$$

где ω_{FV} – удельная окружная динамическая сила, (Н/мм)

$$\omega_{FV} = 9,8q_0\delta_F V \sqrt{\frac{a}{U}}.$$

Здесь δ_F – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (см. табл. 6.4).

Остальные величины см. п. 6.1.

Таблица 6.1

Значение коэффициента q_0

Модуль m мм	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
До 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
Св. 3,55 до 10	4,2	5,3	6,1	8,2
Св. 10	4,8	6,4	7,3	10

Таблица 6.2

Значение коэффициента δ_H при расчете контактной прочности

Твердость поверхности зубьев	Вид зубьев	δ_H
≤ 350 НВ хотя бы для одного из зубчатых колес пары	Прямые без модификации	0,006
	Прямые с модификацией	0,004
	Косые	0,002
> 350 НВ	Прямые без модификации	0,014
	Прямые с модификацией	0,010
	Косые	0,004

Таблица 6.3

Значения $\omega_{t \max}$

Степень точности по номерам плавности	6	7	8	9
$\omega_{t \max}$ Н/мм	181	324	515	809

Таблица 6.4

Значение коэффициента δ_F при расчете изгибной прочности

Вид передачи	δ_F
Косозубые, шевронные	0,006
Прямозубые с модификацией	0,011
Прямозубые без модификации	0,016

Если значения ω_{FV} превышает величину $\omega_{t \max}$ (табл. 6.3), то принимают $\omega_{FV} = \omega_{t \max}$;

ω_{FtP} – удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, Н/мм,

$$\omega_{FtP} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta}.$$

Здесь $K_{F\beta}$ - коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба.

Остальные величины см. п. 6.1.

7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

Этот расчет производится с целью предотвращения пластической деформации или излома зубьев при кратковременных перегрузках передачи. Зубья проверяются по изгибным σ_{Fmax} и по контактными σ_{Hmax} напряжениям

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{P_{qb}}{P} \left(\frac{T_{max}}{T_{ном}} \right) \leq [\sigma_F]_{max} \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{P_{qb}}{P} \left(\frac{T_{max}}{T_{ном}} \right)} \leq [\sigma_H]_{max} \text{ МПа},$$

где P – потребная мощность двигателя, кВт;

σ_F, σ_H – напряжения, найденные ранее при расчете зубьев передачи на выносливость (по потребной мощности двигателя), МПа;

P_{qb} – номинальная мощность выбранного двигателя, кВт;

$T_{max}/T_{ном}$ - кратность максимального момента выбранного двигателя (по каталогам на электродвигатели);

$[\sigma_F]_{max}, [\sigma_H]_{max}$ – допускаемые напряжения при перегрузках, МПа;

$[\sigma_F]_{max} = 0,8\sigma_T$ при твердости ≤ 350 НВ;

$[\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_B$ при твердости > 350 НВ;
 $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев.
 $[\sigma_H]_{\max} = 40$ HRC₃ при цементации зубьев и закалке ТВЧ.
Здесь σ_T – предел текучести материала;
 σ_B – предел прочности материала, см. табл. 1.1.

8. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Открытые передачи выполняют только прямозубыми и применяют при окружной скорости до 2 м/с. Степень точности их изготовления обычно девятая.

Особенности расчета в сравнении с закрытыми передачами:

8.1. При определении допускаемых напряжений (раздел 2) принимают коэффициент долговечности

$$K_{HL} = K_{FL} = 1.$$

8.2. При любой твердости рабочих поверхностей зубьев открытые передачи считаются прирабатывающимися. Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.$$

8.3. Перед определением модуля задаются числом зубьев шестерни Z_1 . Обычно принимают

$$Z_1 = 17 \dots 22.$$

8.4. Для цилиндрической передачи модуль определяют по формуле (мм)

$$m = \frac{2a}{Z_1(U \pm 1)},$$

где a – межосевое расстояние, найденное из условия контактной выносливости зубьев, см. п. 3.4;

U – передаточное число открытой пары.

Знак “-” для внутреннего зацепления.

Величина модуля округляется до стандартного значения по табл. 3.2.

9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Спроектировать закрытую цилиндрическую прямозубую передачу при следующих исходных данных:

$P_1 = 11,79$ кВт – номинальная передаваемая мощность на валу шестерни;

$n_1 = 327,3$ мин⁻¹ – частота вращения шестерни;

$U = 3,64$ – передаточное число рассчитываемой пары;

$T = 10$ лет – ресурс работы передачи;

$K_{сут} = 0,8$ – коэффициент суточной нагрузки передачи;

$K_{год} = 0,9$ – коэффициент годовой нагрузки передачи;

нагрузка передачи постоянная, с малыми толчками; передача неревверсивная; пусковая перегрузка не превышает 2,5 раза от номинальной нагрузки.

9.1. Выбираем материал зубчатых колес, термообработку; определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса.

Желательно получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость передачи; выбираем для изготовления колес сравнительно недорогие стали: для шестерни сталь – 40Х; для колеса – сталь 45. По таблице 1.1 назначаем термообработку:

для шестерни – улучшение 230 – 260 НВ, $\sigma_B = 850$ МПа,

$$\sigma_T = 550 \text{ МПа}, \quad \sigma_{H \text{ lim } b} = 560 \text{ МПа}, \quad \sigma_{F \text{ lim } b} = 440 \text{ МПа},$$

$$N_{HO} = 12 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Для колеса – нормализация 170 – 217 НВ, $\sigma_B = 600$ МПа,

$$\sigma_T = 340 \text{ МПа}, \quad \sigma_{H \text{ lim } b} = 450 \text{ МПа}, \quad \sigma_{F \text{ lim } b} = 350 \text{ МПа},$$

$$N_{HO} = 10^7 \text{ циклов.}$$

При таком выборе материалов и термообработки будет обеспечена приработка зубьев (см. раздел 1).

Допускаемые контактные напряжения. По табл. 1.1 определяем базовый предел контактной выносливости зубьев $\sigma_{H \text{ lim } b}$: для шестерни $\sigma_{H \text{ lim } b1} = 560$ МПа, для колеса $\sigma_{H \text{ lim } b2} = 450$ МПа. По рекомендациям (раздел 2) коэффициент безопасности $S_H = 1,1$ для шестерни и для колеса.

Определяем расчетное число циклов перемены напряжений (см. раздел 2) для колеса:

$$N = 60 \text{ ntc},$$

где $n = n_2 = \frac{n_1}{U} = \frac{327,3}{3,64} = 89,92 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения колеса;

$t = 10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 63072$ час – полный срок службы передачи;

$s = 1$ – число зацеплений зуба за один оборот колеса.

Тогда

$$N = 60 \cdot 89,92 \cdot 63072 \cdot 1 = 3,4 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N > N_{HO} = 10^7 \text{ циклов.}$$

Очевидно, что для шестерни также будет $N > N_{HO}$, т.к. она вращается с большей частотой вращения. Следовательно, проектируемая передача является длительно работающей, что учитывается при определении допускаемых напряжений: коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} K_{HL}.$$

$$\text{Для шестерни} \quad [\sigma_H]_1 = \frac{560}{1,1} \cdot 1 = 509 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса} \quad [\sigma_H]_2 = \frac{450}{1,1} \cdot 1 = 409 \text{ МПа.}$$

При небольшой разности твердости зубьев колеса и шестерни за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых контактных напряжений, т.е. $[\sigma_H]_2 = 409$ МПа.

Допускаемые напряжения изгиба. По табл. 1.1 определяем базовый предел выносливости по излому от напряжений изгиба $\sigma_{F \text{ lim } b}$ для шестерни $\sigma_{F \text{ lim } b1} = 440$ МПа; для колеса $\sigma_{F \text{ lim } b2} = 350$ МПа.

В нашем случае, когда передача длительно работающая, коэффициент долговечности для шестерни и колеса одинаков $K_{FL} = 1$. Передача неревверсивная, поэтому $K_{FC} = 1$. По рекомендации (раздел 2) коэффициент безопасности для шестерни и колеса $S_F = 1,75$.

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{S_F} K_{HF} K_{FL}.$$

Для шестерни $[\sigma_F]_1 = \frac{440}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 251,5$ МПа.

Для колеса $[\sigma_F]_2 = \frac{350}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 200$ МПа.

Допускаемые напряжения при кратковременной перегрузке (см. раздел 7).

Допускаемые контактные напряжения при перегрузках для колеса при нормализации

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \delta_T,$$

где σ_T – предел текучести (табл. 1.1)

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot 340 = 925 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба при $HV \leq 350$ при кратковременных перегрузках

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \delta_T.$$

Для шестерни $[\sigma_F]_{\max 1} = 0,8 \cdot 550 = 440$ МПа.

Для колеса $[\sigma_F]_{\max 2} = 0,8 \cdot 340 = 272$ МПа.

9.2. Выбираем коэффициент, ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния Ψ_{ba} по табл. (см. табл. 3.1)

$$\Psi_{ba} = 0,4.$$

Определяем коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\Psi_{bd} = 0,5 \Psi_{ba} (U \pm 1) = 0,5 \cdot 0,4 (3,64 + 1) = 0,928.$$

9.3. Определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную выносливость по рис. 3.1

$$K_{H\beta} = 1,085.$$

9.4. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев по формуле (мм)

$$a = K_a (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{HV}}{n_1 U \Psi_{ba}} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2},$$

где принимаем знак “+” для наружного зацепления;

$K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$ - для стальных колес;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем $K_{HV} = 1,1$ (мм)

$$a = 50(3,64 + 1) \sqrt[3]{\frac{11,79 \cdot 1,085 \cdot 1,1 \left(\frac{3090}{409}\right)^2}{327,3 \cdot 3,64 \cdot 0,4}} = 276,1 .$$

9.5. Определяем ширину колеса и шестерни (мм)

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 276,1 = 110,44.$$

Принимаем $b_2 = 110$ мм.

Ширина шестерни $b_1 = b_2 + (2...5)$ мм;
 $b_1 = 110 + 5 = 115$ мм.

9.6. Определяем модуль зацепления

$$m = (0,01...0,02) a \text{ мм};$$

$$m = (0,01...0,02) \cdot 276,1 = 2,761...5,522 \text{ мм}.$$

Величина модуля округляется до стандартного значения (см. табл. 3.2) (мм)

$$m = 4.$$

9.7. Находим число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2a}{m(U \pm 1)} = \frac{2 \cdot 276,1}{4(3,64 + 1)} = 29,75 .$$

Принимаем $Z_1 = 30$; $Z_1 > Z_{\min} = 17$.

9.8. Определяем число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 30 \cdot 3,64 = 109,2 \approx 109.$$

9.9. Уточняем число передаточное передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{109}{30} = 3,633 .$$

9.10. Находим делительный диаметр колес

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 4 \cdot 30 = 120 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 4 \cdot 109 = 436 \text{ мм}.$$

9.11. Уточняем межосевое расстояние передачи

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{120 + 436}{2} = 278 \text{ мм}.$$

9.12. Находим окружную скорость (м/с)

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 120 \cdot 327,3}{60 \cdot 1000} = 2,056 .$$

9.13. Выбираем степень точности передачи (см. табл. 3.3) Степень точности 8.

9.14. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 11,79}{2,056} = 5734,43 .$$

9.15. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость K_{HV} (см. раздел 6)

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{HP}},$$

где ω_{HV} – удельная окружная динамическая сила (Н/мм)

$$\omega_{HV} = 9,8q_0\delta_H V \sqrt{\frac{a}{U}}.$$

Здесь q_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении шестерни и колеса (см. табл. 6.1),

$$q_0 = 6,1;$$

δ_H - коэффициент, учитывающий проявление погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (см. табл. 6.2),

$$\delta_H = 0,006;$$

V – окружная скорость, м/с;

a – межосевое расстояние, мм;

U – передаточное число,

$$\omega_{HV} = 9,8 \cdot 6,1 \cdot 0,006 \cdot 2,056 \sqrt{\frac{278}{3,633}} = 6,44 \text{ Н/мм} < \omega_{t_{max}}.$$

Определяем ω_{HTP} – удельную расчетную окружную силу (Н/мм)

$$\omega_{HTP} = \frac{F_1}{b} K_{H\beta} = \frac{5734,34}{110} \cdot 1,085 = 56,56.$$

Тогда

$$K_{HV} = 1 + \frac{6,44}{56,56} = 1,1138.$$

9.16. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость по формуле (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(U \pm 1)}{U}} \leq [\sigma_H].$$

Здесь $Z_H = 1,77$ - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ (для стальных зубчатых колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon = 1$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

ω_{Ht} - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость

$$\omega = \frac{F_1}{b} K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{5734,34}{110} \cdot 1,085 \cdot 1,1138 = 63;$$

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 1 \sqrt{\frac{63}{120} \cdot \frac{(3,633 + 1)}{3,633}} = 398,12 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 409.$$

9.17. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\beta}$ по рис. 3.2

$$K_{F\beta} = 1,2.$$

9.18. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба K_{FV} (см. раздел 3.2)

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{FtP}},$$

где ω_{FV} – удельная окружная динамическая сила (Н/мм)

$$\omega_{FV} = 9,8q_0\delta_F V \sqrt{\frac{a}{U}},$$

δ_F - коэффициент, учитывающий влияние погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (см. табл. 6.4)

$$\delta_F = 0,016.$$

Тогда

$$\omega_{FV} = 9,8 \cdot 6,1 \cdot 0,016 \cdot 2,056 \frac{278}{3,633} = 17,2 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{t \max} = 515 \text{ Н/мм} > \omega_{FV},$$

ω_{FtP} – удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации;

$$\omega_{FtP} = \frac{F_1}{b} K_{F\beta} = \frac{5734,43}{110} \cdot 1,2 = 62,56 \text{ Н/мм}.$$

Тогда

$$K_{FV} = 1 + \frac{17,2}{62,56} = 1,275.$$

9.19. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба по формуле

$$\sigma_F = \frac{Y_F \omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба (табл. 3.4);

для шестерни $Y_{F1} = 3,85$;

для колеса $Y_{F2} = 3,75$;

для шестерни и колеса определяем значения $[\sigma_F]/Y_F$

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{251,4}{3,85} = 65,3; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{200}{3,75} = 53,3.$$

В формулу для определения σ_F подставляем $[\sigma_F]_2$ и Y_{F2} т.к. у колеса отношение $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$ меньше

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_1}{b} K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{5734,34 \cdot 1,2 \cdot 1,275}{100} = 79,76 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_F = \frac{3,75 \cdot 79,76}{4} = 74,775 \text{ МПа}; \quad \sigma_F < [\sigma_F]_2 = 200 \text{ МПа}.$$

9.20. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках.

По изгибным напряжениям:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{Nq\beta}{N} \left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max};$$

$$\sigma_{F \max} = 74,775 \cdot 2,5 = 186,94 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma_F]_{\max} = 272 \text{ МПа.}$$

По контактными напряжениям

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \frac{Pqb}{P} \sqrt{\left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}\right)} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F \max} = 398,12 \sqrt{1 \cdot 2,5} = 629,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{H \max} < [\sigma_H]_{\max} = 952 \text{ МПа.}$$

10. ЗАКРЫТАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

Рассматривается расчет конических колес, оси которых пересекаются под прямым углом. Смещение исходного контура отсутствует.

Исходные данные:

P_1 – номинальная передаваемая мощность, кВт;

n_1 – частота вращения шестерни рассчитываемой пары, мин⁻¹;

U – передаточное число рассчитываемой пары.

10.1. Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса $[\sigma_H]$ МПа, $[\sigma_F]$ МПа (см. разделы 1 и 2).

10.2. Определяем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg U; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

10.3. Выбираем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра

$$\Psi_{bd} = \frac{1}{\sin \delta_1} (0,14 \dots 0,18) \leq 0,6.$$

Большие значения – при $U \leq 3$.

При проектном расчете рекомендуется принимать

$$\Psi_{bd} = \frac{0,166}{\sin \delta_1} \leq 0,6.$$

10.4. Определяем коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость $K_{H\beta}$: см. рис. 3.1 – по кривой 1, если валы установлены на шарикоподшипниках и по кривой 2, если валы установлены на роликоподшипниках. Радиально – упорные роликоподшипники в сравнении с радиально – упорными шарикоподшипниками имеют большую нагрузочную способность и обеспечивают большую жесткость опор.

10.5. Определяем средний делительный диаметр шестерни (мм)

$$d_{m1} = K_d^3 \sqrt{\frac{P_1 K_{H\beta} \cdot K_{HV} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 n_1 U \Psi_{bd}}} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2,$$

где для стальных колес $K_d = 78 \text{ МПа}$;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем $K_{HV} = 1,1$.

10.6. Находим ширину зубчатого венца и округляем до целого числа (мм)

$$b = d_{m1} \Psi_{bd} .$$

10.7. Определяем внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1 .$$

Внешнее конусное расстояние $R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}$

Рекомендуется соблюдать условие: $b/R_e \leq 0,25 \dots 0,3$.

10.8. Определяем внешний окружной модуль и числа зубьев (мм)

$$m_e \geq \frac{b}{10} .$$

Округляем до стандартного значения. Принимать m_e для силовых передач менее 1,5 мм нежелательно

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e} ; Z_2 = Z_1 U .$$

10.9. Уточняем передаточное число (с точностью до 0,0001)

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} .$$

В дальнейших расчетах используем только это, уточненное, значение передаточного числа.

10.10. Уточняем углы делительных конусов (с точностью не ниже 10'')

$$\delta_2 = \arctg U ; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 .$$

В соответствии со стандартным значением модуля определяем внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} .$$

Этот геометрический параметр следует вычислять с точностью до сотых долей миллиметра.

Уточняем $d_{e1} = m_e Z_1 ; d_{e2} = m_e Z_2$.

10.11. Определяем средний окружной модуль (мм)

$$m_m = m_e \frac{R_e - 0,5b}{R_e} .$$

10.12. Определяем средний делительный диаметр шестерни и колеса (мм)

$$d_{m1} = m_m Z_1 ; d_{m2} = m_m Z_2 .$$

10.13. Находим окружную скорость (м/с)

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} .$$

Прямозубые конические передачи рекомендуется применять при $V \leq 3 \dots 4$ м/с. При больших скоростях для уменьшения динамических нагрузок следует переходить на передачи с круговыми зубьями (см. раздел 11).

10.14. Выбираем степень точности передачи по табл. 3.3.

10.15. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000 P_1}{V} .$$

10.16. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость K_{HV} (см. раздел 6.1).

При расчете коэффициента динамической нагрузки K_{HV} для конической передачи условно принимаем (мм)

$$a = 0,5 (d_{m1} + d_{m2}),$$

где d_{m1} ; d_{m2} – средние делительные диаметры шестерни и колеса в мм.

10.17. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 d_{ml} U}} \leq [\sigma_H].$$

Здесь $Z_H = 1,77$ - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275$ МПа (для стальных колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon = 1$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

ω_{Ht} - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость (Н/мм)

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить конусное расстояние.

10.18. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\beta}$ см. рис. 3.2 (по кривой 1 при применении шарикоподшипников и по кривой 2 при применении роликоподшипников).

10.19. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба K_{FV} (см. раздел. 6.2).

10.20. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба (МПа)

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{0,85 m_m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F - коэффициент формы зуба, выбирается в соответствии с приведенным числом зубьев по табл. 3.4

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} ; Z_2 = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}.$$

В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величины Y_F и $[\sigma_F]$ того зубчатого колеса пары, для которого меньше $Y_F / [\sigma_F]$.

ω_{Ft} - удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} \cdot K_{FV}.$$

Может оказаться, что σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, и это не является противоречивым и недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью.

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно принимать более прочный материал, либо увеличить внешнее конусное расстояние R_e .

10.21. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках – (см. раздел 7).

11. ЗАКРЫТАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С КРУГОВЫМИ НОРМАЛЬНО Понижающимися зубьями

Рассматривается расчет конических колес, оси которых пересекаются под прямым углом.

Смещение исходного контура отсутствует.

Исходные данные:

Рекомендуется принимать средний (номинальный) угол наклона зубьев $\beta_m = 35^\circ$.

P_1 – номинальная передаваемая мощность, кВт;

n_1 – частота вращения шестерни рассчитываемой пары, мин⁻¹;

U – передаточное число рассчитываемой пары.

11.1. Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса $[\sigma_H]$ МПа, $[\sigma_F]$ МПа (см. разделы 1 и 2).

11.2. Определяем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctan U ; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

11.3. Выбираем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра

$$\Psi_{bd} = \frac{1}{\sin \delta_1} (0,14 \dots 0,18) \leq 0,6 .$$

Большие значения - при $U \leq 3$.

При проектном расчете рекомендуется принимать

$$\Psi_{bd} = \frac{0,166}{\sin \delta_1} \leq 0,6 .$$

11.4. Определяем коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость $K_{H\beta}$: см. рис. 3.1 - по кривой 1, если валы установлены на шарикоподшипниках, и по кривой 2, если валы установлены на роликоподшипниках. Радиально - упорные роликоподшипники в сравнении с радиально - упорными шарикоподшипниками имеют большую нагрузочную способность и обеспечивают большую жесткость опор.

11.5. Определяем средний делительный диаметр шестерни (мм)

$$d_{m1} = Kd^3 \sqrt{\frac{P_1 K_{H\beta} \cdot K_{HV} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 n_1 U \Psi_{bd}}} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2 ,$$

где для стальных колес $Kd = 68 \text{ МПа}^{1/3}$;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем $K_{HV} = 1,1$.

11.6. Находим ширину зубчатого венца (мм)

$$b = d_{m1} \Psi_{bd}$$

(округляем до целого числа).

11.7. Определяем внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1.$$

Внешнее конусное расстояние $R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}$.

Необходимо соблюдать условие: $b/R_e \leq 0,25 \dots 0,3$.

11.8. Определяем внешний окружной модуль и числа зубьев (мм)

$$m_{te} \geq \frac{b}{10}.$$

Округляем до стандартного значения. Принимать m_{te} для силовых передач менее 1,5 мм нежелательно

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}; \quad Z_2 = Z_1 U; \quad Z_1 \geq Z_{\min} = 17.$$

Округляем до целых чисел.

11.9. Уточняем передаточное число (с точностью не ниже 0,0001)

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

В дальнейших расчетах используем только это, уточненное, значение передаточного числа.

11.10. Уточняем углы делительных конусов (с точностью не ниже $10''$)

$$\delta_2 = \arctg U; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Определяем внешнее конусное расстояние (мм)

$$R_e = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}.$$

Этот геометрический параметр следует вычислять с точностью до сотых долей миллиметра.

11.11. Определяем средний нормальный модуль (мм)

$$m_{nm} = \frac{R_e - 0,5b}{R_e} m_{te} \cos \beta_m.$$

11.12. Определяем средний делительный диаметр шестерни и колеса (мм)

$$d_{m1} = \frac{m_{nm} Z_1}{\cos \beta_m}; \quad d_{m2} = \frac{m_{nm} Z_2}{\cos \beta_m}.$$

11.13. Находим окружную скорость (м/с)

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000}.$$

11.14. Выбираем степень точности передачи по табл. 3.3.

11.15. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V}.$$

11.16. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость K_{HV} (см. раздел 6.1).

11.17. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85d_{ml} U}} \leq [\sigma_H].$$

Здесь $Z_H = 1,77 \cos\beta_m$ - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ (для стальных колес) - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}}$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$K_\varepsilon = 0,95$ - коэффициент, учитывающий периодическое изменение длины контактных линий;

ε_α - коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos\beta_m;$$

ω_{Ht} - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость (Н/мм)

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить конусное расстояние.

11.18. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\beta}$ - см. рис. 3.2 (по кривой 1 и при применении шарикоподшипников и по кривой 2 при применении роликоподшипников).

11.19. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба K_{FV} (см. раздел. 6.2).

11.20. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба (МПа)

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{0,85m_{nm}} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F - коэффициент формы зуба, выбирается в соответствии с приведенным числом зубьев по табл. 3.4

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_m}; \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta_m}.$$

В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величины Y_F и $[\sigma_F]$ того зубчатого колеса пары, для которого меньше $Y_F / [\sigma_F]$.

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha},$$

$K_\varepsilon = 0,95$ - коэффициент, учитывающий периодическое изменение суммарной длины контактных линий;

ε_α - коэффициент торцового перекрытия, см. пункт 2.17;

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зубьев

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0_m}{140};$$

ω_{Ft} - удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} \cdot K_{FV}.$$

Может оказаться, что σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, и это не является противоречивым и недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью.

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно принимать более прочный материал, либо увеличить внешнее конусное расстояние R_e .

11.21. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках (см. раздел 7).

12. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Открытые передачи выполняют только прямозубыми и применяют при окружной скорости до 2 м/с. Степень точности их изготовления обычно девятая.

Особенности расчета в сравнении с закрытыми передачами:

12.1. При определении допускаемых напряжений (раздел 2) принимают коэффициент долговечности

$$K_{HL} = K_{FL} = 1.$$

12.2. При любой твердости рабочих поверхностей зубьев открытие передачи считаются прирабатывающимися.

Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.$$

12.3. Перед определением модуля задаются числом зубьев шестерни Z_1 . Обычно принимают

$$Z_1 = 17 \dots 22.$$

12.4. Внешний окружной модуль конической передачи определяют по формуле (мм)

$$m_e = \frac{d_{e1}}{Z_1},$$

где d_{e1} – внешний делительный диаметр шестерни.
Значение модуля округляется до стандартного.

Дальнейший расчет см. раздел 10.

13. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Спроектировать закрытую цилиндрическую прямозубую передачу при следующих исходных данных:

$P_1 = 4,5$ кВт – номинальная передаваемая мощность на валу шестерни;

$n_1 = 320$ мин⁻¹ – частота вращения шестерни;

$U = 3,2$ – передаточное число рассчитываемой пары;

$T = 10$ лет – ресурс работы передачи;

$K_{сут} = 0,8$ – коэффициент суточной загрузки передачи;

$K_{год} = 0,9$ – коэффициент годовой загрузки передачи;

Нагрузка передачи постоянная, с малыми толчками; передача нереверсивная; пусковая перегрузка не превышает 2,5 раза от номинальной нагрузки.

13.1. Выбираем материал зубчатых колес, термообработку; определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса.

Желательно получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость передачи; выбираем для изготовления колес сравнительно недорогие стали: для шестерни сталь – 40Х; для колеса – сталь 45.

По таблице 1.1 назначаем термообработку:

для шестерни – улучшение 230 – 260 НВ, $\sigma_B = 850$ МПа,

$\sigma_T = 550$ МПа, $\sigma_{H \text{ lim } b} = 560$ МПа, $\sigma_{F \text{ lim } b} = 440$ МПа,

$N_{НО} = 12 \cdot 10^6$ циклов.

Для колеса – нормализация 170 – 217 НВ, $\sigma_B = 600$ МПа,

$\sigma_T = 340$ МПа, $\sigma_{H \text{ lim } b} = 450$ МПа, $\sigma_{F \text{ lim } b} = 350$ МПа,

$N_{НО} = 10^7$ циклов.

При таком выборе материалов и термообработки будет обеспечена приработка зубьев.

Допускаемые контактные напряжения. Вначале определяем базовый предел контактной выносливости зубьев $\sigma_{H \text{ lim } b}$: для шестерни

$\sigma_{H \text{ lim } b} = 560$ МПа, для колеса $\sigma_{H \text{ lim } b} = 450$ МПа. По рекомендациям (Раздел 2) коэффициент безопасности $S_H = 1,1$ для шестерни и для колеса.

Определяем расчетное число циклов перемены напряжений для колеса:

$$N = 60 \text{ ntc},$$

где $n = n_2 = \frac{n_1}{U} = \frac{320}{3,2} = 100$ мин⁻¹ – частота вращения колеса; $n = 100$ мин⁻¹

$t = 10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 63072$ час – полный срок службы передачи;

$C = 1$ – число зацеплений зуба за один оборот колеса.

Тогда

$$N = 60 \cdot 100 \cdot 63072 \cdot 1 = 3,78 \cdot 10^8 \text{ циклов}$$

$$N > N_{HO} = 10^7 \text{ циклов.}$$

Очевидно, что для шестерни также будет $K_{HL} = 1$, т.к. она вращается с большей частотой вращения. Следовательно, проектируемая передача является длительно работающей, что учитывается при определении допускаемых напряжений: коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{HL}.$$

Для шестерни (МПа)

$$[\sigma_H]_1 = \frac{560}{1,1} \cdot 1 = 509.$$

Для колеса (МПа)

$$[\sigma_H]_2 = \frac{450}{1,1} \cdot 1 = 409.$$

При небольшой разности твердости зубьев колеса и шестерни за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых контактных напряжений, т.е. $[\sigma_H]_2 = 409$ МПа.

Допускаемые напряжения изгиба. Базовый предел выносливости по излому от напряжений изгиба $\sigma_{F \lim b}$ для шестерни $\sigma_{F \lim b1} = 440$ МПа; для колеса $\sigma_{F \lim b2} = 350$ МПа. В случае длительно работающей передачи, коэффициент долговечности для шестерни и колеса одинаков $K_{FL} = 1$. Передача неревверсивная, поэтому $K_{FC} = 1$. По рекомендации (раздел 2) коэффициент безопасности для шестерни и колеса $S_F = 1,75$.

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

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

$$\text{Для шестерни} \quad [\sigma_F]_1 = \frac{440}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 251,4 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса} \quad [\sigma_F]_2 = \frac{350}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 200 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения при кратковременной перегрузке (см. раздел 7).

Допускаемые контактные напряжения при перегрузках для колеса при нормализации

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T,$$

где σ_T – предел текучести материала;

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot 340 = 952 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба при $HV \leq 350$ при кратковременных перегрузках

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \sigma_T,$$

$$\text{Для шестерни} \quad [\sigma_F]_{\max 1} = 0,8 \cdot 550 = 440 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса} \quad [\sigma_F]_{\max 2} = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ МПа.}$$

13.2. Определяем углы делительных конусов.

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3,2 = 72^{\circ} 38' 50'';$$

$$\delta_1 = 90^{\circ} - \delta_2 = 90^{\circ} - 72^{\circ} 38' 50'' = 17^{\circ} 21' 10''.$$

13.3. Выбираем коэффициент, ширины шестерни относительно среднего диаметра

$$\Psi_{bd} = \frac{0,166}{\sin \delta_1} \leq 0,6 ;$$

$$\Psi_{bd} = \frac{0,166}{\sin 17^{\circ} 21' 10''} < 0,6 .$$

$$\Psi_{bd} = 0,556$$

13.4. Определяем коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость $K_{H\beta}$ (рис. 3.1). Предполагаем, что валы установлены на радиально – упорных роликоподшипниках, тогда по кривой 2 (рис. 3.1)

$$K_{H\beta} = 1,17.$$

13.5. Определяем средний делительный диаметр по формуле (мм)

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{U^2 + 1} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2}{0,85 n_1 U \Psi_{bd}}}$$

где $K_d = 78 \text{ МПа}^{1/3}$ - для стальных колес;

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость.

Предварительно принимаем $K_{HV} = 1,1$

$$d_{m1} = 78 \sqrt[3]{\frac{4,5 \cdot 1,17 \cdot 1,1 \sqrt{3,2^2 + 1} \left(\frac{3090}{409} \right)^2}{0,85 \cdot 0,556 \cdot 320 \cdot 3,2}} = 102,81 \text{ мм}.$$

13.6. Определяем ширину зубчатого венца

$$b = d_{m1} \cdot \Psi_{bd} = 102,81 \cdot 0,556 = 57,16 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 57 \text{ мм}$.

13.7. Определяем внешний делительный диаметр шестерни и внешнее конусное расстояние (мм)

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1 = 102,81 + 57 \cdot \sin 17^{\circ} 21' 10'' = 119,812 .$$

Внешнее конусное расстояние (мм)

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{119,812}{2 \cdot \sin 17^{\circ} 21' 10''} = 200,825$$

при этом $\frac{b}{R_e} = \frac{57}{200,825} = 0,28 < 0,3$.

13.8. Определяем внешний окружной модуль и числа зубьев.

Внешний окружной модуль равен

$$m_e \geq \frac{b}{10} = \frac{57}{10} = 5,7 \text{ мм} .$$

Округляем модуль до стандартного значения:

$$m_e = 6 \text{ мм}.$$

Число зубьев

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e} = \frac{119,812}{6} = 19,97 ;$$

$$Z_1 = 20; \quad Z_1 > Z_1 \min = 17;$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 20 \cdot 3,2 = 64.$$

13.9. Уточняем передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{64}{20} = 3,2.$$

13.10. Уточняем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arcsin U = \arcsin 3,2 = 72,646^\circ;$$

$$\delta_2 = 72^\circ 38' 46'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72^\circ 38' 46'' = 17^\circ 21' 14''.$$

В соответствии со стандартным значением модуля определяем внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \frac{6}{2} \sqrt{20^2 + 64^2} = 201,16 \text{ мм}.$$

Уточняем внешние делительные диаметры:

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 6 \cdot 64 = 384 \text{ мм}.$$

13.11. Определяем средний окружной модуль

$$m_m = m_e \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = 6 \frac{201,16 - 5 \cdot 57}{201,16} = 5,15 \text{ мм}.$$

13.12. Определяем средний делительный диаметр шестерни и колеса

$$d_{m1} = m_m \cdot Z_1 = 5,15 \cdot 20 = 103 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_m \cdot Z_2 = 5,15 \cdot 64 = 329,6 \text{ мм}.$$

13.13. Находим окружную скорость

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 103 \cdot 320}{60 \cdot 1000} = 1,73 \text{ м/с}.$$

13.14. Выбираем степень точности передачи (см. табл. 3.3.). Степень точности 9.

13.15. Определяем окружную силу в зацеплении

$$F_t = \frac{1000P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 4,5}{1,73} = 2601 \text{ Н}.$$

13.16. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость K_{HV}

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{HHP}},$$

где ω_{HV} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм

$$\omega_{HV} = 9,8q_0 \delta_H V \sqrt{\frac{a}{U}}.$$

Здесь q_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении шестерни и колеса см. табл. 6.1.

$$q_0 = 8,2;$$

$$\delta_H = 0,006;$$

V – окружная скорость, м/с;

a – межосевое расстояние; для конической передачи условно принимаем

$$a = 0,5(d_{m1} + d_{m2}) = 0,5(103 + 329,6) = 216,3 \text{ мм}$$

U – передаточное число.

Тогда

$$\omega_{HV} = 9,8 \cdot 8,2 \cdot 0,006 \cdot 1,73 \sqrt{\frac{216,3}{3,2}} = 6,86 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{t \max} = 809 \text{ н/мм (см. табл. 6.3)} \quad \omega_{HV} < \omega_{t \max}.$$

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации равна

$$\omega_{HtP} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta},$$

где F_t – окружная сила в зацеплении;

b – ширина колеса;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость

$$\omega_{HtP} = \frac{2601}{57} 1,17 = 53,39 \text{ Н/мм.}$$

Тогда

$$K_{HV} = 1 + \frac{6,86}{53,39} = 1,128.$$

13.17. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость по формуле:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 d_{ml} U}} \leq [\sigma_H].$$

Здесь $Z_H = 1,77$ - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ (для стальных колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес;

$Z_\epsilon = 1$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

ω_{Ht} - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2601}{57} \cdot 1,17 \cdot 1,128 = 60,2 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{60,2 \sqrt{3,2^2 + 1}}{0,85 \cdot 103 \cdot 3,2}} = 413 \text{ МПа};$$

$\sigma_H > [\sigma_H] = 409 \text{ МПа}$ на 1% от $[\sigma_H]$, что допустимо.

13.18. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\beta}$ по рис. 3.2. и по кривой 2 (предполагается установка валов на роликоподшипниках)

$$K_{F\beta} = 1,33.$$

13.19. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба K_{FV}

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{Ft}}{\omega_{FtP}},$$

где ω_{FV} – удельная окружная динамическая сила, (Н/мм)

$$\omega_{FV} = 9,8q_0 \delta_F V \sqrt{\frac{a}{U}},$$

δ_F - коэффициент, учитывающий влияние погрешностей зацепления на динамическую нагрузку – (см. табл. 6.4) $\delta_F = 0,016$.

Тогда

$$\omega_{FV} = 9,8 \cdot 8,2 \cdot 0,016 \cdot 1,73 \sqrt{\frac{216,3}{3,2}} = 18,29 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{FV} < \omega_{t \max} = 809 \text{ (табл. 8.3),}$$

ω_{FtP} - удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации

$$\omega_{FtP} = \frac{F_c}{b} K_{F\beta} = \frac{2601}{57} \cdot 1,33 = 60,69 \text{ Н/мм.}$$

Тогда

$$K_{FV} = 1 + \frac{18,29}{60,69} = 1,3.$$

13.20. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба по формуле

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{0,85m_m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F - коэффициент формы зуба (табл. 3.4) – в соответствии с приведенным числом зубьев Z_{V1} и Z_{V2}

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{17^\circ 21' 46''} = \frac{20}{0,9545} = 20,95 \approx 21;$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{64}{72^\circ 38' 46''} = \frac{64}{0,2983} = 214,54 \approx 214.$$

Тогда

$$Y_{F1} = 4,11; Y_{F2} = 3,77.$$

Определяем величину для шестерни и колеса $[\delta_F]/Y_F$

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{251,4}{4,11} = 61,17; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{200}{3,17} = 53,05.$$

В формулу для определения напряжения подставляем величины $[\sigma_F]_2$ и Y_{F2} , т.к. у колеса отношение $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$ меньше.

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2601 \cdot 1,33 \cdot 1,3}{57} = 78,9 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_F = 3,77 \frac{78,9}{0,85 \cdot 5,15} = 67,95 \text{ МПа}; \quad \sigma_F < [\sigma_F]_2 = 200 \text{ МПа.}$$

13.21. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при кратковременных перегрузках.

По изгибным напряжениям:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{P q b}{P} \left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max} ;$$

$$\sigma_{F \max} = 67,95 \cdot 2,5 = 169,875 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma_F]_{\max} = 272 \text{ МПа.}$$

По контактным напряжениям:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{P q b}{P} \left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \right)} \leq [\sigma_H]_{\max} ;$$

$$\sigma_{H \max} = 413 \sqrt{1 \cdot 2,5} = 653 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max} < [\sigma_H]_{\max} = 952 \text{ МПа.}$$

14. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ

САПР приводов вращательного движения, разработанная на кафедре «Машины и аппараты пищевых производств», позволяет выполнять расчет зубчатых передач как отдельно, так и в составе приводов вращательного движения с различными кинематическими схемами.

Для расчета цилиндрической закрытой передачи используется подпрограмма «CILKOS», цилиндрической открытой передачи – подпрограмма «CILPO», конической передачи – подпрограмма «KONU». Кроме того, для расчета всех перечисленных передач используется подпрограмма «DOP» – для определения допустимых напряжений в передаче.

14.1 Расчет цилиндрической открытой передачи

Расчет передачи выполняется с использованием программы CILPER, которая, в свою очередь использует подпрограммы «CILPO» и «DOP».

Исходные данные для расчета:

P_1 – мощность на ведущем валу передачи, кВт;

UR – расчетное передаточное число;

n_1 – частота вращения ведущего вала, мин⁻¹;

KG – коэффициент годового использования передачи;

KS – коэффициент суточного использования передачи;

T – срок службы передачи в годах;

$potpr$ – номер передачи (необходимо принимать: $potpr = 1$ для цилиндрических прямозубых передач, $potpr = 2$ для цилиндрических косозубых передач);

vz – вид зацепления (принимать: для открытой передачи $vz = 0$, для закрытой передачи $vz = 1$);

$NOMM1$ – номер выбранной марки стали для шестерни (см. табл. 1.1);

$NOMM2$ – номер выбранной марки стали для колеса;

HRC_2 – средняя твердость зубьев колеса в единицах Роквелла, (см. табл. 1.1)

PSIA – коэффициент ширины зубчатого колеса по межосевому расстоянию; рекомендуется принимать, при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $\psi_a = 0,315 \dots 0,5$, при несимметричном расположении $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$, при консольном расположении $\psi_a = 0,2 \dots 0,25$;

PDV – мощность двигателя привода, в состав которого входит передача, кВт;

PDVTR – мощность, требуемая от двигателя в привод, кВт;

CRM – кратность максимального момента двигателя.

Последние три параметра используются программой при расчете передачи на перегрузку.

Пример расчета цилиндрической открытой передачи:

Исходные данные: $P_1=5,15$ кВт; $UR=4,3$; $n_1=160$ мин⁻¹; $KG=0,7$; $KS=0,6$; $T=5$ лет; $\text{pomr}=1$; $vz=0$; $NOMM1=8$; $NOMM2=2$; $HRC_2=21,6$; $PSIA=0,25$; $PDV=5,5$ кВт; $PDVTR=5,22$ кВт; $CRM=2,6$.

Таблица 14.1

Результаты счета

Межосевое расстояние	(мм)	285.00
Делительные диаметры: шестерни колеса	(мм)	108.00
	(мм)	462.00
Ширина зубчатого венца	(мм)	67.00
Нормальный модуль	(мм)	6.00
Угол наклона зубьев	(град)	0.0000
Передаточное число		4.28
Число зубьев: шестерни колеса		18.00
		77.00
Степень точности передачи		9.00
Окружная сила в зацеплении	(Н)	5728.06
Радиальная сила	(Н)	2084.84
Осевая сила	(Н)	0.00
При расчете на выносливость:		
Контактные напряжения: действительные допускаемые	(МПа)	488.43
	(МПа)	545.45
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	64.37
Для зубьев шестерни: допускаемые	(МПа)	280.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	57.95
Для зубьев колеса: допускаемые	(МПа)	240.00
При расчете на перегрузку:		
Контактные напряжения: действительные допускаемые	(МПа)	808.41
	(МПа)	1680.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	176.34
Для зубьев шестерни: допускаемые	(МПа)	640.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	158.75
Для зубьев колеса: допускаемые	(МПа)	480.00
Номер материала шестерни		8
Номер материала колеса		6

14.2. Расчет конической передачи

Расчет передачи выполняется с использованием программы KONPER, которая в свою очередь, использует подпрограммы «KONU» и «DOP».

Исходные данные для расчета:

P_1 – мощность на ведущем валу передачи, кВт;

UR – расчетное передаточное число;

n_1 – частота вращения ведущего вала, мин⁻¹;

KG – коэффициент годового использования передачи;

KS – коэффициент суточного использования передачи;

T – срок службы передачи в годах;

nomr – номер передачи (необходимо принимать: nomr = 1 для конических прямозубых передач, nomr = 3 для конических передач с круговым зубом);

vz – вид зацепления (принимать: для открытой передачи vz = 0, для закрытой передачи vz = 1);

NOMM1 – номер выбранной марки стали для шестерни (см. табл. 1.1);

NOMM2 – номер выбранной марки стали для колеса;

HRC₂ – средняя твердость зубьев колеса в единицах Роквелла, (см. табл. 1.1)

VIDP – параметр, учитывающий вид подшипников, на которых установлены валы передачи (следует принимать VIDP=1 при конических подшипниках, VIDP=0 при радиально-упорных подшипниках);

PDV – мощность двигателя привода, в состав которого входит передача, кВт;

PDVTR – мощность, требуемая от двигателя в привод, кВт;

CRM – кратность максимального момента двигателя.

Последние три параметра используются программой при расчете передачи на перегрузку.

Пример расчета цилиндрической открытой передачи:

Исходные данные: $P_1=0,355$ кВт; UR=3,38; $n_1=120$ мин⁻¹; KG=0,6; KS=0,6; T=5 лет; nomr=1; vz=0; NOMM1=7; NOMM2=7; HRC₂=50; VIDP=1; PDV=0,37 кВт; PDVTR=0,36 кВт; CRM=2.

Результаты счета

Внешние делительные диаметры: шестерни колеса	(мм)	50.00
	(мм)	167.50
Ширина зубчатого венца	(мм)	20.00
Средние делительные диаметры: шестерни колеса	(мм)	44.28
	(мм)	148.34
Внешнее конусное расстояние	(мм)	87.40
Внешний окружной модуль	(мм)	2.50
Средний нормальный модуль	(мм)	2.21
Угол наклона зубьев	(град)	0.0000
Угол делительных конусов: шестерни колеса	(град)	16.6210
	(град)	73.3792
Передаточное число		3.35
Число зубьев: шестерни колеса		20.00
		67.00
Окружная скорость	(м/с)	0.28
Степень точности передачи		9.00
Окружная сила в зацеплении	(Н)	1275.99
Радиальная сила на шестерни	(Н)	445.02
Осевая сила на шестерне	(Н)	132.84

Продолжение табл. 14.2

При расчете на выносливость:		
Контактные напряжения: действительные допускаемые	(МПа)	654.94
	(МПа)	833.33
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	140.44
Для зубьев шестерни: допускаемые	(МПа)	325.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	124.75
Для зубьев колеса: допускаемые	(МПа)	325.00
При расчете на перегрузку:		
Контактные напряжения: действительные допускаемые	(МПа)	939.00
	(Мпа)	2040.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	288.69
Для зубьев шестерни: допускаемые	(МПа)	540.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	256.43
Для зубьев колеса: допускаемые	(МПа)	540.00
Номер материала шестерни		7
Номер материала колеса		7

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. 399 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 655 с.
3. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность ГОСТ 21354-75.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
_____ О.Г. Локтионова
« ____ » _____ 201_ г.

РАСЧЁТ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

УДК 621.8

Составитель: А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *В.В. Малыхин*

РАСЧЁТ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ: Методические указания по курсовому проектированию и практическим занятиям по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов очной и заочной формы обучения / Юго-Запад. гос. ун-т. Сост. А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова. - Курск, 2018 г. - 18 с.

В методических разработках изложен порядок расчёта зубчатых эвольвентных закрытых конических передач с прямыми и круговыми зубьями. Приведены примеры расчёта закрытой прямозубой конической передачи, необходимые для расчёта справочные данные.

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС-3 по направлению подготовки бакалавров направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Работа предназначена для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,1. Уч. - изд. л. 0,9. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

1.Закрытая коническая передача с прямыми зубьями

Рассматриваются расчёт конических колёс, оси которых пересекаются под прямым углом. Смещение исходного контура отсутствует.

Исходные данные:

N- номинальная передаваемая мощность, кВт;

n- чистота вращения шестерни рассчитываемой пары, об /мин;

u-передаточное число рассчитываемой пары.

1.1 Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса $[\sigma_H]МПа, [\sigma_F]МПа$

(см. раздел 1 и 2 - методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»).

1.2 Определяем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg u; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

1.3 Выбираем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра

$$\psi_{bd} = \frac{1}{\sin \delta_1} (0.14 \dots 0.18) \leq 0.6$$

Большие значения при $u < 3$

При проектном расчёте рекомендуется принимать

$$\psi_{bd} = \frac{0.166}{\sin \delta_1} \leq 0.6$$

1.4 Определяем коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на контактную выносливость $K_{H\beta}$: см.рис.3.1-методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач» = - по кривой 1, если валы установлены на шарикоподшипниках и по кривой 2, если валы установлены роликоподшипниках. Радиально-упорные роликоподшипники в сравнении с радиально-упорными шарикоподшипниками имеют большую нагрузочную способность и обеспечивают большую жёсткость опор.

1.5 Определяем средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = \sqrt{\frac{P_1 K_{H\delta} K_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 n_1 u \psi_{bd}}} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)_{ММ}$$

где для стальных колёс $K_d = 68 \dot{u} \dot{a}^{1/3}$

K_{HV} -коэффициент динамической нагрузки при расчёте на контактную выносливость. Предварительно принимаем $K_{HV} = 1,1$.

1.6 Находим ширину зубчатого венца

$$b = d_{m1} \psi_{bd} \cdot ММ$$

округляем до целых

1.7 Определяем внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1$$

Внешняя конусность расстояния $Re = \frac{de1}{2 \sin \delta_1}$

Рекомендуется соблюдать условие $b/Re < 0.25 \dots 0.3$.

1.8 Определяем внешний окружной модуль и число зубьев

$$m_e = \frac{b}{10} \text{ мм}$$

Округляем до стандартного значения (СТ СЭВ 310-76). Принимать m_e для силовых передач менее 1,5 мм нежелательно

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e}; Z_2 = Z_1 u$$

Округляем до целых чисел. Должно быть $Z_1 \geq Z_{\min} = 17$

1.9 Уточняем передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1};$$

В дальнейших расчётах используем только это, уточнённое значение передаточного числа.

1.10 Уточняем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg u;$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2;$$

В соответствии со стандартным значением модуля определяем внешнее конусное расстояние

$$Re = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

Этот геометрический параметр следует вычислить с точностью до сотых долей миллиметра.

Уточняем $d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2$

1.11 Определяем средний окружной модуль

$$m_m = m_e \frac{Re - 0.5b}{Re} \text{ мм}$$

1.12 Определяем средний делительный диаметр шестерней и колёс

$$d_{m1} = m_m z_1 \text{ мм}; d_{m2} = m_m z_2 \text{ мм}$$

1.13 Находим окружную скорость

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с}$$

Прямозубые конические передачи рекомендуется применять при $V < 3 \dots 4 \text{ м/с}$. При больших скоростях для уменьшения динамических нагрузок следует переходить на передачи с круговыми зубьями – см. раздел 2.

1.14 Выбираем степень точности передачи по таб.3.3 – методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»

1.15 Определяем окружную силу в зацеплении

$$F_t = \frac{1000 N_1}{V} \text{ Н}$$

1.16 Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчёте на контактную выносливость K_{HV} – см. раздел 6.1 (методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»)

При расчёте коэффициент динамической нагрузки K_{HV} для конических передач условно принимаем

$$a = 0.5(d_{m1} + d_{m2})_{мм}$$

где d_{m1} и d_{m2} - средние делительные диаметры шестерни и колеса мм.

1.17 Выполняем проверочный расчёт зубьев на контактную выносливость

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H]_{МПа}$$

Здесь

$Z_H = 1,77$ коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев;

$Z_M = 275$ МПа (для стальных колёс) - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряжённых зубчатых колёс;

$Z_e = 1$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

ω_{Ht} - удельная расчётная окружная сила при расчёте на контактную выносливость;

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} K_{HV} H / мм$$

Если расчётные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчёте нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить конусное расстояние.

1.18 Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\beta}$ - см.рис 3.2 методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач» (по кривой 1, если валы установлены на шарикоподшипниках и по кривой 2, если валы установлены).

1.19 Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба K_{FV} (см.рис 6.2 методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»).

1.20 Выполняем проверочный расчёт зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = y_F \frac{\omega_{Ft}}{0.85 m_m} \leq [\sigma_F]_{МПа}$$

где y_F - коэффициент формы зуба, выбирается в соответствии с приведённым числом зубьев по табл. 3.4 - методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}$$

В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величину y_F $[\sigma_F]$ того зубчатого колеса пары, для которого меньше $\frac{[\sigma_F]}{y_F}$

ω_{Ft} - удельная расчётная окружная сила при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} K_{FV}$$

Может оказаться, что σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, и это не является противоречием, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью на изгиб. Если расчётные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчёте нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить конусное расстояние R_e .

1.21 Выполняется проверочный расчёт зубьев по предельным напряжениям при перегрузках – (см. раздел 7 - методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»)

2.Закрытая коническая передача с круговыми нормально понижающимися зубьями

Рассматривается расчёт конических колёс, оси которых пересекаются под прямым углом.

Смещение исходного контура отсутствует.

Исходные данные:

Рекомендуется принимать средний угол наклона зубьев $\beta_m = 35^\circ$

N_1 – номинально передаваемая мощность, кВт

n_1 – частота вращения шестерни об/мин

U – передаточное число рассчитываемой пары.

2.1 Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса $[\sigma_H]$ МПа, $[\sigma_F]$ МПа

(см. раздел 1 и 2- методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»).

2.2 Определяем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg u; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

2.3 Выбираем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра

$$\psi_{bd} = \frac{1}{\sin \delta_1} (0.14 \dots 0.18) \leq 0.6$$

Большие значения при $u < 3$

При проектном расчёте рекомендуется принимать

$$\psi_{bd} = \frac{0.166}{\sin \delta_1} \leq 0.6$$

2.4 Определяем коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на контактную выносливость $K_{H\beta}$: см. рис. 3.1-методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач» = - по кривой 1, если валы установлены на шарикоподшипниках и по кривой 2, если валы установлены роликоподшипниках. Радиально-упорные роликоподшипники в сравнении с радиально-упорными шарикоподшипниками имеют большую нагрузочную способность и обеспечивают большую жёсткость опор.

2.5 Определяем средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = \sqrt{\frac{N_1 K_{H\delta} K_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 n_1 u \psi_{bd}}} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2 \text{ мм}$$

2.6 Находим ширину зубчатого венца

$$b = d_{m1} \psi_{bd} \text{ мм}$$

2.7 Определяем внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1$$

Внешняя конусность расстояния $Re = \frac{del}{2 \sin \delta_1}$

Рекомендуется соблюдать условие $b/Re < 0.25 \dots 0.3$.

2.8 Определяем внешний окружной модуль и число зубьев

$$m_e = \frac{b}{10} \text{ мм}$$

Округляем до стандартного значения (СТ СЭВ 310-76). Принимать m_e для силовых передач менее 1,5 мм нежелательно

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e}; Z_2 = Z_1 u$$

Округляем до целых чисел. Должно быть $Z_1 \geq Z_{\min} = 17$

2.9 Уточняем передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1};$$

В дальнейших расчётах используем только это, уточнённое, значение передаточного числа.

2.10 Уточняем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg u;$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2;$$

В соответствии со стандартным значением модуля определяем внешнее конусное расстояние

$$Re = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

Этот геометрический параметр следует вычислить с точностью до сотых долей миллиметра.

2.11 Определяем средний окружной модуль

$$m_{nm} = m_e \cos \beta_m \frac{Re - 0.5b}{Re} \text{ мм}$$

2.12 Определяем средний делительный диаметр шестерней и колёс

$$d_{m1} = m_m z_1 / \cos \beta_m \text{ мм}; d_{m2} = m_m z_2 / \cos \beta_m \text{ мм}$$

2.13 Находим окружную скорость

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с}$$

2.14 Выбираем степень точности передачи по таб.3.3 – методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»

2.15 Определяем окружную силу в зацеплении

$$F_t = \frac{1000 N_1}{V} \text{ Н}$$

2.16 Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчёте на контактную выносливость \hat{E}_{HV} - см. раздел 6.1 (методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»)

2.17 Выполняем проверочный расчёт зубьев на контактную выносливость

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H] \text{ МПа}$$

Здесь

$Z_H = 1,77 \cos \beta_m$ коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}$ (для стальных колёс) - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряжённых зубчатых колёс;

$Z_e \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon E_\alpha}}$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$K_\varepsilon = 0,95$ - коэффициент, учитывающий периодическое изменение длины контактных линий;

$\varepsilon_\alpha =$ - коэффициент, торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cos \beta_m;$$

ω_{Ht} - удельная расчётная окружная сила при расчёте на контактную выносливость;

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} K_{HV} H / \text{мм}$$

Если расчётные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчёте нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить конусное расстояние.

2.18 Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\beta}$ - см.рис 3.2 методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач» (по кривой 1, если валы установлены на шарикоподшипниках и по кривой 2, если валы установлены).

2.19 Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба K_{FV} (см.рис 6.2 методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»).

2.20 Выполняем проверочный расчёт зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = y_F y_\varepsilon y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{0,85 m_m} \leq [\sigma_F] \text{ МПа}$$

Где y_F - коэффициент формы зуба, выбирается в соответствии с приведённым числом зубьев по табл. 3.4 - методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m}; Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m}$$

В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величину y_F

$[\sigma_F]$ того зубчатого колеса пары, для какого меньше $\frac{[\sigma_F]}{y_F}$

y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зуба

$$y_\varepsilon = 1 / K_s \varepsilon_\alpha$$

$K_\varepsilon = 0,95$ – коэффициент, учитывающий периодическое изменение суммарной длины контактных линий.

ε_α - коэффициент, торцевого перекрытия см. пункт 2.17

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^2 m}{140}$$

ω_{F_t} - удельная расчётная окружная сила при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{F_t} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} K_{FV}$$

Может оказаться, что σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, и это не является противоречием, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью на изгиб. Если расчётные напряжения превышают допустимые в пределах 5%, в перерасчёте нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить конусное расстояние R_e .

1.21 Выполняется проверочный расчёт зубьев по предельным напряжениям при перегрузках – (см. раздел 7 - методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»)

3. Особенности расчёта открытых конических передач

Открытые передачи выполняют только прямыми зубчатыми и применяют при окружной скорости до 2м/с. Степень точности изготовления обычно 9-я

Особенности расчёта в сравнении с разными передачами:

3.1 При определении допускаемых напряжений принимают коэффициент долговечности

$$K_{HL} = K_{FL} = 1$$

3.2 При любой твёрдости рабочих поверхностей зубьев открытые передачи считаются прирабатывающимися, коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца.

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$$

3.3 Перед определением модуля задаются числом зубьев шестерни z . Обычно принимают $z=17\dots22$.

3.4 Внешний окружной модуль конической передачи определяют по формуле

$$m_e = \frac{de_1}{z_1} \text{ мм}$$

где de_1 - внешний делительный диаметр шестерни

Значение модуля округляется до стандартного (СТ СЭВ 310-76)

Дальнейший расчёт смотри раздел 1

4. Пример расчёта конической прямозубой передачи

Спроектируем коническую прямозубую передачу при следующих исходных данных

$N_1=4.5$ кВт – номинальная передаваемая мощность на валу шестерни;

$n_1=320$ бо/мин – частота вращения шестерни;

$u=3,2$ – передаточное число пары;

$T=10$ лет – ресурс работы передачи;

$K_s=0,8$ - коэффициент суточной нагрузки передачи;

$K_T=0,9$ - коэффициент годовой нагрузки передачи;

Нагрузка передачи постоянна, с малыми толчками; передача не реверсивная; пусковая перегрузка 2,5 раза от номинальной нагрузки.

4.1 Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса.

Желая получить сравнительно небольшие габариты и стоимость передачи, выбираем для изготовления колёс сравнимо недорогие стали: для шестерни – сталь 40Х; для колеса – сталь 45

По табл.1.1(методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач») назначаем термообработку: для шестерни улучшение НВ 230...260

$\sigma_b = 850 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$, $\sigma_{H \lim b} = 560 \text{ МПа}$, $\sigma_{F \lim b} = 440 \text{ МПа}$, $N_{HD} = 12 \cdot 10^6$ циклов;

для колеса - нормализация

НВ170...217

$\sigma_b = 600 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 340 \text{ МПа}$, $\sigma_{H \lim b} = 450 \text{ МПа}$, $\sigma_{F \lim b} = 350 \text{ МПа}$, $N_{HD} = 10^7$ циклов;

При таком выборе материала и термообработки будет обеспечена приработка зубьев.

Допускаемые контактные напряжения.

Вначале определяем базовый предел контактной выносливости зубьев $\sigma_{H\lim b}$:

Для шестерни $\sigma_{H\lim b1} = 560 \text{ МПа}$, для колеса $\sigma_{H\lim b2} = 450 \text{ МПа}$.

По рекомендациям (раздел 2 методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач») коэффициент безопасности $S_H = 1.1$ для шестерни и колеса.

Определяем расчётное число циклов перемены напряжений для колеса:

$$N = 60ntc$$

где $n = n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{320}{3.2} = 100 \text{ об/мин}$ - частота вращения колеса;

$t = 10 * 365 * 24 * 0.8 * 0.9 = 63072$ час – полный срок службы передачи;

$C = 1$ – число зацеплений зуба за один оборот.

Тогда

$$N = 60 * 100 * 63072 * 1 = 3.78 * 10^8 \text{ циклов}$$

$$N \geq N_{H0} = 10^7 \text{ циклов}$$

Очевидно, что для шестерни также будет $N \geq N_{H0}$, т.к. она вращается с большей частотой вращения. Следовательно, проектируемая передача является длительно работающей, что учитывается при определении допускаемых напряжений: коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL}$$

Для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{560}{1.1} = 509 \text{ МПа}$$

Для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{450}{1.1} = 409 \text{ МПа}$$

При небольшой разности твёрдостей зубьев колёс и шестерней за расчётное принимаем меньшее из двух допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_2 = 409 \text{ МПа}$

Допускаемые напряжения изгиба.

Вначале определяем базовый предел контактной выносливости зубьев $\sigma_{H\lim b}$:

Для шестерни $\sigma_{H\lim b1} = 560 \text{ МПа}$, для колеса $\sigma_{H\lim b2} = 450 \text{ МПа}$. В случае длительно работающей передачи коэффициент долговечности для шестерни и колеса одинаков $K_{FL} = 1$. Передача не реверсивная, поэтому $K_{FC} = 1$. По рекомендациям (раздел 2 методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач») коэффициент безопасности $S_H = 1.75$ для шестерни и колеса.

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_F \lim b}{S_F} K_{FC} K_{FL}$$

Для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{440}{1.75} 1 * 1 = 251.4 \text{ МПа}$$

Для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{350}{1.75} 1 * 1 = 200 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения при кратковременных перегрузках.

(раздел 7 - методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»). Допускаемые контактные напряжения при перегрузках для колеса при нормализации $[\sigma_H]_{\max} = 2.8\sigma_t$

где σ_t - предел текучести материала

$$[\sigma_H]_{\max} = 2.8 * 340 = 952 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения изгиба при $HV < 350$ при кратковременных перегрузках $[\sigma_H]_{\max} = 0.8\sigma_t$

Для шестерни

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0.8 * 550 = 440 \text{ МПа}$$

Для колеса

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0.8 * 340 = 272 \text{ МПа}$$

4.2 Определяем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3.2 = 72^\circ 38'45"; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72^\circ 38'45" = 17^\circ 21'15".$$

4.3 Выбираем коэффициент ширины шестерни относительно среднего

диаметра. $\psi_{bd} = \frac{0.166}{\sin \delta_1} \leq 0.6$

$$\psi_{bd} = \frac{0.166}{\sin 17^\circ 21'15"} = 0.556 \leq 0.6$$

4.4 Определяем, коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки при расчёте на контактную выносливость.

$K_{H\beta}$ (рис 1.3 - методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач») Предполагаем что вы установлены на радиально – упорных роликоподшипниках, тогда по кривой 2(рис.3.1) $K_{H\beta} = 1.17$

4.5 Определяем средний делительный диаметр шестерни по формуле:

$$d_{m1} = \sqrt[3]{\frac{N_1 K_{H\delta} K_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 n_1 u \psi_{bd}}} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2 \text{ мм}$$

Где для стальных колёс $K_d = 78 \dot{\ddot{a}}^{1/3}$

K_d - коэффициент динамической нагрузки при расчёте на контактную выносливость. Предварительно принимаем $K_{HV} = 1.1$

$$d_{m1} = \sqrt[3]{\frac{4.5 * 1.17 * 1.1 \sqrt{3.2^2 + 1}}{0.85 * 0.556 * 320 * 3.2}} \left(\frac{3090}{409} \right)^2 = 102,81 \text{ мм}$$

4.6 Находим ширину зубчатого венца

$b = d_{m1} \psi_{bd} = 102.81 * 0.556 = 57.16 \text{ мм}$ Принимаем $b=57 \text{ мм}$

4.77 Определяем внешний делительный диаметр шестерни и внешнее конусное расстояние

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1 = 102.81 + 57 \sin 17^\circ 21'15'' = 119.812 \text{ мм}$$

Внешняя конусность расстояния

$$Re = \frac{del}{2 \sin \delta_1} = \frac{119.812}{2 \sin 17^\circ 21'15''} = 200.825 \text{ мм}$$

Рекомендуется соблюдать условие $b/Re = 57/200.825 = 0.28 < 0.25 \dots 0.3$.

4.8 Определяем внешний окружной модуль t числа зубьев.
внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{b}{10} = \frac{57}{10} = 5.7 \text{ мм}$$

Округляем модуль до стандартного значения $m_e = 6 \text{ мм}$ СТ СЭВ310-76

Число зубьев

$$Z_1 = \frac{del}{m_e} = \frac{119.812}{6} = 19.97 = 20; Z_2 = Z_1 u = 20 * 3.2 = 64$$

Округляем до целых чисел $Z_1 \geq Z_{\min} = 17$

4.9 Уточняем передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{64}{20} = 3.2;$$

4.10 Уточняем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \text{arctg} u = \text{arctg} 3.2 = 72.646^\circ;$$

$$\delta_2 = 72^\circ 38'46''$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90^\circ - 72^\circ 38'46'' = 17^\circ 21'14'';$$

В соответствии со стандартными значениями модуля определяем внешнее конусное расстояние

$$Re = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \frac{6}{2} \sqrt{20^2 + 64^2} = 201.16 \text{ мм}$$

Уточняем внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_e z_1 = 6 * 20 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 6 * 64 = 384 \text{ мм}$$

4.11 Определяем средний окружной модуль

$$m_m = m_e \frac{Re - 0.5b}{Re} = 6 \frac{201.16 - 0.5 * 57}{201.16} = 5.15 \text{ мм}$$

4.12 Определяем средний делительный диаметр шестерни и колёс

$$d_{m1} = m_e z_1 = 5.15 * 20 = 103 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_e z_2 = 5.15 * 64 = 329.6 \text{ мм}$$

4.13 Находим окружную скорость

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 * 1000} = \frac{\pi * 103 * 320}{60 * 1000} = 1.73 \text{ м/с}$$

4.14 Выбираем степень точности передачи по таб.3.3 – методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач» Степень точности 9.

4.15 Определяем окружную силу в зацеплении

$$F_t = \frac{1000 N_1}{V} = \frac{1000 * 4.5}{1.73} = 2601 H$$

1.16 Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчёте на контактную выносливость K_{HV}

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{Htp}}$$

где ω_{HV} - удельная окружная динамическая сила

$$\omega_{HV} = 9.8 g_o \delta_H V \sqrt{\frac{a}{u}}$$

Здесь g_o - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении шестерни и колеса (по таб.6.1 – методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач») $g_o = 8,2$

$$\delta_H = 0.006$$

V - окружная скорость;

a - межосевое расстояние ;для конической передачи условно принимаем

$$a = 0.5(d_{m1} + d_{m2}) = 0.5(103 + 329.6) = 216.3 \text{ мм}$$

u - передаточное число.

Тогда

$$\omega_{HV} = 9.8 * 8.2 * 0.006 * 1.73 \sqrt{\frac{216.3}{3.2}} = 6.86 H / \text{мм}$$

$\omega_{HV} \leq \omega_{tmax} = 809 H / \text{мм}$ (по таб.6.3 – методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»)

Удельная расчётная окружная сила в зоне её наибольшей концентрации равна

$$\omega_{Htp} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta}$$

где F_t - окружная сила в зацеплении;

b - ширина колеса;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на контактную выносливость.

$$\omega_{Htp} = \frac{2601}{57} * 1.17 = 53.39 H / \text{мм}$$

$$\text{Тогда } K_{HV} = 1 + \frac{6.86}{53.39} = 1.128 .$$

4. 17 Выполняем проверочный расчёт зубьев на контактную выносливость

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H] \text{ МПа}$$

Здесь

$Z_H = 1,77$ коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}$ (для стальных колёс) - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряжённых зубчатых колёс;

$Z_e = 1$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;
 ω_{Ht} - удельная расчётная окружная сила при расчёте на контактную выносливость;

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} K_{HV} = \frac{2601}{57} * 1.17 * 1.128 = 60.2 \text{ Н / мм}$$

Тогда

$$\sigma_H = 1.77 * 275 * 1 \sqrt{\frac{60.2 \sqrt{3.2^2 + 1}}{0.85 * 103 * 3.2}} \leq 413 \text{ МПа}$$

$\sigma_m \geq [\sigma_H] = 409 \text{ МПа}$ на 1% от $[\sigma_H]$, что допустимо.

4.18 Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба $K_{F\beta}$

см. рис 3.2 методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач» по кривой 2 (предполагается установка на роликоподшипниках)

$$K_{F\beta} = 1.33$$

4.19 Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба K_{FV}

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{Ftp}}$$

где ω_{FV} - удельная окружная динамическая сила;

$$\omega_{FV} = 9.8 g_0 \delta_F V \sqrt{\frac{a}{u}}$$

Здесь δ_F - коэффициент, учитывающий влияние погрешности зацепления на динамическую нагрузку; по табл 6.4 методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»: $\delta_F = 0.016$

Тогда

$$\omega_{FV} = 9.8 * 8.2 * 0.016 * 1.73 \sqrt{\frac{216.3}{3.2}} = 18.29 \text{ Н / мм}$$

$\omega_{FV} \leq \omega_{tmax} = 809 \text{ Н / мм}$ (по табл.6.3 – методическая разработка «Расчёт цилиндрических зубчатых передач»)

ω_{Ftp} - удельная расчётная окружная сила в зоне её наибольшей концентрации;

$$\omega_{Ftp} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} = \frac{2601}{57} * 1.33 = 60.69 \text{ Н / мм}$$

Тогда

$$K_{FV} = 1 + \frac{18.29}{60.69} = 1.3$$

4.20 Выполняем проверочный расчёт зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = y_F \frac{\omega_{Ft}}{0.85 m_m} \leq [\sigma_F] \text{ МПа}$$

где y_F - коэффициент формы зуба, выбирается в соответствии с приведённым числом зубьев по табл. 3.4 - методическая разработка «Расчёт

цилиндрических зубчатых передач» - в соответствии с приведённым числом зубьев Z_{V1} и Z_{V2}

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 17^\circ 21' 14''} = \frac{20}{0.9645} = 20.95 = 21$$

$$; Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{64}{\cos 72^\circ 38' 46''} = \frac{64}{0.2983} = 214.54 = 214$$

Тогда

$$Y_{F1} = 4.11; Y_{F2} = 3.77$$

Определяем величину $\frac{[\sigma_F]}{y_F}$ для шестерни и колеса

$$\frac{[\sigma_F]_1}{y_{F1}} = \frac{251.4}{4.11} = 61.17; \frac{[\sigma_F]_2}{y_{F2}} = \frac{200}{3.77} = 53.05;$$

В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величину y_F $[\sigma_F]$ того зубчатого колеса пары, для которого меньше $\frac{[\sigma_F]}{y_F}$

Определяем удельную окружную силу при расчёте на выносливость по напряжениям изгиба ω_{Fi}

$$\omega_{Fi} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} K_{FV} = \frac{2601 * 1.33 * 1.3}{57} = 78.9 \text{ Н / мм}$$

Тогда

$$\sigma_F = 3.77 \frac{78.9}{0.85 * 5.15} = 67.95 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F \leq [\sigma_F] = 200 \text{ МПа}$$

4.21 Выполняем проверочный расчёт зубьев по предельным напряжениям при кратковременных перегрузках.

По изгибным напряжениям

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{Ngb}{N} \left(\frac{T \max}{T_{Yom}} \right) \leq [\sigma_F] \max$$

$$\sigma_{F \max} = 67.95 * 1 * 2.5 = 169.875 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_F] \max = 272 \text{ МПа}$$

По контактным напряжениям

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{Ngb}{N}} \left(\frac{T \max}{T_{Yom}} \right) \leq [\sigma_H] \max$$

$$\sigma_{H \max} = 413 \sqrt{1 * 2.5} = 653 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H] \max = 952 \text{ МПа}$$

Литература

- 1.Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976,399с
- 2.Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение , 1974, 655 с
3. Норовский А.А., Классен Э.И., Путинцева И.Н. Расчёт цилиндрических зубчатых передач. Методическая разработка. Курск. КПИ. 1983.
- 4.Буланже А.В. , Полочкина Н.В., Часовников Л.Д. Методические указания по расчёту зубчатых передач редукторов и коробок скоростей по курсу «Детали машин».Часть1., часть 2. М.:МВТУ. 69с.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

02 2018 г.

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
_____ О.Г. Локтионова
« ____ » _____ 201_ г.

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

УДК 621.8

Составитель: А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *В.В. Малыхин*

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ: Методические указания по курсовому проектированию и практическим занятиям по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов очной и заочной формы обучения / Юго-Запад. гос. ун-т. Сост. А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова. - Курск, 2018 г. - 18 с.

Содержат рекомендации по выбору материалов, определению допускаемых напряжений и порядок расчета червячной передачи с цилиндрическим червяком. Приведены пример расчета закрытой червячной передачи, необходимые для расчета справочные данные.

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС-3 по направлению подготовки бакалавров направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Работа предназначена для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,04. Уч. - изд. л.0,94. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

1. Материалы и допускаемые напряжения червячных передач

Некоторые рекомендуемые сочетания материалов червяка и червячного колеса приведены в таблице 1.1. Оловянистые бронзы типа ОФ 10-1, ОНФ являются лучшим материалом для червячных колес, однако они дороги и дефицитны, поэтому применяются в ответственных передачах с большими скоростями скольжения ($V_s > 6 \text{ м/с}$).

Менее дефицитны и дешевле безоловянистые бронзы, например алюминий-железистые типа АЖ9-4. Они применяются при $V_s \leq 6 \text{ м/с}$.

Для тихоходных передач ($V_s < 2 \text{ м/с}$) при больших диаметрах колес допустимо их изготовление из серого или модифицированного чугуна.

Червяки, как правило, выполняют из углеродистых или легированных сталей, термически обработанных до высокой твердости с последующим шлифованием или полированием.

Таблица 1.1

Некоторые рекомендуемые сочетания материалов червячного колеса и червяка

Червячное колесо		Червяк	
Марка бронзы	Способ отливки	Марка стали	Термообработка
Бр. ОФ10-1	В песок	45, 40Х, 40ХН	Закалка HRC45-55
Бр. ОФ10-1	В кокиль	20Х, 18ХГТ, 12ХНЗА	Цементация HR С 56-63
Бр. ОНФ	Центробежный	20Х, 18ХГТ, 12ХНЗА	Цементация HR С 56-63
БР. АЖ9-4	В песок или кокиль	45, 50Х, 40ХН	Закалка HRC45-55

Скорость скольжения V_s и допустимые контактные напряжения в зависимости от вспомогательной величины S для бронзы БР. АЖ9-4 приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

S	V_s , м/с	$[\sigma_H]$, МПа	S	V_s , м/с	$[\sigma_H]$, МПа
54	1	228	172	4	162
78	1.5	217	185	4.5	151
101	2	206	194	5	140
121	2.5	196	202	5.5	129
140	3	184	209	6	118
157	3.5	173	-	-	-

1.1. Допускаемые контактные напряжения

Приступая к выбору материала червячного колеса, ориентируемся на менее дорогую бронзу АЖ9-4.

По вспомогательной величине S (см. пункт 2.6) из табл. 1.2 находим V_s и $[\sigma_H]$. Если получается $S > 209$, то бронзу АЖ9-4 при назначенных параметрах передачи применять не следует, так как скорость скольжения оказывается больше рекомендуемой ($V_s > 6$ м/с).

Для бронзы АЖ9-4 допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ связано с V_s эмпирической зависимостью:

$$[\sigma_H] = 250 - 22 V_s,$$

здесь $[\sigma_H]$ измеряется в МПа, V -в м/с.

Для чугунных червячных колес $[\sigma_H]$ выбирается в зависимости от V_s по табл. 1.3. Для бронзы АЖ9-4 и чугунов допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ не зависят от числа циклов перемены напряжений.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]'$ для зубьев червячных колес из оловянистых бронз при базовом числе перемены напряжений $N_{HO} = 10^7$ приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.3

Значения $[\sigma_H]$, МПа для зубьев чугуновых червячных колес из условия стойкости против заедания

Материалы		Скорость скольжения V_s , м/с			
червячного колеса	червяка	0,25	0,5	1	2
СЧ 15-32 СЧ 18-36	Сталь 20, 20Х Цементованная	160	130	115	90
СЧ 15-32 СЧ 12-28	Сталь 45, Ст. 6	140	110	90	70

Таблица 1.4

Значения $[\sigma_H]'$, МПа для оловянистых бронз при $N_{HO}=10^7$

Материал и способ отливки	Твердость поверхности витков червяка	
	HRC \leq 45	HRC $>$ 45
Бр. ОФ10-1, в песок	130	160
Бр. ОФ10-1, в кокиль	190	225
Бр. ОНФ, центробежный	210	250

В общем случае при определении $[\sigma_H]$ для этих бронз вводится коэффициент долговечности K_{HL} , учитывающий число циклов перемены напряжений N :

$$[\sigma_H]=K_{HL}[\sigma_H]'.$$

Здесь

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} ; \quad N=60 \cdot n \cdot t,$$

где n - частота вращения червячного колеса, мин⁻¹,
 t - срок службы, час.

При $N > 25 \cdot 10^7$ следует принимать $N = 25 \cdot 10^7$; при $K_{HL} > 1,15$ берется $K_{HL} = 1,15$.

При переменном режиме в выражение для K_{HL} вместо N подставляют эквивалентное число циклов перемены напряжения N_{HE} :

$$N_{HE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^4 n_i t_i,$$

где T_1 - максимальный крутящий момент, по которому рассчитывается передача;

T_i, n_i, t_i - соответственно крутящий момент, частота вращения и время работы в часах при i -м режиме нагрузки.

При определении N_{HE} пиковые пусковые нагрузки не учитываются.

1.2. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]'$ для зубьев червячного колеса при базовом числе циклов перемены напряжений $N_{FO}=10^6$ приведены в табл. 1.5.

В общем случае при определении $[\sigma_F]'$ учитывается коэффициент долговечности K_{FL} :

$$[\sigma_F] = K_{FL} \cdot [\sigma_F]'$$

Здесь

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}}; N=60nt.$$

При $N \geq 25 \cdot 10^7$ принимают $N=25 \cdot 10^7$ и $K_{FL}=0,541$.

При $N \leq 10^6$ принимают $N=10^6$ и $K_{FL}=1,0$.

При переменном режиме работы, когда известен график нагрузки, в выражение для K_{FL} подставляют эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} :

$$N_{FE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^9 n_i \cdot t_i.$$

Таблица 1.5

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]'$, МПа при $N_{FO}=10^6$

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Твердость червяка HRC<45		Твердость червяка HRC≥45	
		Передача			
		нереверсивная	реверсивная	нереверсивная	реверсивная
Бр. ОФ10-1	В песок	40	29	50	36
Бр. ОФ10-1	В кокиль	58	42	72	52
Бр. ОНФ	Центробежный	65	46	81	57
Бр. АЖ9-4	В песок	78	64	100	75
СЧ 12-28	В песок	34	21	42	26
СЧ 15-32	В песок	38	24	48	30
СЧ 18-36	В песок	43	27	54	34
СЧ 21-40	В песок	48	30	60	37

2. Червячная передача с цилиндрическим червяком

Смещение исходного контура отсутствует.

Червяк – ведущий.

Исходные данные:

P_1 - мощность на червяке, кВт;

n_1 - частота вращения червяка, мин⁻¹;

u - передаточное число червячной пары.

2.1. Назначаем число заходов червяка Z_1 по табл. 2.1

Таблица 2.1

Рекомендуемые значения Z_1 и Z_2 для нестандартных передач

u	Z_1	Z_2
7...13	4	28...52
14...27	2	28...54
28...40	1 или 2	28...80
40 и более	1	40 и более

2.2. Определяем число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 u.$$

Округляем Z_2 до целого числа.

По условию неподрезания зубьев $Z_2 \geq 28$.

2.3. Уточняем передаточное число

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

2.4. Находим частоту вращения колеса (мин⁻¹)

$$n_2 = \frac{n_1}{u}.$$

2.5. Выбираем коэффициент расчетной нагрузки при расчете по контактным напряжениям (K_H) и изгибным напряжениям (K_F).

Можно принимать

$$K_H = K_F = 1,1 \dots 1,4.$$

Большие значения – для высокоскоростных передач и переменной нагрузки.

2.6. Определяем вспомогательную величину S

$$S = \sqrt{1 + \left(\frac{Z_1}{q}\right)^2} \cdot \sqrt[3]{u \left(\frac{q}{Z_1}\right)^2} \cdot n_2^2 P_1 \cdot \eta \cdot K_H,$$

где q - коэффициент диаметра червяка, (предварительно принимаем $q=10$);

η - КПД червячной передачи (предварительно η берем из табл. 2.2).

Таблица 2.2

Среднее значение КПД червячных передач

Z_1	1	2	4
η	0.7....0.75	0.75....0.82	0.87....0.92

2.7. Выбираем материал и определяем допускаемое напряжение $[\sigma_H]$, МПа и $[\sigma_F]$, МПа – см. раздел 1.

2.8. Определяем модуль (мм)

$$m = \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot \eta \cdot K_H}{n_2 \cdot q} \cdot \left(\frac{146 \cdot 10^4}{Z_2 [\sigma_H]}\right)^2}.$$

Величину модуля округляем до стандартного значения, уточняем величину q (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Значение модуля m (мм) и коэффициента диаметра червяка q в зависимости от модуля (ГОСТ 2144-76)

m	q	m	q	m	q	m	q	m	q	m	q
			8,0		8,0		8,0		8,0		8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0		10,0		10,0
1,6	12,5	2,5	12,5	4,0	12,5	6,5	12,5	10,0	12,5	16,0	12,5
	16,0		16,0		16,0		14,0		16,0		16,0
	20,0		20,0		20,0		16,0		20,0		20,0
							20,0				
	8,0		8,0		8,0		8,0		8,0		8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0		10,0		10,0
2,00	12,5	3,15	12,5	5,0	12,5	8,0	12,5	12,5	12,5	20,0	
	16,0		16,0		16,0		16,0		16,0		
	20,0		20,0		20,0		20,0		20,0		

2.9. Определяем делительный диаметр червяка d_1 , делительный диаметр колеса d_2 , межосевое расстояние a (мм):

$$\begin{aligned}d_1 &= q \cdot m, \\d_2 &= m \cdot Z_2; \\a &= \frac{d_1 + d_2}{2}.\end{aligned}$$

2.10. Находим делительный угол подъема линии витка червяка

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right).$$

Можно воспользоваться табл. 2.4.

Таблица 2.4

Делительные углы подъема линий витков червяка γ

Z_1	Значения γ при q равном					
	16	14	12	10	9	8
1	3° 34' 35"	4° 05' 08"	4° 45' 49"	5° 42' 38"	6° 20' 25"	7° 07' 30"
2	7° 07' 30"	8° 07' 48"	9° 27' 44"	11° 18' 36"	12° 31' 44"	14° 02' 10"
4	14° 02' 10"	15° 56' 43"	18° 25' 06"	12° 48' 05"	23° 57' 45"	26° 33' 54"

2.11. Определяем скорость скольжения

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma}, \text{ м/с.}$$

2.12. По скорости скольжения уточняем выбранный материал колеса.

V_s должна лежать в рекомендуемых пределах (см. раздел 1), а для безоловянистой бронзы или чугуна уточняем $[\sigma_H]$ по фактической V_s (см. пункт 1.2, табл. 1.3).

2.13. По V_s из табл. 2.5 выбираем приведенный угол трения ρ' .

Таблица 2.5

Значение угла ρ' при стальном червяке и бронзовом колесе

$V_s, \text{ м/с}$	ρ'	$V_s, \text{ м/с}$	ρ'
0,01	$6^{\circ} 20' \dots 6^{\circ} 50'$	2,5	$1^{\circ} 40' \dots 2^{\circ} 20'$
0,1	$4^{\circ} 30' \dots 5^{\circ} 10'$	3,0	$1^{\circ} 30' \dots 2^{\circ} 00'$
0,5	$3^{\circ} 10' \dots 3^{\circ} 40'$	4,0	$1^{\circ} 20' \dots 1^{\circ} 40'$
1,0	$2^{\circ} 30' \dots 3^{\circ} 10'$	7,0	$1^{\circ} 00' \dots 1^{\circ} 30'$
1,5	$2^{\circ} 20' \dots 2^{\circ} 50'$	10,0	$0^{\circ} 55' \dots 1^{\circ} 20'$
2,0	$2^{\circ} 00' \dots 2^{\circ} 30'$		

Примечание: меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке.

2.14. Уточняем КПД червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}.$$

2.15. Выполняем проверочный расчет по контактным напряжениям (МПа)

$$\sigma_H = \frac{146 \cdot 10^4}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{P_1 \cdot \eta \cdot K_H}{d_1 \cdot n_2}} \leq [\sigma_H].$$

2.16. Определяем окружную скорость колеса (м/с)

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}.$$

2.17. Определяем окружную силу для колеса (Н)

$$F_{t2} = \frac{1000 \cdot P_1 \cdot \eta}{V_2}.$$

2.18. Находим ширину венца колеса b_2 , соответствующую углу обхвата червяка колесом 100° , и длину нарезной части червяка b_1 (мм):

$$\begin{aligned} \text{при } Z_1 = 1; 2 & \quad b_2 \leq 0.75 d_{a1}; \\ \text{при } Z_1 = 4 & \quad b_2 \leq 0.67 d_{a1} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

Здесь d_{a1} - диаметр вершин витков червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2m.$$

Длина нарезаемой части червяка b_1 , мм:

$$b_1 \geq (11 + 0.06Z_2)m \quad \text{при } Z_1 = 1; 2;$$

$$b_1 \geq (12.5 + 0.09Z_2)m \quad \text{при } Z_1 = 4.$$

2.19. Выполняем проверочный расчет зубьев колеса на выносливость по напряжениям изгиба (МПа)

$$\sigma_F = 0.7 \cdot Y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m_n}.$$

Здесь Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по табл. 2.6, по приведенному числу зубьев колеса Z_{v2} .

$$Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \gamma;$$

m_n – нормальный модуль:

$$m_n = m \cdot \cos \gamma;$$

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила (Н/мм)

$$\omega_{Ft} = F_{t2} K_F / b_2.$$

2.20. Выполняем проверочный расчет зубьев колеса по предельным напряжениям при перегрузках (см. раздел 3).

2.21. По табл. 2.7 назначаем степень точности передачи.

Таблица 2.6

Коэффициент формы зуба червячных колес Y_F

Z_v	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,30	1,27	1,24

Таблица 2.7

Рекомендации по выбору степеней точности для силовых червячных передач

Степень точности не ниже	Скорость скольжения V_s , м/с	Обработка	Примечание
7	10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными срезами. Обкатка под нагрузкой.	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	5	Допускается червяк с $HV \leq 350$ не шлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные со средними требованиями по шуму, габаритам и точности.
9	2	Червяк с $HV \leq 350$ не шлифуется. Колесо нарезается любым способом.	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями.

3. Проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках

Проверка прочности зубьев колеса по предельным напряжениям производится с целью предотвращения пластической деформации или статического излома зубьев при кратковременных перегрузках.

Зубья червячных колес проверяются только по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{P} \cdot \left(\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max},$$

где P – потребная мощность двигателя, кВт;

σ_F – напряжения изгиба, найденные при расчете зубьев колеса на выносливость, МПа, (см. пункт 2.19). Расчет ведется по потребной мощности двигателя;

$P_{\text{дв}}$ – номинальная мощность выбранного двигателя;

$T_{\text{max}}/T_{\text{min}}$ – кратность максимального момента выбранного двигателя (приведена в каталогах на электродвигатели);

$[\sigma_F]_{\max}$ – допускаемые напряжения изгиба при перегрузках, МПа (см. табл. 3.1).

Таблица 3.1

Допускаемые изгибные напряжения при перегрузках червячных передач $[\sigma_F]_{\max}$, МПа

Материал колеса	Способ отливки	$[\sigma_F]_{\max}$
Бронза ОФ 10-1	В песок	95
Бронза ОФ 10-1	В кокиль	140
Бронза ОНФ	Центробежный	135
Бронза АЖ9-4	В песок	160
Бронза АЖ9-4	В кокиль	190
Чугун СЧ12-28	В песок	70
Чугун СЧ 18-36	В песок	110
Чугун СЧ 21-40	В песок	130

4. Пример расчета

Рассчитать закрытую червячную передачу с цилиндрическим червяком при следующих данных:

$P_1=4,5$ кВт – мощность на червяке;

$n_1=960$ мин⁻¹ - частота вращения червяка;

$u=20$ – передаточное число червячной пары; смещение исходного контура отсутствует; нагрузка постоянная; перегрузка не превышает 2,2 раза от номинального момента; реверса нет; ресурс передачи $T=10$ лет при коэффициенте суточного использования $K_{сут}=0,6$ и коэффициенте годового использования $K_{год}=0,8$.

Решение

4.1. Назначаем число заходов червяка Z_1 по табл. 2.1:

$$Z_1=2.$$

4.2. Определяем число зубьев колеса:

$$Z_2=Z_1u=2 \cdot 20=40,$$

$$Z_2 > Z_{2 \min}=28,$$

следовательно, подрезания зубьев не произойдет.

4.3. Уточняем передаточное число

$$u=Z_2/Z_1=40/2=20.$$

4.4. Находим частоту вращения колеса

$$n_2=n_1/u=960/20=48 \text{ мин}^{-1}.$$

4.5. Выбираем коэффициент расчетной нагрузки при расчете по контактным напряжениям – K_H и изгибным напряжениям – K_F .

Так как нагрузка постоянная, принимаем

$$K_H=K_F=1,1.$$

4.6 Определяем вспомогательную величину S :

$$S = \sqrt{1 + \left(\frac{Z_1}{q}\right)^2} \cdot \sqrt[3]{u \left(\frac{q}{Z_1}\right)^2 \cdot n_2^2 \cdot P_1 \cdot \eta \cdot K_H},$$

где q – коэффициент диаметра червяка; предварительно принимаем $q=10$;

η - КПД червячной передачи; предварительно η берем из табл. 2.2; $\eta = 0,8$.

Тогда

$$S = \sqrt{1 + \left(\frac{2}{10}\right)^2} \cdot \sqrt[3]{20 \left(\frac{10}{2}\right)^2 \cdot 48^2 \cdot 4,5 \cdot 0,8 \cdot 1,1} = 169,17 .$$

4.7. Выбираем материал и определяем допускаемые напряжения (МПа)

$$[\sigma_H], [\sigma_F];$$

Ориентируясь на вспомогательную величину S , назначаем АЖ9-4 при $S=169,17$, $[\sigma_H]=164$ МПа, $V_S=3,9$ м/с.

Материал червяка назначаем по рекомендациям табл.1.1:

Сталь 45, закалка HR С 45.....55.

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$:

$$[\sigma_F]=K_{FL}[\sigma_F]',$$

где K_{FL} - коэффициент долговечности;

$[\sigma_F]'$ - допускаемое напряжение изгиба при базовом числе циклов перемены напряжений $N_{FO}=10^6$; по табл. 1.5 $[\sigma_F]' = 100$ МПа.

Коэффициент долговечности определяем по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N}},$$

где N – число циклов перемены напряжений зуба червячного колеса за весь срок службы; $N=60nt$.

Здесь $n=48$ мин⁻¹ – частота вращения червячного колеса;

t - ресурс работы передачи, час;

$t=10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{сут} \cdot K_{год} = 10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,6 \cdot 0,8 = 42048$ ч.

$N=60 \cdot 48 \cdot 42048 = 1,21 \cdot 10^8$;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1,21 \cdot 10^8}} = 0,587 .$$

Тогда $[\sigma_F]=0,587 \cdot 100=58,7$ МПа.

4.8. Определяем модуль передачи

$$m = \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot \eta \cdot K_H}{n_2 \cdot q} \cdot \left(\frac{146 \cdot 10^4}{Z_2 \cdot [\sigma_H]}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \cdot 0,8 \cdot 1,1}{48 \cdot 10} \cdot \left(\frac{146 \cdot 10^4}{40 \cdot 164}\right)^2} = 7,42 \text{ м} .$$

Величину модуля округляем до стандартного значения по табл. 2.3:

$$m=8\text{мм} \quad \text{СТ СЭВ 267-76.}$$

При этом оставляем $q=10$.

4.9. Определяем делительный диаметр червяка d_1 , колеса d_2 , межосевое расстояние a :

$$d_1 = qm = 10 \cdot 8 = 80\text{мм},$$

$$d_2 = mZ_2 = 8 \cdot 40 = 320\text{мм},$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{80 + 320}{2} = 200\text{мм}.$$

4.10. Находим делительный угол подъема линии витка червяка по табл. 2.4:

$$\text{при } Z_1=2 \text{ и } q=10 \quad \gamma = \gamma' = 11^{\circ}18'36''.$$

4.11. Определяем скорость скольжения

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 960}{60 \cdot 1000 \cdot \cos 11^{\circ}18'36''} = 4,1\text{м/с}.$$

4.12. По скорости скольжения V_s уточняем выбранный материал колеса и допускаемые напряжения (см. п. 1.1)

Так как $V_s < 6\text{м/с}$, оставляем для венца червячного колеса выбранный ранее материал БР. АЖ9-4.

При $V_s = 4,1\text{ м/с}$ и шлифованном червяке $\rho' = 1^{\circ}20'$.

4.14. Уточняем КПД червячной передачи

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\text{tg} 11^{\circ}18'36''}{\text{tg}(11^{\circ}18'36'' + 1^{\circ}20')} = 0,89.$$

4.15. Выполняем проверочный расчет передачи по контактным напряжениям по формуле:

$$\sigma_H = \frac{146 \cdot 10^4}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{P_1 \cdot \eta \cdot K_H}{n_2 \cdot d_1}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = \frac{146 \cdot 10^4}{320} \cdot \sqrt{\frac{4,5 \cdot 0,89 \cdot 1,1}{48 \cdot 80}} = 154,5 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 160 .$$

4.16. Определяем окружную скорость колеса

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 320 \cdot 48}{60 \cdot 1000} = 0,8 \text{ м/с} .$$

4.17. Определяем окружную силу на колесе

$$F_{t2} = \frac{1000 \cdot P_1 \cdot \eta}{V_2} = \frac{1000 \cdot 4,5 \cdot 0,89}{0,8} = 5006,25 \text{ Н} .$$

4.18. Находим ширину венца колеса b_2 , соответствующую углу обхвата червяка колесом 100° , и длину нарезной части червяка b_1 :

$$\text{при } Z_1=2 \quad b_2 \leq 0,75d_{a1},$$

где d_{a1} – диаметр вершин витков червяка;

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм},$$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм}; \quad b_2 = 70 \text{ мм}.$$

Длина нарезной части червяка при $Z_1=2$

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 = 107,2 \text{ мм},$$

принимаем $b_1 = 110 \text{ мм}$.

4.19. Выполняем проверочный расчет зубьев колеса на выносливость по напряжениям изгиба по формуле

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \cdot \frac{\sigma_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F].$$

Здесь Y_F – коэффициент формы зуба, выбираем по табл. 2.6 по приведенному числу зубьев колеса:

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{(\cos 11^\circ 18' 36'')} = 42 ,$$

$$Y_F = 1,52;$$

m_n – нормальный модуль:

$$m_n = m \cdot \cos \gamma = 8 \cdot \cos 11^\circ 18' 36'' = 7,84 \text{ мм},$$

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2} = \frac{5006,25 \cdot 1,1}{70} = 78,67 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,52 \cdot \frac{78,67}{7,84} = 10,68 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F < [\sigma_F] = 58,7 \text{ МПа}.$$

4.20. Выполняем проверочный расчет зубьев колеса по предельным напряжениям при кратковременных перегрузках.

Зубья червячного колеса проверяются по напряжениям изгиба (раздел 3):

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{P_{дв}}{P} \cdot \left(\frac{T_{max}}{T_{ном}} \right) \leq [\sigma_F]_{max},$$

$$\sigma_{Fmax} = 10,68 \cdot 1 \cdot 2,2 = 23,5 \text{ МПа};$$

$[\sigma_F]_{max}$ – допускаемое напряжение изгиба при перегрузках, выбирается по табл. 3.1:

$$[\sigma_F]_{max} = 160 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax} < [\sigma_F]_{max}.$$

4.21. По табл. 2.7 назначаем степень точности передачи:
при $V_s = 4.1$ м/с степень точности передачи 8.

Библиографический список

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1991. 883 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Расчет червячных передач: Методическая разработка / КПИ; Сост.: А.А. Норовский, Э.И. Классен, И.Н. Путинцева. Курск, 1984.
4. Библиотека подпрограмм для учебной САПР приводов вращательного движения. Методическая разработка / КПИ; Сост.: А.М. Вратский, А.А. Норовский. Курск, 1986.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



УТВЕРЖДАЮ

Профессор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 02 » 2018 г.

РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
_____ О.Г. Локтионова
« ____ » _____ 201_ г.

РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

УДК 621.8

Составитель: А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *В.В. Малыхин*

Расчёт передач гибкой связью: Методические указания по курсовому проектированию и практическим занятиям по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов очной и заочной формы обучения / Юго-Запад. гос. ун-т. Сост. А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова. - Курск, 2018 г. - 36 с.

Излагаются рекомендации и порядок расчёта плоскоременной, клиноременной передачи, а также цепных передач роликовой и зубчатой цепью. Приведены справочные данные.

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС-3 по направлению подготовки бакалавров направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Работа предназначена для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 2,0. Уч. - изд. л.1,89. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Введение

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов, сгибаемых ремнем. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

Основное применение ременные передачи имеют в приводах с электродвигателями небольшой и средней мощности.

Ремни выполняют с сечением в виде узкого прямоугольника – плоские ремни; трапециевидного сечения – клиновые и поликлиновые ремни; круглого сечения – круглые ремни и зубчатые ремни.

Наиболее широкое распространение в машинах имеют клиновые и плоские ремни. Плоские ремни применяют как простейшие, испытывающие минимальные напряжения изгиба на шкивах; клиновые и поликлиновые – в связи с их повышенной тяговой способностью. Круглые ремни применяют для передачи малых мощностей, преимущественно в приборах, бытовых машинах. Зубчатые ремни используют благодаря тому, что они обладают достоинствами передач зацеплением.

Достоинства ременных передач, определяющие области их применения:

- 1) возможность передачи движения на значительные расстояния;
- 2) плавность работы - смягчение толчков, бесшумность;
- 3) возможность работы с высокими частотами вращения;
- 4) простота конструкции;
- 5) малая стоимость.

Недостатки ременных передач:

- 1) значительные габариты;
- 2) неизбежность устройства для натяжения ремня;
- 3) необходимость устройства для натяжения ремня;
- 4) большие нагрузки на валы и опоры от натяжения ремня;
- 5) малая долговечность ремня;
- 6) электризация ремня.

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи, охватывающей звездочки и зацепляющейся за их зубья. Применяют также цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками.

Главный элемент цепной передачи – приводная цепь, которая состоит из соединенных шарнирами и звеньев.

Основными типами приводных цепей являются роликовые, втулочные и зубчатые, которые стандартизованы. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износостойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой – разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем.

Цепные передачи применяют в станках, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах.

Достоинства цепных передач:

- 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний;
- 2) меньше, чем у ременных передач, габариты;
- 3) отсутствие скольжения;
- 4) высокий КПД;
- 5) возможность легкой замены цепи;
- 6) возможность передавать движение нескольким звездочкам.

Вместе с тем цепные передачи не лишены недостатков:

- 1) значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге (этот недостаток ограничивает применение цепных передач при больших скоростях);
- 2) передачи работают при плохом смазывании и при попадании пыли и грязи, что вызывает быстрое изнашивание шарниров цепи;
- 3) передачи требуют более сложного ухода при эксплуатации, чем ременные.

1. Плоскоременная передача

Рассматривается расчёт открытых передач и передач с натяжным роликом плоскими приводными тканевыми (из бельтинга Б-820) резинотканевыми ремнями типа А (нарезными) по ГОСТу 23831-79. Эти ремни применимы для скоростей до 30 м/с.

Исходные данные:

P – передаваемая мощность, кВт;

n_1 – частота вращения меньшего шкива, мин⁻¹;

U – передаточное число.

Кроме того, известны условия работы передачи.

Требуется определить размеры ремня, диаметры и ширину шкивов, межосевое расстояние и усилия, действующие на валы передачи.

1.1. Определяем диаметр меньшего шкива, мм

$$D_1 = (1100 \dots 1350) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}}.$$

Принимаем промежуточное значение D_1 , округлённое по ГОСТу 17383-73 (см. табл. 1.1).

1.2. Определяем диаметр большего шкива, мм

$$D_2 = U \cdot D_1.$$

Округляем до стандартного значения по табл. 1.1.

1.3. Уточняем передаточное число

$$U = \frac{D_2}{D_1}.$$

1.4. Определяем межосевое расстояние, мм:

для открытой передачи

$$a = 2(D_1 + D_2);$$

для передачи с натяжным роликом

$$a = D_1 + D_2.$$

По конструктивным соображениям межосевое расстояние может быть принято большим.

1.5. Определяем скорость ремня, м/с

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Таблица 1.1 Диаметры шкивов в мм для плоских приводных ремней (по ГОСТу 17383-73) и расчётные диаметры шкивов в мм для клиновых приводных ремней (по ГОСТу 1284.1-80)

63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280
315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	

Таблица 1.2 Зависимость ширины шкива В от ширины ремня b в мм (по ГОСТу 17383-73)

b	В	b	В	b	В
20	25	90	100	224	250
25	32	100	112	250	280
32	40	112	125	280	312
40	50	125	140	315	355
50	63	140	160	355	400
63	71	160	180	400	450
71	80	180	200	450	500
80	90	200	224	500	560

1.6. Определяем геометрическую длину ремня, мм:
для открытой передачи

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a},$$

для передачи с натяжным роликом l определяется графическим путём по вычерченной в масштабе схеме передачи. Диаметр ролика выбирается в пределах $D_0 = (0,8...1)D_1$, (округляется по табл. 1.1).

Натяжной ролик следует помещать на ведомой ветви; желательно, чтобы угол огибания ролика ремнём был не более 120° , а центр ролика располагался от центра меньшего шкива на расстоянии

$$C \geq D_0 + (0,5...1)D_1.$$

1.7. Проверяем число пробегов ремня в секунду

$$y = \frac{V}{l} \leq [y].$$

Здесь l - в м.

Для открытой передачи $[y] = 5 \text{ с}^{-1}$, для передачи с натяжным роликом $[y] = 3 \text{ с}^{-1}$.

1.8. Проверяем угол обхвата на меньшем шкиве.

Для открытой передачи

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ,$$

для передачи с натяжным роликом угол α определяется графически по схеме передачи, вычерченной в масштабе.

Угол α должен быть не менее 150° . При неудовлетворительных результатах проверки по пункту 1.7 или 1.8 следует увеличить межосевое расстояние.

1.9. Определяем толщину ремня δ в зависимости от диаметра меньшего шкива по табл. 1.3.

1.10. Определяем окружное усилие, Н

$$F = \frac{1000P}{V}.$$

1.11. Выбираем σ_0 - напряжение ремня от предварительного натяжения:

$\sigma_0 = 1,6$ МПа следует принимать, если отсутствуют устройства для подтягивания ремня в процессе эксплуатации;

$\sigma_0 = 1,8$ МПа рекомендуется принимать при наличии устройств, для периодического подтягивания ремня;

$\sigma_0 = 2,0$ МПа можно вводить в расчёт передач с автоматически регулируемым натяжением как при постоянном межосевом расстоянии (натяжной ролик, прижимаемый либо грузовым устройством, либо пружиной), так и при изменяемом межосевом расстоянии (самонатяжные приводы).

1.12. Определяем допускаемое полезное напряжение в ремне для стандартной передачи, МПа

$$[\sigma_p]_0 = 10 \left(A - \frac{\delta}{D_1} \right),$$

где толщина ремня δ и диаметр меньшего шкива D_1 - в мм. Коэффициент A зависит от напряжения σ_0 :

$A = 0,23$ при $\sigma_0 = 1,6$ МПа;

$A = 0,25$ при $\sigma_0 = 1,8$ МПа;

$A = 0,27$ при $\sigma_0 = 2,0$ МПа.

Таблица 1.3 Зависимость между толщиной ремня δ и диаметром меньшего шкива D_1 (в мм)

Число прокладок		3	4	5	6
Толщина ремня δ в мм		3,75	5,0	6,25	7,5
Наименьший диаметр D_1	Рекомендуемый	160	224	280	355
	Допускаемый	125	180	250	315

Примечания:

1. Толщина ремня δ указана без резиновых прослоек и обкладок.
2. Допускаемые значения D_1 используют при требовании наибольшей компактности привода.

Таблица 1.4 Значения коэффициента K_α , учитывающего угол обхвата на меньшем шкиве

Угол обхвата α , град.	150	160	170	180	190	200	210	220	230
Коэффициент K_α	0,91	0,94	0,97	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25

Таблица 1.5 Значения коэффициента K_0 , учитывающего угол наклона оси передачи к горизонту

Угол наклона, град	от 0 до 60	от 60 до 80	от 80 до 90
Коэффициент K_0	1,0	0,9	0,8

Для передачи с автоматическим натяжением во всех случаях $K_0 = 1$.

1.13. Определяем допускаемое полезное напряжение в ремне для проектируемой передачи, МПа

$$[\sigma_p] = [\sigma_p]_0 K_\alpha K_0 K_v K_H.$$

Числовые значения коэффициентов K_α, K_0, K_v, K_H приведены в табл. 1.4; 1.5; 1.6; и 1.7.

1.14. Определяем ширину ремня, мм

$$b = \frac{F}{\delta[\sigma_p]}.$$

Округляем в большую сторону по табл. 1.8.

1.15. В зависимости от ширины ремня b по табл. 1.2 находим ширину шкивов B .

1.16. Определяем силу предварительного натяжения ремня, Н

$$F_0 = \sigma_0 b \delta.$$

1.17. Определяем силу давления на валы передачи, Н

$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Для открытой передачи усилия давления на оба вала с достаточной степенью точности можно считать равными по абсолютной величине и направленными навстречу друг другу по линии, соединяющей центры шкивов.

Для передачи с натяжным роликом давления на валы в общем случае неодинаковы, поэтому их следует определять для ведущего и ведомого валов отдельно; полагаем, что сила F_r направлена по биссектрисе угла, образованного ветвями ремня.

Давление на ось натяжного ролика находим графически – как равнодействующую усилий натяжения набегающей на ролик и сбегающей с ролика ветвей ремня.

Таблица 1.6 Значения скоростного коэффициента K_v для плоскоремennых передач

Скорость ремня V , м/с	1	5	10	15	20	25	30
Коэффициент K_v	1,0	1,0	1,0	0,9	0,8	0,7	0,68
	4	3	0	5	8	9	

Для передач с автоматическим натяжением ремня при $V \geq 10$ м/с следует принимать $K_v = 1$.

Таблица 1.7 Значения коэффициента режима и длительности работы
“ K_H ”

Характер нагрузки	Тип машины	Род двигателя					
		Постоянного тока, асинхронный с контактными и кольцами			Асинхронный с короткозамкнутым ротором		
		1	2	3	1	2	3
Спокойная нагрузка. Пусковая нагрузка до 120% от номинальной.	Ленточные транспортёры. Вентиляторы. Насосы центробежные. Токарные, сверлильные и шлифовальные станки.	1,0	0,9	0,8	0,9	0,8	0,7
Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150% от номинальной.	Пластинчатые конвейеры. Поршневые насосы и компрессоры. Фрезерные и револьверные станки.	0,9	0,8	0,7	0,8	0,7	0,6
Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200% от номинальной.	Винтовые и скребковые конвейеры. Строгальные и долбежные станки.	0,8	0,7	0,6	0,7	0,6	0,5
Весьма неравномерная или ударная нагрузка. Пусковая нагрузка до 300% от номинальной.	Эксцентрикковые и винтовые прессы. Дробилки, ножницы, молоты.	0,7	0,6	0,5	0,6	0,5	0,4

Таблица 1.8 Ширина b и толщина δ плоских тканевых резинотканевых ремней типа А

δ , мм \ b , мм	3,75	5,0	6,25	7,50
20	+	+	+	
25	+	+	+	
32	+	+	+	
40	+	+	+	
50	+	+	+	

63	+	+	+	
71	+	+	+	
80	+	+	+	+
90	+	+	+	+
100	+	+	+	+
112	+	+	+	+
125		+	+	+
140		+	+	+
160		+	+	+
180		+	+	+
200		+	+	+
224		+	+	+
250		+	+	+

Толщина δ указана без резиновых прослоек и обкладок.

2. Клиноременная передача

Исходные данные:

P - передаваемая мощность, кВт;

n_1 - частота вращения меньшего шкива, мин⁻¹;

U - передаточное число.

Известны также режим нагрузки и длительность работы передачи в течение суток.

Требуется определить тип и длину ремня, число ремней, диаметры шкивов, межосевое расстояние, усилия, действующие на валы передачи.

2.1. Определяем крутящий момент на меньшем шкиве, Н·мм

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n_1}.$$

2.2. Принимая напряжение предварительного натяжения ремня $\sigma_0 = 1,2$ МПа и предполагая применить минимально допустимый диаметр меньшего шкива, определяем допускаемое полезное напряжение в ремне, МПа

$$[\sigma_P] = 1,51 K_\alpha K_H,$$

где 1,51 – среднее значение допускаемого полезного напряжения в клиновом ремне стандартной передачи при вышеуказанном условии;

K_a - коэффициент угла обхвата на меньшем шкиве. Определяется в зависимости от передаточного числа U по табл. 2.1;

K_H - коэффициент режима нагрузки и длительности работы передачи (см. табл. 1.7).

Таблица 2.1 Значения коэффициента угла обхвата K_a для клиноременных передач в зависимости от передаточного числа U

U	1	2	3	4	5	6	7
K_a	1	0,92	0,86	0,81	0,77	0,74	0,71

Таблица 2.2 Выбор типа ремня и диаметра меньшего шкива

$C = \frac{T_1}{[\sigma_p] \cdot 10^3}$	Тип ремня по ГОСТу 1284.1-80	Площадь сечения ремня А, мм ²	Высота профиля ремня h, мм	Диаметр шкива (минимальный) D ₁ , мм
до 8,5	0	47	6,0	63
св. 8,5 до 21	А	81	8,0	90
св. 21 до 50	Б	138	10,5	125
св. 50 до 160	В	230	13,5	200
св. 160 до 500	Г	476	19,0	315
св. 500 до 1200	Д	692	23,5	500
св. 1200 до 3700	Е	1170	30,0	800

2.3. Вычисляем параметр C - отношение величины крутящего момента на меньшем шкиве к допускаемому полезному напряжению в ремне:

$$C = \frac{T_1}{[\sigma_p] \cdot 10^3}.$$

2.4. В зависимости от величины параметра C по табл. 2.2 выбираем тип клинового ремня и расчётный диаметр меньшего шкива D_1 .

2.5. Определяем расчётный диаметр большего шкива, мм

$$D_2 = UD_1.$$

Полученное значение D_2 округляем до ближайшего стандартного по ГОСТу 1284.1-80 (табл. 1.1).

2.6. Утоняем передаточное число

$$U = \frac{D_2}{D_1}.$$

2.7. Определяем наименьшее межосевое расстояние, мм

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h,$$

где h - высота профиля ремня (см. табл. 2.2).

2.8. Определяем ориентировочную длину ремня, мм

$$l_{\text{ориен.}} = 2a_{\min} + W + \frac{y}{a_{\min}},$$

где $W = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2}$; $y = \left(\frac{D_2 - D_1}{2}\right)^2$.

По ГОСТу 1284.1-80 (табл. 2.3) выбираем ближайшую большую стандартную расчётную длину ремня l .

2.9. Находим действительное межосевое расстояние, мм

$$a = 0,25 \left[1 - W + \sqrt{(1 - W)^2 - 8y} \right].$$

Таблица 2.3 Расчётная длина клиновых ремней (по ГОСТу 1284.1-80)

Расчётная длина ремня l, мм	Тип ремня						
	0	А	Б	В	Г	Д	Е
400, 450, 500	+						
560, 630, 710	+	+					
800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600	+	+	+				
1800, 2000, 2240, 2500	+	+	+	+			
2800		+	+	+			
3150, 3550, 4000		+	+	+	+		
4500, 5000, 5600			+	+	+	+	
6300			+	+	+	+	+
7100, 8000, 9000, 10000				+	+	+	+
11200, 12500, 14000					+	+	+
16000, 18000						+	+

2.30. Проверяем угол обхвата на меньшем шкиве

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ \geq 120^\circ .$$

При особо жёстких требованиях к размерам передачи допускается принимать $\alpha \geq 100^\circ$. Если это условие не выполняется, следует увеличить межосевое расстояние.

2.31. Определяем окружное усилие, Н

$$F = \frac{2T_1}{D_1} .$$

2.32. Определяем число ремней

$$Z = \frac{F}{A[\sigma_p]} ,$$

где A - площадь поперечного сечения ремня в мм² (см. табл. 2.2). Z округляем до ближайшего большего целого числа.

2.33. Определяем силу предварительного натяжения ремней, Н

$$F_0 = z A \sigma_0 .$$

Здесь Z вводится без округления,

$$\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа (см. п. 2.2).}$$

2.34. Определяем нагрузку на валы, Н

$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2} .$$

3. Цепная передача роликовой цепью или зубчатой цепью с шарнирами скольжения

Роликовые цепи применяют при окружных скоростях до 20 м/с.

Зубчатые цепи (с шарнирами скольжения и качения – см. раздел 4) работают плавно, с меньшим шумом. Их рекомендуют применять при сравнительно высоких скоростях – до 35 м/с.

Исходные данные:

P - передаваемая мощность, кВт;

n_1 - частота вращения малой звёздочки, мин⁻¹;

U - передаточное число.

Расчёт выполняется по критерию износостойкости шарниров.

3.1. Назначаем число зубьев z_1 малой звёздочки. Минимальные числа зубьев звёздочки Z_{1min} можно принимать по таблицам:

для роликовых цепей

n_1 , мин ⁻¹	до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 300	св. 300 до 500
Z_{1min}	11	13	15	17

для зубчатых цепей

n_1 , мин ⁻¹	до 200	св. 200 до 600	св. 600 до 1000
Z_{1min}	17	19	21

Рекомендуемые числа зубьев малых звёздочек в быстроходных передачах (ориентировочно при $n_1 > 500$ мин⁻¹ для роликовых и $n_1 > 1000$ мин⁻¹ для зубчатых цепей) приведены в табл. 3.1.

Предпочтительно выбирать числа зубьев звёздочек (особенно малой) нечётными, что в сочетании с чётным числом звеньем цепи способствует равномерному износу.

Таблица 3.1 Рекомендуемые числа зубьев малой звёздочки z_1 в быстроходных передачах

Тип цепи	Передаточное число U					
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6
роликовая	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
зубчатая	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17

Таблица 3.2 Значения коэффициента рядности «m» для роликовых цепей

Число рядов цепи	1	2	3	4
m	1	1,7	2,5	3

3.2. Определяем число зубьев большой звёздочки

$$z_2 = z_1 \cdot U.$$

Округляем до целого числа. По условиям потери зацепления при износе цепи $z_{2 \max}$ желательно принимать не более 100...120 для роликовых и 120...140 для зубчатых цепей.

Уточняем передаточное число

$$U = \frac{z_2}{z_1}.$$

3.3. Находим частоту вращения большой звёздочки, мин^{-1}

$$n_2 = \frac{n_1}{U}.$$

3.4. Назначаем межцентровое расстояние в шагах цепи

$$a = (25... 80)t.$$

Оптимальные значения межцентрового расстояния по соображениям долговечности цепи $a = (30...50)t$.

3.5. Определяем коэффициент числа зубьев

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1},$$

где $z_{01} = 25$ – число зубьев малой звёздочки базовой передачи.

3.6. Находим коэффициент числа оборотов

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1},$$

где n_{01} - число оборотов малой звёздочки базовой передачи. За n_{01} принимаем ближайшее к n_1 число оборотов из ряда табл. 3.3 и 3.4.

3.7. Определяем коэффициент эксплуатации

$$K_9 = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

где $K_1 \dots K_6$ - частные коэффициенты, учитывающие условия работы передачи и её конструкцию – по табл.3.5.

Таблица 3.3 Допускаемая расчётная мощность $[P_p]$, кВт для цепных передач роликовой цепью (при z_{01})

Тип цепи по ГОСТу 13568-75	Шаг цепи t , мм	Число оборотов малой звёздочки n_{01} , мин ⁻¹					
		50	200	400	600	800	1000
1	2	3	4	5	6	7	8
ПР-12, 7-900-2	12,7	0,19	0,69	1,26	1,73	2,13	2,47
ПР-12, 7-1820-1	12,7	0,36	1,29	2,35	3,22	3,97	4,60
ПР-12, 7-1820-2	12,7	0,46	1,64	3,0	4,10	5,06	5,85
ПР-5, 875-2270-1	15,875	0,62	2,23	4,06	5,35	6,85	7,92
ПР-5, 875-2270-2	15,875	0,80	2,90	5,28	7,22	8,91	10,3
ПР-9, 05-3180	19,05	1,43	4,90	8,60	11,5	13,8	15,6
ПР-25, 4-5670	25,4	3,25	11,2	19,5	26,4	31,2	35,3
1	2	3	4	5	6	7	8
ПР-31, 75-8850	31,75	5,95	19,5	33,0	42,7	50,4	-
ПР-38, 1-12700	38,1	10,7	35,0	59,0	77,0	-	-
ПР-50, 45-17240	44,45	15,0	45,0	72,0	90,0	-	-
ПР-44, 8-22680	50,8	23,4	70	112	-	-	-
Тип цепи по ГОСТу 13568-75	Шаг цепи t , мм	Число оборотов малой звёздочки n_{01} , мин ⁻¹					
		1200	1600	2000	2400	2800	
ПР-12, 7-900-2	12,7	2,78	3,26	3,65	3,96	4,23	
ПР-12, 7-1820-1	12,7	5,16	6,06	6,80	7,40	7,90	
ПР-12, 7-1820-2	12,7	6,62	7,72	8,67	9,40	10,0	
ПР-15, 875-2270-1	15,875	8,92	10,05	11,75	12,75	-	
ПР-15, 875-2270-2	15,875	11,6	13,6	15,3	16,6	-	
ПР-19, 05-3180	19,05	17,2	19,7	-	-	-	
ПР-25, 4-5670	25,4	39,0	-	-	-	-	

Таблица 3.4 Допускаемая расчётная мощность $[P_p]$, кВт/см для цепных передач зубчатой цепью с шарнирами скольжения при ширине цепи $b = 10$ мм, z_{01} и интервал допускаемых расчётных мощностей $[P_p]_{ц}$, кВт

Число оборотов малой звёздочки $n_{01}, \text{мин}^{-1}$		Шаг цепи t , мм				
		12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
1	2	3	4	5	6	7
50	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	0,26...1,46 0,136	0,56...2,39 0,19	10,4...5,84 0,29	2,55...11,85 0,46	6,3...21,4 0,77
200	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	0,93...5,26 0,49	2,03...8,7 0,69	3,53...19,75 0,98	8,77...40,6 1,58	20,8...70,6 2,54
400	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	1,69...9,56 0,89	3,72...15,9 1,26	6,23...34,8 1,73	15,5...71,6 2,79	36,5...121 4,35
600	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	2,34...13,2 1,23	5,1...21,8 1,73	8,2...46 2,28	20,4...94,5 3,68	46...156 5,60
800	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	2,89...16,3 1,52	6,35...27,1 2,15	10...55,8 2,77	24,8...115 4,46	53,5...182 6,52
1000	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	3,42...19,4 1,8	7,5...32 2,54	11,4...64 3,18	28,4...132 5,12	60,5...205 7,37
1200	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	3,72...21,1 1,96	8,14...34,8 2,76	12,5...70 3,47	31...143,5 5,58	55...186,5 6,70
1	2	3	4	5	6	7
1600	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	4,33...24,5 2,28	9,52...40,7 3,23	14,3...80 3,99	35,5...165 6,40	- -
2000	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	4,9...27,8 2,58	10,75...46 3,65	15...84 4,16	37,2...172,5 6,70	- -
2400	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	5,2...29,4 2,74	11,4...48,8 3,87	- -	- -	- -
2800	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	5,65...32 2,97	12,4...53 4,20	- -	- -	- -
3200	$[P_p]_{ц}$ $[P_p]$	5,94...33,6 3,13	- -	- -	- -	- -

3.8. Определяем расчётную мощность передачи, кВт

$$P_p = PK_z K_n K_\omega.$$

3.9. Для роликовых цепей по P_p и n_{01} по табл. 3.3 назначаем шаг цепи. Необходимо, чтобы

$$P_p \leq [P_p].$$

Если однорядная роликовая цепь недостаточна или имеет слишком большой шаг, применяют многорядную цепь (двух – типа 2ПР, трёх – типа 3ПР или четырёхрядную – типа 4ПР).

При этом

$$P'_p = \frac{P_p}{m},$$

где m - коэффициент рядности, принимается по табл. 3.2.

Необходимо, чтобы

$$P'_p \leq [P_p].$$

Для зубчатой цепи по n_{01} из табл. 3.4 выбираем такой шаг цепи t , чтобы значение P_p лежало в интервале допускаемых расчётных мощностей $[P_p]_д$.

Чем меньше выбранный шаг t , тем меньше диаметры звёздочек, но больше ширина цепи и зубчатого венца.

Затем определяем ширину зубчатой цепи, см

$$b = \frac{P_p}{[P_p]},$$

где $[P_p]$, кВт/см – допускаемая расчётная мощность для передачи цепью шириной 10 мм (при $z_{01}=25$);

$[P_p]$ - берётся из табл. 3.4 по n_{01} для назначенного шага цепи.

Величину b округляем в большую сторону по табл. 3.6.

3.40. Проверяем допустимость выбранного шага при данной частоте вращения малой звёздочки n_1 - по табл. 3.7.

3.41. Определяем диаметры делительных окружностей звёздочек, мм

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}.$$

3.42. Определяем число звеньев цепи

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}.$$

Значение L_t округляем до целого числа, которое желательно брать чётным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев.

Уточняем межцентровое расстояние, мм

$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Для получения нормального провисания холостой ветви межцентровое расстояние рекомендуется уменьшать на (0,002...0,004) а мм.

Таблица 3.5 Значение коэффициентов, учитывающих условия работы передачи и её конструкцию

Условия работы передачи	Обозначение и величина коэффициента
Характер нагрузки	
Спокойная	$K_1 = 1$
С толчками или переменная	$K_1 = 1,25 \dots 1,5$
Регулировка межцентрового расстояния	
Передвигающиеся опоры	$K_2 = 1$
Оттяжные звёздочки или нажимной ролик	$K_2 = 1,1$
Нерегулируемое (постоянное) расстояние	$K_2 = 1,25$
Величина межцентрового расстояния	
$a = 25t$	$K_3 = 1,25$
$a = (30 \dots 50)t$	$K_3 = 1$
$a = (60 \dots 80)t$	$K_3 = 0,9$
Положение передачи	
Наклон линии центров звёздочек до 70° к горизонту	$K_4 = 1$
Наклон линии центров звёздочек к горизонту более 70°	$K_4 = 1,25$
Смазка	
Непрерывная (масляная ванна или от насоса)	$K_5 = 0,8$
Капельная или внутришарнирная (регулярная)	$K_5 = 1$
Периодическая (нерегулярная)	$K_5 = 1,5$
Работа	
Односменная	$K_6 = 1$
Двухсменная	$K_6 = 1,25$
Непрерывная	$K_6 = 1,5$

Если получается $K_{\Sigma} \geq 3$, рекомендуется изменить условия работы передачи.

3.43. Определяем скорость цепи, м/с

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 1000}$$

Здесь t в мм.

3.44. Находим окружную силу, Н

$$F = \frac{1000P}{V}$$

3.45. Определяем нагрузку на валы R , Н

Направление силы R принимаем по линии центров звёздочек.

Для горизонтальной передачи или под углом наклона к горизонту до 40°

$$R = 1,15 F.$$

Для вертикальных передач или под углом наклона к горизонту более 40°

$$R = 1,05 F.$$

Таблица 3.6 Цепи зубчатые с боковыми направляющими пластинами (тип Б)

Шаг цепи t , мм	Ширина цепи b , мм
12,7	19; 23,5; 29,5; 36; 42; 48,5; 54,5; 69; 81,5; 94; 107,5
15,875	29,5; 36; 42; 48,5; 54,5; 69; 81,5; 94; 107,5; 126
19,05	36; 42; 48; 54,5; 69; 81,5; 94; 107,5; 126; 138,5; 151; 176; 201,5
25,4	55,5; 80,5; 97,5; 105; 125; 158,5; 183,5; 208,5; 257,5
31,75	82; 107,5; 126,5; 152; 203; 253; 278,5.

Таблица 3.7 Наибольшая допустимая частота вращения малой звёздочки n_1 , мин⁻¹

Число зубьев малой звёздочки z_1	Значения n_1 при шаге цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Для роликовых цепей								
15	2650	1900	1450	950	690	515	410	335
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350
25	2900	2070	1580	1030	750	560	445	365
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375
Для зубчатых цепей								
17-35	3300	2650	2200	1650	1300	-	-	-

4. Цепная передача зубчатой цепью с шарнирами качения (по ГОСТу 13552-81)

Исходные данные:

P - передаваемая мощность, кВт;

n_1 - частота вращения малой звёздочки, мин⁻¹;

U - передаточное число.

4.1. Определяем числа зубьев звёздочек – раздел 3, п. 3.1 и 3.2.

4.2. Находим частоту вращения большой звёздочки, мин⁻¹

$$n_2 = \frac{n_1}{U}.$$

4.3. Определяем коэффициент числа зубьев

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1},$$

где $z_{01}=25$ - число зубьев малой звёздочки базовой передачи.

4.4. Находим коэффициент числа оборотов

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1},$$

где n_{01} - число оборотов малой звёздочки базовой передачи.

За n_{01} принимается ближайшее к n_1 число оборотов из ряда табл. 4.1.

Таблица 4.1 Допускаемая расчётная мощность $[P_p]$, кВт/см для цепных передач зубчатой цепью с шарнирами качения (по ГОСТу 13552-81) при ширине цепи $b = 10$ мм, $z_{01}=25$, $V < 10$ м/с и интервал допускаемых расчётных мощностей $[P_p]_{ц}$, кВт

Число оборотов малой звёздочки $n_{01}, \text{мин}^{-1}$		Шаг цепи t , мм				
		12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
50	$[P_p]_{ц}$	0,47...1,1	0,9...2,1	1,84...3,81	3,82...7,03	6,6...11,2
	$[P_p]$	0,21	0,3	0,41	0,67	0,96
200	$[P_p]_{ц}$	1,19...2,78	2,28...5,32	4,7...9,7	9,5...17,65	16,7...28,3
	$[P_p]$	0,53	0,76	1,04	1,68	2,42
400	$[P_p]_{ц}$	1,89...4,4	3,63...8,47	7,4...15,25	15,2...28	26,6...45,2
	$[P_p]$	0,84	1,21	1,64	2,67	3,86
600	$[P_p]_{ц}$	2,48...5,76	4,77...11,1	9,72...20	19,7...36,6	34,8...59
	$[P_p]$	1,1	1,39	2,16	3,48	5,05
800	$[P_p]_{ц}$	3...7	5,76...13,4	11,7...24,3	24...44,3	-
	$[P_p]$	1,33	1,92	2,61	4,22	-
1000	$[P_p]_{ц}$	3,47...8,1	6,69...15,6	13,65...28,2	-	-
	$[P_p]$	1,54	2,23	3,03	-	-
1200	$[P_p]_{ц}$	3,92...9,12	7,56...17,6	15,4...31,8	-	-
	$[P_p]$	1,74	2,52	3,42	-	-

Таблица 4.2 Значение коэффициента K , учитывающего характер нагрузки на зубчатую цепь с шарнирами качения

Характер работы цепной передачи	K
Плавная работа без толчков и ударов, равномерная нагрузка	1
Равномерный ход с отдельными лёгкими толчками, лёгкие плавные колебания нагрузки	1,25
Лёгкие удары, небольшие толчки, средняя пульсирующая нагрузка	1,4
Средние удары и предельная пульсирующая нагрузка	1,6
Сильные удары и предельная пульсирующая нагрузка средней интенсивности	1,8
Самые сильные удары со знакопеременной нагрузкой	1,9

4.5. Определяем расчётную мощность передачи, кВт

$$P_p = PK\sqrt[3]{K_z^2 \cdot K_n^2},$$

где K - коэффициент, учитывающий характер нагрузки – по табл. 4.2.

4.6. По из табл. 4.1 выбираем такой шаг цепи t , чтобы значение лежало в интервале допускаемых расчётных мощностей $[P_p]_ц$.

Если P_p окажется больше максимальных значений P_p при данном n_{01} , можно несколько уменьшить P_p , увеличив z_1 .

Чем меньше выбранный шаг t , тем меньше диаметры звёздочек, но больше ширина цепи и зубчатого венца.

4.7. Определяем скорость цепи, м/с

$$V = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 1000}.$$

Здесь t в мм.

4.8. Если $V < 10$ м/с, определяем ширину цепи, см

$$b = \frac{P_p}{[P_p]}$$

где $[P_p]$, кВт/см – допускаемая расчётная мощность для передачи цепью шириной 10 мм (при $z_{01}=25$);

$[P_p]$ - берётся по табл. 4.1 по n_{01} для назначенного шага цепи.

Значение b округляем в большую сторону по табл. 4.3.

Если окажется, что $V > 10$ м/с, ширину цепи следует определять по формуле

$$b = \frac{250PK}{t(\sqrt[3]{V^2 - 0,12VK})}, \text{ мм.}$$

Здесь t в мм, P в кВт, V в м/с.

Таблица 4.3 Ширина зубчатых цепей с шарнирами качения по ГОСТу 13552-81

Шаг цепи t , мм	Ширина цепи b , мм
12,7	22,5; 28,5; 34,5; 40,5; 46,5; 52,5.
15,875	30; 38; 46; 54; 62; 70.
19,05	45; 57; 69; 81; 93.
25,4	57; 69; 81; 93; 105.
31,75	69; 81; 93; 105; 117.

Если рассчитанная ширина цепи окажется больше максимального стандартного значения для данного шага (табл. 4.3), следует взять цепь следующего большего шага и заново определить скорость и ширину цепи.

4.9. Проверяем допустимость выбранного шага при данной частоте вращения малой звёздочки n_1 - по табл. 3.7.

4.10. Определяем диаметры делительных окружностей звёздочек, мм

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}.$$

4.11. Назначаем межцентровое расстояние

$$a = (25...80)t.$$

Дальнейший расчёт выполняем, как указано в разделе 3, начиная с п. 3.12.

5. Расчет передач гибкой связью на ЭВМ

5.1. Расчет клиноременной передачи

САПР приводов вращательного движения, разработанная на кафедре «Машины и аппараты пищевых производств», позволяет выполнять расчет клиноременной передачи, как отдельно, так и в составе приводов с различной кинематической схемой.

Расчет передачи выполняется с использованием подпрограммы KLR из модуля PODPROG, написанных на алгоритмическом языке PASKAL-6.

Подпрограмма предназначена для расчета клиноременной передачи с клиновыми ремнями типа О, А, Б и В.

Исходные данные для расчета:

P_1 – мощность на ведущем валу, кВт;

N_1 – частота вращения ведущего вала, об/мин;

UR – расчетное (желаемое) передаточное число;

KH – коэффициент режима нагрузки.

Значение коэффициента KH следует применять в соответствии с табл.1.7.

Пример расчета клиноременной передачи

Исходные данные: $P_1=1,2$ кВт; $N_1=920$ об/мин; $UR=2,8$; $КН=0,8$
(Двигатель привода – асинхронный с короткозамкнутым ротором, нагрузка-спокойная, работа-односменная).

Таблица 5.1 Результаты счета

Тип ремня		А
Передаточное число		3.11
Число ремней		4.00
Расчетный диаметр ведущего шкива	(мм)	90.00
Расчетный диаметр ведомого шкива	(мм)	280.00
Межосевое расстояние передачи	(мм)	251.46
Длина ремня	(мм)	1120.00
Нагрузка на валы передачи	(Н)	649.65

5.2. Расчет цепной передачи с втулочно-роликовой цепью

Расчет передачи выполняется с использованием подпрограммы СЕРІ из модуля PODPROG, написанных на алгоритмическом языке PASKAL-6.

Подпрограмма предназначена для расчета цепной передачи с втулочно-роликовой цепью по критерию износостойкости шарниров с шагами цепи от 12,7 мм до 50,8 мм.

Исходные данные для расчета:

P_1 – мощность на ведущей звездочке, кВт;

N_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин;

Ur – расчетное (желаемое) передаточное число;

$Кэ$ – коэффициент эксплуатации передачи.

Значение коэффициента $Кэ$ следует определять в соответствии с разделом (см. стр 14 и табл. 3.5).

Пример расчета цепной передачи

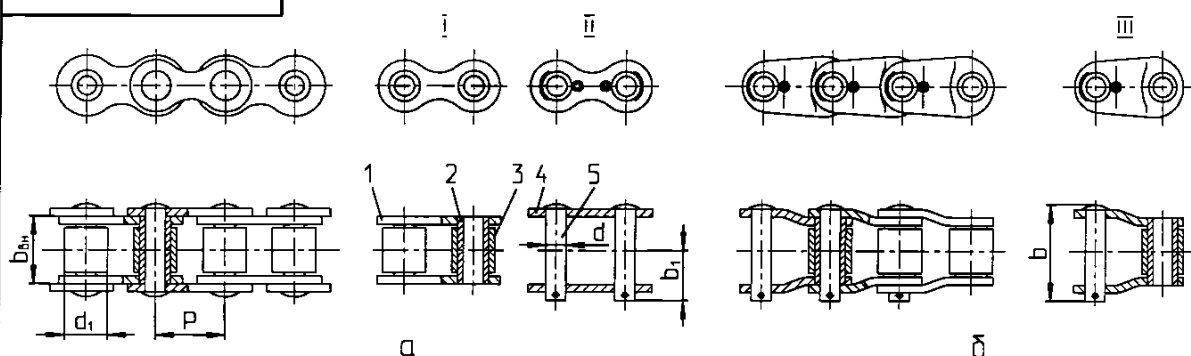
Исходные данные: $P_1=0,7$ кВт; $N_1 = 180$ об/мин; $U_r = 2,1$; $K_{\Sigma}=K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6=1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,25=2,06$. $K_1=1$ – нагрузка спокойная; $K_2 = 1,1$ – для натяжения цепи используется нажимной ролик; $K_3=1$ – величина межцентрового расстояния принимается из соотношения $a=40 \cdot t$; $K_4=1$ – передача горизонтальная; $K_5=1,5$ – смазка нерегулярная; $K_6=1,25$ – работа двухсменная.

Таблица 5.2 Результаты счета

Выбрана цепь приводная роликовая типа ПР		ГОСТ 13568-75
Шаг цепи	(мм)	12.70
Число рядов цепи		2.00
Число зубьев ведущей звездочки		19.00
Число зубьев ведомой звездочки		40.00
Передаточное число		2.11
Делительные диаметры звездочек:		
ведущей -	(мм)	77.16
ведомой -	(мм)	161.87
Диаметры выступов звездочек:		
ведущей -	(мм)	82.84
ведомой -	(мм)	167.72
Диаметры впадин звездочек:		
ведущей -	(мм)	68.51
ведомой -	(мм)	153.21
Ширина одного зуба	(мм)	6.82
Ширина звездочки	(мм)	20.74
Расстояние между рядами зубьев	(мм)	13.92
Диаметр ролика	(мм)	8.51
Количество звеньев цепи		110.00
Межосевое расстояние передачи	(мм)	507.88
Давление на валы передачи	(Н)	1112.03

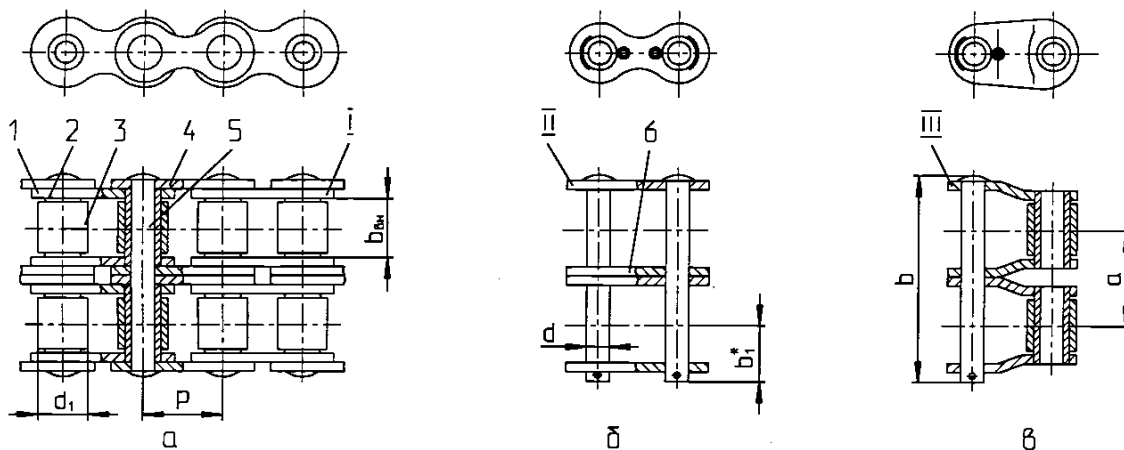
Библиографический список

1. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1991. 383 с.
2. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Готовцев А. А., Столбин Г. Б. Цепные передачи и элементы цепных устройств: Справочник “Детали машин”. Том 3 / Под. ред. Н. С. Ачеркана М.: Машиностроение, 1969. 471 с.
4. Готовцев А. А., Столбин Г. Б., Котенок И. П. Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1973.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 2. М.: Машиностроение, 1980. 559 с.
6. Васильев В. З. и др. Справочные таблицы по деталям машин. Том 2. М.: Машиностроения, 1966.
7. Столбин Г. Б. Цепные передачи. Справочник машиностроителя. Том 4. Кн. 2 / Под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машгиз, 1963.
8. Биргер И. А. и др. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.



а-цепи с прямыми пластинами; б-цепи с изогнутыми пластинами
 I-звено внутреннее: 1-пластины внутренние; 2-втулки; 3-ролики
 II-звено наружное (соединительное): 4-пластины наружные; 5-оси (валики)
 III-звено переходное (соединительное)

Рисунок 1-Цепи однорядные по ГОСТ 13568



I-звено внутреннее: 1-пластины внутренние; 2-втулки; 3-ролики
 II-звено наружное (соединительное): 4-пластины наружные; 5-оси (валики)
 б-пластины промежуточные
 III-звено переходное (соединительное)

Рисунок 2-Цепи двухрядные по ГОСТ 13568

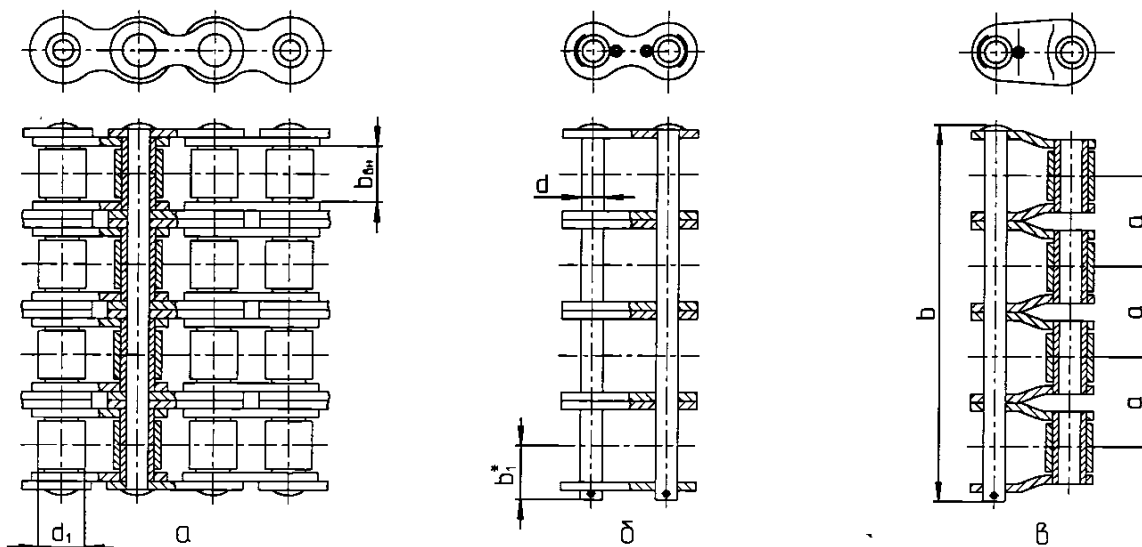


Рисунок 3-Цепи четырехрядные по ГОСТ 13568

Таблица - Параметры приводных роликовых цепей

Размеры в миллиметрах

Основные параметры (общие)					Цепи однорядные					
Р	В _{вн.} , не менее	d	d	h, не более	Обозначение цепи	Разруша- ющая нагрузка кН, не менее	A**, мм ²	b, не более	b ₁ , не более	Масса 1 м цепи, кг
8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	ПР-9,525 - 4,6	4,6	11	12	7	0,20
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	ПР-9,525 - 9,1	9,1	28	17	10	0,45
12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	ПР-12,7 - 9,0-1	9,0	16,5	8,7	-	0,30
12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	ПР-12,7 - 9,0-2	9,0	21	12	7	0,35
12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	ПР-12,7 - 18,2-1	18,2	40	19	10	0,65
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	ПР-12,7 - 18,2-2	18,2	50	21	11	0,75
15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	ПР-15,875 - 22,7-1	22,7	51	20	11	0,80
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	ПР-15,875 - 22,7-2	22,7	67	24	13	1,00
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	ПР-19,05 - 31,8	31,8	106	33	18	1,9
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	ПР-25,4 - 56,7	56,7	178	39	22	2,6
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	ПР-31,75 - 88,5	88,5	260	46	24	3,8
38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	ПР-38,1 - 127,0	127,0	395	58	30	5,5
44,45	25,4	12,7	25,70	42,4	ПР-44,45 - 172,4	172,4	470	62	34	7,5
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	ПР-50,8 - 226,8	226,8	642	72	38	9,7

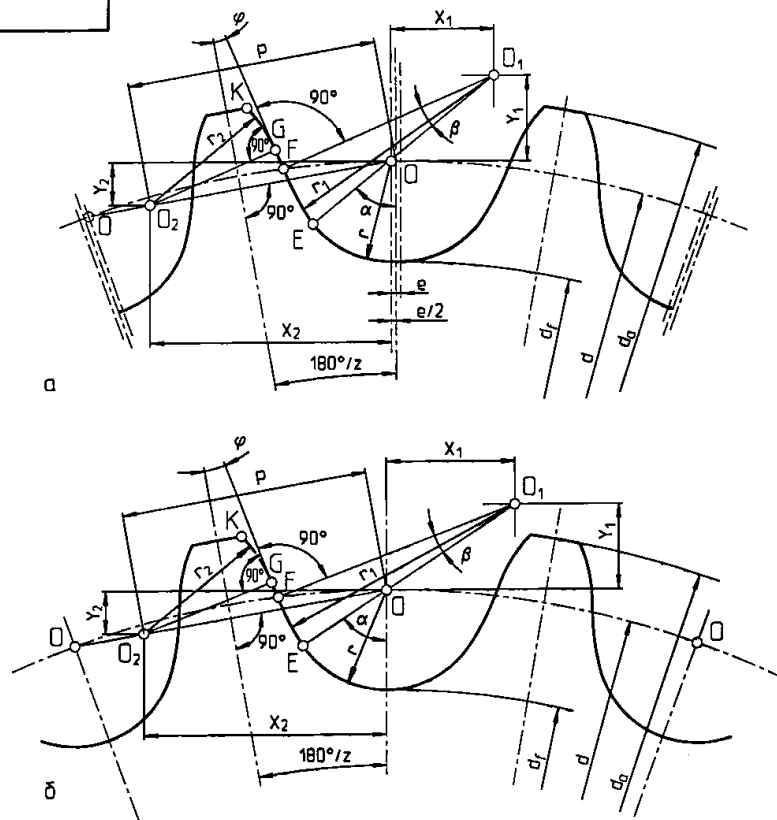
Продолжение таблицы

Размеры в миллиметрах

Цепи двухрядные							Цепи трехрядные						
Обозначение цепи	Разруша- ющая нагрузка кН, не менее	A**, мм ²	a	b, не более	b ₁ , не более	Масса 1 м цепи, кг	Обозначение цепи	Разруша- ющая нагрузка кН, не менее	A**, мм ²	a	b, не более	b ₁ , не более	Масса 1 м цепи, кг
2ПР-12,7 - 31,8	31,8	100	13,92	35	11	1,4	3ПР-12,7 - 45,4	45,4	150	13,92	50	11	2,0
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2ПР-15,875 - 45,4	45,4	134	16,59	41	13	1,9	3ПР-15,875 - 68,1	68,1	201	16,59	57	13	2,8
2ПР-19,05 - 72,0	72,0	212	25,50	54	18	3,5	3ПР-19,05 - 108,0	108,0	318	25,50	86	18	5,8
2ПР-25,4 - 113,4	113,4	256	29,29	68	22	5,0	3ПР-25,4 - 170,1	170,1	534	29,29	98	22	7,5
2ПР-31,75 - 177,0	177,0	520	35,76	82	24	7,3	3ПР-31,75 - 265,5	265,5	780	35,76	120	24	11,0
2ПР-38,1 - 254,0	254,0	790	45,44	104	30	11,0	3ПР-38,1 - 381,0	381,0	1185	45,44	150	30	16,5
2ПР-44,45 - 344,8	344,8	940	48,87	110	34	14,4	3ПР-44,45 - 517,2	517,2	1410	48,87	160	34	21,7
2ПР-50,8 - 453,6	453,6	1284	58,55	130	38	19,1	3ПР-50,8 - 680,4	680,4	1926	58,55	190	38	28,3

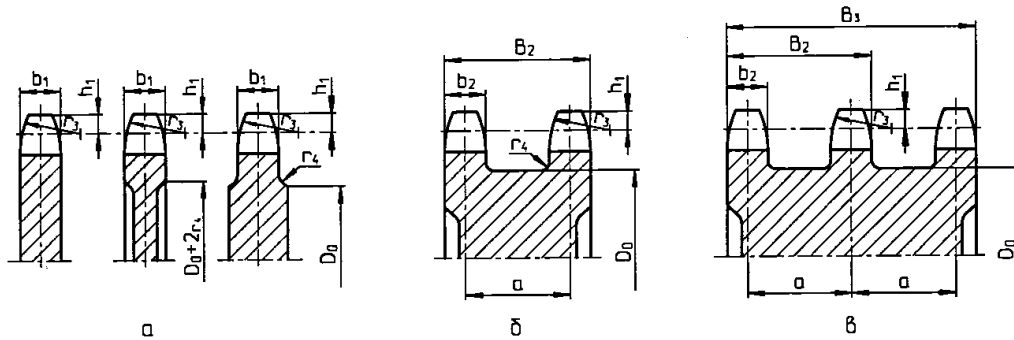
* Размер для справок

** Площадь проекции опорной поверхности шарнира.



а - профили со смещением центров дуг впадин
 б - профили без смещения центров дуг впадин

Рисунок 1-Профили зубьев звездочек по ГОСТ 591



а - венцы однорядные; б - венцы двухрядные; в - венцы трехрядные
 Рисунок 2-Поперечные сечения зубчатых венцов звездочек

Таблица 1-Рекомендуемые числа зубьев меньшей звездочки z_1 в зависимости от передаточного числа

u	1	2	3	4	5
z_1	30...27	28...25	26...23	24...21	22...19

Таблица 2-Расчет геометрических параметров звездочек

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы	
Величины P, d ₁ , B _{вн} , a, h	-	см. лист 105	
Число зубьев звездочки	z	-	
Диаметр делительной окружности	d	$d = P \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$	
Диаметр окружности вершин	d _a	$d_a = P(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z})$	
Диаметр окружности впадин	d _f	$d_f = d - 2r$	
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев)	L _x	$L_x = d \cos \frac{90^\circ}{z} - 2r$ (рис.1а); $L_x = d \cos \frac{95^\circ}{z} - 2r$ (рис.1б)	
Радиус впадины	r	$r = 0,5025d_1 + 0,05$ мм	
Радиус сопряжения	r ₁	$r_1 = 0,8d_1 + r = 1,3025d_1 + 0,05$ мм	
Радиус головки зуба	r ₂	$r_2 = d_f(1,24 \cos \alpha + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$ мм	
Половина угла впадины	α	$\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}$	
Угол сопряжения	β	$\beta = 18^\circ - \frac{60^\circ}{z}$	
Половина угла зуба	φ	$\varphi = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z} = 18^\circ - \frac{180^\circ}{z} - \alpha - \beta$	
Прямой участок профиля	FG	$FG = d_1(1,24 \sin \varphi + 0,8 \sin \beta)$	
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба	OO ₂	$OO_2 = 1,24 d_1$	
Смещение центров дуг впадин	e	$e = 0,03P$	
Координаты точки O ₁	X ₁ Y ₁	$X_1 = 0,8 d_1 \sin \alpha$ $Y_1 = 0,8 d_1 \cos \alpha$	
Координаты точки O ₂	X ₂ Y ₂	$X_2 = 1,24 d_1 \cos \frac{180^\circ}{z}$ $Y_2 = 1,24 d_1 \sin \frac{180^\circ}{z}$	
Радиус закругления зуба (наименьший)	r ₃	$r_3 = 1,7 d_1$	
Радиус от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	h ₁	$h_1 = 0,8 d_1$	
Диаметр обода (наибольший)	D ₀ *	$D_0 = P \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,3h$	
Радиус закруглений	при шаге P < 35 мм	r ₄	r ₄ = 1,5 мм
	при шаге P > 35 мм	r ₄	r ₄ = 2,5 мм
Ширина зуба звездочки	однорядной	b ₁	$b_1 = 0,93B_{вн} - 0,15$ мм
	двухрядной и трехрядной	b ₂	$b_2 = 0,90B_{вн} - 0,15$ мм
	многорядной	b _n	$b_n = 0,86B_{вн} - 0,30$ мм
Ширина венца многорядной звездочки	B _n	$B_n = (n-1)a + b_n$	
* При d ₂ < 150 мм допускается $D_0 = P \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,2h$			
Звездочки для роликовых и втулочных цепей		Лист 106	

Таблица 1-Параметры цепей и их пластин

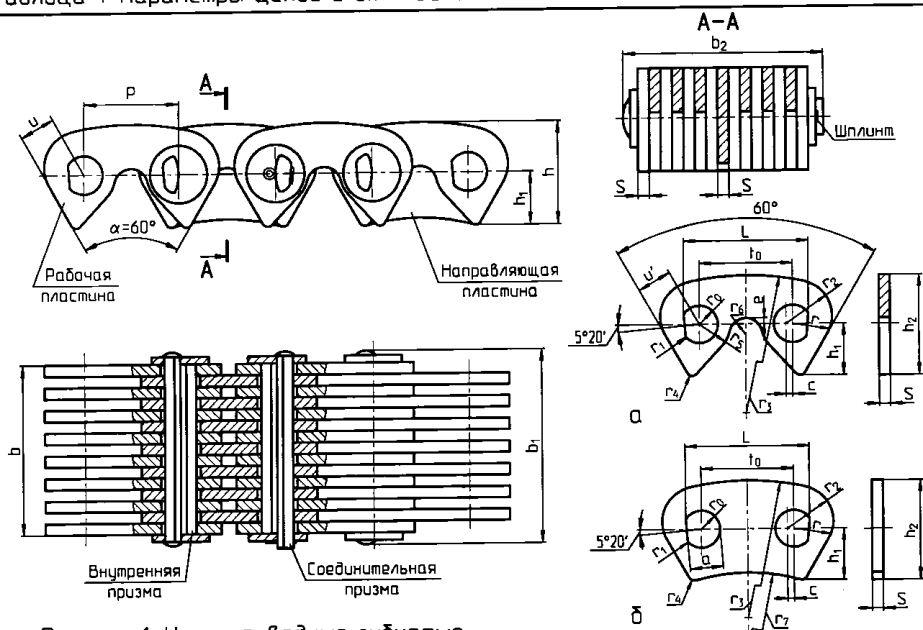


Рисунок 1-Цепи приводные зубчатые по ГОСТ 13552

Рисунок 2-Рабочие (а) и направляющие (б) пластины
Размеры в миллиметрах

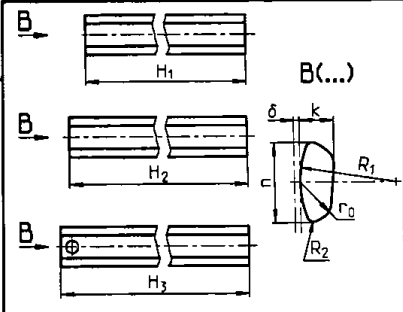
Обозначение цепи	P	b, не более	b ₁ , не более	b ₂ , не более	h	h ₁	s	u	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг, не более
ПЗ-1-12.7-26-22.5	12.7	22.5	28.5	31.5	13.4	7.0	1.5	4.76	26	1.31
ПЗ-1-12.7-31-28.5		28.5	34.5	37.5					31	1.60
ПЗ-1-12.7-36-34.5		34.5	40.5	43.5					36	2.00
ПЗ-1-12.7-42-40.5		40.5	46.5	47.5					42	2.31
ПЗ-1-12.7-49-46.5		46.5	52.5	55.5					49	2.70
ПЗ-1-12.7-56-52.7		52.5	58.5	61.5					56	3.00
ПЗ-1-15.875-41-30	15.875	30.0	38.0	41.0	16.7	6.7	2.0	5.95	47	2.21
ПЗ-1-15.875-50-38		38.0	46.0	49.0					50	2.71
ПЗ-1-15.875-58-46		46.0	54.0	57.0					58	3.30
ПЗ-1-15.875-69-54		54.0	62.0	65.0					59	5.90
ПЗ-1-15.875-80-62		62.0	70.0	73.0					80	4.41
ПЗ-1-15.875-91-70		70.0	78.0	81.0					91	5.00
ПЗ-1-19.05-74-45	19.05	45.0	54.0	56.0	20.1	10.5	3.0	7.14	74	3.90
ПЗ-1-19.05-89-57		57.0	66.0	68.					89	4.90
ПЗ-1-19.05-105-09		69.0	78.0	80.0					105	5.91
ПЗ-1-19.05-124-81		81.0	90.0	92.0					124	7.00
ПЗ-1-19.05-143-93		93.0	102.0	104.0					143	8.00
ПЗ-2-25.4-101-57		25.4	57.0	66.0					68.0	26.7
ПЗ-2-25.4-132-75	75.0		84.0	86.0	132	10.80				
ПЗ-2-25.4-164-93	93.0		102.0	104.0	164	13.20				
ПЗ-2-25.4-196-111	111.0		120.0	122.0	196	15.40				
ПЗ-2-31.75-166-75	31.75	75.0	85.0	88.0	33.4	16.70	3.0	11.91	166	14.35
ПЗ-2-31.75-206-93		93.0	103.0	106.0					206	16.55
ПЗ-2-31.75-246-111		111.0	121.0	124.0					246	18.80
ПЗ-2-31.75-286-129		129.0	139.0	142.0					286	21.00

Пример условного обозначения приводной зубчатой цепи с шагом P=19.05 мм, шириной b=69 мм и разрушающей нагрузкой 105 кН:
Цепь зубчатая ПЗ-19.5-105-69 ГОСТ 13552

Продолжение таблицы 1 (размеры пластин)
В миллиметрах

P	12.7	15.875	19.05	25.4	31.75
t ₀	12.66	15.83	19.00	25.33	31.66
h ₁	7.0	8.7	10.5	14.0	17.5
h ₂	13.4	16.7	20.1	26.7	33.4
r	4.76	5.95	7.14	9.52	11.91
r ₁	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
r ₂	5.96	7.45	8.94	11.92	14.91
r ₃	36.8	45.3	54.0	73.6	91.4
r ₄	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0
r ₅	4.2	5.3	6.3	8.5	10.7
r ₆	2.25	2.82	3.41	4.49	5.51
r ₇	26	35.0	42.0	52.0	70.0
2r ₀	5.08	6.36	7.62	10.16	12.7
e	0.8	1.0	1.2	1.6	2.0
c	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0
a	4.56	5.71	6.85	9.12	11.4
u ₁	4.76	5.95	7.14	9.52	11.91
L	16.95	21.20	25.44	33.90	42.37
s	1.5	2.0	3.0	3.0	3.0

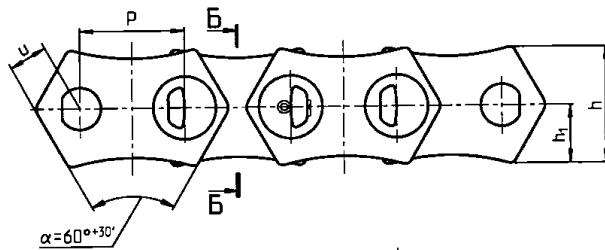
Таблица 2-Размеры призм
В миллиметрах



P	12.7	15.875	19.05	25.4	31.75
R ₁	5.9	7.3	8.7	11.6	14.5
R ₂	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
r ₀	2.54	3.18	3.81	5.08	6.35
k	1.98	2.48	2.98	3.96	4.95
n	4.74	5.92	7.12	9.50	11.87
g	0.04	0.05	0.06	0.08	0.1
H ₁	H ₁ = b				
H ₂	H ₂ = b + 7.5 mm				
H ₃	H ₃ = b + 11 mm				



Рисунок 3-Установка призм



Б-Б

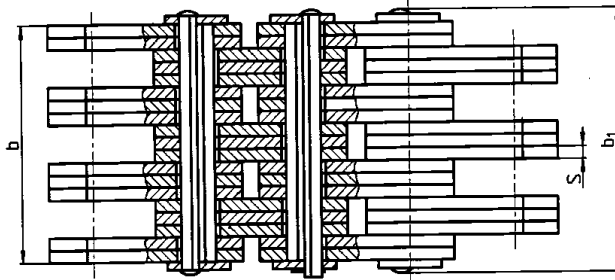
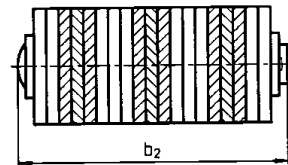


Рисунок 4-Цепи приводные зубчатые
двухсторонние по ГОСТ 13552

Цепи приводные зубчатые	Лист 107
----------------------------	-------------

Таблица 1-Параметры тяговых пластинчатых цепей по ГОСТ 588

		Исполнение 1						Исполнение 2							
		Тип 1			Тип 2			Тип 1			Тип 2				
		Размеры в миллиметрах													
Номер цепи	F _{lim} , кН	Шаг цепи P						Диаметры			B, не менее	h, не более	s	b, не более	B _{max} , не более
		63	80	100	125	160	200	d	d ₁	d ₂					
M20	20	+	+	+	+	+		6.0	9.0	12.5	15	18	2.5	35	49
M28	28	+	+	+	+	+	+	7.0	10.0	16.0	17	20	3.0	40	56
M40	40	+	+	+	+	+	+	8.5	12.5	18.0	19	25	3.5	45	63
M56	56	+	+	+	+	+	+	10.0	15.0	21.0	23	30	4.0	52	72
M80	80		+	+	+	+	+	12.0	18.0	25.0	27	35	5.0	62	86
M112	112		+	+	+	+	+	15.0	21.0	30.0	31	40	6.0	73	101
M160	160			+	+	+	+	18.0	25.0	36.0	36	45	7.0	85	117
M224	224				+	+	+	21.0	30.0	42.0	42	56	8.0	98	134
M315	315					+	+	25.0	36.0	50.0	47	60	10.0	112	154

Принятые обозначения: F_{lim} - предельная (разрушающая) нагрузка на цепь; d - диаметр валика; d₁ - диаметр втулки; d₂ - диаметр ролика; B - расстояние между внутренними пластинами; h - ширина пластины; s - толщина пластины; b - длина валика; B_{max} - ширина цепи.

Примечание - Знаком "+" отмечены цепи, которые должны изготавливаться в соответствии с ГОСТ 588.

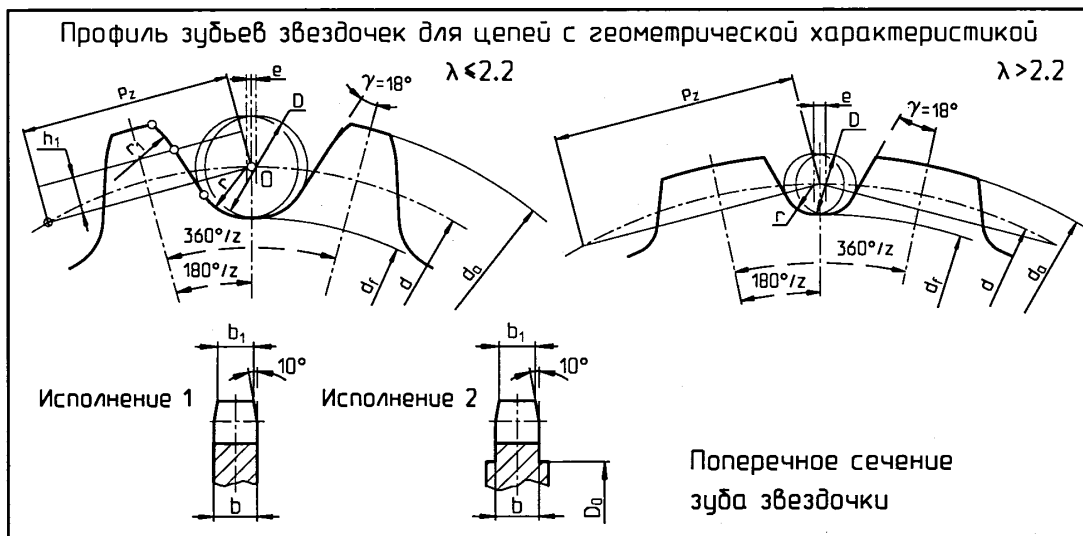
Пример условного обозначения цепи номера M40 (F_{lim} = 40 кН), типа 1, с шагом 100 мм, исполнения 1:

Цепь M40-1-100-1 ГОСТ 588

Таблица 2-Коэффициент высоты зуба звездочек для тяговых цепей

λ	Число зубьев звездочки z		
	6...11	12...19	20 и более
≤2.2	K = 1.3 - 1/λ		
>2.2	$K = (\operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} - K_z) + \frac{1.1}{\lambda}$	$K = \frac{1.16}{\lambda}$	$K = \frac{0.06z}{\lambda}$
Коэффициент числа зубьев K _z см. в таблице 3			

Таблица 3-Расчет геометрических параметров звездочек



Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы
Величины P, d ₁ , B, h	-	см. таблицу 1
Геометрическая характеристика зацепления	λ	$\lambda = P/d_1$
Шаг зубьев звездочки	P _z	$P_z < P$
Число зубьев звездочки	z	$z > 6$
Диаметр делительной окружности	d	$d = P \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр окружности вершин	d _a	$d_a = P(K + K_z)$
Диаметр окружности впадин	d _f	$d_f = d - d_1$
Коэффициент высоты зуба	K	см. таблицу 2
Коэффициент числа зубьев	K _z	$K_z = \operatorname{ctg} (180^\circ/z)$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев)	L _x	$L_x = d_f \cos(90^\circ/z)$
Смещение центров дуг впадин	e	$e = 0.005P_z$
Радиус впадины зуба	r	$r \leq 0.5d_1$
Радиус головки зуба	r ₁	$r_1 = h_1/\sin \gamma$
Высота прямолинейной поверхности зуба от линии шага	h ₁	$h_1 = 0.2P(\lambda - 1)$
Диаметр обода (венца)	D ₀	$D = d - 1.25h$
Ширина основания зуба	b	$b = 0.9B$
Ширина вершины зуба для цепей:	тип 1	$b_1 = 0.83b$
	тип 2	$b_1 = 0.75b$

Примечание - Для цепей роликовых (тип 2) в расчетных формулах вместо d₁ следует применять d₂

Цепи тяговые
пластинчатые
и звездочки к ним

Лист
116

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

02 2018 г.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРНЫХ ВАЛОВ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
_____ О.Г. Локтионова
« ____ » _____ 201_ г.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРНЫХ ВАЛОВ

Методические указания
по курсовому проектированию и практическим занятиям
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

УДК 621.8

Составитель: А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *В.В. Малыгин*

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРНЫХ ВАЛОВ: Методические указания по курсовому проектированию и практическим занятиям по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов очной и заочной формы обучения / Юго-Запад. гос. ун-т. Сост. А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова. - Курск, 2018 г. - 95 с.

Содержат современные методы расчета редукторных валов на усталостную прочность при постоянных и переменных нагрузках. Даны основы рационального конструирования и технологии упрочнения валов, анализ действующих нагрузок. Содержит необходимый справочный материал и может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании.

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС-3 по направлению подготовки бакалавров направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Работа предназначена для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5,5. Уч. - изд. л.5. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.

305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ	6
2. НАГРУЗКИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА.....	9
2.1. Определение сил в зацеплении зубчатых и червячных передач	21
2.2. Определение консольных сил от передач гибкой связью	22
2.3. Определение консольных сил от муфт	23
3. ВЫБОР ТИПА, РАЗМЕРА И КЛАССА ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ, СПОСОБЫ СМАЗКИ	27
3.1. Выбор типа, размера и класса точности подшипников	27
3.2. Схемы установки подшипников.....	28
3.3. Выбор способа смазки подшипников. Уплотнительные устройства.....	32
4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ.....	36
5. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА	46
5.1. Первый этап эскизной компоновки	46
5.2. Второй этап эскизной компоновки	57
6. ВЫБОР СОЕДИНЕНИЙ	64
6.1. Шпоночные соединения	64
6.2. Шлицевые соединения.....	65
6.3. Соединения с натягом	67
7. МАТЕРИАЛЫ И ОБРАБОТКА ВАЛОВ И ОСЕЙ.....	72
8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ	74
8.1. Порядок расчета.....	74
8.2. Определение величин, входящих в расчетные формулы для S_{σ} , S_{τ}	76
9. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ КРАТКОВРЕМЕННЫХ ПЕРЕГРУЗКАХ.....	84
10. УЧЕТ ПЕРЕМЕННОСТИ РЕЖИМА НАГРУЗКИ.....	85
11. РАСЧЕТЫ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ.....	86
12. КОМПЛЕКСНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ НА ЭВМ.....	90
12.1. Общая схема алгоритма расчета, обеспечивающая минимизацию конструктивных размеров валов и подшипников	90
12.2. Универсальные схемы нагружения валов.....	93
12.3. Результаты счета	94
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	96

ВВЕДЕНИЕ

К основным факторам, определяющим форму и размеры валов и осей, относятся следующие: величина приложенных нагрузок и их направление, конфигурация, конструкция и размеры сопряженных деталей, конструкция элементов крепления деталей, удобство сборки и разборки узла, технологичность изготовления.

Валы и оси должны удовлетворять требованиям прочности, жесткости и виброустойчивости.

В предлагаемой работе даются современные методы расчета редукторных валов на усталостную прочность при постоянных и переменных нагрузках, жесткость, статическую прочность при кратковременных перегрузках. На виброустойчивость такие валы рассчитывать не требуется.

К расчету валов приступают только после завершения расчетов всех передач, т.е. тогда, когда определены величины и направления действующих на вал нагрузок, размеры элементов передач (зубчатых колес, шкивов, звездочек), а также принципиальная схема размещения по длине вала всех сопряженных с ним деталей.

Особенность этого расчета состоит в том, что он выполняется параллельно с процессом конструирования узла вала в целом; в расчет вала включается подбор подшипников качения или расчет подшипников скольжения, расчет соединений, передающих вращающий момент. Приведенные рекомендации по конструированию узлов редукторных валов отражают современный уровень машиностроения.

Благодаря ЭВМ возросли точность и значимость расчетов. В учебном пособии рассмотрен комплексный расчет валов и подшипников с применением ЭВМ, обеспечивающий оптимальный выбор размеров вала и подшипников (минимизацию их размеров).

Изложение материала соответствует действующим стандартам, содержит необходимый для расчета и проектирования валов справочный материал.

Настоящее учебное пособие написано для студентов, выполняющих расчет и проектирование редукторных валов в курсовом и дипломном проектировании.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Вал - деталь машин, предназначенная для передачи крутящего момента вдоль своей осевой линии и для поддержания вращающихся вместе с ним деталей (зубчатые колеса, шкивы, звездочки и др.). При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях дополнительно растяжение и сжатие.

Ось - деталь машин, служащая для поддержания вращающихся деталей, но не передающая крутящего момента и, следовательно, не испытывающая напряжений кручения. Они бывают вращающиеся и неподвижные. Оси, как правило, изготавливают прямые (рис. 1.1 а, б)

По геометрической форме валы делятся на прямые (рис. 1.1 в), коленчатые (рис. 1.1 д) и гибкие (рис. 1.1 е).

По типу сечения валы и оси бывают сплошные и полые. Полый вал с отношением диаметра отверстия к наружному диаметру 0,75 легче сплошного равнопрочного почти в 2 раза. Практически полые валы применяют при жестких требованиях к массе и при необходимости прохода сквозь валы или размещения внутри валов других деталей.

Прямые валы и оси могут быть гладкими или ступенчатыми (большинство валов).

Форма вала по длине определяется распределением нагрузки, условиями технологии изготовления и сборки.

Эпюры изгибающих моментов по длине валов, как правило, не постоянны и обычно сходят к нулю к концевым опорам. Крутящий момент обычно передается не по всей длине вала. Поэтому по условию прочности допустимо и целесообразно конструировать валы переменного сечения, приближающиеся к телам равного сопротивления.

Практически валы выполняют ступенчатыми. Эта форма удобна в изготовлении и сборке. Целесообразно, чтобы неразъемные детали, насаживаемые на вал, проходили по нему по своей посадочной поверхности свободно во избежание повреждения поверхностей и нарушения посадок.

Диаметры посадочных поверхностей (под зубчатые колеса, шкивы, звездочки и т.п.) выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, диаметры под подшипники качения - из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников качения. Перепад диаметров ступеней определяется стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил. Перепад диаметров ступеней вала при наличии призматических шпонок желательнее выбирать так, чтобы иметь возможность разборки без удаления шпонок из вала. Перепад диаметров должен быть минимальным.

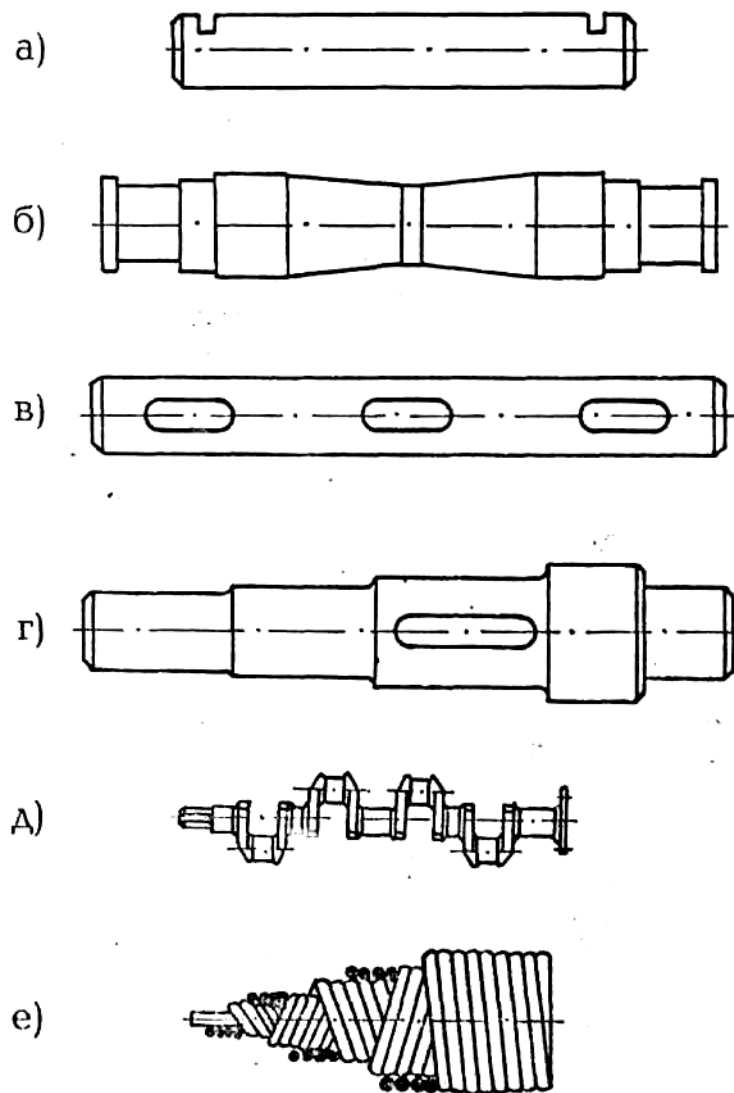


Рис. 1.1

Посадочные поверхности под ступицы деталей, насаживаемых на вал, выполняют цилиндрическими или коническими. Основное применение имеют цилиндрические поверхности как более простые.

Конические поверхности применяют для облегчения постановки на вал и снятия с него тяжелых деталей, для быстрой смены деталей.

Кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно целое, называется буртиком. Переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал деталей, называется заплечиком.

Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняют следующих типов:

1. С канавкой для выхода шлифовальных кругов. Эти канавки повышают концентрации напряжений и понижают прочность валов при переменных напряжениях.

2. С галтелью (галтель - поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему) постоянного радиуса.
3. С галтелью переменного радиуса.

2. НАГРУЗКИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Валы редукторов испытывают главным образом два вида деформаций - изгиб и кручение. Деформация кручения возникает под действием крутящих моментов, приложенных со стороны двигателя и рабочей машины.

Деформация изгиба вала вызывается силами в зубчатом, червячном зацеплении закрытой передачи, консольными силами со стороны открытых передач и муфт.

Массу вала и насаженных на него деталей обычно не учитывают.

Ниже приведены схемы различных передач, показаны усилия, возникающие в этих передачах и построены эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис. 2.1...2.11).

Силы взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес или между зубьями червячных колес и витками червяка представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t , F_r , F_a , - соответственно окружная, радиальная, осевая силы. Поэтому эпюры изгибающих моментов построены в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: вертикальной - это плоскость $Y - Z$, и горизонтальной - это плоскость $X - Z$ (см. рис. 2.1).

Индексы в обозначениях сил определяют направление силы, например, F_{t21} - означает, что окружная сила действует со стороны зуба колеса на зуб шестерни. Считаем, что силы, действующие на зуб шестерни и колеса равны ($F_{t12} = F_{t21}$; $F_{r12} = F_{r21}$; $F_{a12} = F_{a21}$), т.е. пренебрегаем потерями на трение.

На схемах (рис. 2.1...2.11), где показаны силы, валы раздвинуты и зацепление показано условно «разомкнутым».

Момент движущих сил на ведущем валу по направлению совпадает с направлением вращения вала (T_1 ; ω_1 на рис. 2.1...2.11); момент сил полезных сопротивлений на ведомом валу по направлению противоположен вращению вала (T_2 ; ω_2 на рис. 2.1...2.11).

На рис. 2.3 и 2.4 показаны двухступенчатые цилиндрические передачи с косозубыми колесами. Для уменьшения результирующей осевой нагрузки на промежуточном валу следует выбирать направление зубьев колеса первой ступени и шестерни второй ступени одинаковыми.

При таком выборе наклона зубьев осевые усилия на промежуточном валу F_{a12} и F_{a43} направлены в разные стороны.

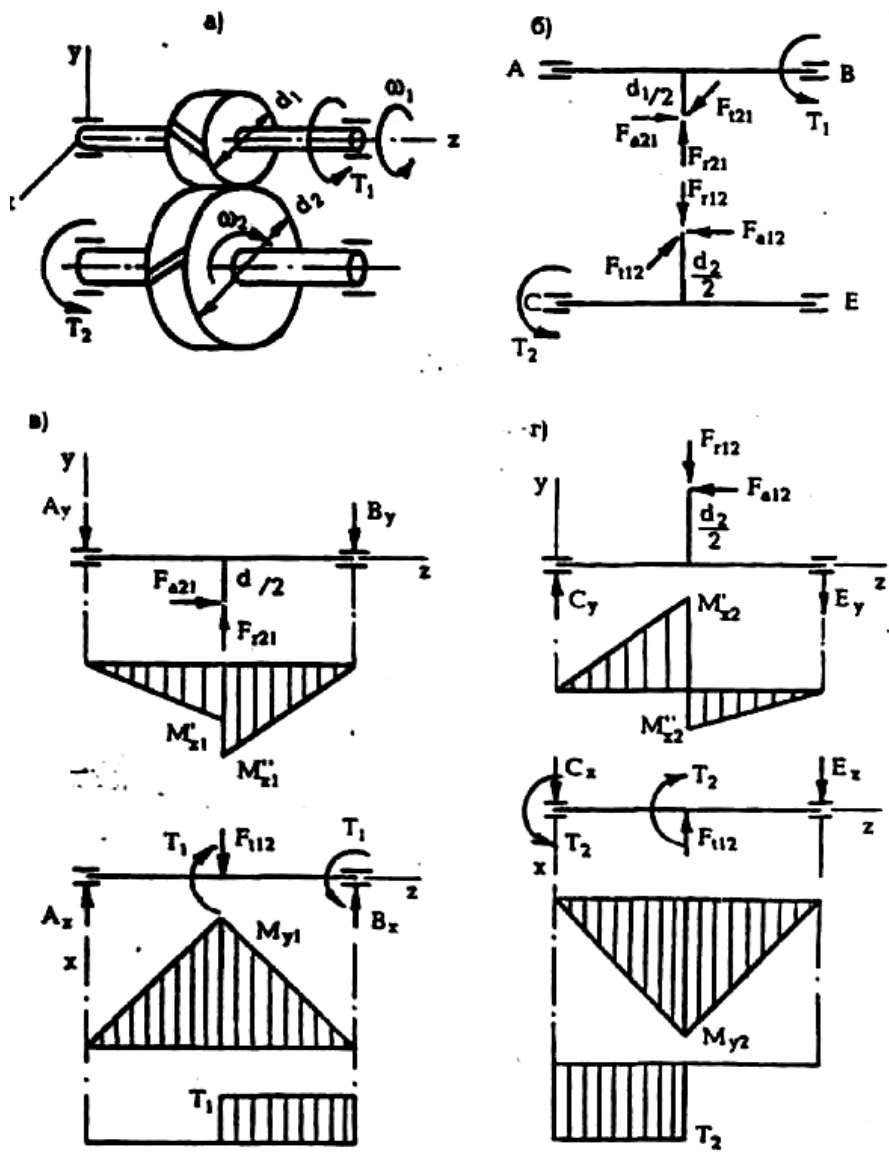


Рис. 2.1

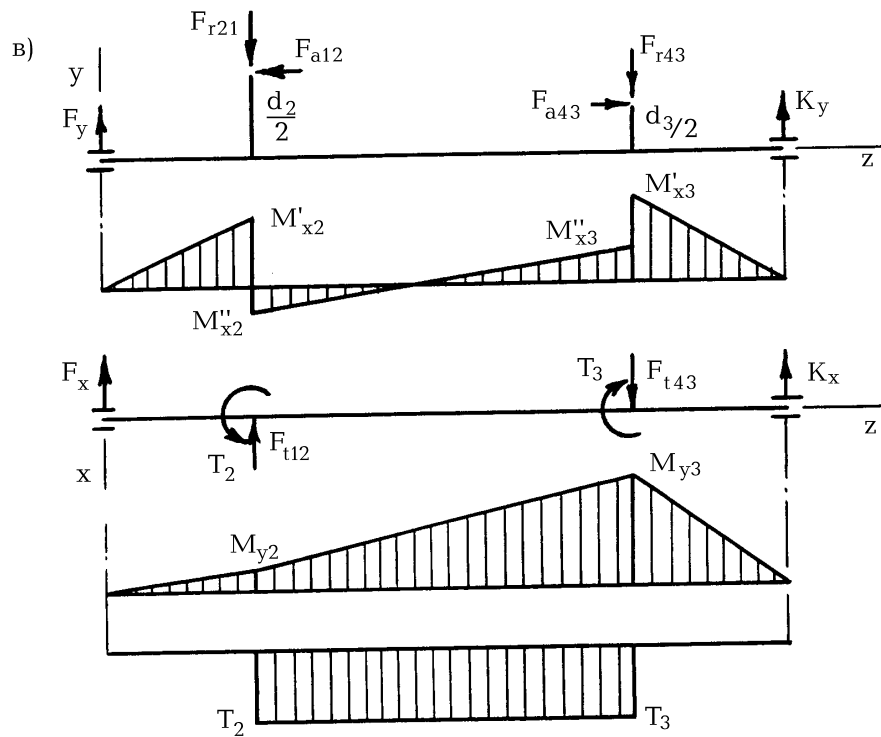
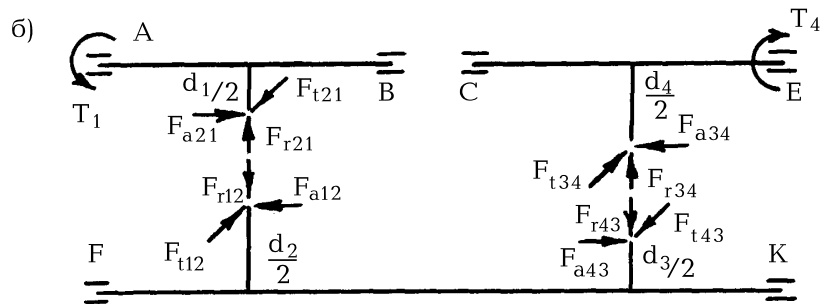
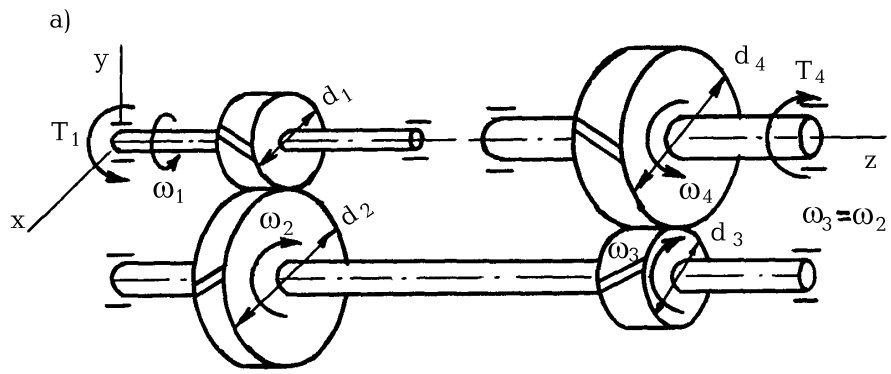
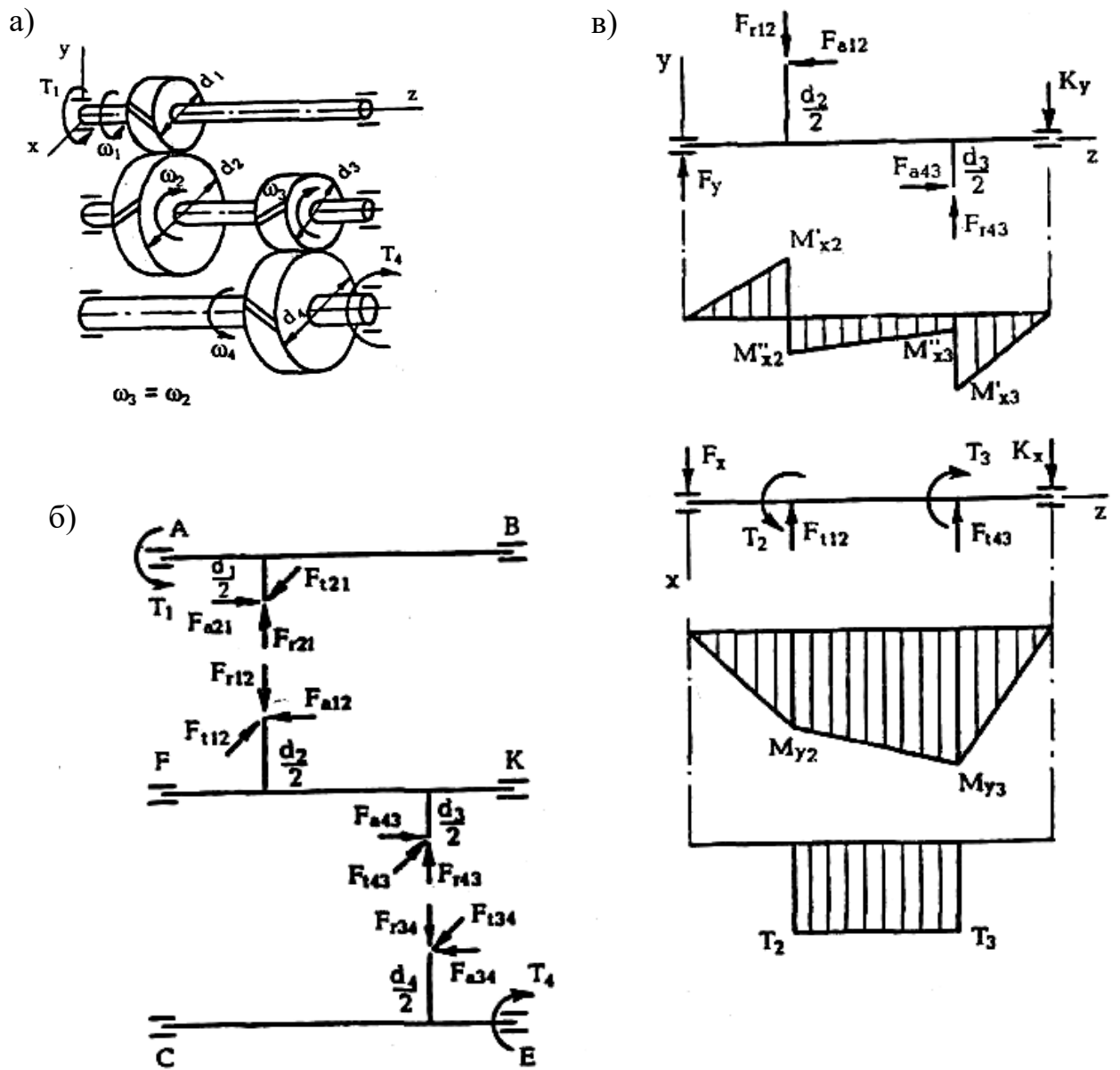


Рис. 2.2



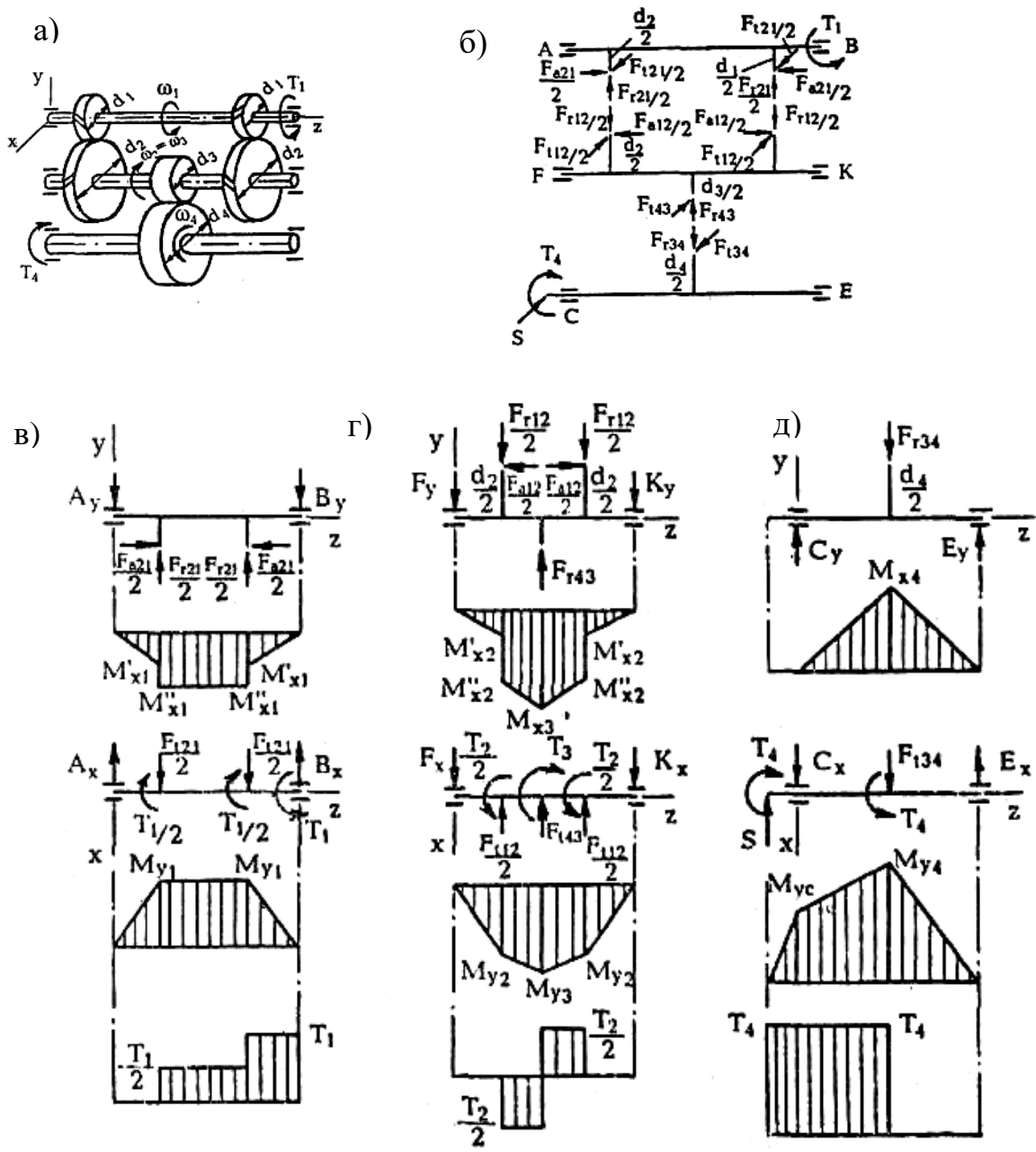


Рис. 2.4

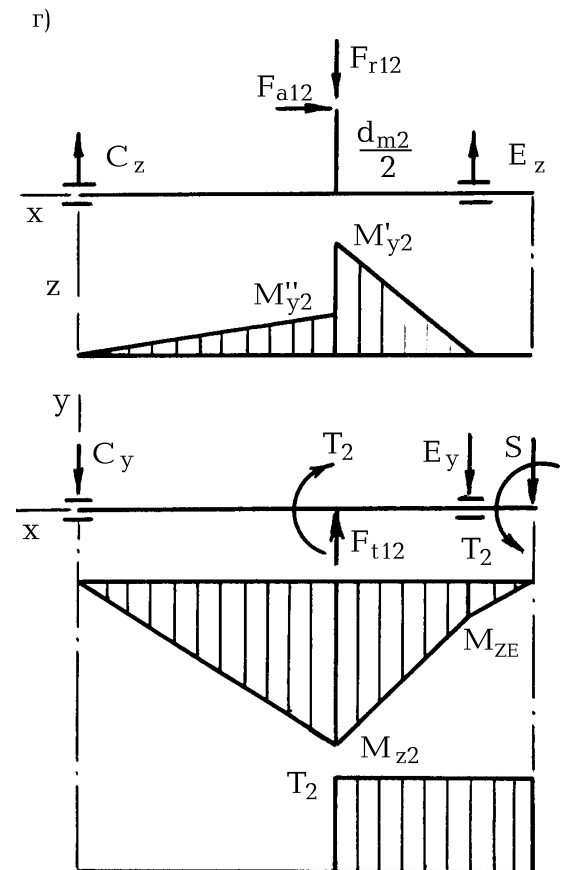
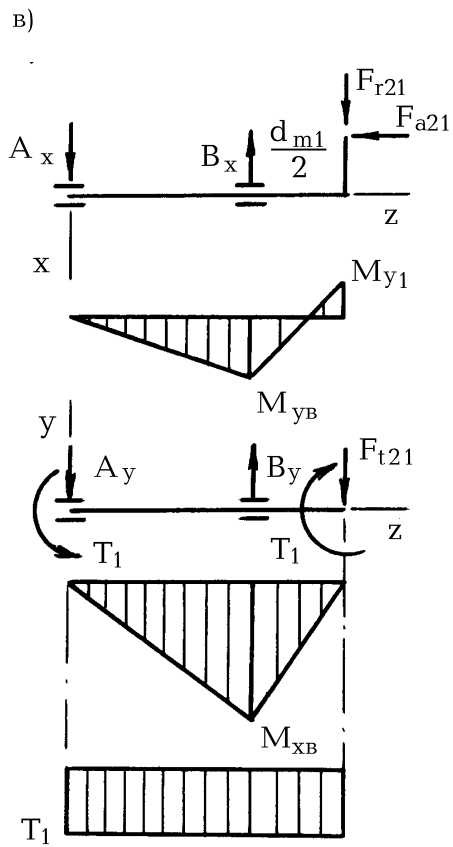
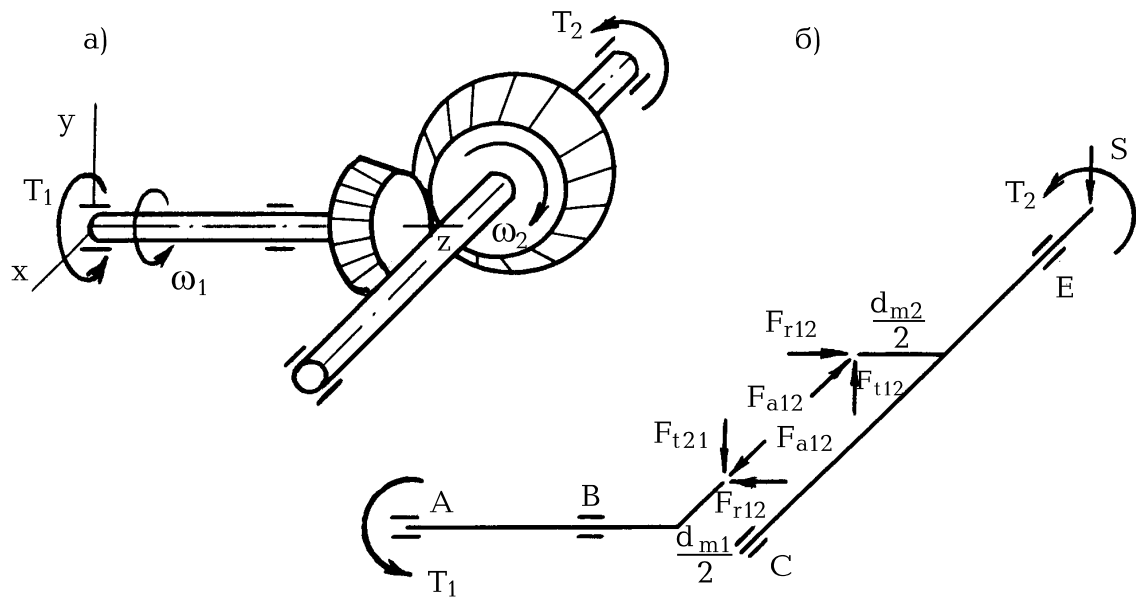


Рис. 2.5

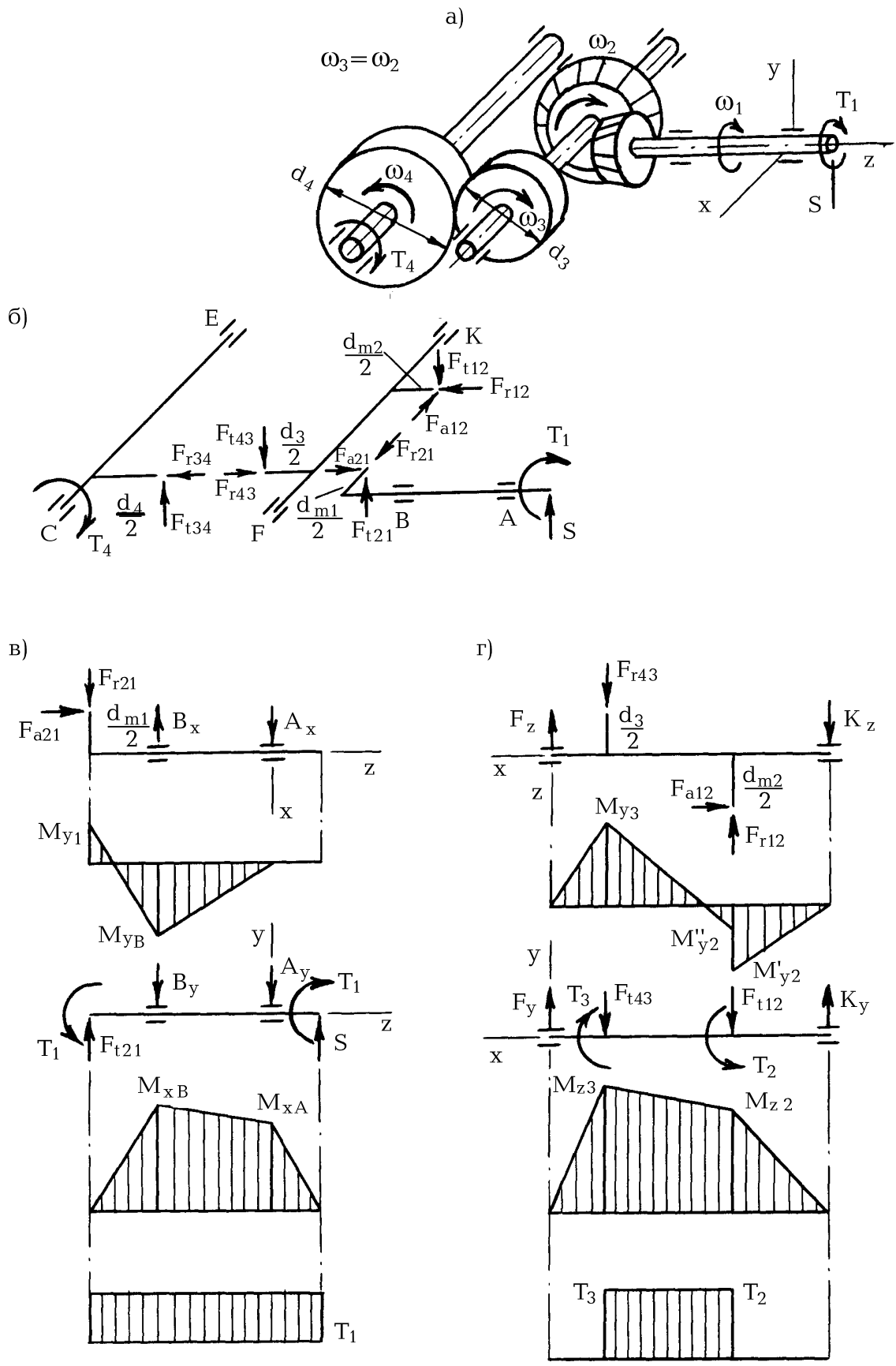


Рис. 2.6

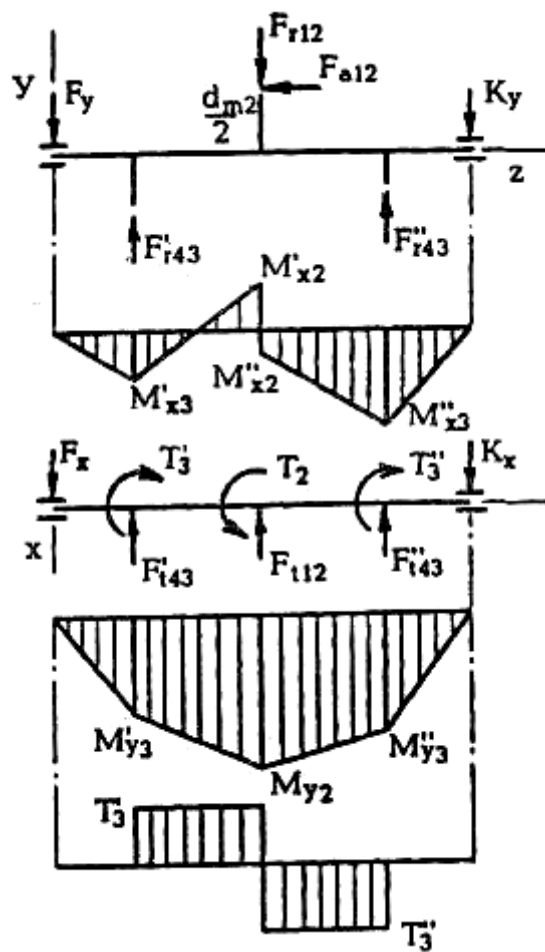
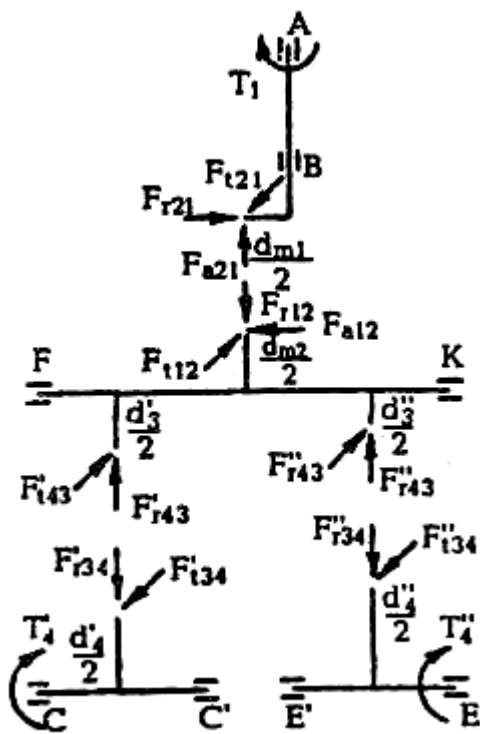
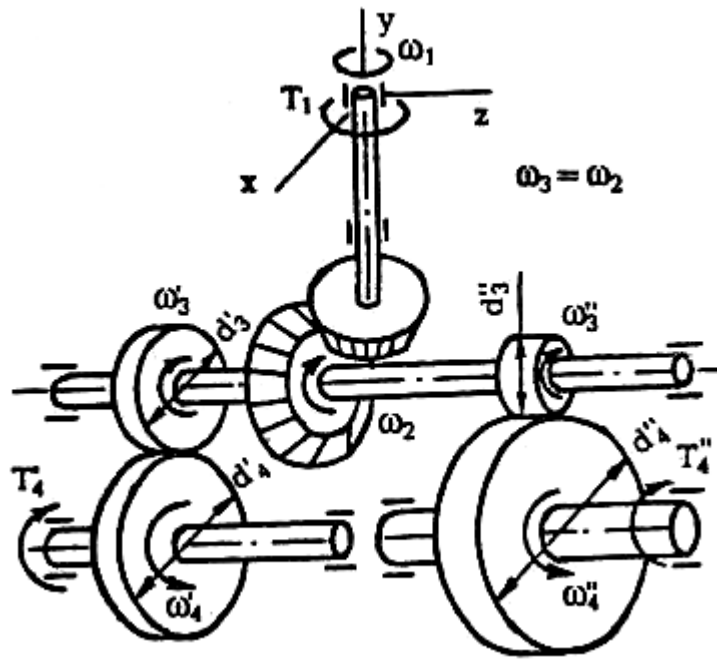


Рис. 2.7

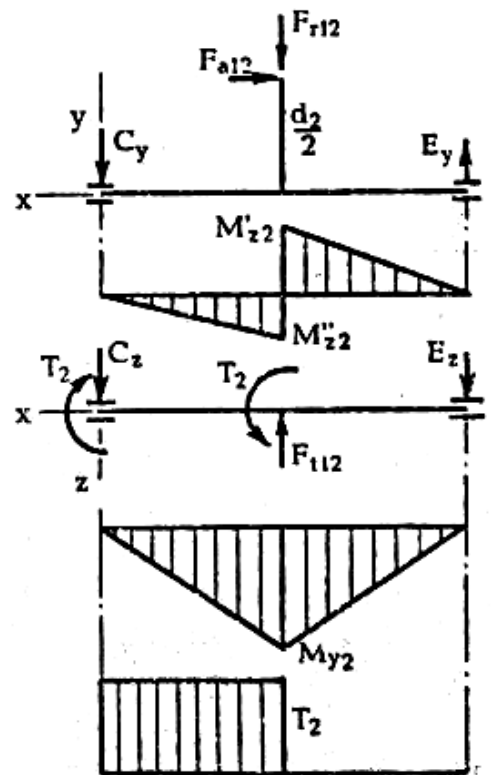
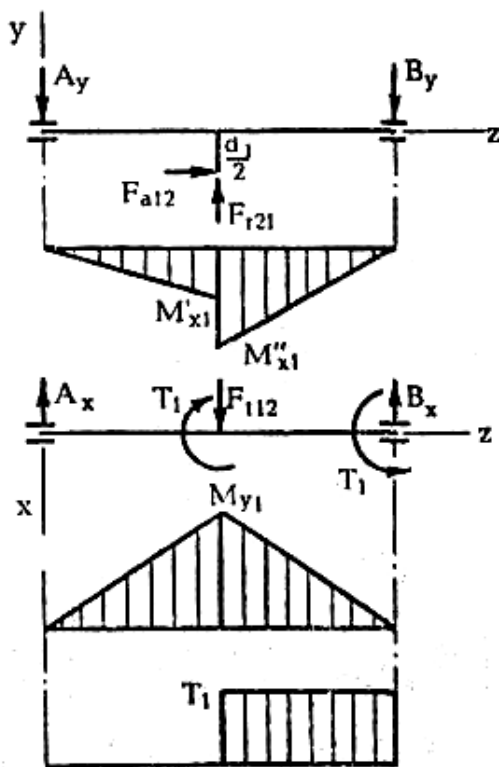
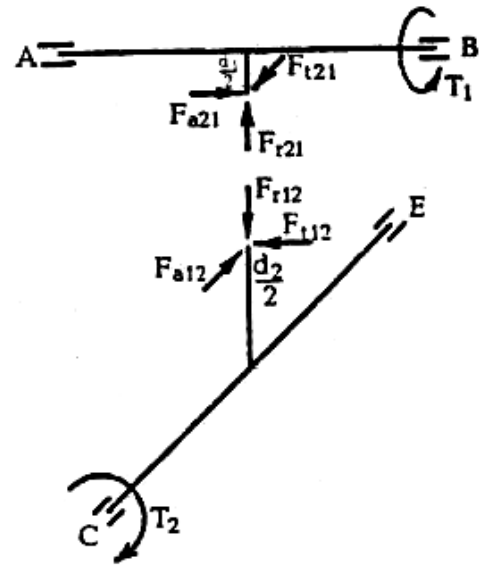
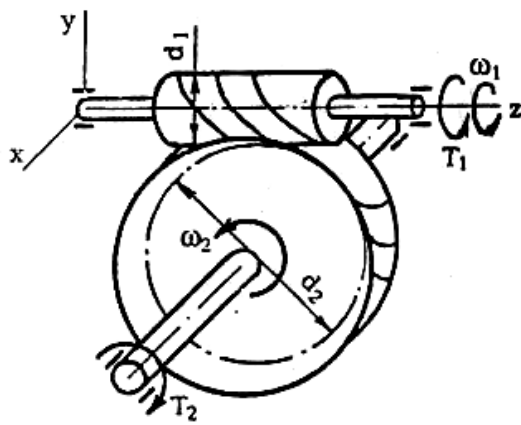


Рис. 2.8

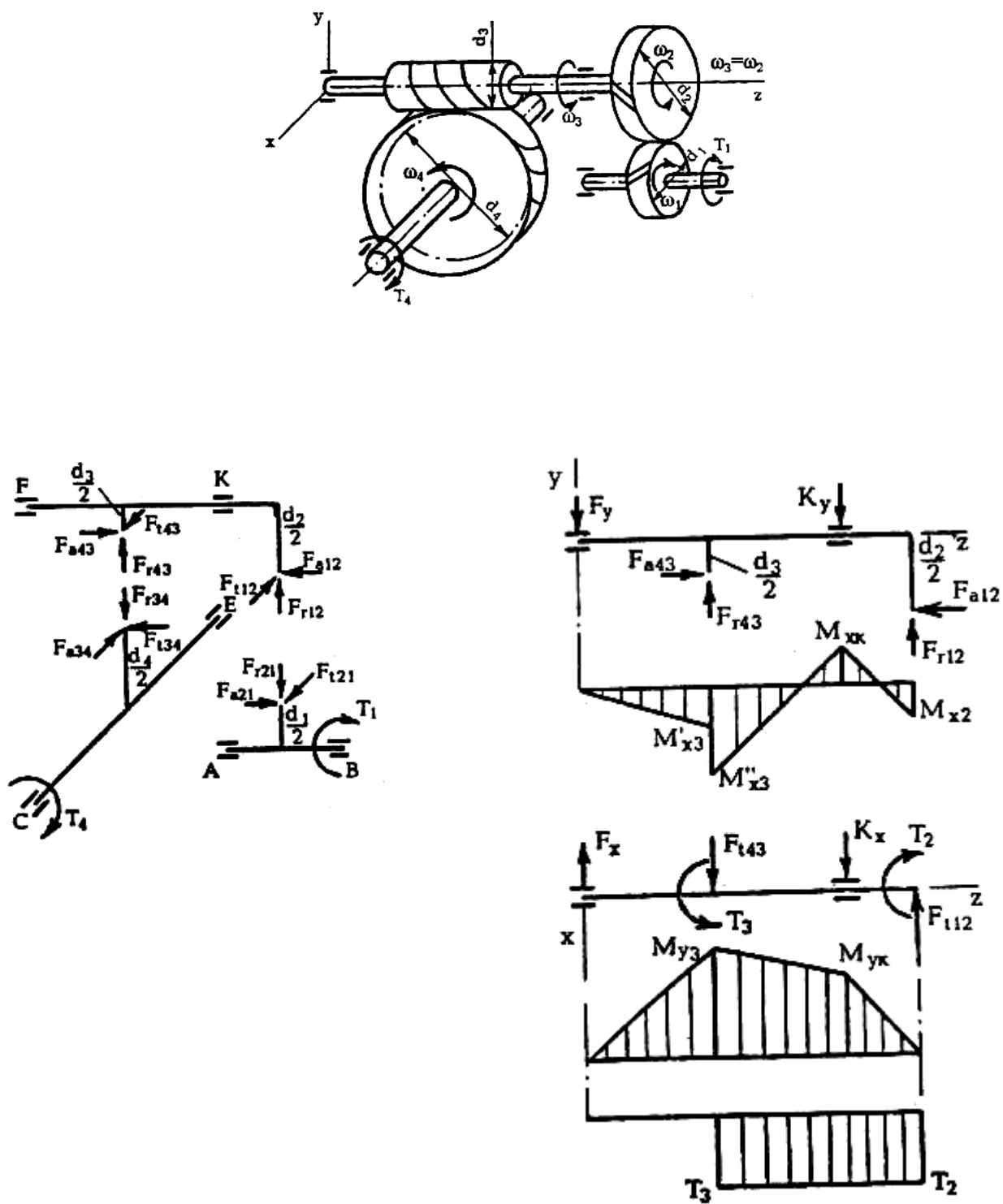


Рис. 2.9

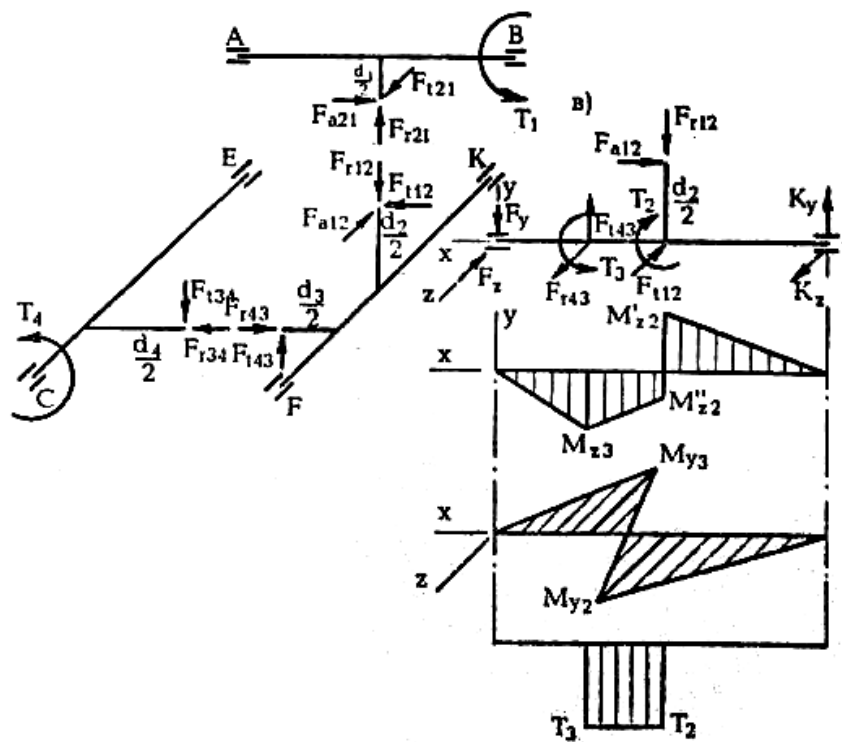
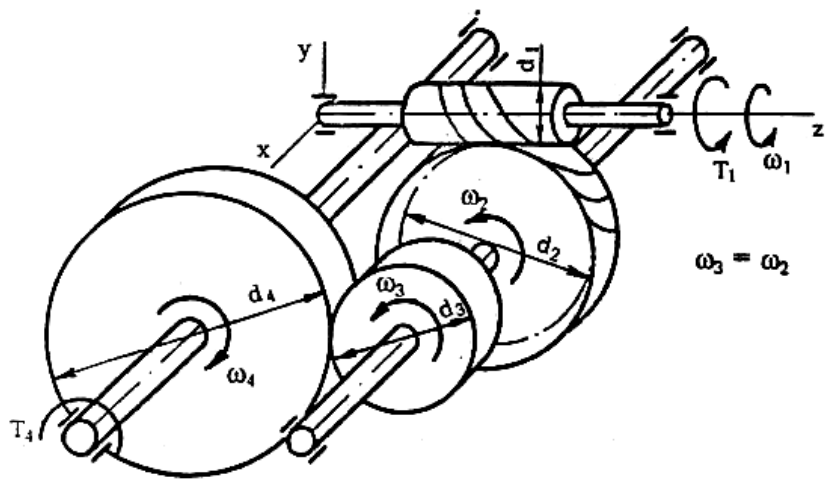


Рис. 2.10

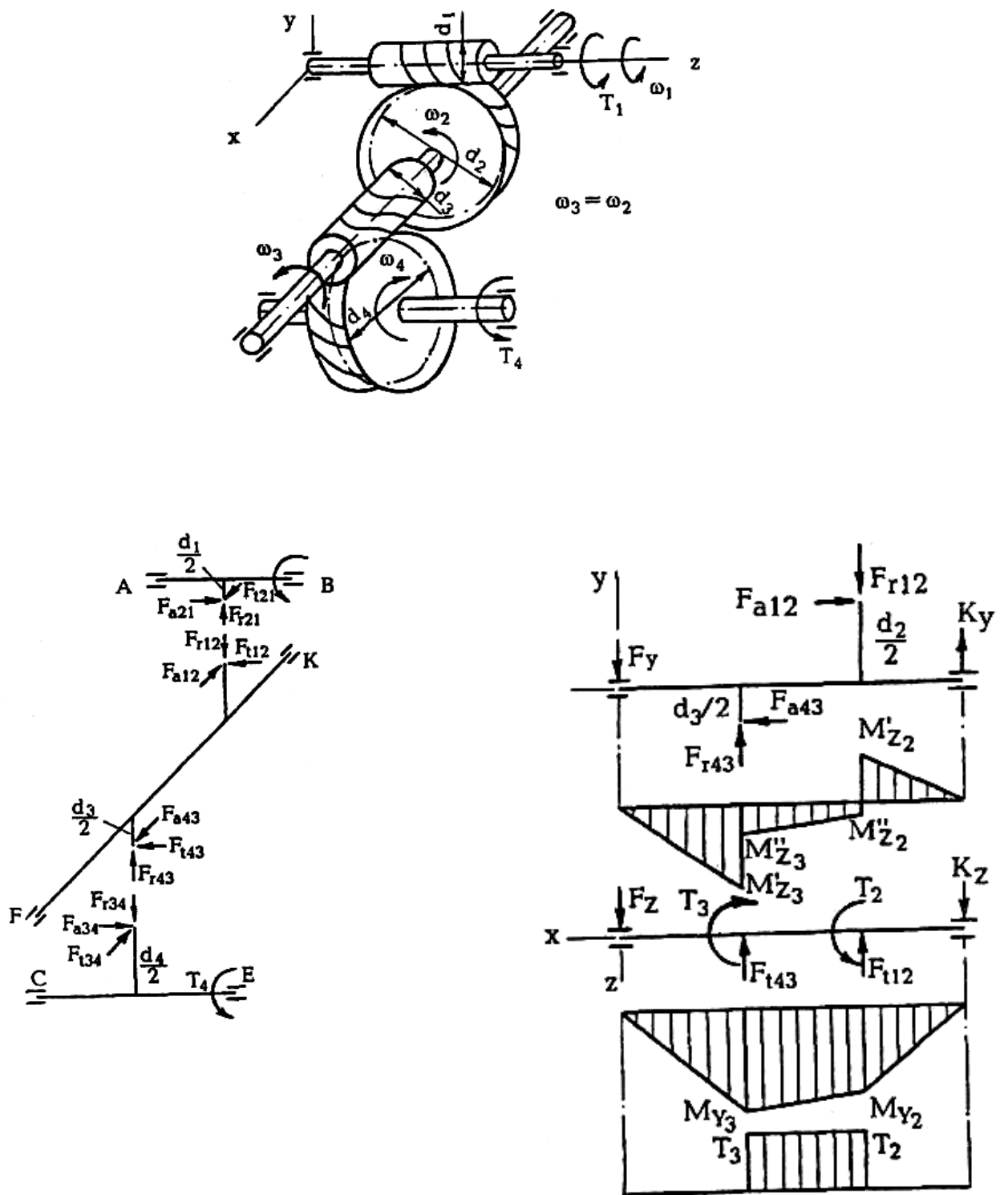


Рис. 2.11

В передаче с раздвоенной ступенью (рис. 2.4) осевые усилия уравновешены. Вторая ступень прямозубая, для которой угол $\beta=0^\circ$. На ведомый вал, кроме усилий в зацеплении, действует на консоли сила S , изгибающая вал. Сила S может учитывать нагрузку на вал от натяжения ременной передачи или цепной передачи, или неуравновешенную составляющую усилия, передаваемого муфтой, и т.д. Если указаний о направлении силы S нет, то ее следует направлять так, чтобы она увеличивала деформации и напряжения от окружного усилия, в данном случае от F_{t34} .

2.1. Определение сил в зацеплении зубчатых и червячных передач

В редукторах общего назначения применяются в основном цилиндрические прямозубые и косозубые передачи с углом наклона зубьев $\beta=8^\circ \dots 20^\circ$, конические передачи с прямыми и круговыми зубьями ($\beta=35^\circ$), червячные передачи с цилиндрическим червяком с углом профиля в осевом сечении червяка $2\alpha=40^\circ$. Угол зацепления принят $\alpha=20^\circ$.

На рис. 2.1...2.11 даны схемы сил в зацеплении различных передач.

Значения сил определяются по зависимостям, приведенным в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Силы в зацеплении, Н

Вид передачи	Силы в зацеплении	Формулы для определения силы	
		на шестерне (червяке)	на колесе
1	2	3	4
Цилиндрическая прямозубая	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1}$	$F_{t12}=F_{t21}$
	Радиальная	$F_{r21}=F_{t21} \cdot \operatorname{tg}\alpha$	$F_{r12}=F_{r21}$
Цилиндрическая косозубая	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1}$	$F_{t12}=F_{t21}$
	Радиальная	$F_{r21} = F_{t21} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$	$F_{r12}=F_{r21}$
	Осевая	$F_{a21}=F_{t21} \cdot \operatorname{tg}\beta$	$F_{a12}=F_{a21}$

1	2	3	4
Коническая прямозубая	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$	$F_{t12}=F_{t21}$
	Радиальная Осевая	$F_{r21}=F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$ $F_{a1}=F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$F_{r12}=F_{a21}$ $F_{a12}=F_{r21}$
Коническая с кру- говым зубом (угол наклона зубьев $\beta=35^\circ$)	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$	$F_{t12}=F_{t21}$
	Радиальная Осевая	$F_{r21}=F_{t21} \cdot \gamma_r$ $F_{a21}=F_{t21} \cdot \gamma_a$	$F_{r12}=F_{a21}$ $F_{a12}=F_{r21}$
Червячная	Окружная	$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1}$	$F_{t12} = \frac{2T_2}{d_2}$
	Радиальная Осевая	$F_{r21}=F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $F_{a21}=F_{t12}$	$F_{r12}=F_{r21}$ $F_{a12}=F_{t21}$

Примечание. Величины, входящие в формулы для определения сил: T_1 - крутящий момент на валу шестерни (червяке), Н·мм; T_2 - крутящий момент на валу колеса, Н·мм; d_1 , d_2 - делительные диаметры шестерни (червяка) и колеса цилиндрической и червячной передач, мм; d_{m1} - средний диаметр шестерни конической передачи, мм; α - угол зацепления, град; β - угол наклона зубьев цилиндрических колес, град; $\gamma_r = (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1)$ - коэффициент радиальной силы; $\gamma_a = (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$ - коэффициент осевой силы, где δ_1 - угол делительного конуса шестерни, град; полученные вычислением коэффициенты γ_r , γ_a подставляют в формулы со своими знаками.

В конической передаче с круговым зубом во избежание заклинивания зубьев в процессе зацепления необходимо осевую силу на шестерне F_{a21} направить к основанию делительного конуса. Для этого направление вращения шестерни (если смотреть со стороны вершины конуса) и направление наклона зубьев шестерни должны совпадать (например, шестерня вращается по часовой стрелке, т.е. вправо, и зуб шестерни - правый).

2.2. Определение консольных сил от передач гибкой связью

Ременные и цепные передачи нагружают валы консольными силами.

Для ременных передач сила давления на вал от натяжения ветвей ремня равна:

для плоскоремной передачи

$$F_{\text{рем}} = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2};$$

для клиноремной передачи

$$F_{\text{рем}} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где F_0 - сила предварительного натяжения ремня, Н;

α_1 - угол обхвата ведущего шкива, град;

z - число клиновых ремней.

Для цепных передач сила давления на вал

$$F_{\text{ц}} = K_{\text{в}} F_t,$$

где $K_{\text{в}}$ - коэффициент нагрузки вала, учитывающий характер нагрузки, действующей на вал, и расположение передачи; при наклоне линии центров звездочек к горизонту $0..40^\circ$ и спокойной нагрузке

$K_{\text{в}}=1,15$, при ударной нагрузке $K_{\text{в}}=1,3$; при наклоне более 40° и спокойной нагрузке $K_{\text{в}}=1,05$, при ударной нагрузке $K_{\text{в}}=1,15$;

F_t - окружная сила в передаче, кН;

$$F_t = \frac{P_1}{v},$$

где P_1 - мощность на ведущей звездочке, кВт;

v - скорость цепи, м/с.

2.3. Определение консольных сил от муфт

Консольная сила от муфты зависит от конструкции муфты. Наиболее широко в приводах машин применяют компенсирующие упругие и жесткие муфты в стандартном исполнении.

Для соединения вала двигателя и быстроходного вала редуктора, установленных на общей раме, применяются упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой. Они обладают достаточными упругими свойствами и малым моментом инерции для уменьшения пусковых нагрузок на соединяемые валы.

Для соединения выходных концов тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины применяются цепные, зубчатые, кулачково-дисковые муфты и муфты с торообразной оболочкой. Эти муфты обладают достаточной податливостью, позволяющей компенсировать значительную несоосность валов. Требования малого момента инерции к ним не предъявляются.

При расчете опорных реакций в подшипниках и изгибающих моментов, нагружающих валы, следует учитывать действие со стороны муфты силы $F_{\text{м}}$, вызванной радиальным смещением валов Δr .

Муфты упругие втулочно-пальцевые имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают большое силовое воздействие на валы и опоры.

Радиальная сила, вызванная радиальным смещением валов, определяется по соотношению

$$F_{\text{м}} = C_{\Delta r} \cdot \Delta r,$$

где Δr - радиальное смещение осей валов, мм (вследствие небольшой толщины резиновых втулок $\Delta r = 0,1 \dots 0,4$ мм);

$C_{\Delta r}$ - радиальная жесткость муфты, (табл. 2.2) [2], зависит от диаметра вала d ; для диаметров, не указанных в таблице, применить линейное интерполирование.

Таблица 2.2

Радиальная жесткость упругих втулочно-пальцевых муфт

d, мм	16	20	25	30	40
$C_{\Delta r}$, Н/мм	1550	2160	2940	3920	5400

Муфты упругие со звездочкой при соединении несоосных валов оказывают на них значительное силовое воздействие, но меньше, чем втулочно-пальцевая муфта. Радиальная сила, вызванная радиальным смещением, определяется по соотношению

$$F_M = C_{\Delta r} \cdot \Delta r,$$

где Δr - радиальное смещение осей валов, мм;

$C_{\Delta r}$ - радиальная жесткость муфты, Н/мм (табл. 2.3.) [2], зависит от диаметра вала d .

Таблица 2.3

Радиальная жесткость муфт со звездочкой

d, мм	12;14	16;18	20;22	25;28	32;36	40;45
$C_{\Delta r}$, Н/мм	300	490	800	900	1120	1320

Для упругой муфты с торообразной оболочкой при предельно допустимых для муфт смещениях радиальная сила и изгибающий момент от нее невелики, поэтому при расчете валов и их опор этими нагрузками можно пренебречь.

Зубчатые муфты применяют в высоконагруженных конструкциях для валов диаметром от 40 до 200 мм. В муфтах используется эвольвентное зацепление с профильным углом $\alpha=20^\circ$. Компенсирующая способность муфты достигается созданием зазоров между зубьями и приданием бочкообразной формы зубьям втулки.

При работе муфты в условиях смещения соединяемых валов возникает дополнительная радиальная сила F_M . Эта сила определяется по формуле

$$F_M = (0,3 \dots 0,4) T_{\text{расч}} / d_M,$$

где $T_{\text{расч}}$ - расчетный крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·мм ;

d_M - делительный диаметр зубчатого зацепления муфты, мм.

$$T_{\text{расч}} = K_p \cdot T_{\text{ном}},$$

где $T_{ном}$ - номинальный крутящий момент, Н·мм;

K_p - коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации (табл. 2.4.), [5].

Таблица 2.4

Значения коэффициента K_p (для передач от электродвигателей)

Тип машины	K_p
Транспортеры ленточные	1.25...1.50
Транспортеры цепные, винтовые, скребковые	1.50...2.00
Вентиляторы, компрессоры, насосы центробежные	1.25...2.00
Компрессоры и насосы поршневые	2.00...3.00
Станки металлорежущие:	
с непрерывным движением	1.25...1.50
с возвратно-поступательным движением	1.50...2.50
Деревообрабатывающие станки	1.50...2.00
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножицы	2.00...3.00
Краны грузоподъемные, элеваторы	3.00...4.00

Примечание. В передачах от поршневых двигателей значение K_p на 50...80% больше.

Цепные муфты имеют в своей конструкции в качестве соединительного элемента цепи роликовые однорядные, двухрядные, а также зубчатые. Цепные муфты применяют для соединения валов диаметром от 20 до 140 мм. Муфты просты, надежны, обладают хорошими компенсирующими свойствами. При работе муфты в условиях смещения соединяемых валов возникает радиальная сила, дополнительно нагружающая вал,

$$F_M \approx 0,25F_t,$$

где F_t - окружная сила на делительном диаметре звездочки, Н.

$$F_t = 2T_{расч} / d,$$

где $T_{расч}$ - расчетный крутящий момент на муфте, Н·мм;

d - делительный диаметр звездочки муфты, мм.

Делительный диаметр звездочки муфты определяется по формуле

$$d = P / \left(\sin \frac{180^\circ}{z} \right),$$

где P - шаг цепи, мм;

z - число зубьев звездочки.

Кулачково-дисковая муфта состоит из двух полумуфт с диаметрными пазами на торцах и промежуточного плавающего диска с взаимно перпендикулярными выступами. В собранной муфте выступы диска расположены в пазах

полумуфт. Муфта компенсирует эксцентриситет (в основном), перекос и продольные смещения валов, при этом выступы скользят в пазах.

Дополнительная радиальная нагрузка на вал муфты F_M равна силе трения в пазах:

$$F_M = F_t \cdot f,$$

где f - коэффициент трения;

F_t - окружная сила муфты, действующая на среднем радиусе выступов R_{cp} .

$$F_t = T_{расч} / R_{cp},$$

где $T_{расч}$ - расчетный крутящий момент на муфте, Н·мм.

3. ВЫБОР ТИПА, РАЗМЕРА И КЛАССА ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ, СПОСОБЫ СМАЗКИ

Подшипники служат опорами валов. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, сохраняют заданное положение оси вала. От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность, долговечность машины. В редукторах применяют главным образом подшипники качения.

3.1. Выбор типа, размера и класса точности подшипников

При выборе типа подшипника, в первую очередь, принимают во внимание величину и направление нагрузки на опору, затем размер посадочных мест вала и корпуса, жесткость подшипника и, наконец, его стоимость. В соответствии с установившейся практикой проектирования тип подшипника выбирают по следующим рекомендациям.

Для опор валов цилиндрических редукторов и коробок передач применяют, чаще всего, шариковые подшипники (рис. 3.1,а).

Конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении, поэтому для опор конических и червячных колес применяют радиально-упорные конические роликовые подшипники (рис. 3.1,б).

Для опор вала конической шестерни применяют также роликовые конические подшипники. При высокой частоте вращения конической шестерни применяют подшипники шариковые радиально-упорные (рис. 3.1,г).

Опоры червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала червяка применяют в основном конические роликовые подшипники (рис. 3.1,б). При длительной непрерывной работе червячной передачи, с целью снижения тепловыделений, в качестве опор вала червяка применяют шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 3.1,г).

Для опор плавающих валов шевронных и раздвоенных передач применяют радиальные подшипники с цилиндрическими роликами (рис. 3.1,в).

При определении расстояния между опорами вала и диаметра заплечиков для упора подшипников необходимо знать не только тип, но и серию подшипников. В предварительных расчетах, при выполнении эскизной компоновки рекомендуется применять подшипники легкой серии, а роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами - легкой узкой серии.

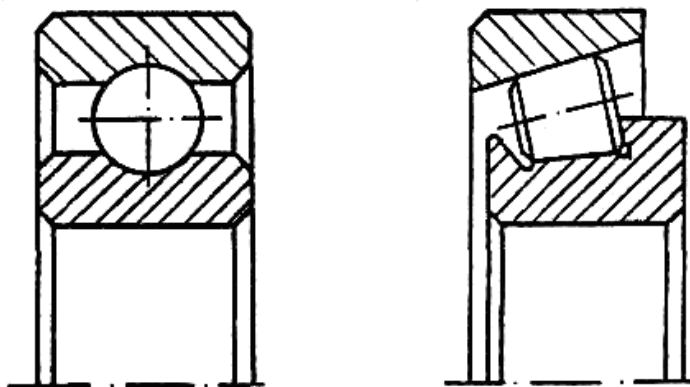


Рис. 3.1

Подшипники качения выпускают следующих классов точности (в порядке ее повышения): 0, 6, 5, 4 и 2. Обычно применяют подшипники класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют для опор валов, требующих повышенной точности вращения. С повышением класса точности подшипника стоимость его заметно возрастает.

Наметив тип подшипника, его серию и класс точности, предварительно выбирают подшипник по диаметру вала по каталогу [1,4].

3.2. Схемы установки подшипников

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы от осевых смещений, это осуществляется с помощью опор.

По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на фиксирующие и плавающие. В фиксирующих опорах ограничивается осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. В плавающих опорах осевое перемещение вала в любом направлении не ограничивается.

Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевую нагрузки, а плавающая опора - только радиальную.

В некоторых конструкциях применяют, так называемые, плавающие валы. Эти валы имеют возможность осевого смещения в любом направлении и устанавливаются на плавающих опорах.

На рис. 3.2,а-г показаны основные способы осевого фиксирования валов.

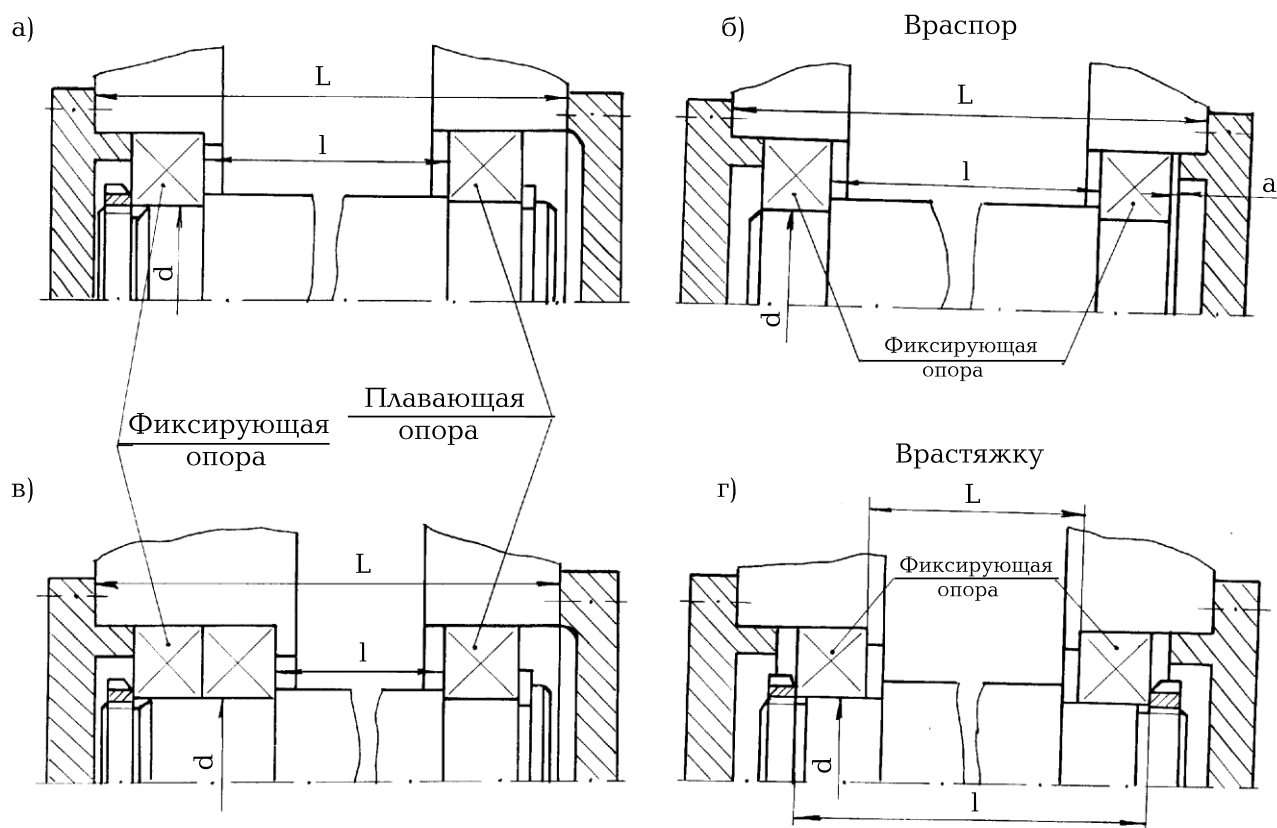


Рис. 3.2

На схемах (а) и (в) осевое фиксирование вала осуществляется в одной опоре: в схеме (а) - одним радиальным подшипником, в схеме (в) - двумя одинарными радиальными или радиально-упорными подшипниками (рис. 3.1, в, г).

В плавающей опоре применяют радиальные подшипники (рис. 3.1, а, в).

Схемы (рис. 3.2, а, в) применяют при любом расстоянии между опорами. При этом схема (рис. 3.2, в) характеризуется большей жесткостью фиксирующей опоры.

Осевую фиксацию по схеме (рис. 3.2, а) широко применяют в редукторах, коробках передач и в других узлах для валов цилиндрических зубчатых передач, а также для приводных валов ленточных транспортеров и цепных конвейеров.

Подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно. Поэтому, если опоры нагружены кроме радиальной еще и осевой силой, то для более равномерного нагружения подшипников в качестве плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной нагрузкой. Однако выбор этот зависит от вида изделия, соотношения радиальных нагрузок на обе опоры и от величины осевой нагрузки. Поэтому окончательное решение при выборе фиксирующей опоры принимают после выполнения сравнительных расчетов подшипников.

Осевую фиксацию валов по схеме (рис. 3.2, в) применяют в цилиндрических, конических зубчатых и червячных передачах.

Осевое фиксирование валов по схеме (рис. 3.2, а, в) имеет следующие достоинства:

1. Температурные удлинения вала не вызывают его защемления в подшипниках.

2. На размеры вала l и корпуса L можно назначить весьма широкие допуски. Даже грубые ошибки при их выполнении не влияют на точность сборки и работу узла.

Недостатками схемы (рис. 3.2, а, в) являются:

1. Малые радиальная, осевая и угловая жесткости опор вследствие зазоров между кольцами и телами качения. Это сказывается на увеличении прогибов валов и искажении положения сидящих на них деталей.

2. Необходимость крепления одного из подшипников как на валу, так и в корпусе. Поэтому конструктивное оформление одной из опор вала получается относительно более сложным.

В схемах (рис. 3.2, б, г) осевое фиксирование вала осуществляется в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении. Эти схемы применяют с определенными ограничениями по расстоянию между опорами. Это связано с изменениями зазоров в подшипниках вследствие нагрева при работе. При нагреве зазоры в подшипниках уменьшаются, а длина вала увеличивается. Чтобы не происходило защемления вала в опорах в схеме (рис. 3.2, б) - "враспор" - предусматривается осевой зазор "а". Величина зазора должна быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации вала. Схема установки подшипников "враспор" конструктивно наиболее проста. Ее широко применяют при относительно коротких валах. Из опыта эксплуатации известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками зазор $a=0,2...0,5$ мм.

В опорах схемы (рис. 3.2, б) могут быть применены и радиально-упорные подшипники. Так как эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров, то соотношение между величинами l и d для радиально-упорных подшипников не должно превосходить $(l/d) = 6...8$. Меньшие значения относятся к роликовым, большие - к шариковым радиально-упорным подшипникам.

При установке вала по схеме (рис. 3.2, г) - "врастяжку" - вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала меньше, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках, установленных по этой схеме, увеличивается. При установке опор вала "врастяжку", расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме "враспор": $(l/d) = 8...10$. Меньшие значения относятся к роликовым, а большие - к шариковым радиально-упорным подшипникам.

В шевронных и косозубых передачах (рис. 3.3, а, б), представляющих собой раздельный шеврон, момент с одного вала на другой передается параллельно двумя потоками, то есть зубьями, имеющими противоположный наклон.

При изготовлении колес неизбежна погрешность $\Delta\alpha$ углового расположения зуба одного полушеврона относительно другого (рис. 3.3, в). Из-за этой погрешности после сборки передачи в зацепление могут входить зубья только одного полушеврона. Возникающая в этом полушевроне при работе передачи осевая сила стремится сместить колесо вместе с валом вдоль его оси. Чтобы такое смещение могло осуществиться, один из валов передачи делают "плавающим", т.е. не зафиксированным в осевом направлении. Тогда осевая сила переместит его в такое положение, при котором в зацепление войдут зубья обоих полушевронов, а осевые силы, возникающие в них, уравновесятся.

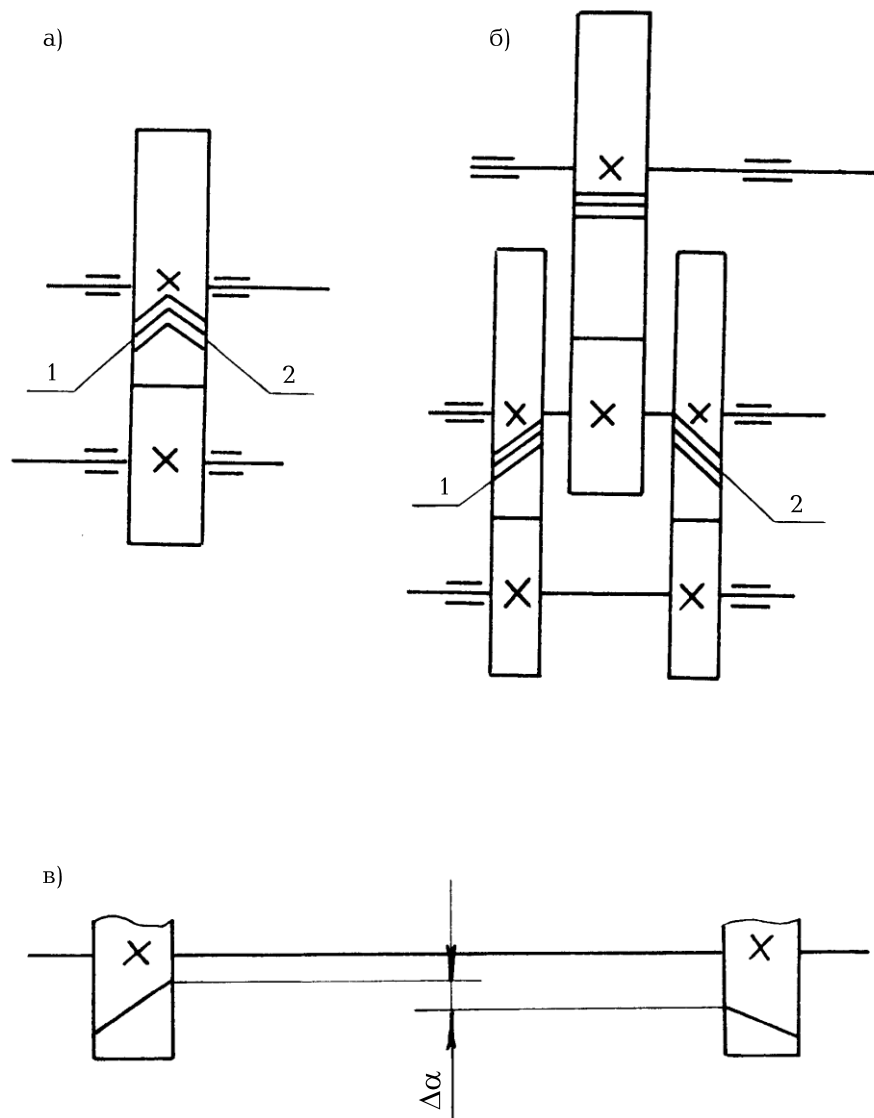


Рис. 3.3

3.3. Выбор способа смазки подшипников. Уплотнительные устройства

Конструкция подшипникового узла зависит от системы смазки подшипника.

На практике стремятся смазывать подшипники тем же маслом, которым смазываются детали зубчатых и червячных передач. Смазку их другим маслом применяют, когда по различным причинам нельзя использовать масло, которым смазывают передачи.

При циркуляционной смазке зубчатых колес масло к подшипникам подают по специальным трубкам.

При картерной смазке колес подшипники качения смазываются брызгами масла, если выполнено условие $V > 1$ м/с, где V - окружная скорость вращения колеса наиболее быстроходной пары. При окружной скорости вращения колес $V > 1$ м/с брызгами масла покрываются все детали передачи и внутренние по-

верхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Нередко в масло погружают быстроходную шестерню или червяк и подшипник быстроходного вала. В этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа зубчатых и червячных колес, а также излишнего полива маслом подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами).

Для смазки опор валов, далеко расположенных от уровня масляной ванны, применяют различные устройства. Так, например, для смазывания подшипника вала конической шестерни, удаленного от масляной ванны, на фланце корпуса в плоскости разъема делают канавки, а на крышке корпуса скосы (рис. 3.4). В эти канавки со стенок крышки корпуса стекает масло и через отверстия в стакане попадает к подшипникам. Если доступ масла к подшипникам затруднен, а применение способа, приведенного выше (рис. 3.4), нежелательно, в редуктор встраивают насос. От насоса масло подается в распределительное устройство, от которого по отдельным трубкам подводится к подшипникам.

Если применение насоса нежелательно, подшипники, к которым затруднен доступ масла, смазывают пластичной смазкой. В этом случае подшипник закрывают с внутренней стороны мазеудерживающим кольцом (рис. 3.5,а). Свободное пространство внутри подшипникового узла заполняют смазкой. Для свободного прохода смазки предусматривают на внешних цилиндрических поверхностях крышек подшипников и стаканов канавки глубиной 2...3 мм. На торцах крышек делают 2...4 паза (рис. 3.5,а), а в стаканах - 2...4 поперечных отверстия (рис. 3.5,б), через которые смазка поступает к подшипникам. Для подачи в подшипник пластичной смазки применяют пресс-масленки.

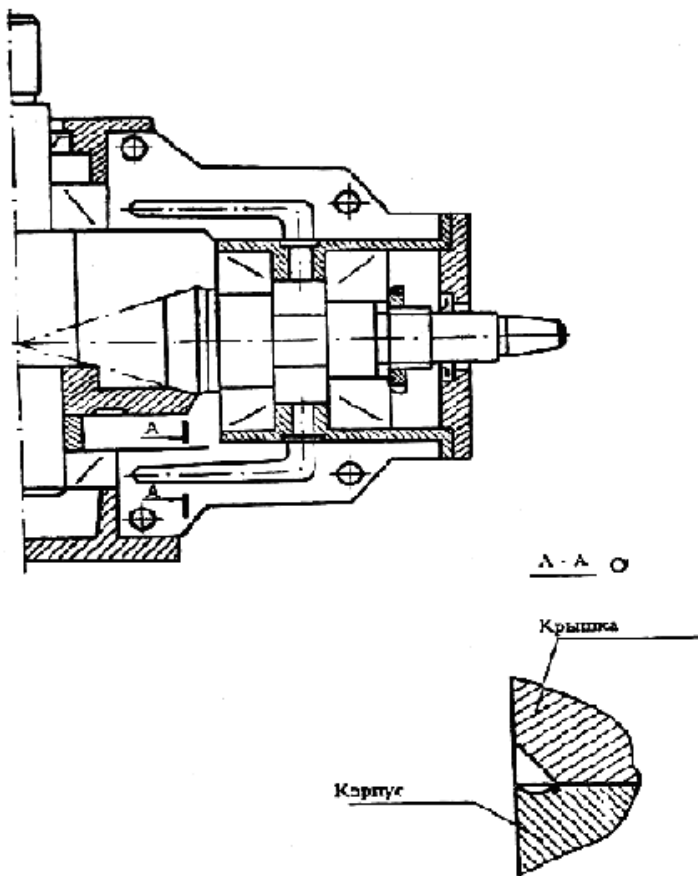


Рис. 3.4

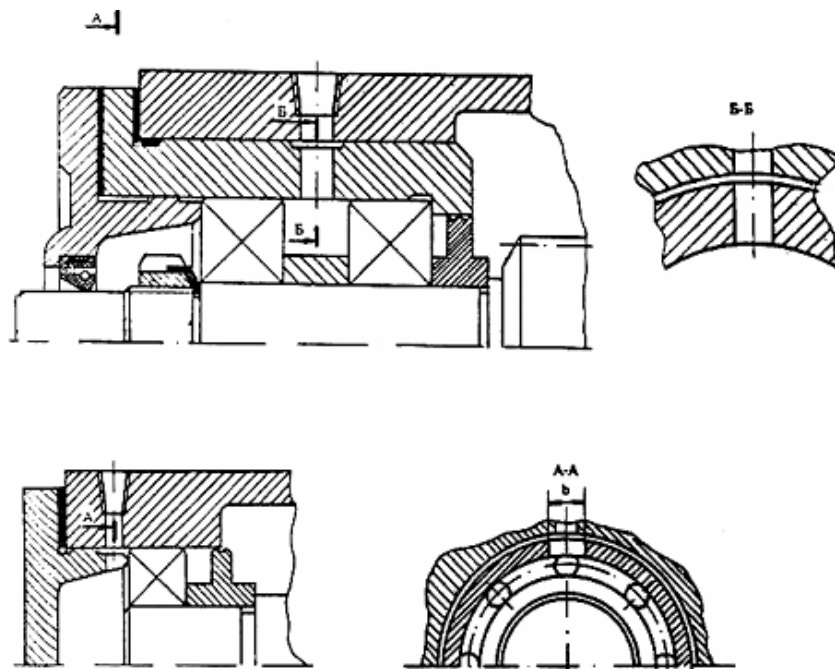


Рис. 3.5

При вертикальном расположении валов верхние опоры смазывают маслом, подаваемым насосом, или пластичной смазкой. Нижние опоры вертикаль-

ных валов обычно изолируют от масляной ванны и смазывают маслом от насоса или пластичной смазкой.

Для предотвращения вытекания смазки из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги применяют уплотнительные устройства. Они разнообразны по конструкции [1,2].

При жидкой и пластичной смазке подшипников широко применяют манжетные уплотнения (рис. 3.6,а). Манжета состоит из корпуса 2, изготовленного из бензомаслостойкой резины, каркаса 3, представляющего собой стальное кольцо Г-образной формы, браслетной пружины 1. Каркас придает корпусу манжеты жесткость. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка шириной $b = 0,4...0,6$ мм, плотно охватывающая поверхность вала. Размеры манжет определяются по таблицам [1,2] в зависимости от диаметра вала. Манжету обычно устанавливают рабочей кромкой внутрь корпуса (рис. 3.6,а) так, чтобы обеспечить хороший доступ масла к поверхности контакта манжеты и вала. Это уменьшает износ резины.

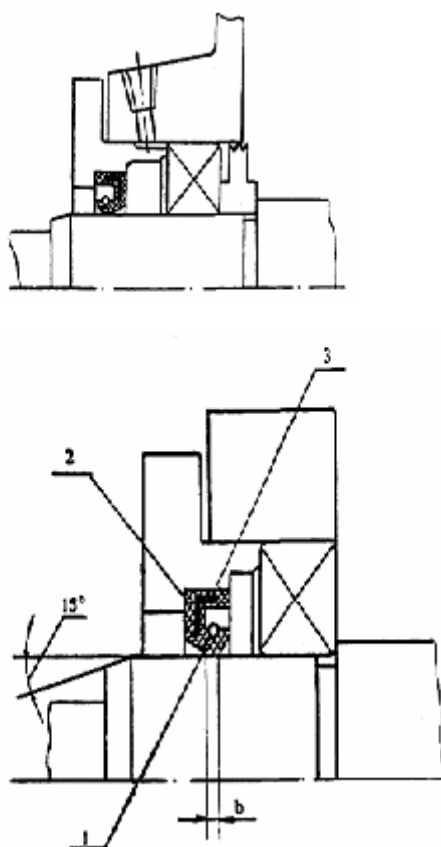


Рис. 3.6

При прессовании пластичной смазки давление внутри подшипниковой камеры может быть очень высоким. Чтобы не повредить манжету, ее устанавливают рабочей кромкой наружу (рис.3.6,б). Тогда при повышении давления смазка отогнет кромку манжеты, и избыток ее вытечет наружу.

При высоком уровне масла ставят две манжеты рядом.

4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ВАЛОВ

Диаметры (мм) различных участков быстроходного (рис.4.1) и тихоходного (рис. 4.2) валов зубчатых и червячных редукторов определяются по формулам:

для быстроходного вала диаметр d под элемент открытой передачи или полумуфту

$$d = 5 \sqrt[3]{T_k}; \quad d_{\text{п}} = d + 2t; \quad d_{\text{б.п.}} = d_{\text{п}} + 3,2 r;$$

для тихоходного вала диаметр d под элемент открытой передачи или полумуфту

$$d = 4,8 \sqrt[3]{T_k}; \quad d_{\text{п}} = d + 2t; \quad d_{\text{б.п.}} = d_{\text{п}} + 3,2 r; \quad d_{\text{к}} \geq d_{\text{б.п.}},$$

где T_k - вращающий момент на валу, Нм.

Значение t, r, f даны в таблице 4.1, по которой они принимаются в зависимости от диаметра d посадочной поверхности.

Таблица 4.1

Значение t, r, f , мм

d	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2

Диаметры ступеней валов после вычисления округляют в ближайшую сторону до стандартных величин по нормальному ряду линейных размеров: 3,2; 3,4; ...

Если быстроходный вал приводится во вращение валом электродвигателя через стандартную муфту, то диаметр выходного конца этого вала должен быть согласован с диаметром вала электродвигателя, т.е. $d = (0,8 \dots 1,0)d_3$.

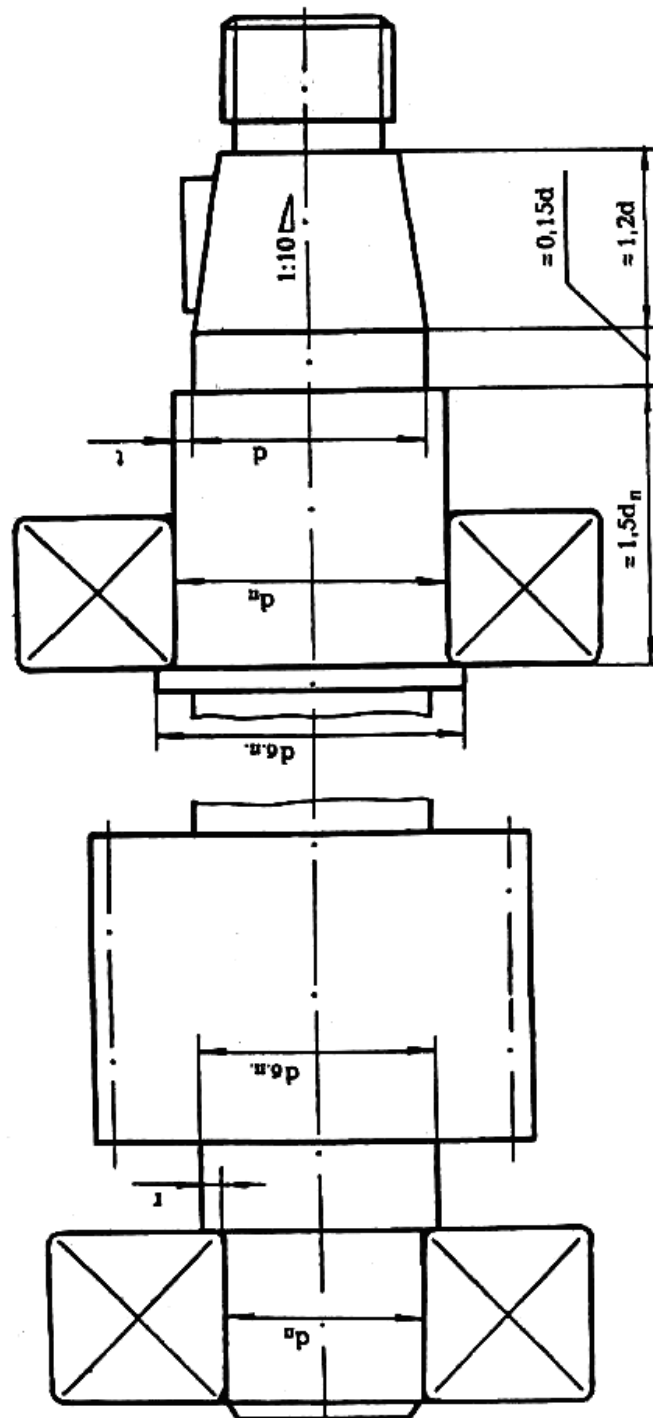


Рис. 4.1

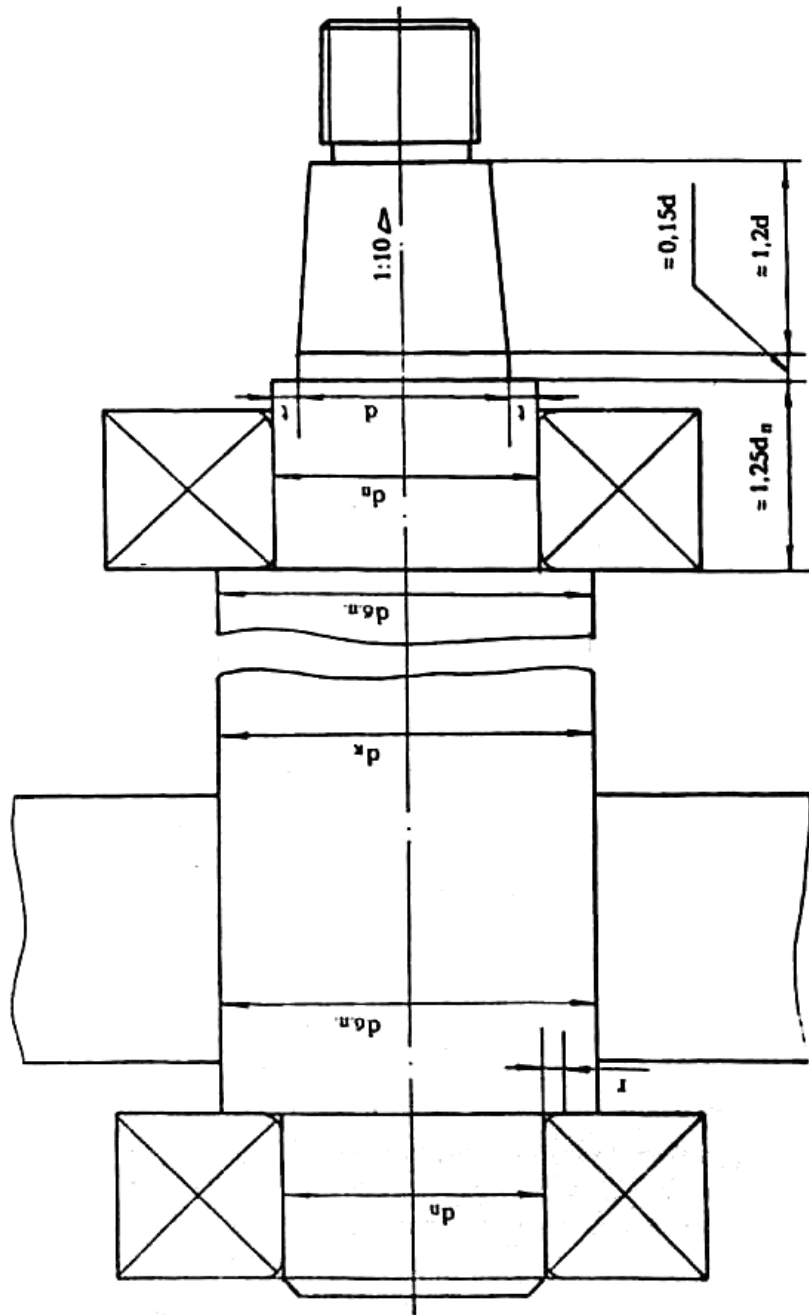


Рис. 4.2

Нормальные линейные размеры, мм

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	53/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

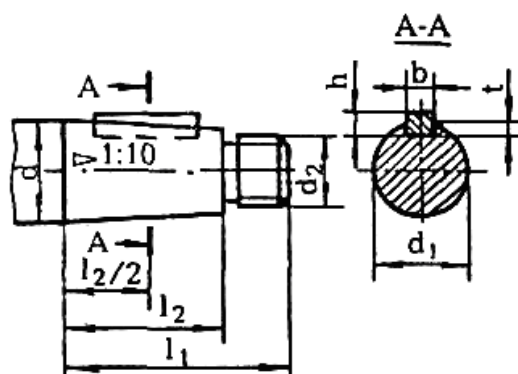
Выходной конец вала может быть цилиндрическим или коническим. Посадка деталей на конус обеспечивает легкость сборки и разборки, высокую точность базирования, возможность создания любого натяга. Поэтому выходные концы валов редукторов серийного производства, как правило, делают конусными. Размеры оформления конических концов валов приведены в таблице 4.2.

Поскольку цилиндрические концы валов проще в изготовлении, то при единичном и мелкосерийном производстве они имеют преимущественное распространение. Размеры оформления цилиндрических концов приведены в табл. 4.3.

При конструировании выходного конца вала следует предусмотреть посадку подшипника без съема призматической шпонки.

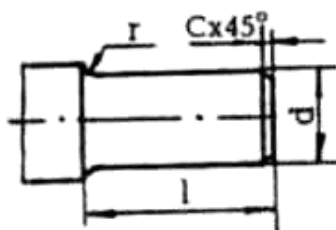
Цилиндрические и конические шестерни при $U \geq 3,15$ выполняют заодно с валом, а при $U < 3,15$ они могут быть насадными, если это конструктивно необходимо. Однако стоимость производства при раздельном исполнении вала и шестерни увеличивается вследствие увеличения числа посадочных поверхностей и необходимости применения того или иного соединения. Поэтому шестерни чаще всего выполняют заодно с валом (см. рис. 4.1).

Основные размеры конических концов валов
с конусностью 1:10, мм (по ГОСТ 12081-72)



Номи- наль- ный ди- аметр d	l ₁		l ₂		d ₁		b	h	t	d ₂
	Исполнение									
	1	2	1	2	1	2				
20	50	36	36	22	18,20	18,90	4	4	2,5	M12x1,25
22					20,20	20,90	4	4	2,5	
25	60	42	42	24	22,90	23,80	5	5	3,0	M16x1.5
28					25,90	26,80				
32	80	58	58	36	29,10	30,20	6	6	3,5	M20x1,5
36					33,10	34,20	6	6	3,5	M24x2
40					35,90	37,30	10	8	5,0	M24x2
45	110	82	82	54	40,90	42,30	12	8	5,0	M30x2
50					45,90	47,30	12	8	5,0	M36x3
56					51,90	53,30	14	9	5,5	
63	110	105	105	70	57,75	59,50	16	10	6,0	M42x3
71					64,75	67,50	18	11	7,0	M48x3
80					73,50	75,50	20	12	7,5	M56x4
90	170	130	130	90	83,50	85,50	-	-	-	-
95					88,50	90,50	22	14	9,0	M64x4

Основные размеры цилиндрических концов валов, мм
(по ГОСТ 12080-66)



d	l		r	c	d	l		r	c
	Исполнение					Исполнение			
	1	2				1	2		
18	40	28	1.0	0.6	50	110	82	2.5	2.0
20	50	36	1.6	1.0	55	110	82	2.5	2.0
22	50	30	1.6	1.0	60	140	105	2.5	2.0
25	60	42	1.6	1.0	70	140	105	2.5	2.0
28	60	42	1.6	1.0	80	170	130	3.0	2.5
32	80	58	2.0	1.6	90	170	130	3.0	2.5
36	80	58	2.0	1.6	100	210	165	3.0	2.5
40	110	82	2.0	1.6	110	210	165	3.0	2.5
45	110	82	2.0	1.6					

Примечания: 1. Концы валов изготавливают двух исполнений:

1 - длинные; 2 - короткие. 2. У основания свободного конца вала допускается наличие технологической канавки для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820-69.

В зависимости от соотношения диаметров шестерни и вала зубья нарезают на выступающем венце (рис.4.3, а, б), либо частично углубляют в тело вала (рис. 4.3, в); к последней конструкции прибегают только в необходимых случаях. При углублении зуба в тело вала следует учитывать участки захода и выхода фрезы. Значение l (рис. 4.3, в) зависит от модуля зубьев и внешнего диаметра фрезы D_f (табл. 4.4).

Шевронные шестерни в большинстве случаев изготавливают с дорожкой посередине (рис. 4.3, г). Дорожка необходима для выхода инструмента. Ширину a дорожки можно принимать по табл. 4.4, т.е. $a \approx l$. Глубина дорожки указана на рис. 4.3, г.

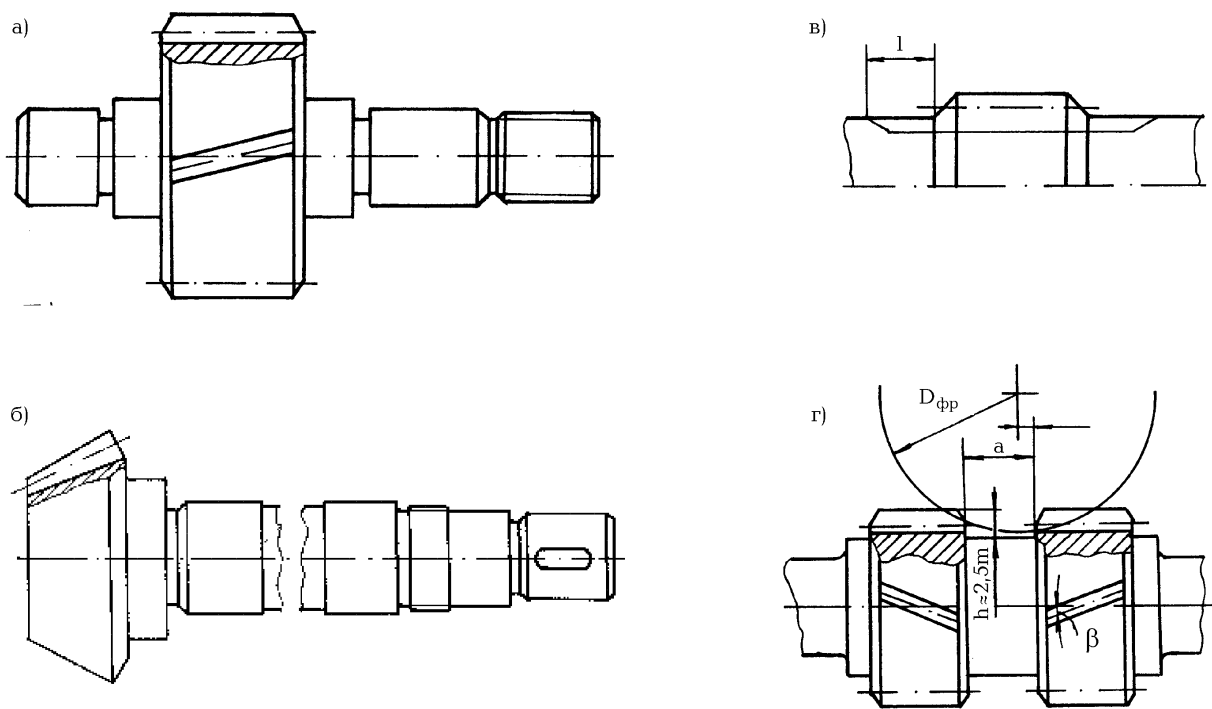


Рис. 4.3

Таблица 4.4

Ширина дорожки l , мм, для выхода фрезы

Модуль m , мм	Ширина дорожки l при угле наклона зубьев β		
	20°	30°	40°
2,0	28	32	35
2,5	32	37	40
3,0	36	42	45
3,5	40	47	50
4,0	46	52	55
5,0	52	58	63
6,0	60	67	72
7,0	68	75	82
8,0	75	82	90
10,0	90	100	108

Диаметры различных участков промежуточного вала определяют по формулам (рис. 4.4):

$$d_k = 6 \sqrt[3]{T_k}; \quad d_{\Pi} = d_k - 3,2r;$$

$$d_{\sigma_{\Pi}} = d_{\Pi} + 3,2r \leq d_k; \quad d_{\sigma_k} = d_k + 3f.$$

Здесь T_k - вращающий момент на рассчитываемом валу, Н·м; величины r , f даны в табл. 4.1.

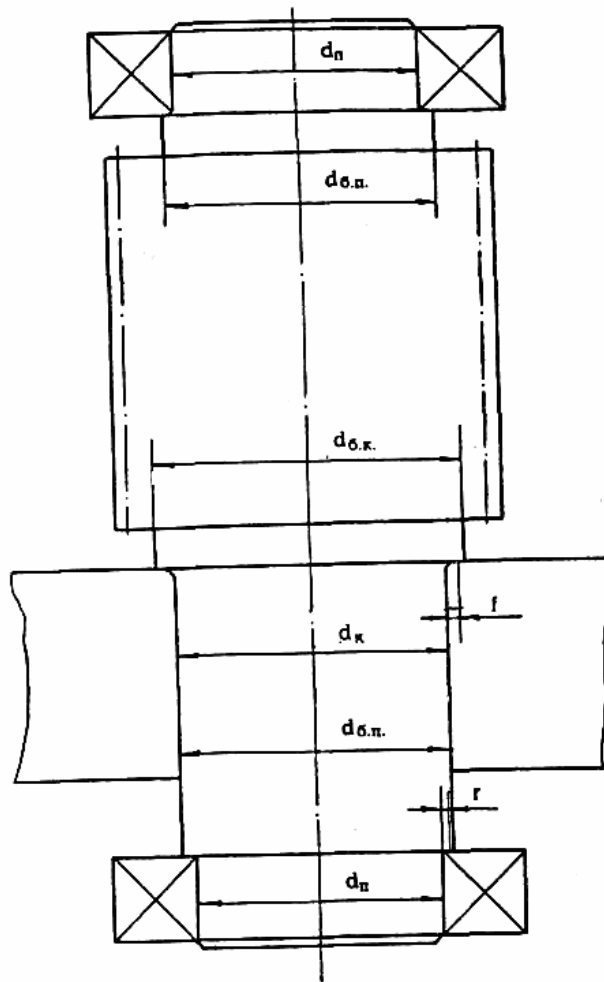


Рис. 4.4

Червяки чаще всего выполняют вместе с валом (рис. 4.5). Оптимальный делительный диаметр червяка ($d_1=qm$) определяется как $d_1 \approx 0,4a$, где a - межосевое расстояние червячной передачи. Диаметр тела червяка для повышения жесткости целесообразно увеличить. Для обеспечения выхода

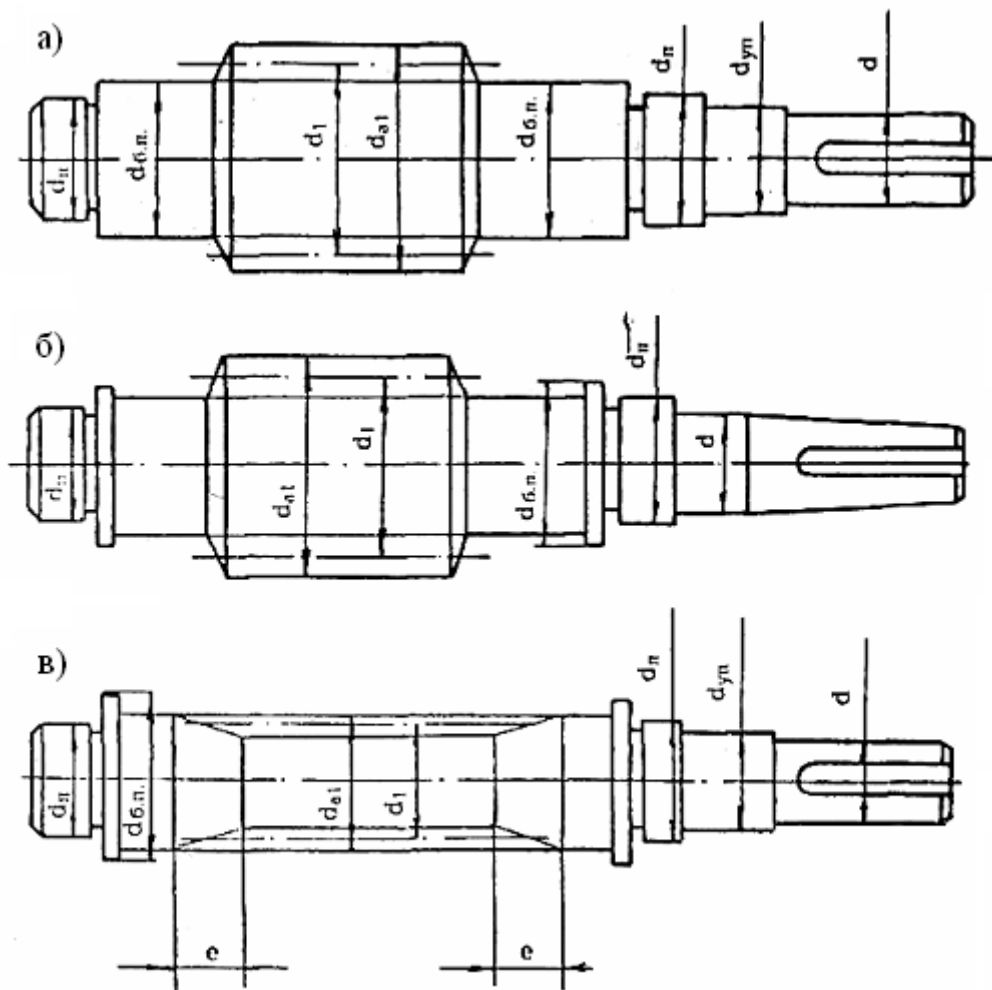


Рис. 4.5

инструмента его следует сделать немного меньше диаметра впадин витков червяка d_{f1} . Поэтому диаметры червячных валов следует определять так (рис. 4.5):

$$d_{б.н.} = d_{f1} - (2...4)\text{мм}; \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{н.} = d_{б.н.} - 3,2r,$$

где m - модуль зацепления;

r - координата фаски подшипника.

Координата фаски подшипника r дана приближенно в табл. 4.1. Точное значение координаты r определяется по таблицам подшипников качения [1,2,4].

Диаметр вала $d_{н.}$ округлить до стандартных диаметров под подшипник (см. стр.38).

Диаметр вала под уплотнение можно принимать

$$d_{уп.} = d_{н.} \text{ или } d_{уп.} \approx (0,8...0,9)d_{н.}$$

Диаметр выходного конца вала

$$d = \frac{d_{уп.}}{1,05...1,1}.$$

Полученное значение d округляется до стандартного и, если червяк соединяется с валом электродвигателя стандартной муфтой, то до посадочного диаметра полумуфты.

При относительно малом диаметре червяк выполняют, как показано на рис. 4.5,в. Для выхода инструмента длину нарезания с каждой стороны необходимо увеличить на $l=(2...3)m$, где m - модуль зацепления.

На концах червяка устанавливают подшипники качения, упорные запле-
чки для которых определяются по зависимости

$$d_{б.п.} = d_{п} + 3,2r .$$

Иногда для образования заплечика требуемой высоты приходится делать буртики (рис. 4.5, б,в).

Выступающие концы червяков выполняют цилиндрическими или кониче-
скими. При цилиндрическом конце предусматривают заплечик для упора дета-
ли, закрепляемой на конце вала.

5. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

5.1. Первый этап эскизной компоновки

Эскизную компоновку редуктора следует выполнять в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 в такой последовательности:

1. Предварительно следует из своих расчетов выписать следующие исходные данные для вычерчивания: межосевые расстояния, конусные расстояния, диаметры и ширину колес, модуль зацепления, диаметры посадочных поверхностей валов для колес и подшипников, которые берут из таблиц [1, 2].

Для получения представления о конструкции, размерах деталей передачи и их относительном расположении достаточно двух проекций.

2. В соответствии с результатами геометрического расчета строят передачу.

Построение цилиндрической зубчатой передачи (рис. 5.1) начинают с нанесения межосевого расстояния a_w , проведения осевых линий окружностей делительных диаметров d_1 и d_2 , диаметров вершин зубьев d_{a1} и d_{a2} , линий, ограничивающих ширину шестерни b_1 и колеса b_2 .

Построение конической зубчатой передачи (рис. 5.2) начинают с нанесения двух взаимно перпендикулярных линий. От точки пересечения O этих линий откладывают по осям вверх отрезки OA , равные $0,5d_{e1}$, а вправо и влево отрезки OB , равные $0,5d_{e2}$. Через точки A проводят горизонтальные линии, а через точки B - вертикальные линии до взаимного пересечения в точках C . Точки C соединяют с точкой O линиями, которые представляют собой образующие делительных конусов шестерни и колеса R_e . Углы делительных конусов δ_1 и δ_2 . В точках C к образующим делительных конусов восстанавливают перпендикуляры, на которых откладывают высоту головки зуба $h_a=m_{te}$ и высоту ножки зуба $h_f=1,2m_{te}$. Вершины делительных конусов впадин шестерни и колеса сходятся в точке C . Для того, чтобы обеспечить постоянный радиальный зазор между зубьями шестерни и колеса на всей ширине, образующие конуса вершин шестерни должны быть параллельны образующим конуса впадин колеса, а образующие конуса вершин колеса - параллельны образующим конуса впадин шестерни. Вдоль образующих делительных конусов от точек C по направлению к точке O откладывают ширину зуба b и проводят границу зуба. Толщину конца обода колеса назначают $\delta_0 = 2,5m_{te} + 2$. Расстояние $l \approx 2,5a_1$.

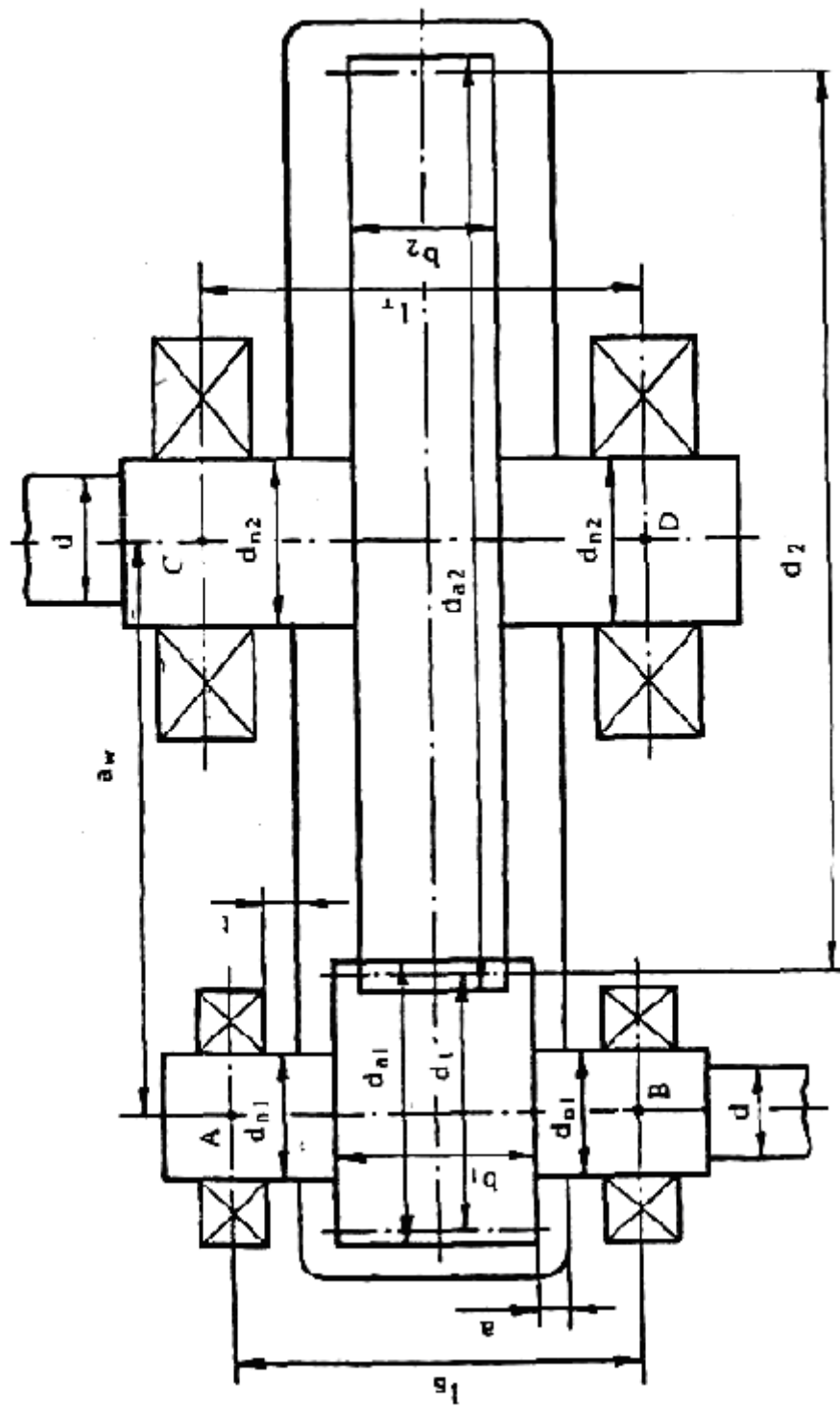


Рис.5.1

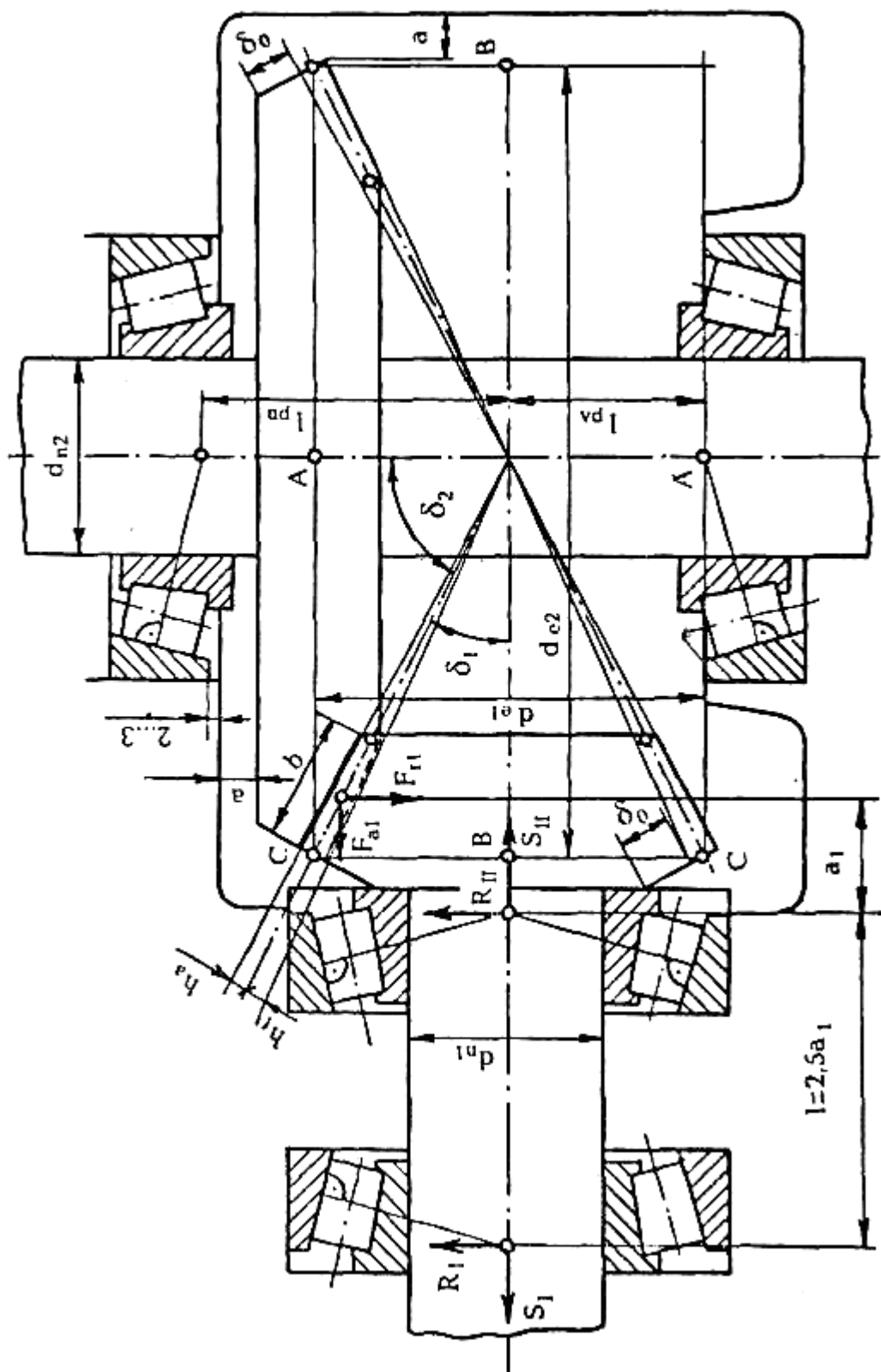


Рис. 5.2

При больших передаточных числах ($U > 3,15$) коническая шестерня получается малых размеров. В этих случаях не удается создать упорный буртик для подшипника и его конструируют по рис. 5.3.

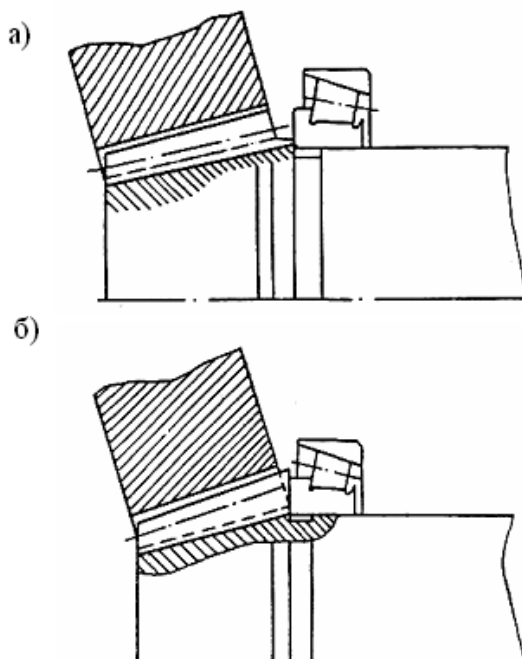


Рис. 5.3

Для построения червячной передачи (рис. 5.4,а) проводят параллельные линии на расстоянии a_w друг от друга и пересекают их перпендикулярной линией. Из точки пересечения O_2 - центра червячного колеса - описывают делительную окружность радиусом $0,5d_2$. От оси червяка вверх и вниз откладывают отрезки, равные $0,5d_1$, перпендикулярно которым проводят горизонтальные линии. При этом нижняя линия делительного диаметра червяка должна быть касательной к делительной окружности колеса (точка касания P - полюс зацепления). Из центра O_2 радиусом $0,5d_{a2}$ описывают окружность вершин зубьев и радиусом $0,5d_{am2}$ - наибольшую внешнюю окружность червячного колеса. Так же поступают с изображением диаметров вершин и впадин червяка, откладывая от оси червяка вверх и вниз отрезки, равные $0,5d_{a1}$ и $0,5d_{f1}$. Вдоль оси червяка откладывают длину нарезанной части червяка b_1 .

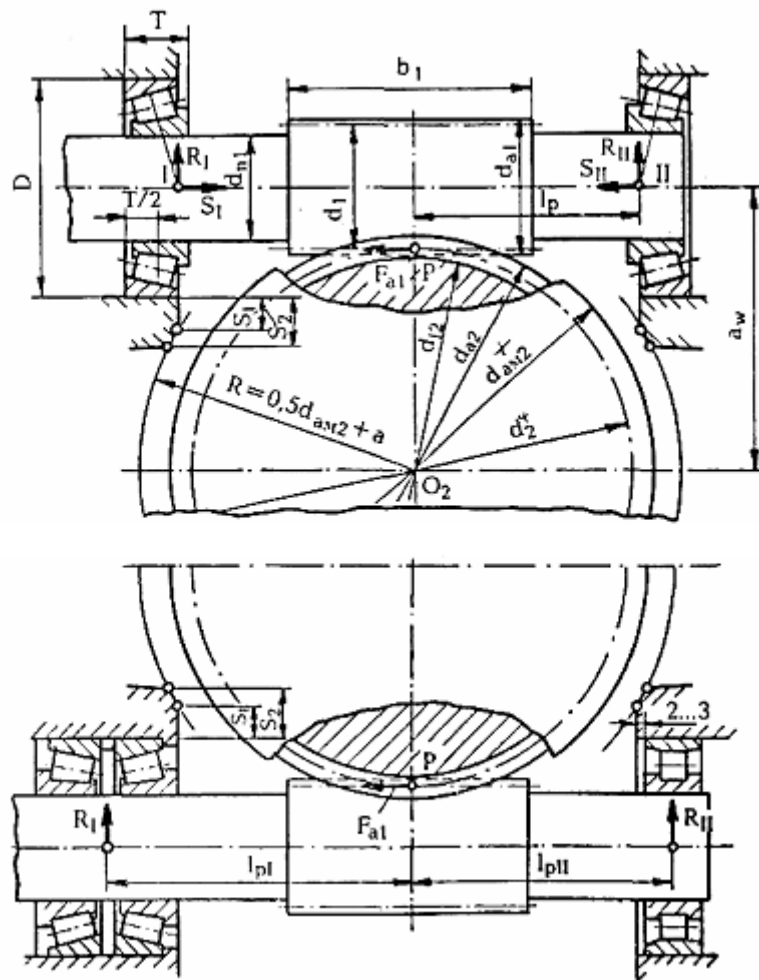


Рис. 5.4

Вторую проекцию червячной передачи (рис.5.5) изображают в следующей последовательности. На продолжении горизонтальных линий, - одна проходит через центр червячного колеса O_2 , вторая через оси червяка, - проводят вертикальную линию $O'_1O'_2$. Из точки пересечения O'_1 - центра червяка - описывают делительную окружность червяка радиусом, равным $0,5d_1$, и окружности вершин и впадин радиусами, равными $0,5d_{a1}$ и $0,5d_{f1}$ соответственно.

Затем из O'_1 проводят дуги, которые устанавливают границы поверхностей вершин зубьев и впадин червячного колеса. При этом следует учесть, что между диаметрами d_{a1} вершин витков червяка и впадин зубьев d_{f2} червячного колеса, а также между диаметрами d_{a2} вершин зубьев колеса и впадин d_{f1} червяка должен быть зазор $s=0,2m$. Окончательный контур колеса определяется наибольшим диаметром d_{am2} и шириной колеса b_2 .

3. Решается вопрос о взаимном расположении деталей редуктора. При работе передачи движущиеся детали не должны задевать друг друга и за стенки корпуса. Поэтому предусматривают расстояния (рис. 5.6, 5.7, 5.8, 5.9):

1) между внутренними поверхностями стенок корпуса и внешними поверхностями вращающихся деталей

$$a = \sqrt[3]{L} + (2..3), \text{ мм},$$

где L - наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач (рис. 5.6 - 5.9).

После вычисления a округляют в большую сторону до целого числа. Для всех редукторов a должно быть не менее 8 мм;

2) между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов принимают $b_0 \geq 4a$;

3) между торцовыми поверхностями деталей в многоступенчатых редукторах (кроме соосных) $c = (0,3..0,5)a$, мм;

4) между торцами колес соосных передач (рис.5.7)

$$L_s = 2a + B_1 + B_2 + q,$$

где $q = (1,0..1,2)a$; B_1 и B_2 - ширина внешних колец подшипников качения.

4. Выбирается схема установки подшипников и способ их смазки. После этого эскизная разработка проектируемого редуктора ведется в следующем порядке.

Тонкой линией на расстоянии a очерчивают внутренний контур корпуса (рис. 5.1, 5.2, 5.6, 5.7, 5.8, 5.9).

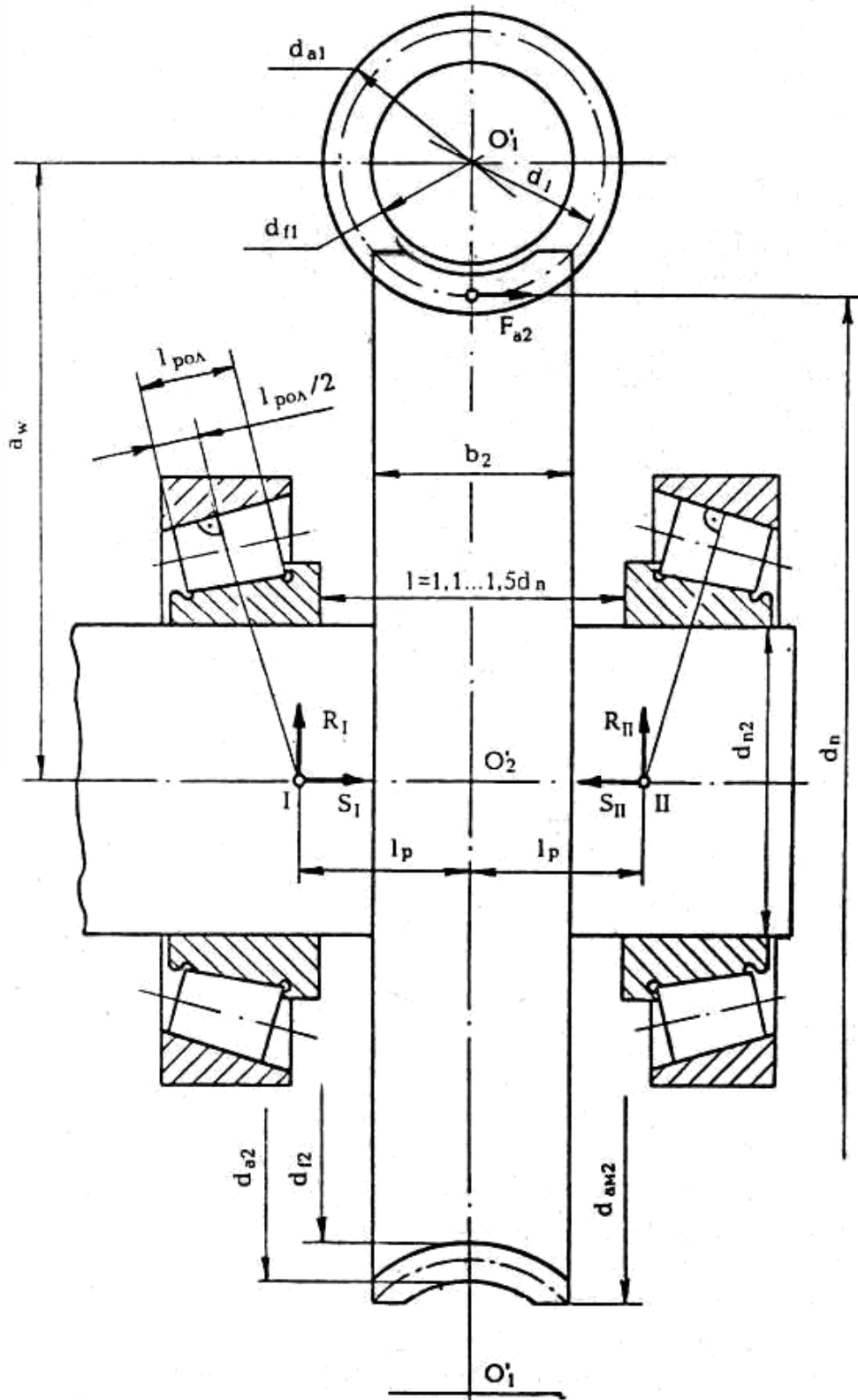


Рис. 5.5

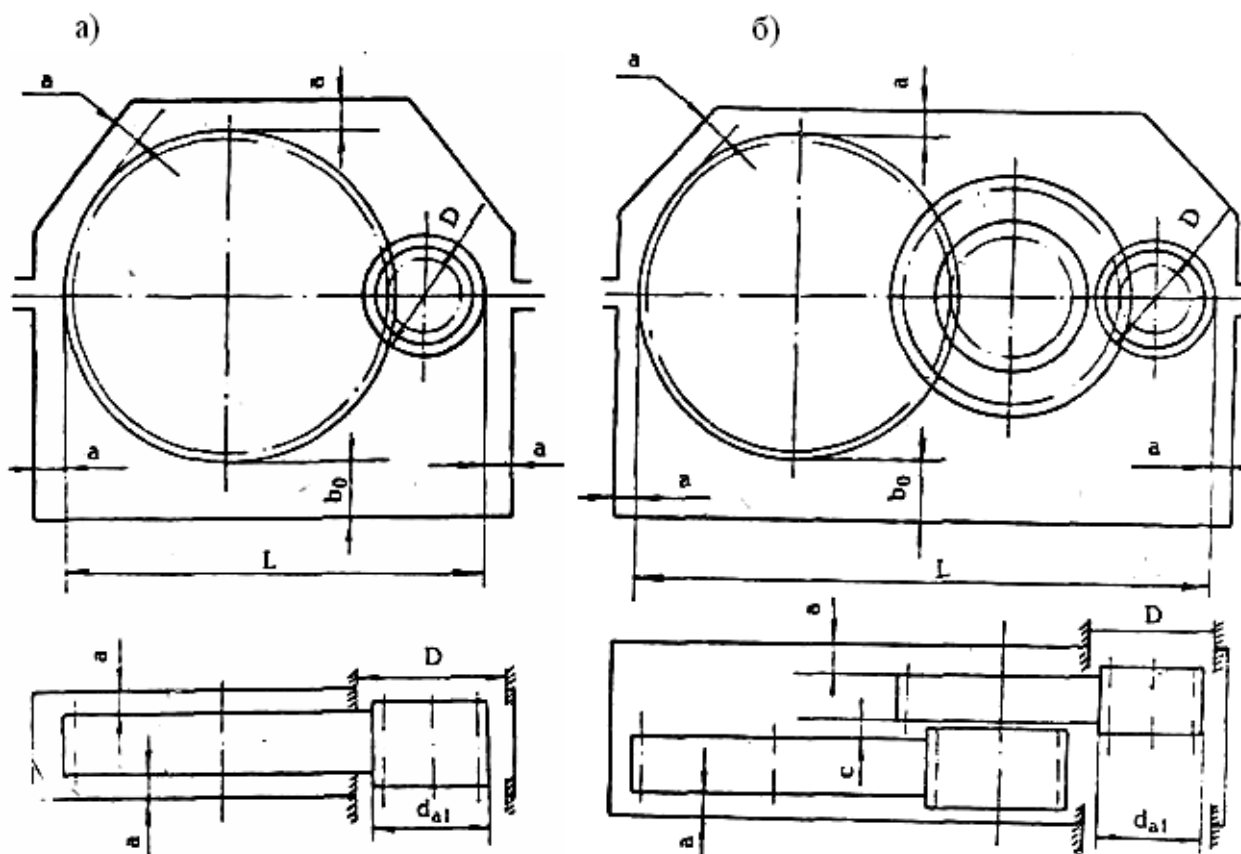


Рис. 5.6

Если окружные скорости вращения колес $V > 1 \text{ м/с}$ и в редукторе обеспечено смазывание подшипников масляным туманом, брызгами, то отступив от контурной линии внутренней стенки корпуса наружу еще на размер $t = 2 \dots 3 \text{ мм}$, изображают выбранный подшипник (см. рис. 5.2). Если подшипники смазывают пластичной смазкой, то следует отступить от контура на $t = 10 \dots 12 \text{ мм}$ для установки мазеудерживающего кольца (см. рис. 5.1).

В конических редукторах колесо по условиям компоновки смещено к одной из опор. Чтобы уменьшить эту несимметричность, оказывающую отрицательное влияние на условия зацепления зубьев колес, целесообразно для опоры с большим плечом (на рис. 5.2 эта опора внизу) выполнить прилив-бобышку внутрь корпуса и в ней разместить подшипник.

Место расположения подшипников червячного вала (см. рис. 5.4) определяют следующим образом. Из центра колеса радиусом $R = 0,5d_{\text{ам}2} + a$ проводят дугу в месте, где должен находиться подшипник. Затем проводят линию, ограничивающую наружный диаметр принятого подшипника. Отступив от этой линии на расстояние $S_1 \approx 0,1D$ и проведя линию, параллельную оси червяка до пересечения с дугой радиуса R , получаем торец бобышки корпуса для установки подшипника. Радиальная толщина бобышки у ее торца принимается S_2 :

$$S_2 \approx 0,15D + 5 \text{ мм} .$$

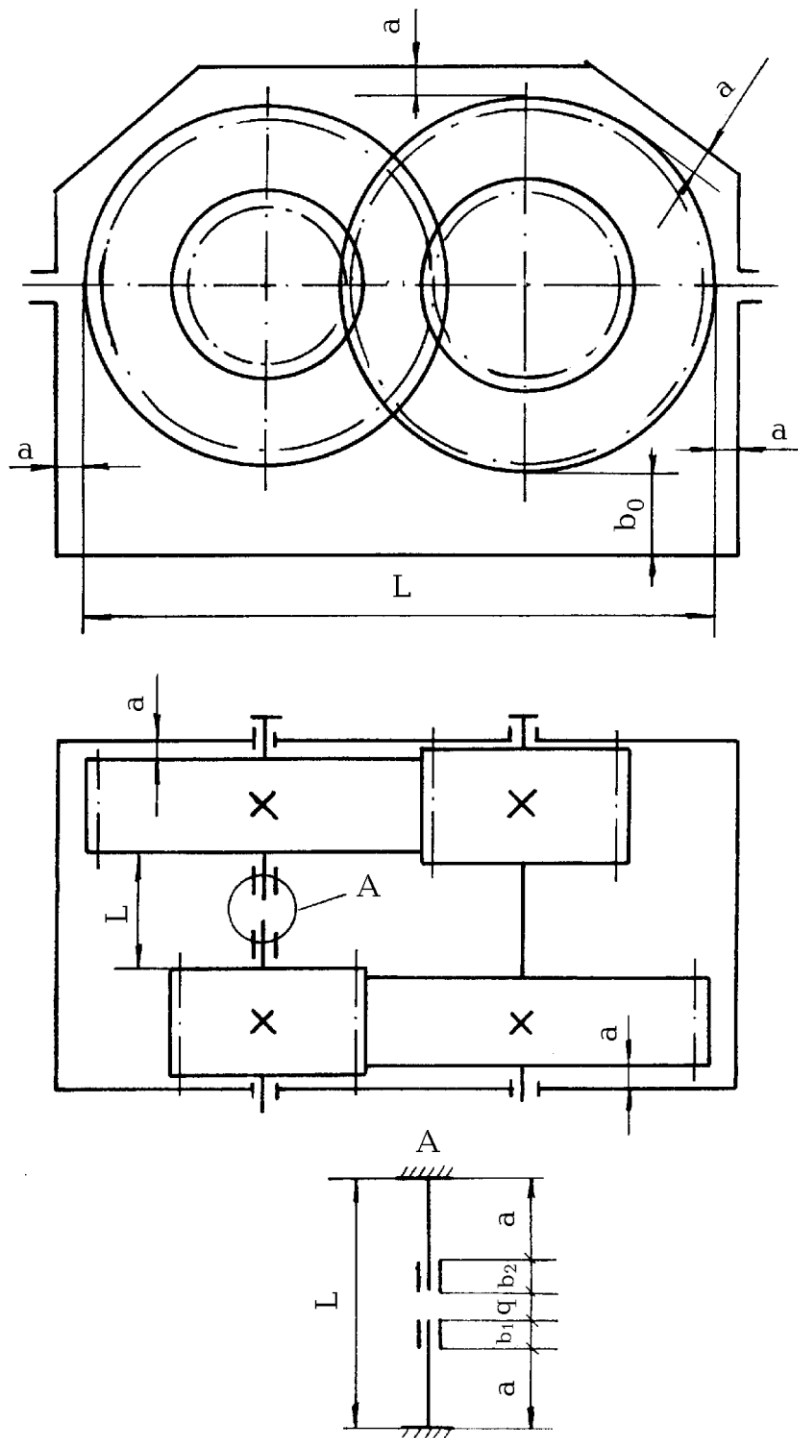


Рис. 5.7

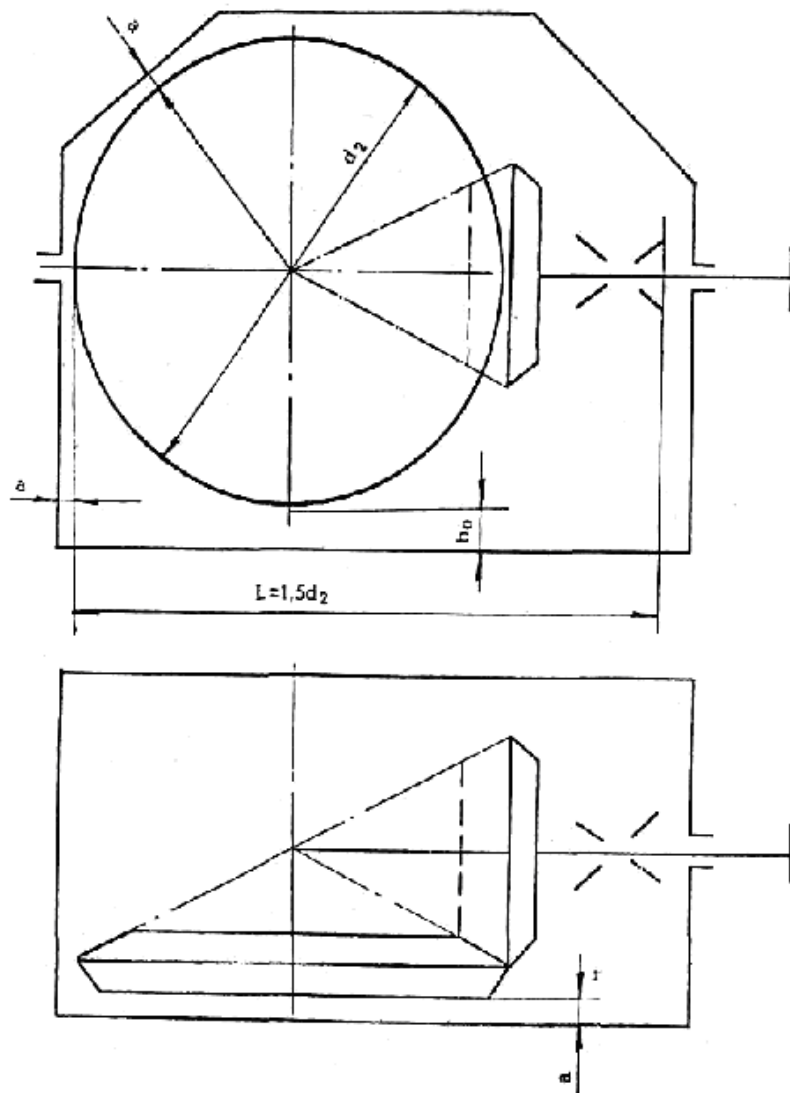


Рис. 5.8

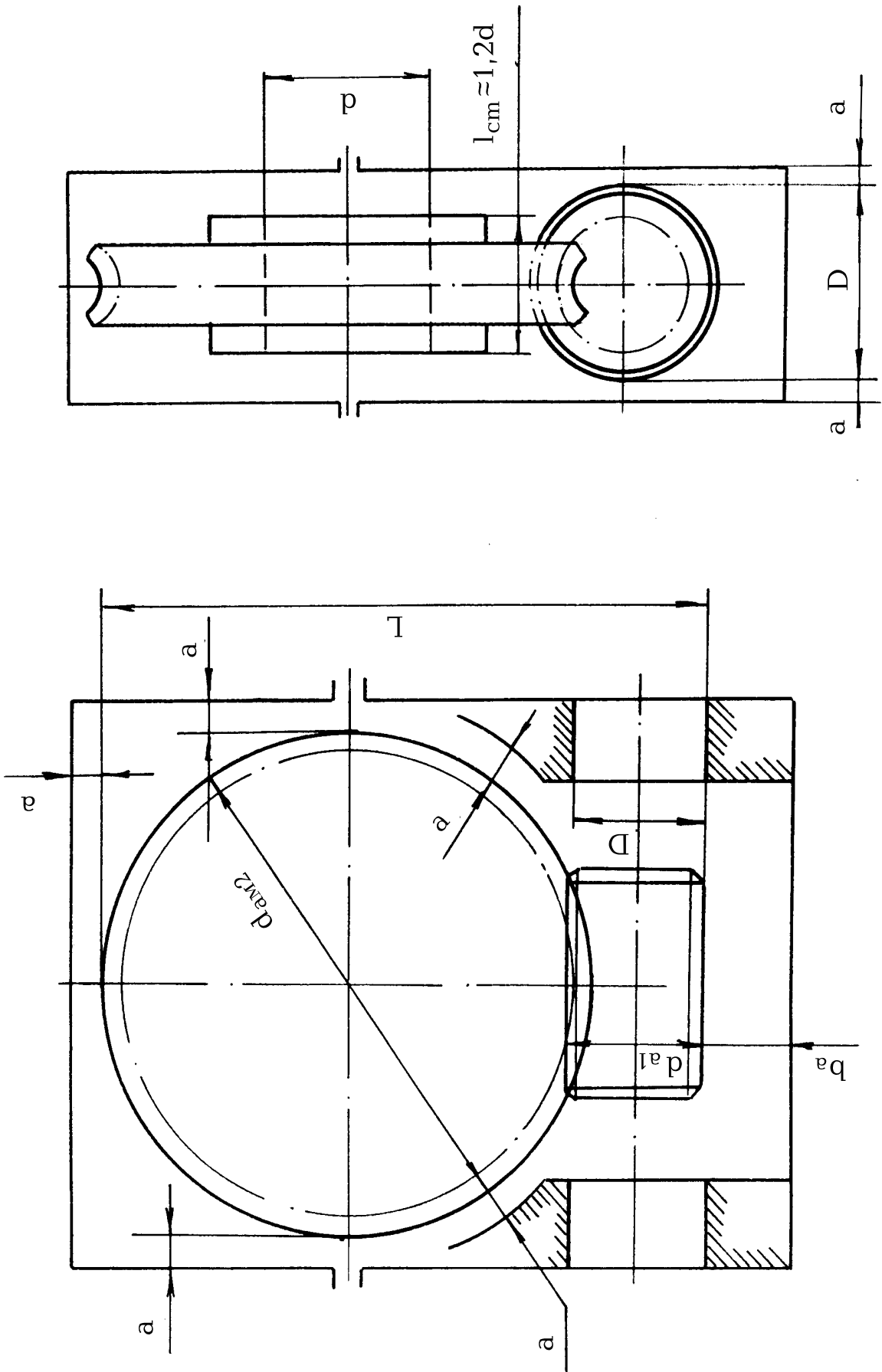


Рис. 5.9

5. В местах расположения намеченных подшипников по размерам, выписанным из соответствующих таблиц [1,2,4], наносят тонкими линиями внешний контур подшипников, принимая предварительно подшипники легкой серии.

Выполненный этап эскизной компоновки дает возможность определить расстояния между опорами, между опорами и колесами, определить реакции опор и вычислить долговечность подшипников.

5.2. Второй этап эскизной компоновки

На первом этапе эскизной компоновки ориентировочно была намечена конструкция валов, определены диаметры отдельных участков. Теперь следует уточнить эти размеры, согласовать их с деталями, устанавливаемыми на валу, учесть вид и расположение опор, конструкцию уплотнений, конструкцию корпуса редуктора, технологию изготовления и сборки.

Перед отработкой конструкции вала должны быть решены такие важные вопросы, как способ передачи вращающего момента в соединении вал-ступица и способ крепления деталей на валу от осевого перемещения.

Вначале окончательно разрабатывают конструкцию зубчатых и червячных колес [2,5]. Длину посадочного отверстия колеса l_{cm} желательно принимать равной ширине зубчатого венца $l_{cm} = b_2$. Длину ступицы согласуют также с расчетами соединения (шпоночного, шлицевого или с натягом), выбранного для передачи вращающего момента с колеса на вал, и с диаметром посадочного отверстия d :

$$l_{cm} = (0,8 \dots 1,5)d .$$

Диаметр ступицы d_{cm} принимают:

$$d_{cm} = 1,5d + 10 \text{ мм}.$$

Затем решается вопрос об установке зубчатых колес на валах. Зубчатые и червячные колеса должны быть установлены на валах без перекоса. Если $(l_{cm}/d) \geq 0,8$ (l_{cm} - длина ступицы колеса, d - диаметр отверстия), то цилиндрическая поверхность полностью определяет положение колеса относительно вала. При передаче вращающего момента соединением с натягом (колесо в этом случае устанавливается на гладком валу) осевая фиксация обеспечивается силами трения (рис. 5.10, а). Однако очень часто для определения осевого положения колеса на валу изготавливают буртик (рис. 5.10, б). Это упрощает установку колеса на вал - при сборке колесо доводят до упора в торец буртика. При коротких ступицах, у которых $(l_{cm}/d) < 0,8$, торец буртика не только определяет осевое положение колеса, но и точность его расположения относительно вала. Здесь буртик на валу обязателен.

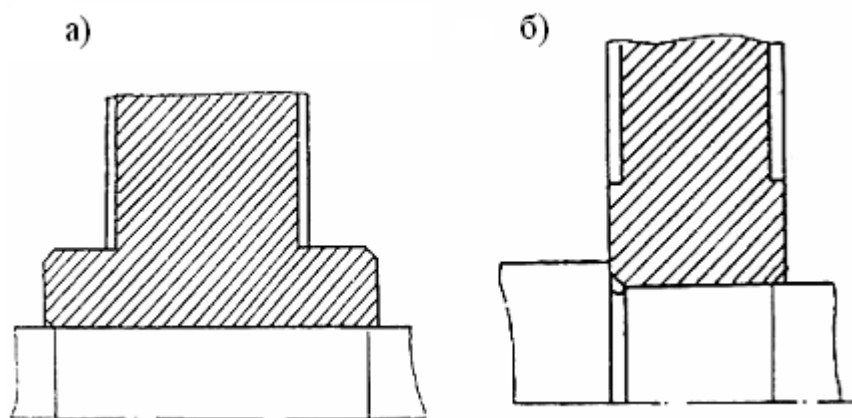


Рис. 5.10

При передаче вращательного момента шпоночным соединением размеры сечения шпонки определяются по диаметру вала в месте посадки колеса по таблицам [1, 2], а длина шпонки - из ее расчета на смятие. В единичном и мелкосерийном производстве используют, главным образом, призматические шпонки. Колеса насаживаются на валы с малым натягом: для цилиндрических зубчатых прямозубых колес посадка типа H7/p6, для цилиндрических косозубых, конических и червячных следует применять посадки с большим натягом типа H7/r6 или H7/s6 (рис. 5.11,а,б).

При посадках с натягом трудно совместить шпоночный паз в колесе со шпонкой вала. Для облегчения сборки рекомендуется предусматривать направляющий цилиндрический участок с допуском по d_{11} (рис. 5.11,а). Для фиксации осевого положения на валу выполняют буртик.

При передаче вращательного момента шлицевыми соединениями валы рациональнее выполнять гладкими, фиксирование колес в осевом направлении осуществляется втулками (рис. 5.12).

На первом этапе эскизного проектирования были предварительно выбраны подшипники качения и схема их установки (рис. 3.2). Теперь необходимо окончательно решить вопросы крепления подшипников на валу и в корпусе, выбрать способ их регулировки [2, 4].

Шероховатость посадочных поверхностей в местах установки подшипника на валу должна соответствовать ГОСТ 2789-73 $R_a=0,4...1,6$. Такую шероховатость экономически целесообразно получать шлифованием. Для выхода шлифовальных кругов выполняют канавку (рис. 5.13, а, б). Размеры канавок приведены в табл. 5.1.

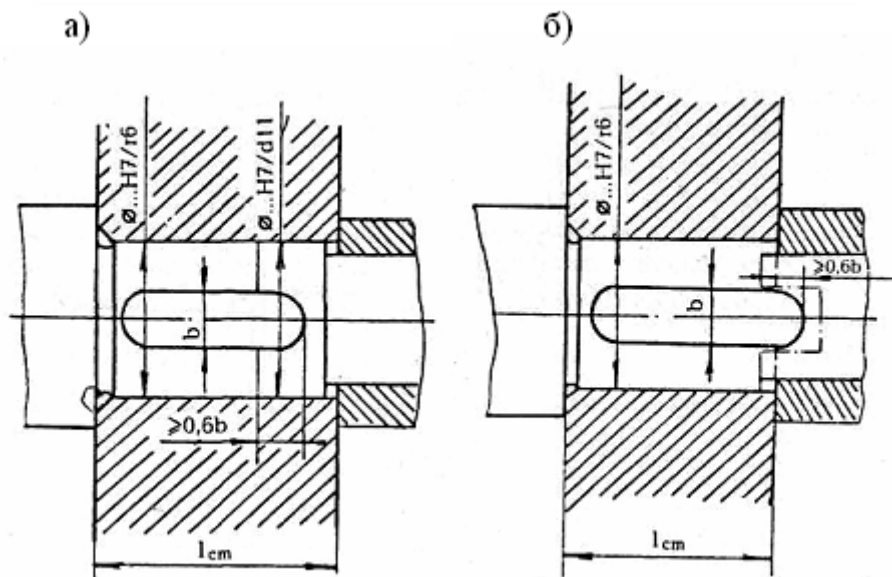


Рис. 5.11

Таблица 5.1

Размеры канавок для выхода шлифовальных кругов, мм

d	b	d ₁	R	R ₁
Свыше 10 до 50	3	d-0,5	1,0	0,5
Свыше 50 до 100	5	d-1,0	1,6	0,5
Свыше 100	8	d-1,0	2,0	1,0

Нужно иметь в виду, что канавки на валах вызывают повышенную концентрацию напряжений и понижают прочность валов при переменных напряжениях. Поэтому канавки выполняют чаще на валах с высокими запасами прочности ($S > 3$).

Меньшей концентрацией напряжений характеризуется выполнение переходной поверхности вала галтелью постоянного радиуса (рис. 5.13, в). Радиус галтели r_1 принимают меньше координаты фаски r детали, расположенной на валу. Шлифование галтели очень трудоемко.

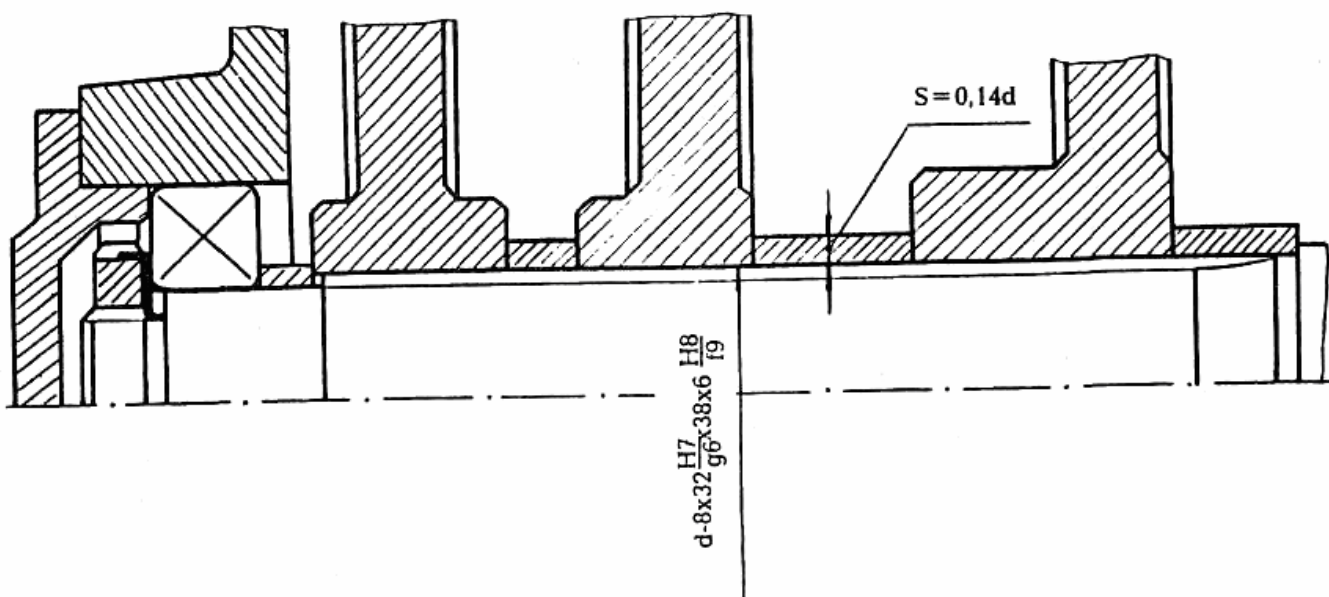


Рис. 5.12

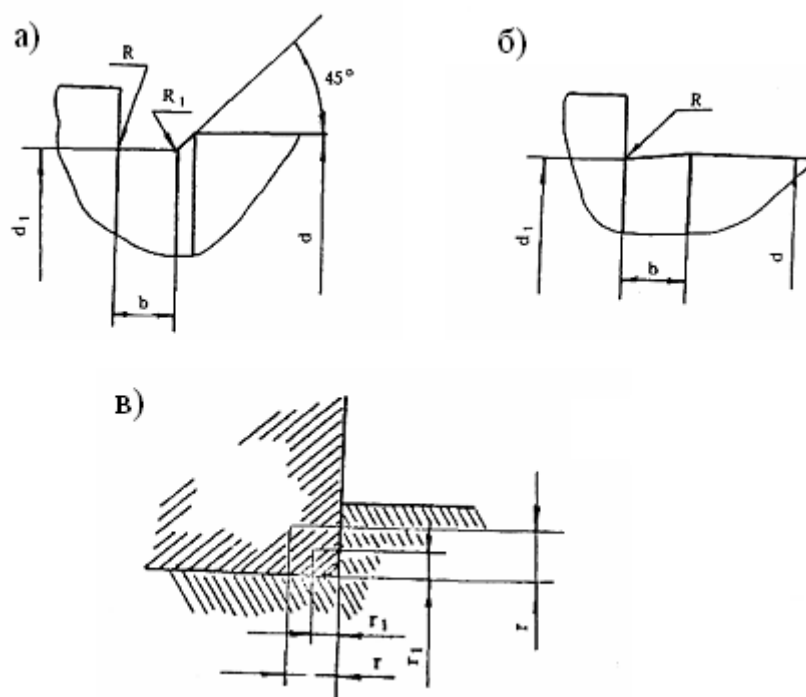


Рис. 5.13

На втором этапе эскизного проектирования необходимо определить конструкцию, основные размеры корпуса редуктора. Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передач, защиты их от загрязнения, восприятия нагрузок, возникающих в передачах. Корпус помогает решить вопрос смазки передач и подшипников.

Наиболее часто корпуса редукторов изготавливают из серого чугуна литьем. Широко распространена конструкция разъемного корпуса. Корпуса червячных редукторов с межосевым расстоянием $a_w \leq 140$ мм изготавливают неразъемными.

При всем разнообразии форм корпусов, они имеют одинаковые конструктивные элементы - подшипниковые бобышки, фланцы, соединенные стенками в одно целое, ребра и т.п.

Толщина стенки корпуса δ (рис. 5.14), отвечающая требованиям технологии литья и необходимой жесткости корпуса, принимается:

$$\delta = 1,12 \sqrt[4]{T} \geq 6 \text{ мм},$$

где T - вращающий момент на тихоходном валу, Н·м;

δ_1 - толщина стенки крышки корпуса: $\delta_1 \approx 0,9\delta$;

b - толщина фланца корпуса: $b = 1,5\delta$;

$b_1 = 1,5\delta_1$; b_1 - толщина фланца крышки корпуса.

По всему контуру корпуса и крышки делают специальные фланцы, в которых размещают крепежные винты. В работе [2] диаметры винтов d для крепления крышки к основанию корпуса предлагается принимать в зависимости от межосевого расстояния тихоходной ступени передачи a_T по табл. 5.2.

Таблица 5.2

Диаметры винтов для крепления крышки редуктора
к основанию корпуса

a_T , мм	до 160	Свыше 160 до 220	Свыше 220 до 280	Свыше 280 до 350
d , мм	M12	M14	M16	M18

Для соединения крышки редуктора с корпусом используют винты с наружной шестигранной головкой ГОСТ 7808-70 или (предпочтительнее) винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" ГОСТ 11738-72.

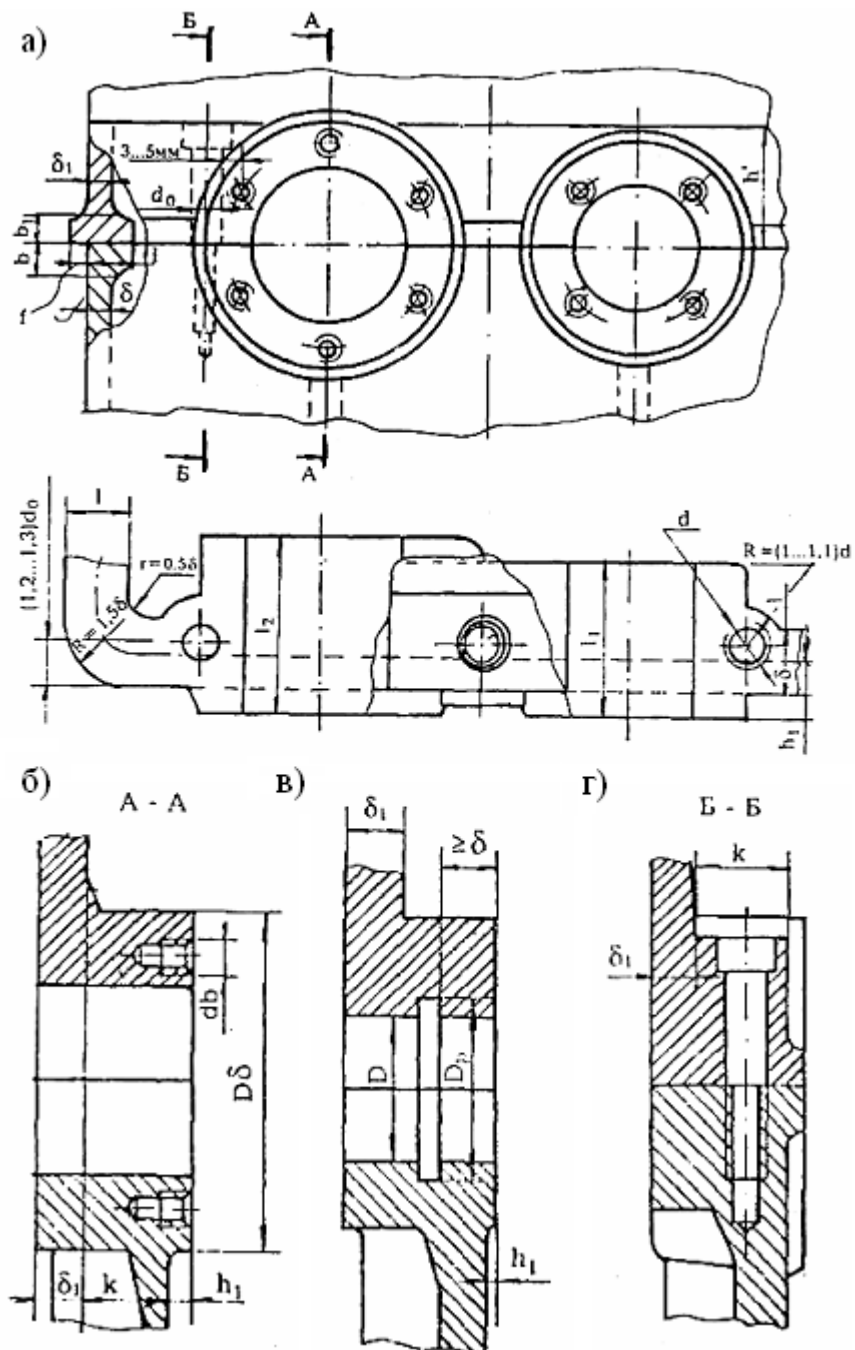


Рис. 5.14

Ширину фланца K (рис. 5.14) выбирают такой, чтобы на нем свободно размещались гайка или шестигранная головка винта и можно было повернуть гаечный ключ на угол $\varphi \geq 60^\circ$.

При креплении болтами ГОСТ 11738-72 $K \approx (2,1...2,2)d$; при креплении болтами ГОСТ 7808-70 $K \approx 2,7d$.

Для размещения подшипников в корпусе редуктора предусматривают специальные приливы (бобышки). Их размеры определяются диаметром отверстия под подшипник и конструкцией крышки подшипника [2]. В редукторах с

разъемными корпусами бобышки объединены с фланцами крышки и корпуса. Диаметр бобышки для привертной крышки подшипника (рис. 5.14, в)

$$D_{\delta} = D_K + (4 \dots 5) \text{ мм},$$

где D_K - диаметр крышки подшипника.

Диаметр бобышки для закладной крышки подшипника (рис. 5.14, г)

$$D_{\delta_1} = 1,25D + 10 \text{ мм}.$$

Длина подшипниковых гнезд l_1 и l_2 определяется конструктивно из условия размещения комплекта подшипников с крышками и может быть различной для разных валов.

Окончательно размеры корпусов определяются в зависимости от размещаемых в них передач.

Подробнее о конструировании корпусных деталей редукторов смотреть в литературе [3,4].

6. ВЫБОР СОЕДИНЕНИЙ

6.1. Шпоночные соединения

В индивидуальном и мелкосерийном производстве используют главным образом призматические шпонки, изготовленные из чистотянутой стали с $\sigma_B \geq 600 \text{ Н/мм}^2$ (чаще всего из стали 45). Длину шпонки выбирают из стандартного ряда R_{a40} (табл. 6.1) так, чтобы она была меньше длины ступицы насаживаемой детали на 5...10 мм. Сечение шпонки ($b \times h$) выбирается по величине соответствующего диаметра вала по табл. 6.1

Выбранную шпонку проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{с м} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{с м}] ,$$

где T - крутящий момент на валу, Н·мм;

d - диаметр вала, мм;

h - высота шпонки, мм;

t_1 - глубина паза вала, мм;

l_p - рабочая длина шпонки, мм; при скругленных торцах шпонки $l_p = l - b$ (l - длина шпонки, b - ширина шпонки), при плоских торцах шпонки $l_p = l$;

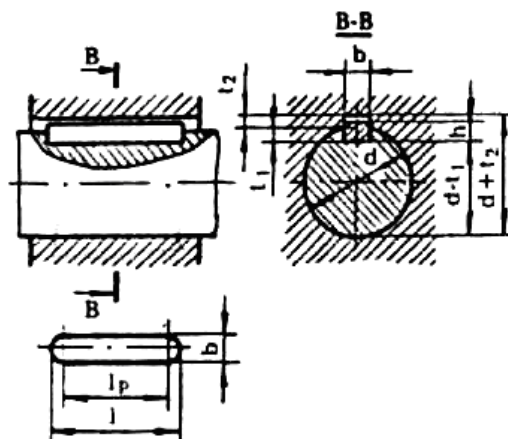
$[\sigma_{с м}]$ - допускаемое напряжение смятия, принимаемое при стальной ступице 100...120 МПа, а при чугунной ступице 50...60 МПа.

Шпоночное соединение трудоемко в изготовлении. При передаче вращающего момента здесь происходят значительные местные деформации вала и ступицы колеса, что снижает усталостную прочность вала.

Если напряжение смятия получается значительно ниже допускаемого, целесообразно взять шпонку меньшего сечения и повторить расчет. Из технологических соображений рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые шпонки по сечению и длине, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз.

При превышении расчетным напряжением допускаемого следует шпоночное соединение заменить шлицевым или соединением с натягом.

Основные размеры сечений призматических шпонок и пазов, мм
(ГОСТ 23360-78)



Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	втулки t_2
Свыше 10 до 12	4	4	2,5	1,8
-” - 12 “ 17	5	5	3	2,3
-” - 17 “ 22	6	6	3,5	2,8
-” - 22 “ 30	8	7	4	3,3
-” - 30 “ 38	10	8	5	3,3
-” - 38 “ 44	12	8	5	3,3
-” - 44 “ 50	14	9	5,5	3,8
-” - 50 “ 58	16	10	6	4,3
-” - 58 “ 65	18	11	7	4,4
-” - 65 “ 75	20	12	7,5	4,9
-” - 75 “ 85	22	14	9	5,4
-” - 85 “ 95	25	14	9	5,4
-” - 95 “ 110	28	16	10	6,8

Примечания: 1. Длины шпонок выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100. 2. Пример условного обозначения призматической шпонки: Шпонка 12x8x40 (ГОСТ 23360-78).

6.2. Шлицевые соединения

По мере увеличения нагрузок и твердости зубьев передачи применение шлицевых соединений возрастает прежде всего вследствие того, что они обладают большим сопротивлением усталости вала. Кроме того, детали на шлицевых валах лучше центрируются и легче осуществляется сборка и разборка. Шлицевое соединение обеспечивает высокую надежность при динамических и реверсивных нагрузках.

По форме зубьев (шлицев) различают прямобоочные, эвольвентные, треугольные шлицевые соединения.

В настоящее время большое распространение получили эвольвентные шлицы как более технологичные и дающие меньшие коэффициенты концентрации напряжений. Центрирование осуществляется по внешнему диаметру. Размеры шлицевого соединения назначают в зависимости от диаметра вала в соответствии со стандартом (табл. 6.2) и затем проверяют на смятие рабочих граней шлицев в предположении, что по рабочим поверхностям давление распределяется равномерно, но в передаче крутящего момента участвует 75% общего числа шлицев:

$$\sigma_{с м} = \frac{T}{0,75zAr_{ср}} \leq [\sigma_{с м}] ,$$

где T - крутящий момент на валу, Н·мм;

z - число шлицев (зубьев);

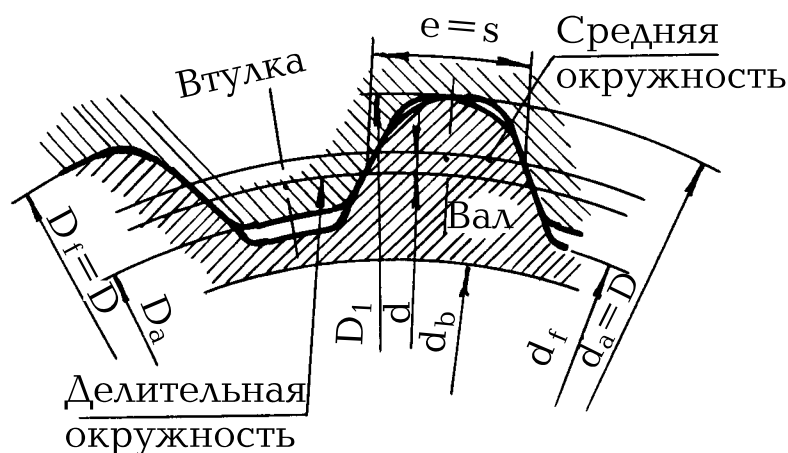
A - расчетная площадь смятия, мм² ($A=0,8ml$, где m - модуль, мм; l - длина ступицы насаживаемой на вал детали, мм);

$r_{ср}$ - средний радиус соединения, мм;

$[\sigma_{с м}]$ - допускаемое напряжение смятия, принимаемое для неподвижных соединений 80...120 МПа при незакаленных и 120...140 МПа при закаленных поверхностях, для подвижных соединений при закаленных поверхностях 160...200 МПа.

Однако из-за технологических трудностей, связанных с дефицитностью и высокой стоимостью инструмента, трудоемкостью нарезания и шлифования шлицев, необходимостью высокой точности изготовления, применение шлицевых соединений в редукторостроении ограничено.

Число зубьев в зависимости от номинальных диаметров
и модулей эвольвентных шлицевых соединений
с углом профиля 30° (по СТ СЭВ 269-76)



Центрирование по наружному диаметру

Мо- дуль m, мм	Номинальный диаметр d, мм															
	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
1,25	25	22	26	30	34	38	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2,00	-	-	16	18	21	24	26	28	31	34	36	38	-	-	-	-
3,00	-	-	-	-	-	-	17	18	20	22	24	25	27	28	30	32
5,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15	16	18	18

6.3. Соединения с натягом

В последнее время все шире применяют для передачи крутящего момента соединения с натягом. Эти соединения имеют более простую технологию изготовления, так как отпадает надобность в изготовлении двух шпоночных пазов в сопрягаемых деталях. Соединения с натягом обеспечивают хорошее центрирование сопрягаемых деталей, нечувствительны к реверсу нагрузок, хорошо воспринимают динамические нагрузки. К недостаткам соединений с натягом относятся трудоемкость сборки, разборки, сложность контроля качества соединения.

Расчет (подбор) посадки с натягом проводится следующим образом:

1. Определить среднее контактное давление P_m , Н/мм², на посадочной поверхности:

$$P_m = \frac{2KT10^3}{\pi d^2 l f},$$

где K - коэффициент запаса сцепления деталей (в зависимости от ответственности соединения $K=2...4,5$). Для валов с консольной нагрузкой: $K=3$ - установлена полумуфта; $K=3,5$ - звездочка цепной пере-

дачи, шестерня; $K=4$ - шкив ременной передачи. Для промежуточных валов редуктора $K=4,5$;

T - крутящий момент, Н·м;

d - диаметр посадочной поверхности, мм;

l - длина посадочной поверхности, мм;

f - коэффициент трения (табл. 6.3) [2].

При определении среднего контактного давления осевую силу F_a , действующую в зацеплении, в расчет не принимаем, так как установлено, что ее влияние на величину P_m незначительно. Если учитывать силу F_a , то давление увеличивается для цилиндрических и червячных колес в 1,005 раза, а для конических колес с круговыми зубьями в 1,02 раза.

Таблица 6.3

Коэффициент трения f при посадках с натягом

Материал	Сборка прессованием	Сборка нагреванием
Сталь-сталь	0,07	0,14
Сталь-чугун	0,07	0,12
Сталь-бронза, латунь	0,05	0,07
Чугун-бронза, латунь	0,05	0,07

2. Определить деформацию деталей Δ , мкм:

$$\Delta = P_m d \cdot 10^3 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

где коэффициенты C_1 и C_2 :

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1;$$

$$C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2,$$

где d - посадочный диаметр, мм;

d_1 - диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала $d_1=0$), мм;

d_2 - диаметр охватывающей детали, мм;

μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона охватываемой и охватывающей детали;

E_1, E_2 - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей, Н/м².

Значения E : для стали - $2,1 \cdot 10^{11}$; для чугуна - $0,9 \cdot 10^{11}$; оловянной бронзы, латуни - $1 \cdot 10^{11}$ Н/м².

Значения μ : для стали - 0,3; чугуна - 0,25; бронзы, латуни - 0,35.

3. Определить поправку на обмятие микронеровностей U , мкм:

$$U=5,5(R_{a1}+R_{a2}) ,$$

где R_{a1} , R_{a2} - средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей отверстия и вала. Значения R_a берут с чертежей детали или принимают по табл. 6.4 [2].

Таблица 6.4

Шероховатость R_a для посадочных поверхностей отверстий и валов

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитеты					
	7	8	9	6,7	8	9
	R_a , мкм					
Свыше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
Свыше 50 до 120	1,6	1,6	3,2	1,6	3,2	3,2
Свыше 120 до 500	1,6	3,2	3,2	1,6	3,2	3,2

4. Определить поправку на температурную деформацию Δ_t , мм.

Температурные деформации учитываются при подборе посадки венцов червячных колес, которые нагреваются при работе передачи до относительно высоких температур, вследствие чего ослабляется натяг:

$$\Delta_t = d \cdot 10^3 [(t_2 - 20^\circ) \alpha_2 - (t_1 - 20^\circ) \alpha_1],$$

где d - номинальный посадочный диаметр, мм;

t_1 , t_2 - температура соответственно обода и центра колеса в процессе работы, °С;

α_1 , α_2 - коэффициенты линейного расширения материала деталей (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; для бронзы, латуни $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$).

5. Определить минимальный натяг $[N]_{\min}$, мкм, необходимый для передачи крутящего момента:

$$[N]_{\min} \geq \Delta + U + \Delta_t .$$

6. Определить максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали $[P]_{\max}$, Н/мм²:

$$[P]_{\max} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] ,$$

где σ_{T2} - предел текучести материала охватывающей детали.

7. Определить максимальную деформацию соединения, допускаемую прочностью охватывающей детали $[\Delta]_{\max}$, мкм:

$$[\Delta]_{\max} = [P]_{\max} \cdot \frac{\Delta}{P_m} .$$

8. Определить максимальный натяг, допускаемый прочностью охватывающей детали $[N]_{\max}$, мкм:

$$[N]_{\max} \leq [\Delta]_{\max} + U .$$

9. Из табл. 6.5 [2], по значениям $[N]_{\min}$, $[N]_{\max}$ выбрать посадку, у которой $N_{\min} \geq [N]_{\min}$, $N_{\max} \leq [N]_{\max}$.

Таблица 6.5

Выбор посадок по значению натягов N_{\min} , N_{\max} , МКМ

Интервалы диаметров свыше...до, мм	Значение натягов N_{\min} / N_{\max}										
	Обозначение посадки										
	<u>H7</u> p6	<u>H7</u> r6	<u>H8</u> s7	<u>H7</u> s6	<u>H7</u> s7	<u>H7</u> t6	<u>H8</u> u8	<u>H7</u> u7	<u>H8</u> x8	<u>H8</u> z8	<u>H8</u> za8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30...40	<u>7</u>	<u>15</u>	<u>13</u>	<u>24</u>	<u>25</u>	<u>29</u>	<u>32</u>	<u>42</u>	<u>52</u>	<u>84</u>	<u>120</u>
	36	44	59	53	61	58	88	78	107	140	175
40-50	<u>7</u>	<u>15</u>	<u>13</u>	<u>24</u>	<u>25</u>	<u>35</u>	<u>42</u>	<u>52</u>	<u>69</u>	<u>108</u>	<u>152</u>
	36	44	59	63	61	64	98	88	125	164	207
50-65	<u>9</u>	<u>18</u>	<u>18</u>	<u>30</u>	<u>32</u>	<u>43</u>	<u>55</u>	<u>56</u>	<u>90</u>	<u>140</u>	<u>193</u>
	44	53	72	65	74	78	119	108	154	204	258
65-80	<u>9</u>	<u>20</u>	<u>24</u>	<u>36</u>	<u>38</u>	<u>52</u>	<u>70</u>	<u>81</u>	<u>114</u>	<u>178</u>	<u>241</u>
	44	55	78	71	80	87	134	123	178	242	306
80-100	<u>10</u>	<u>24</u>	<u>29</u>	<u>44</u>	<u>46</u>	<u>64</u>	<u>86</u>	<u>99</u>	<u>140</u>	<u>220</u>	<u>297</u>
	51	65	93	85	96	105	162	149	216	296	373
100-120	<u>10</u>	<u>27</u>	<u>37</u>	<u>52</u>	<u>54</u>	<u>77</u>	<u>106</u>	<u>119</u>	<u>172</u>	<u>272</u>	<u>362</u>
	51	68	101	93	104	118	182	169	248	348	438
120-140	<u>12</u>	<u>32</u>	<u>43</u>	<u>61</u>	<u>64</u>	<u>91</u>	<u>126</u>	<u>142</u>	<u>204</u>	<u>320</u>	<u>425</u>
	59	79	117	108	120	138	214	193	292	410	514
140-160	<u>12</u>	<u>34</u>	<u>51</u>	<u>69</u>	<u>72</u>	<u>103</u>	<u>155</u>	<u>171</u>	<u>236</u>	<u>370</u>	<u>490</u>
	59	81	125	116	128	150	243	227	324	460	579
160-180	<u>12</u>	<u>37</u>	<u>59</u>	<u>77</u>	<u>80</u>	<u>115</u>	<u>166</u>	<u>182</u>	<u>266</u>	<u>420</u>	<u>555</u>
	59	84	133	124	136	162	254	238	354	510	644

Продолжение табл. 6.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
180-200	<u>14</u>	<u>41</u>	<u>66</u>	<u>86</u>	<u>89</u>	<u>130</u>	<u>185</u>	<u>203</u>	<u>299</u>	<u>469</u>	<u>619</u>
	69	95	152	140	155	184	287	269	401	571	721
200-225	<u>14</u>	<u>44</u>	<u>74</u>	<u>94</u>	<u>97</u>	<u>144</u>	<u>207</u>	<u>225</u>	<u>334</u>	<u>524</u>	<u>689</u>
	69	98	160	148	163	198	309	291	436	626	791
225-250	<u>14</u>	<u>47</u>	<u>84</u>	<u>104</u>	<u>107</u>	<u>160</u>	<u>233</u>	<u>251</u>	<u>374</u>	<u>589</u>	<u>769</u>
	69	101	170	158	173	214	335	317	476	691	871
250-280	<u>15</u>	<u>53</u>	<u>95</u>	<u>117</u>	<u>121</u>	<u>177</u>	<u>258</u>	<u>278</u>	<u>418</u>	<u>653</u>	<u>863</u>
	77	115	191	179	195	239	372	352	532	767	977
280-315	<u>15</u>	<u>57</u>	<u>107</u>	<u>129</u>	<u>133</u>	<u>199</u>	<u>293</u>	<u>315</u>	<u>468</u>	<u>733</u>	<u>943</u>
	77	119	203	191	207	261	407	387	582	847	1057

Примечание. Ряд рекомендуемых посадок:

$$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}; \frac{H7}{t6}; \frac{H7}{s7}; \frac{H7}{u7}; \frac{H8}{u8}; \frac{H8}{z8}.$$

7. МАТЕРИАЛЫ И ОБРАБОТКА ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы и оси в основном изготавливают из углеродистых сталей 20, 30, 40, 45, 50, а также из легированных сталей 20Х, 40ХН, 30ХГСА, 40ХН2МА, 18Х2Н4МА и др. (табл. 7.1) [2, 3].

Таблица 7.1

Механические характеристики материалов, используемых
для изготовления валов

Сталь	Диаметр заготовки, мм не более	Твердость НВ, не более	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_s	ψ_t
			МПа					
5	не огранич.	190	520	280	220	130	0	0
45	не огранич.	200	560	280	250	150	0	0
45	120	240	800	550	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
	не огранич.	200	730	500	320	200		
40Х	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	410	240		
40ХН	не огранич.	240	820	650	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250		
20	60	145	400	240	170	100	0	0
20Х	120	197	650	400	300	160	0,05	0
12ХН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12Х2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1
	не огранич.	270	950	750	450	260	0,1	0,05
30ХГТ	120	320	1150	950	520	310	0,15	0,1
	60	415	1500	1200	650	330	0,2	0,1

Примечание. ψ_s , ψ_t - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений.

Выбор материала, термической и химической обработки определяется конструкцией вала (например, валы-шестерни изготавливают из той же стали, которая принята для шестерни) и опор, требованиями к конструкции и условиям эксплуатации. Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф; такие валы изготавливают из сталей 20Х, 18ХГТ и др. с последующей цементацией или азотированием.

Для большинства редукторных валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые стали и легированные стали: 45, 40Х.

Для валов, размеры которых определяются условиями жесткости, прочные, термически обработанные стали целесообразно применять только тогда,

когда это определяется требованиями долговечности цапф, шлицев и других изнашиваемых поверхностей.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм обычно используют круглый прокат, для валов большего диаметра - поковки.

Валы подвергаются токарной обработке и последующему шлифованию посадочных поверхностей. Высоконапряженные валы шлифуют по всей поверхности. Шероховатость поверхности под подшипники качения в зависимости от класса точности подшипников и диаметра назначают от $R_a = 0,16 \dots 0,32$ под высокопрецизионные подшипники до $R_a = 1,5 \dots 2,5$ под подшипники класса точности 0, а под подшипники скольжения в зависимости от условий работы $R_a = 1 \dots 0,16$.

Торцы валов для облегчения насадки деталей, во избежание обмятий и повреждения рук рабочих выполняют с фасками.

Сопrotивление валов усталости определяется относительно малыми объемами металла в зонах значительной концентрации напряжений. Поэтому особенно эффективны специальные конструктивные и технологические мероприятия по повышению выносливости валов.

Наблюдаемое резкое понижение сопротивления усталости валов в местах посадок в основном связано с концентрацией давления и фреттингкоррозией, вызываемой местными проскальзываниями и кромочными давлениями. Имеются конструктивные средства повышения выносливости: утолщение вала на длине ступицы, закругление кромок ступицы, утонение ступицы, разгрузочные канавки, втулки в ступице из материала с низким модулем упругости (например, из пластмассы). Наиболее эффективно утолщение вала на длине ступицы.

Значительно повышает усталостную прочность валов поверхностное упрочнение. Существует несколько методов поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностная закалка ТВЧ, дробеструйный наклеп, обкатка роликами и т.д. Применяя эти методы можно получить увеличение предела выносливости на 50%...80%. Чувствительность детали к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров.

Прочность валов в местах шпоночных, шлицевых и других разъемных соединений со ступицей может быть повышена применением: эвольвентных шлицевых соединений; шлицевых соединений с внутренним диаметром, равным диаметру вала на соседних участках, или с плавным выходом шлицев на поверхность, обеспечивающим минимум концентрации напряжений изгиба; шпоночных канавок, изготавливаемых дисковой фрезой и имеющих плавный выход на поверхность; бесшпоночных соединений.

8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Проверочный расчет вала на усталостную прочность ведется по длительно действующей номинальной нагрузке без учета кратковременных пиковых нагрузок, число циклов нагружения которых невелико и не влияет на сопротивление усталости.

Проверочный расчет вала заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в опасном сечении. Этот расчет выполняется после разработки конструкции вала, т.е. определения его диаметров в различных сечениях, линейных размеров, размеров шпоночных пазов, шлицев, проточек, резьбы, радиусов закруглений, выбора материала вала, выбора посадок деталей, назначения чистоты обработки поверхностей вала.

8.1. Порядок расчета

1. Определяют силы в зубчатых и червячных зацеплениях, нагрузки на валы, вызванные натяжением ветвей ременных и цепных передач.

2. По чертежу сборочной единицы вала (рис. 8.1) составляют расчетную схему, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной $X-Z$ и вертикальной $Y-Z$).

При отклонении сил от координатных плоскостей на угол, меньший 15° , их можно совмещать с последними.

В расчетных схемах валы редукторов представляют в виде гладких балок на шарнирных опорах. Подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы - шарнирно-подвижными опорами.

Схемы нагружения валов различных передач представлены выше (см. рис. 2.1 ... 2.11).

3. Определяются реакции в опорах вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Радиальная реакция подшипника считается приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормали, проведенной через середину контактной площадки. Для радиальных подшипников эта точка располагается на середине ширины подшипника. Для радиально-упорных подшипников положение этой точки определяется графически или аналитически [1, 2].

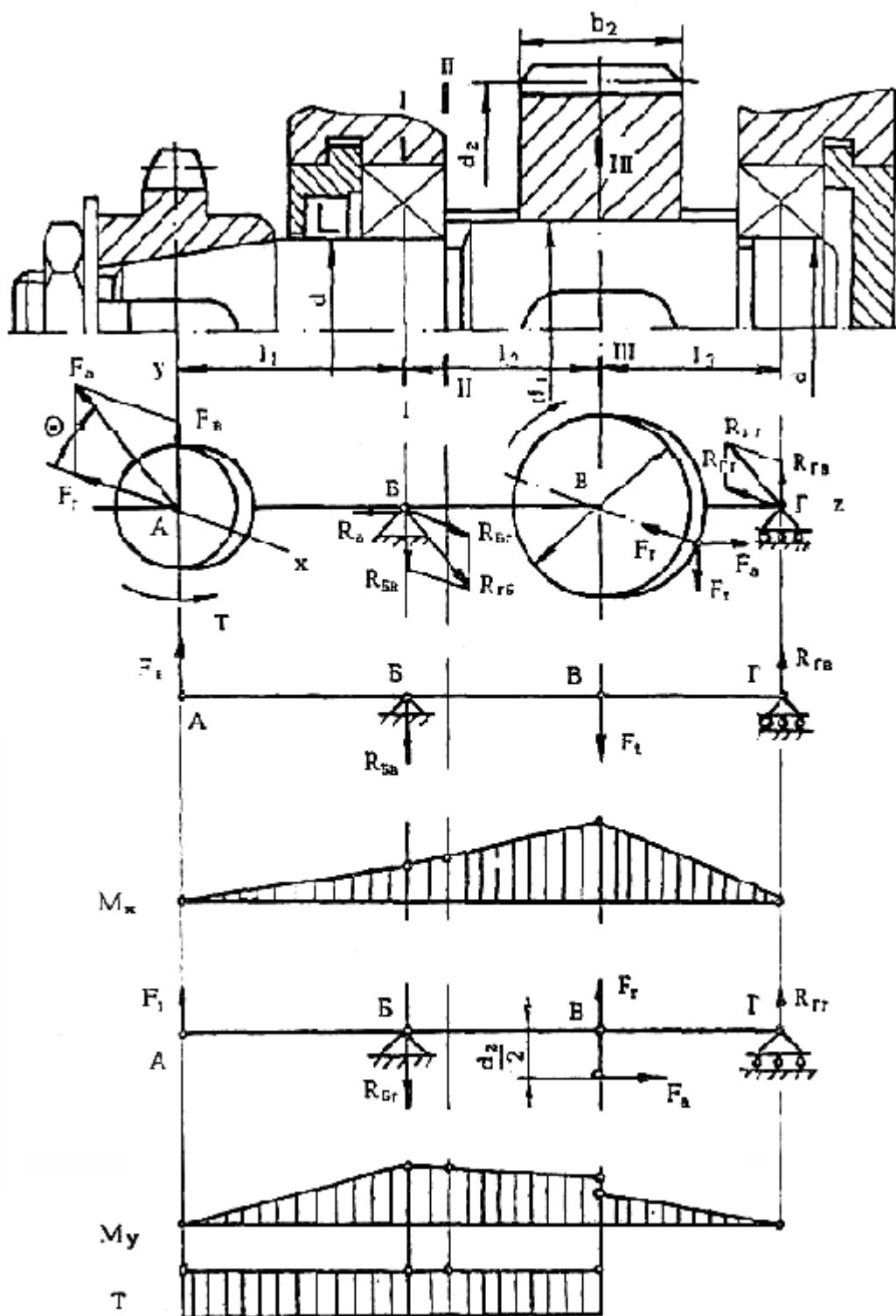


Рис. 8.1

4. В вертикальной и горизонтальной плоскостях строятся эпюры изгибающих M_y и M_x и крутящего T моментов. Характер эпюр показан на рис. 8.1, а также на рис. 2.1...2.11.

5. Предположительно устанавливают опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечения вала и концентраторов напряжений (к ним относятся шпоночные пазы, поперечные отверстия, проточки, шлицы, зубья валов-шестерен, резьба, посадки деталей, шероховатость поверхности).

Опасные сечения обычно проходят под зубчатыми колесами (если они располагаются между опорами), подшипниками (когда на конце вала насажено зубчатое колесо, шкив, звездочка).

6. В опасных сечениях определяется суммарный изгибающий момент как векторная сумма моментов, действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:

$$M_{\text{ИΣ}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}.$$

7. Для каждого из установленных предположительно опасных сечений определяют расчетный коэффициент запаса прочности S и сравнивают его с допускаемым значением $[S]$, принимаемым обычно 1,3...2,1 [6]:

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

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где $(\sigma_{-1})_D$, $(\tau_{-1})_D$ - пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении;

σ_a , τ_a - амплитуды напряжений цикла;

σ_m , τ_m - средние напряжения цикла;

ψ_σ , ψ_τ - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений (табл. 7.1).

8.2. Определение величин, входящих в расчетные формулы для S_σ , S_τ

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении определяются по зависимостям:

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

где σ_{-1} , τ_{-1} - пределы выносливости материала вала для гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения;

$(K_\sigma)_D$, $(K_\tau)_D$ - коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала.

Пределы выносливости материала вала σ_{-1} , τ_{-1} принимаются по табл. 7.1 или вычисляются в зависимости от предела прочности материала вала σ_B по эмпирическим формулам:

для углеродистой стали $\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_B$;

для легированной стали $\sigma_{-1} \approx 0,35\sigma_B + (70 \dots 120)$ МПа;

для всех сталей $\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1}$.

Коэффициенты $(K_\sigma)_D$ и $(K_\tau)_D$ вычисляются по формулам:

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_V}; \quad (K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_V},$$

где K_σ , K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала (табл. 8.1);

K_F - коэффициент влияния шероховатости (табл. 8.2);

K_V - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 8.3).

Числовые значения коэффициентов K_σ и K_τ выбираются по таблицам в зависимости от вида концентратора напряжений: при ступенчатом переходе с галтелью (рис. 8.2, а) - табл. 8.4, при наличии выточки (рис. 8.2, б) - табл. 8.5, в месте шпоночной канавки (рис. 8.2, в) - табл. 8.6, при поперечном отверстии (рис. 8.2, г) - табл. 8.7, для шлицевых и резьбовых участков валов, для валов-шестерен - табл. 8.8. Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d - табл. 8.9.

Таблица 8.1

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения K_d

Напряженное состояние и материал	Значение K_d при диаметре вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для высокопрочной легированной стали и кручение для всех сталей	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

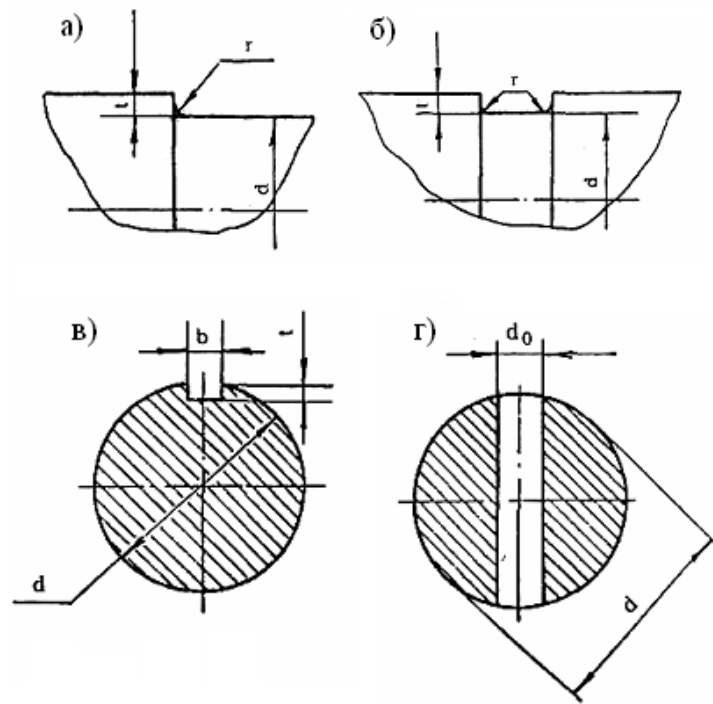


Рис. 8.2

Таблица 8.2

Коэффициент шероховатости K_F

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мкм	Значение K_F при пределе прочности σ_B , МПа			
	500	700	900	1200
0,4...0,1	1,0	1,0	1,0	1,0
3,2...0,8	1,05	1,10	1,15	1,25

Таблица 8.3

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения K_V

Вид упрочнения	Предел прочности сердцевины σ_B , МПа	K_V		
		гладкие валы	$K_\sigma \leq 1,5$	$K_\sigma = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	-	-
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом	-	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0
Азотирование	900...1000	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Цементация	1000...1200	1,2...1,30	2,0	-

Таблица 8.4

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_{σ} и K_{τ} для ступенчатого перехода с галтелью

τ/r	r/d	K_{σ} при σ_B , МПа				K_{τ} при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
≤ 1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,50	1,30	1,30	1,30	1,30
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,60	1,35	1,35	1,40	1,40
	0,03	1,65	1,70	1,80	1,90	1,40	1,45	1,45	1,50
	0,05	1,60	1,70	1,80	1,95	1,45	1,45	1,50	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,40	1,40	1,45	1,50
≤ 2	0,01	1,55	1,60	1,65	1,70	1,40	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,15	1,55	1,6	1,65	1,70
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,70
	0,05	1,75	1,90	2,00	2,20	1,60	1,6	1,65	1,75
≤ 3	0,01	1,90	2,0	2,10	2,20	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,20	2,40	1,60	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,90
≤ 5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,20	2,30	2,40	2,6
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,4

Таблица 8.5

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_{σ} и K_{τ} для валов с выточкой

Напряженное состояние	σ_B , МПа	При отношении r/d					
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	
Изгиб (K_{σ})	500	При отношении $t/r=0,5$					
		1,95	1,85	1,75	1,65	1,50	
		700	2,05	1,95	1,85	1,75	1,55
		900	2,15	2,05	1,95	1,90	1,60
		1200	2,30	2,20	2,10	2,05	1,75
		При отношении $t/r=1$					
		500	2,15	2,05	1,95	1,85	1,70
		700	2,25	2,15	2,10	1,95	1,80
	900	2,40	2,30	2,20	2,10	2,00	
	1200	2,60	2,50	2,35	2,25	2,15	

Продолжение таблицы 8.5

		При отношении $t/r=2$				
		500	2,35	2,25	2,15	-
	700	2,50	2,40	2,30	-	-
	900	2,65	2,50	2,40	-	-
	1200	2,85	2,70	2,60	-	-
		При отношении $t/r=5$				
	500	2,45	2,35	-	-	-
	700	2,65	2,50	-	-	-
	900	2,80	2,65	-	-	-
	1200	3,05	2,85	-	-	-
Кручение (K_τ)	500	1,70	1,60	1,50	1,40	1,20
	700	1,90	1,75	1,65	1,50	1,25
	900	2,10	1,95	1,80	1,65	1,30
	1200	2,40	2,20	2,05	1,85	1,45

Таблица 8.6

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
 K_σ и K_τ для участков вала со шпоночным пазом

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,6	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблица 8.7

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
 K_σ и K_τ для валов в месте поперечного отверстия

σ_B , МПа	K_σ при d_0/d		K_τ при d_0/d
	0,05...0,1	0,15...0,25	0,05...0,25
≤ 700	2,00	1,8	1,75
900	2,15	1,9	1,90
≥ 1000	2,30	2,1	2,00

Таблица 8.8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ
для шлицевых, резьбовых участков вала, для валов-шестерен

σ_B , МПа	K_σ для		K_τ для	
	шлицев и валов-шестерен	резьбы	шлицев прямобочных	шлицев эвольвентных и валов-шестерен
500	1,45	1,8	2,25	1,43
700	1,60	2,2	2,45	1,49
900	1,70	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,9	2,8	1,6

При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим отношением K_σ/K_d или K_τ/K_d).

Амплитуды напряжений цикла σ_a , τ_a и средние напряжения цикла σ_m , τ_m определяют в зависимости от цикла изменения напряжений.

При расчетах валов на усталостную прочность принимают, что напряжения изгиба меняются по симметричному циклу, а напряжения кручения - по отнулевому циклу. Выбор отнулевого цикла для напряжения кручения основан на том, что большая часть валов передает переменные по значению, но постоянные по направлению крутящие моменты.

Таблица 8.9

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
 K_σ и K_τ для посадки с натягом

Диаметр вала d , мм	K_σ / K_d при σ_B , МПа				K_τ / K_d при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	2,96
50	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,0	3,5
100 и более	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8

При симметричном цикле напряжений изгиба

$$\sigma_a = \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}\Sigma}}{W_{\text{нетто}}}; \quad \sigma_m = 0,$$

где $M_{\text{и}\Sigma}$ - суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении;

$W_{\text{нетто}}$ - осевой момент сопротивления сечения вала (табл. 8.10).

При отнулевом цикле касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_K}{2} = \frac{T_{кр}}{2W_{К\text{нетто}}},$$

где $T_{кр}$ - крутящий момент;

$W_{К\text{нетто}}$ - полярный момент сопротивления сечения вала (табл. 8.10).

При учете осевой силы (например, осевой силы на червяке), вызывающей растяжение вала, среднее напряжение цикла изменения нормальных напряжений равно

$$\sigma_m = \sigma_p = \frac{F_a}{A},$$

где A - площадь опасного сечения вала.

Если вал работает при частом реверсе, принимают для напряжений кручения симметричный цикл. Тогда

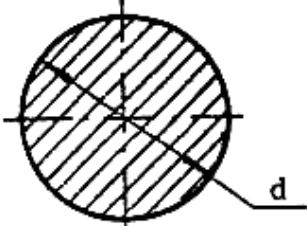
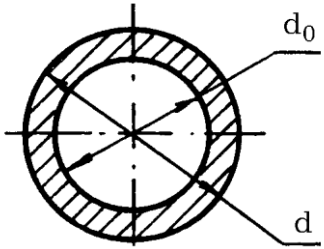
$$\tau_a = \tau_K = \frac{T_{кр}}{W_{К\text{нетто}}}; \quad \tau_m = 0.$$

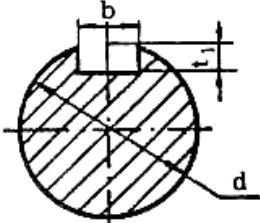
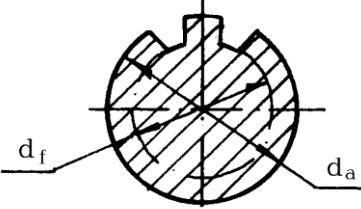
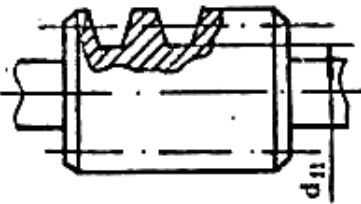
Если в результате расчета будет установлено, что $S < [S]$, $[S] = 1,3 \dots 2,1$, то следует либо увеличить диаметры валов, либо применить более прочный материал.

Для валов, диаметры которых определяются размерами подшипников, муфт, а также для валов червяков и валов-шестерен расчетные значения S могут быть существенно больше рекомендуемых.

Таблица 8.10

Формулы для определения осевого $W_{\text{нетто}}$ и полярного $W_{К\text{нетто}}$ моментов сопротивления

Сечение вала	$W_{\text{нетто}}, \text{мм}^3$	$W_{К\text{нетто}}, \text{мм}^3$
	$0,1d^3$	$0,2d^3$
	$0,1d^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right]$	$0,2d^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right]$

	$0,1d^3 - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}$
	$\frac{0,1(d_a + d_f)^3}{2}$	$0,2d_f^3$
	$\frac{\pi d_{f1}^3}{32}$	$\frac{\pi d_{f1}^3}{16}$

9. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ КРАТКОВРЕМЕННЫХ ПЕРЕГРУЗКАХ

Проверка валов на статическую прочность ведется для предупреждения пластических деформаций в период действия пиковых нагрузок (например, в период пуска) по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{ИП}}^2 + 3\tau_{\text{П}}^2} \leq [\sigma]_{\text{П}},$$

где

$$\sigma_{\text{ИП}} = \frac{(M_{\text{ИΣ}})_{\text{П}}}{W_{\text{н е т т о}}}; \quad \tau_{\text{П}} = \frac{(T_{\text{кр}})_{\text{П}}}{W_{\text{К н е т т о}}},$$

$(M_{\text{ИΣ}})_{\text{П}}$, $(T_{\text{кр}})_{\text{П}}$ - суммарный изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при перегрузках.

Можно находить $\sigma_{\text{ИП}}$ и $\tau_{\text{П}}$ следующим образом:

$$\sigma_{\text{ИП}} = K \sigma_{\text{и max}}; \quad \tau_{\text{П}} = K \tau_{\text{max}}.$$

Здесь $\sigma_{\text{и max}}$, τ_{max} - максимальные напряжения изгиба и кручения, найденные при расчете вала на усталостную прочность;

K - коэффициент перегрузки;

$$K = \frac{P_{\text{дв}}}{P_{\text{тр. дв.}}} \cdot \left(\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{н о м}}} \right).$$

Здесь $P_{\text{тр. дв.}}$ - требуемая мощность двигателя (определяется при энергетическом расчете привода);

$P_{\text{дв}}$ - номинальная мощность выбранного двигателя;

$(T_{\text{max}}/T_{\text{ном}})$ - кратность максимального момента выбранного двигателя (приведена в каталогах на электродвигатели);

$[\sigma]_{\text{П}}$ - предельное допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{П}} \approx 0,8\sigma_{\text{T}}$,

где σ_{T} - предел текучести материала вала (см. табл. 7.1).

Если окажется, что $\sigma_{\text{экв}} > [\sigma]_{\text{П}}$, то следует либо увеличить диаметр вала, либо применить более прочный материал.

10. УЧЕТ ПЕРЕМЕННОСТИ РЕЖИМА НАГРУЗКИ

Если вал работает с переменными нагрузками и необходимо возможно более полное использование ресурсов прочности, расчет ведут по эквивалентному напряжению σ_E , действие которого эквивалентно действию всех фактических напряжений:

$$\sigma_E = \sqrt{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i} \leq \sigma_{\max},$$

где N_0 - базовое число циклов напряжений, принимаемое для валов диаметром до 50 мм $(3...5) \cdot 10^6$, для валов диаметром более 50 мм - 10^7 ;

m - показатель степени кривой усталости вала; в практических расчетах $m=9$ - для легированных сталей; $m=6$ - для углеродистых сталей;

N_i - общее число циклов нагружений при напряжении σ_i ;

i - номер ступени нагружения;

σ_{\max} - напряжение в наиболее нагруженной точке вала при максимальной длительной нагрузке.

После определения эквивалентного напряжения σ_E запас прочности вала S находится обычным способом. Если окажется, что σ_E больше σ_{\max} , то это значит, что вал работает в зоне горизонтального участка кривой усталости и σ_E принимают равным σ_{\max} . Для быстроходных машин это частый случай.

11. РАСЧЕТЫ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

Для правильной работы передач и подшипников оси и валы должны быть достаточно жесткими.

Деформации валов зубчатых, червячных, фрикционных передач вызывают взаимный наклон колес и концентрацию нагрузки по длине зуба, преждевременный их износ или даже излом. Прогибы валов мало сказываются на работе передач гибкой связью, поэтому валы ременных и цепных передач обычно не рассчитывают на жесткость.

Жесткость валов, вращающихся в шарикоподшипниках, должна гарантировать незащемление шариков в результате перекоса колец подшипников. Жесткость валов, вращающихся в роликоподшипниках, должна обеспечивать равномерное распределение нагрузки по длине роликов. Различают изгибную и крутильную жесткость.

Параметры, характеризующие степень жесткости на изгиб осей и валов: θ_{\max} - угол наклона поперечного сечения вала и оси; Y_{\max} - наибольший прогиб оси или вала.

Для обеспечения жесткости на изгиб оси или вала необходимо, чтобы действительные значения θ и Y не превышали допустимых значений $[\theta]$ и $[Y]$:

$$\theta \leq [\theta]; Y \leq [Y].$$

Действительные значения прогибов осей и валов и углов наклона их упругой линии под зубчатыми колесами, в подшипниках определяют по соответствующим формулам сопротивления материалов.

При расчетах можно использовать принцип независимости действия сил. В этом случае сначала рассчитываются деформации от каждого силового фактора в отдельности, а затем частные деформации геометрически складываются.

Для простых расчетных случаев следует пользоваться готовыми формулами, рассматривая вал как брус постоянного сечения приведенного диаметра. Для наиболее часто встречающихся случаев нагружения двухопорных валов и осей такие формулы приведены в табл. 11.1.

Существуют следующие нормы допустимых прогибов и углов наклона поперечных сечений осей и валов [3, 6]:

прогиб - максимальный $[Y] \leq (0,0002...0,0003)l$,

где l - расстояние между опорами вала;

прогиб в месте установки зубчатого колеса

$$[Y] \leq (0,01...0,03)m,$$

где m - модуль зубчатых колес;

угол наклона под зубчатыми колесами

$$[\theta] \leq 0,001 \text{ радиан};$$

угол наклона в подшипниках скольжения

$$[\theta] \leq 0,001 \text{ радиан};$$

угол наклона в радиальном шарикоподшипнике

$[\theta] \leq 0,01$ радиан;

угол наклона в сферическом шарикоподшипнике

$[\theta] \leq 0,05$ радиан.

Для расчета ступенчатых валов, а при сложных нагружениях также для расчета гладких валов следует пользоваться интегралами Мора.

Расчет валов и осей на жесткость производят только после их расчета на прочность, когда форма и все размеры их известны. Редукторные валы рассчитываются на изгибную жесткость при запасе усталостной прочности $S < 2$.

Вал червяка проверяется на изгибную жесткость всегда.

Для валов червяков максимальный прогиб при симметричном расположении опор

$$Y = \frac{l^3 \sqrt{F_t^2 + F_r^2}}{48EI_{пр.}} \leq [Y], \text{ мм,}$$

где l - расстояние между опорами, мм;

F_t, F_r - окружное и радиальное усилия на червяке, Н;

E - модуль упругости материала вала: для углеродистой стали

$E = (2,0 \dots 2,1) \cdot 10^5$ МПа; для легированной стали

$E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ МПа;

$I_{пр.}$ - приведенный (с учетом витков) момент инерции сечения вала червяка, мм⁴:

$$I_{пр.} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right).$$

Здесь d_{f1} - диаметр впадин червяка, мм;

$d_{f1} = d_1 - 2,4m$;

d_1 - делительный диаметр червяка, мм;

$d_1 = m\varphi$

d_{a1} - диаметр вершин червяка, мм;

$d_{a1} = d_1 + 2m$;

m - осевой модуль, мм;

φ - относительный диаметр червяка;

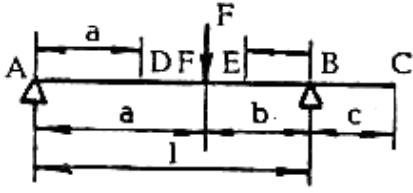
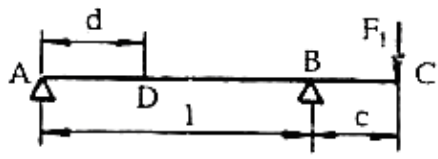
m, φ - определяются прочностным расчетом червячной пары;

$[Y]$ - допускаемое значение прогиба вала червяка;

$[Y] = (0,005 \dots 0,1)m$.

При $Y > [Y]$ увеличивают относительный диаметр червяка φ .

Формулы для определения углов наклона и прогибов
двухопорных осей и валов

Углы наклона и прогибы		
θ_A	$\frac{F a b(1 + b)}{6EI}$	$\frac{F_1 c l}{6EI}$
θ_B	$\frac{F a b(1 + a)}{6EI}$	$\frac{F_1 c l}{3EI}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1 c(2l + 3c)}{6EI}$
θ_D	$\frac{F b(l^2 - b^2 - 3d^2)}{6EI}$	$\frac{F_1 c(3d^2 - l^2)}{6EI}$
θ_E	$\frac{F a(l^2 - a^2 - 3e^2)}{6EI}$	-
θ_F	$\frac{F a b(b - a)}{3EI}$	-
Y_C	$\frac{F a b c(1 + a)}{6EI}$	$\frac{F_1 c^2(1 + c)}{3EI}$
Y_D	$\frac{F b d(l^2 - b^2 - d^2)}{6EI}$	$\frac{F_1 c d(l^2 - d^2)}{6EI}$
Y_E	$\frac{F a e(l^2 - a^2 - e^2)}{6EI}$	-
Y_F	$\frac{F a^2 b^2}{3EI}$	-

В формулах: E - модуль упругости материала оси или вала;

I - осевой момент инерции площади сечения оси или вала.

Необходимая крутильная жесткость валов определяется различными критериями.

Угловые деформации кинематических цепей могут сказываться на точности работы машин, например, точных винторезных и зуборезных станков. Угловые деформации разветвленных приводов от одного двигателя для перемещения, в частности, мостовых кранов, порталов, поперечин тяжелых станков, могут привести к заклиниванию направляющих.

Для вала-шестерни недостаточная крутильная жесткость может привести к увеличенной концентрации нагрузки по длине зубьев.

Для валов машин, в которых опасны крутильные колебания, крутильная жесткость валов важна с точки зрения предотвращения резонансных колебаний и стойкости зубчатых передач.

Для большинства валов жесткость на кручение не имеет существенного значения и такой расчет не производится. Если деформация кручения валов должна быть ограничена определенными пределами, жесткость на кручение определяется по формуле

$$\varphi = \frac{T}{GI_0} \leq [\varphi],$$

где φ - действительный угол закручивания для единицы длины вала, рад;

$[\varphi]$ - допускаемый угол закручивания для единицы длины вала, рад;

T - крутящий момент на данном вале; Н·мм;

G - модуль сдвига материала вала, МПа;

I_0 - полярный момент инерции площади сечения вала, мм⁴; $I_0=0,1d^4$
для вала круглого сечения диаметром d .

Нормы допускаемых углов закручивания в различных областях машиностроения: в станкостроении для длинных ходовых валов тяжелых станков $[\varphi] \leq 5'$ на 1 м длины вала; для трансмиссионных валов механизмов передвижения мостовых кранов $[\varphi] \leq 15' \dots 20'$ на 1 м длины; для карданных валов автомобилей $[\varphi]$ достигает нескольких градусов на 1 м длины.

12. КОМПЛЕКСНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ НА ЭВМ

12.1. Общая схема алгоритма расчета, обеспечивающая минимизацию конструктивных размеров валов и подшипников

Расчет любого вала на выносливость и расчет подшипников, являющихся его опорами, взаимосвязаны.

Нагрузки, действующие на вал, определяют напряжение в теле вала и запасы усталостной выносливости в опасных сечениях S . Если ограничить минимальное значение $S=2,5$, что обеспечивает как прочность, так и жесткость вала, то фактические нагрузки будут определять диаметральные размеры вала.

С другой стороны, нагрузки, действующие на вал, определяют реакции его опор и их требуемую динамическую грузоподъемность. При проектировании любой опоры желательно иметь минимальную разницу между требуемой динамической грузоподъемностью $C_{тр}$ и номинально-каталожной грузоподъемностью подшипника C_r , то есть иметь в качестве опоры подшипник с минимально возможным внутренним диаметром, удовлетворяющим условию $C_{тр} \leq C_r$. Если в этом случае для опасных сечений вала запас усталостной выносливости близок к минимальному, т.е. $S \geq [S]=2,5$, то такую конструкцию вала и его опор можно считать равнопрочной, одинаковой по выносливости, минимальной по массе и стоимости. К таким результатам проектирования нужно стремиться, но не всегда они осуществимы, так как в каждой конкретной конструкции либо подшипник лимитирует диаметральные размеры вала при $C_{тр}=C_r$, но при значениях S далеких от $[S]=2,5$, либо усталостная выносливость ограничивает размер вала (а значит и подшипника) при $S \approx [S]$, но при значениях $C_{тр} \ll C_r$.

Тем не менее, даже такие результаты можно считать оптимальными, обеспечивающими минимизацию конструктивных размеров валов и подшипников.

Реализацию изложенной идеи оптимизации совместного проектирования вала и его опор можно осуществить посредством алгоритма расчета, схема которого приведена на рис. 12.1, и который предполагает использование ряда подпрограмм. А именно: подпрограммы для подбора подшипников, определения запаса усталостной выносливости в любом сечении вала и сервисных подпрограмм, обеспечивающих вывод на печать параметров выбранных подшипников и параметров опасных сечений.

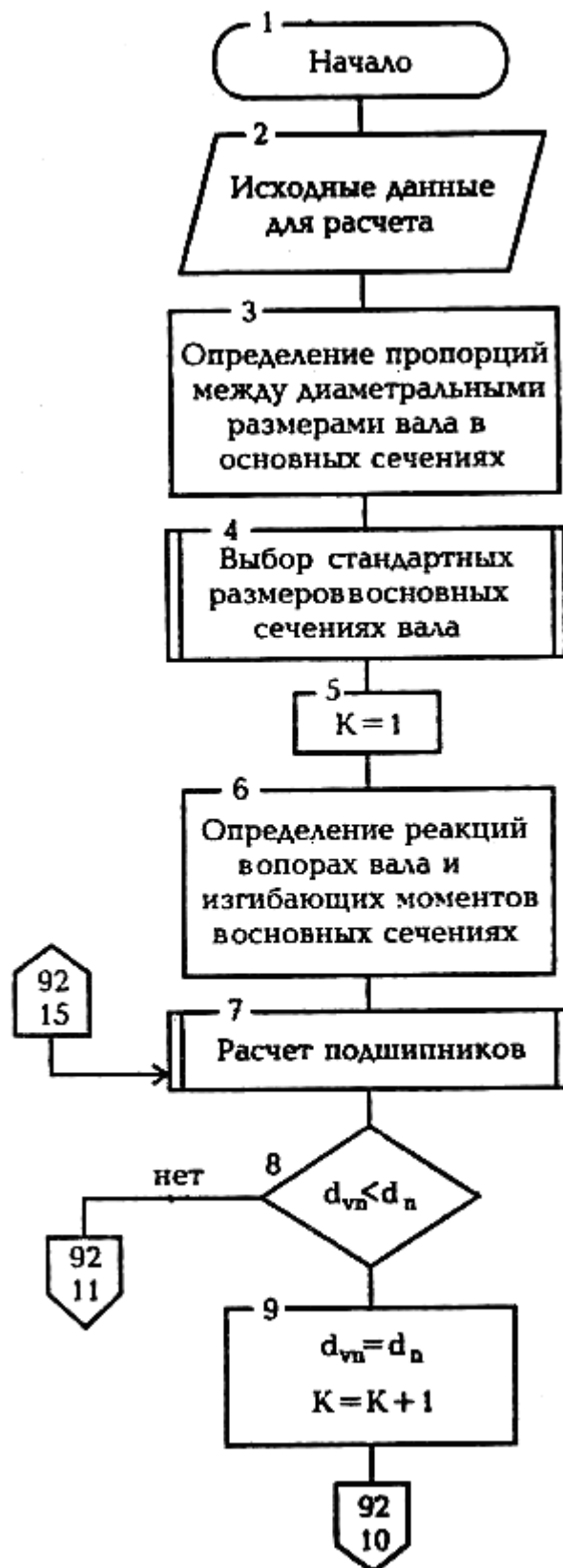


Рис. 12.1: d_{vn} - диаметр вала под подшипником; d_n - диаметр внутреннего кольца подшипника (см. также с. 92)

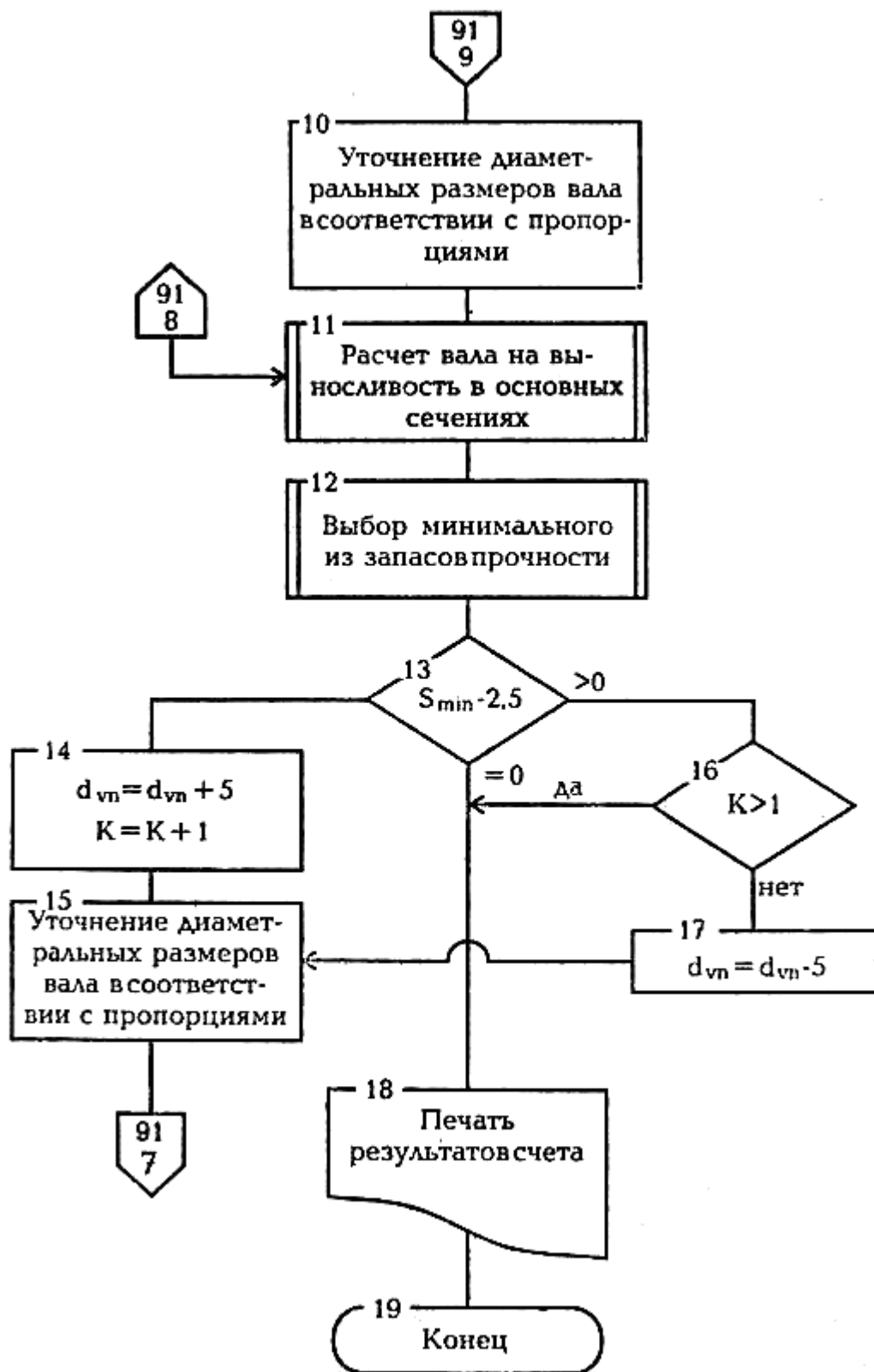


Рис. 12.1. Окончание

Подавляющее большинство схем нагружения валов может быть сведено к трем, достаточно общим схемам нагружения, для которых и составляются комплексные программы расчета валов и подшипников. Указанные программы

разработаны на кафедре деталей машин Курского государственного технического университета.

12.2. Универсальные схемы нагружения валов

12.2.1. Схему нагружения вала (рис. 12.2) можно использовать для комплексного расчета валов, имеющих консольное расположение силовых факторов относительно опор.

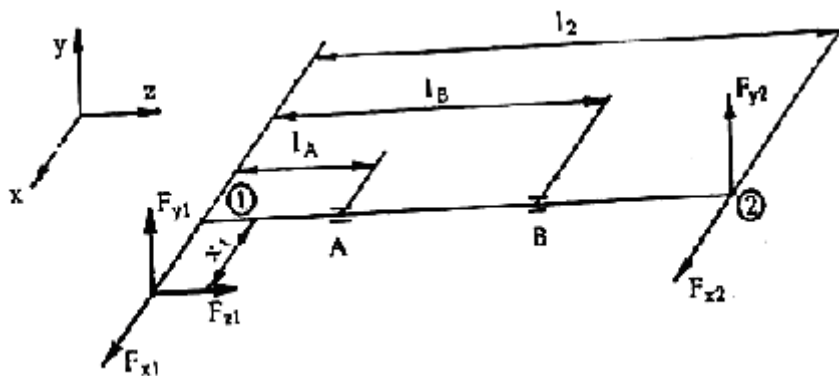


Рис. 12.2

В сечении 1 может быть приложено до 3-х силовых факторов (например, составляющие сил зацепления в цилиндрической или конической передачах).

В сечении 2 может быть приложено до 2-х силовых факторов (например, горизонтальная и вертикальная составляющие давления на вал от шкива ременной передачи или звездочки цепной передачи).

12.2.2. Схему нагружения вала, представленную на рис. 12.3, можно использовать для комплексного расчета валов, имеющих до 2-х сечений с силовыми факторами, расположенных между опорами вала в одной плоскости, а также сечение, расположенное консольно относительно опор.

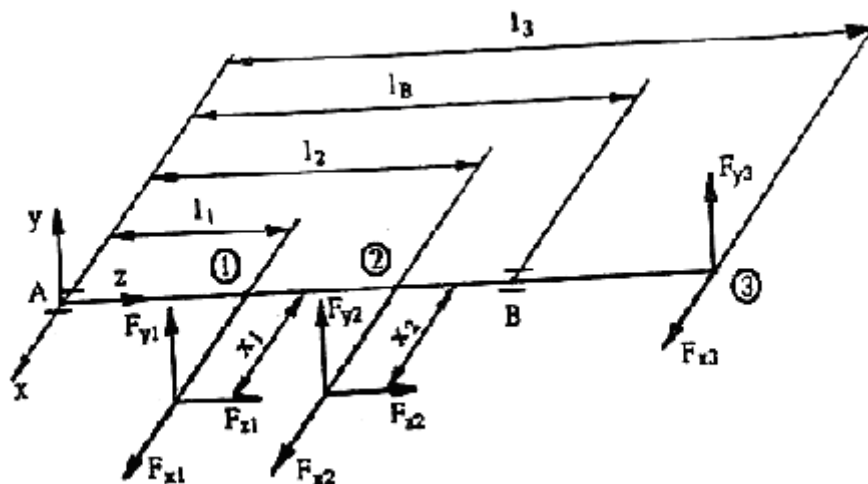


Рис. 12.3

В каждом из сечений 1 и 2 может быть приложено до 3-х силовых факторов (например, составляющие сил зацепления в цилиндрической, конической или червячной передачах). В сечении 3 может быть приложено до 2-х силовых факторов (например, горизонтальная и вертикальная составляющие давления на вал от шкива ременной передачи или звездочки цепной передачи).

12.2.3. Схему нагружения вала по рис. 12.4 можно использовать для комплексного расчета валов, имеющих до 2-х сечений с силовыми факторами, расположенных между опорами вала в разных плоскостях.

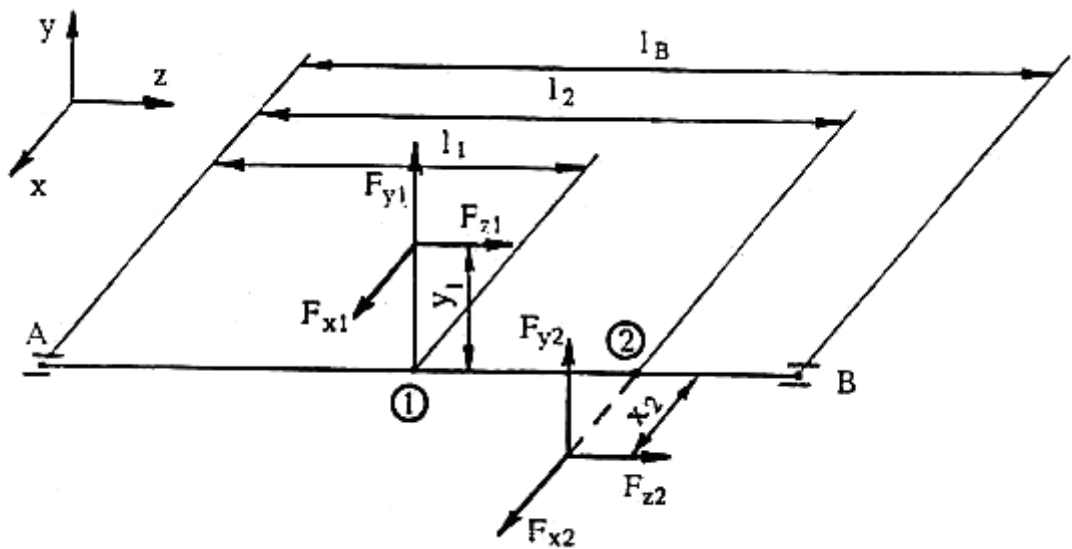


Рис. 12.4

В каждом из сечений 1 и 2 может быть приложено до 3-х силовых факторов (например, составляющие сил зацепления в цилиндрической, конической или червячной передачах).

12.3. Результаты расчета

Результатом комплексного расчета вала и подшипников являются минимально возможные по размерам подшипники выбранного пользователем типа при минимально возможных диаметральных размерах вала.

В распечатке результатов отчета проводятся:

1. Все табличные и расчетные параметры выбранного подшипника.
2. Реакции опор вала в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях со своими знаками, а также суммарные реакции.
3. Изгибающие моменты во всех сечениях вала в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях (абсолютные значения) и суммарные изгибающие моменты.

4. Параметры всех опасных сечений вала: их диаметры, моменты сопротивления, амплитуды и средние значения нормальных и касательных напряжений, коэффициенты запаса при изгибе и кручении, суммарный коэффициент запаса прочности.

Необходимо отметить, что комплексные программы обеспечивают минимизацию диаметральных размеров вала и подшипников, поэтому их размеры, представленные в распечатке результатов счета, как правило, меньше исходных. Но они могут быть и больше исходных, если ориентировочный расчет вала был выполнен с ошибкой, т.е. программы способны поправить проектировщика. Если концентратором напряжений в опасном сечении являются зубья вал-шестерни, или витки червяка, то корректировку диаметра в этом сечении программы не производят.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. 3 т. М.: Машиностроение, 2003. 458с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 2002. 389с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2004. 452с.
4. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского М.: Машиностроение, 1984. 536с.
5. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. М.: Машиностроение, 1984. 412с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 2001. 632с.