

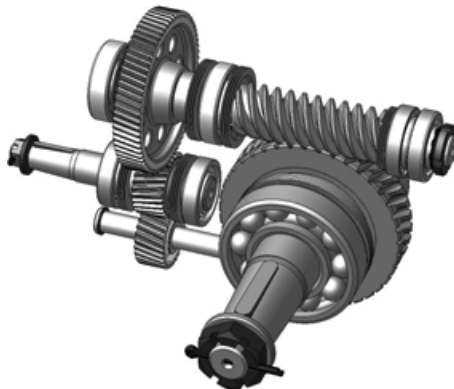


Международный институт компьютерных технологий

**Кафедра естественно-научных
дисциплин**

Методические рекомендации
к практическим занятиям и самостоятельной работе
по дисциплине
«Прикладная механика»

для студентов очной формы обучения направления подготовки
13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»
и специальности 14.05.02 «Атомные станции: проектиро-
вание, эксплуатация и инжиниринг»



Воронеж 2018

УДК 512

Рецензент: канд. физ.-мат. наук, доц. Краснов Р.П. (МИКТ)

Составители: канд. физ.-мат. наук, доц. **Чаплыгин А.В.**
 д-р физ.-мат. наук, проф. Митрохин В. И.
 канд. физ.-мат. наук, доц. Ефимова М.А.

Методические рекомендации к практическим занятиям и самостоятельной работе студентов по дисциплине «Прикладная механика» для студентов очной формы обучения направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника» и специальности 14.05.02 «Атомные станции: проектирование, эксплуатация и инжиниринг» / сост. А.В.Чаплыгин, В.И. Митрохин, М.А. Ефимова, – Воронеж: Междунар. ин-т компьют. технологий. – 2016. – 52 с.

Методические рекомендации соответствуют ФГОС ВО для студентов, обучающихся по направлению подготовки **13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»** и специальности **14.05.02 «Атомные станции: проектирование, эксплуатация и инжиниринг»** очной формы обучения. Содержат указания по решению задач практических занятий, в соответствии с тематикой дисциплины, примеры решения задач практических занятий.

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой естественно-научных дисциплин, д-р физ.-мат. наук, проф. В. И. Митрохин.

Печатается по решению Методического совета Международного института компьютерных технологий 08.02.2018, протокол № 7.

© Коллектив авторов, составление, 2018
© Международный институт компьютерных технологий, 2018

Учебное издание

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
к практическим занятиям и самостоятельной работе

«Прикладная механика»

для студентов очной и заочной форм обучения по на-
правлению подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и
электротехника»
и специальности 14.05.02 «Атомные станции: проектирова-
ние, эксплуатация и инжиниринг»

Составители:

Чаплыгин Андрей Владимирович
Митрохин Виктор Иванович
Ефимова Марина Анатольевна

В авторской редакции

Компьютерный набор М. А. Ефимовой

Подписано в печать 00.00.2016

Формат 60□80/16. Бумага для множительных аппаратов.

Усл. печ. л. 0,0. Тираж 00 экз.

Зак. № 000

Международный институт компьютерных технологий
394026 Воронеж, ул. Солнечная, 29 б

1 Кинематический расчет

Двигатель является одним из основных элементов машинного агрегата. От типа двигателя, его мощности, частоты вращения и прочего зависят конструктивные и эксплуатационные характеристики рабочей машины и ее привода.

Для проектируемых машинных агрегатов рекомендуются трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А. Эти двигатели наиболее универсальны. Закрытое и обдуваемое исполнение позволяет применить эти двигатели для работы в загрязненных условиях, в открытых помещениях и т.п.

Двигатели серии 4А применяют для приводов механизмов, имеющих постоянную или мало меняющуюся нагрузку при длительном режиме работы и большую пусковую нагрузку, вследствие повышенной силы трения и больших инерционных масс, например конвейеров, шнеков, смесителей, грузоподъемников и т. п. Эти двигатели работают при любом направлении вращения, обеспечивая при необходимости реверсивность машинного агрегата.

Исходными данными технических заданий на курсовое проектирование предусмотрено применение двигателей серии 4А с диапазоном мощностей от 0,5 до 200 кВт. Технические данные этих двигателей приводятся в таблицах 1.5 и 1.6, основные размеры - в таблице 1.7.

1.1 Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а его частота вращения - от частоты вращения приводного вала рабочей машины (см. пример).

1 Определить требуемую мощность рабочей машины $P_{рм}$, Вт:

$P_{рм} = F \cdot V$ - если в исходных данных на проектирование указано значение тяговой силы F , Н, и линейной скорости V м/с, тягового органа рабочей машины;

$P_{рм} = T \cdot \omega$ - если указано значение вращающего момента T , Н·м, и угловой скорости (ω , рад/с, тягового органа рабочей машины).

2 Определить общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

$$\eta = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк},$$

где $\eta_{зп}$, $\eta_{оп}$, $\eta_{м}$, $\eta_{пк}$ - коэффициенты полезного действия закрытой передачи, открытой передачи, муфты и подшипников качения (по кинематической схеме в приводе три пары подшипников качения). Значения КПД передач и подшипников выбрать из таблицы 1.1.

3 Определить требуемую мощность двигателя $P_{дв}$, кВт:

$$P_{дв} = \frac{P_{рм}}{\eta}.$$

4 Определить номинальную мощность двигателя $P_{ном}$, кВт. Значение номинальной мощности выбрать из табл. 1.5 и 1.6 по величине, бóльшей, но ближайшей к требуемой мощности $P_{дв}$:

$$P_{ном} \geq P_{дв}.$$

5 Выбрать тип двигателя (см. табл. 1.5 или 1.6).

Каждому значению номинальной мощности $P_{ном}$ соответствует в большинстве не одно, а несколько типов двигателей с различными частотами вращения, синхронными 3000, 1500, 1000, 750 об/мин. **Выбор оптимального типа двигателя зависит от типов передач, входящих в привод, кинематических характеристик рабочей, и производится после определения передаточного числа привода и его ступеней.** При этом надо учесть, что двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 об/мин) имеют низкий рабочий ресурс, а

двигатели с низкими частотами (синхронными 750 об/мин) весьма металлоемки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности.

Таблица 1.1 - Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0.96...0.97	0.93...0.95
коническая	0.95...0.97	0.92...0.94
Червячная при передаточном		
числе u : свыше 30	0.70...0.75	-
» 14 до 30	0.80...0.85	-
» 8 » 14	0.85...0.95	-
Цепная	0.95...0.97	0.90...0.93
Ременная:		
плоским ремнем	-	0.96...0.98
клиновыми (поликлиновыми) ремнями	-	0.95...0.97

Примечания: 1. Ориентировочные значения КПД закрытых передач в масляной ванне приведены для колес, выполненных по 8-й степени точности, а для открытых – по 9-й; при более точном выполнении колес КПД может быть повышен на 1...1.5%; при меньшей точности – соответственно понижен.

2. Для червячной передачи предварительное значение КПД принимают $\eta_{\text{зн}} = 0.75...0.85$. После установления основных параметров передачи значение КПД следует уточнить.

3. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения $\eta_{\text{пк}} = 0.99...0.995$.

4. Потери в муфте принимаются $\eta_{\text{м}} \approx 0.98$.

В приведенном ниже примере рассматривается и анализируется возможность применения для определенно выбранной номинальной мощности $P_{\text{ном}}$ всех типов двигателей.

1.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода и определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{\text{ном}}$ к частоте вращения приводного вала рабочей машины $n_{\text{рм}}$ при номинальной нагрузке и равно произведению передаточных чисел закрытой $u_{\text{зп}}$ и открытой $u_{\text{оп}}$ передач:

$$u = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{рм}}} = u_{\text{зп}} \cdot u_{\text{оп}}.$$

1 Определить передаточное число привода для всех приемлемых вариантов типа двигателя при заданной номинальной мощности $P_{\text{ном}}$:

$$u_1 = \frac{n_{\text{ном1}}}{n_{\text{рм}}}; u_2 = \frac{n_{\text{ном2}}}{n_{\text{рм}}}; u_3 = \frac{n_{\text{ном3}}}{n_{\text{рм}}} \dots$$

2 Определить передаточные числа ступеней привода.

Определение и выбор передаточных чисел ступеней произвести разбивкой передаточного числа привода для всех вариантов типа двигателя так, чтобы:

$$u_1 = u_{\text{зп1}} \cdot u_{\text{оп1}}; u_2 = u_{\text{зп2}} \cdot u_{\text{оп2}}; u_3 = u_{\text{зп3}} \cdot u_{\text{оп3}}; \dots,$$

где u , $u_{\text{зп}}$, $u_{\text{оп}}$ – соответственно передаточные числа привода, закрытой передачи (редуктора) и открытой передачи (см. табл. 1.2).

При этом возможны три способа разбивки передаточного числа u (выбирая способ, учесть стандартность передаточного числа закрытой передачи-редуктора $u_{\text{зп}}$ и нестандартность передаточного числа $u_{\text{оп}}$ – открытой):

а) оставить передаточное число редуктора $u_{\text{зп}}$ постоянным, изменяя передаточное число открытой передачи $u_{\text{оп}}$:

$$u_{оп1} = \frac{u_1}{u_{зп}}; \quad u_{оп2} = \frac{u_2}{u_{зп}}; \quad u_{оп3} = \frac{u_3}{u_{зп}}; \quad \dots$$

б) оставить передаточное число открытой передачи $u_{оп}$ постоянным, изменяя передаточные числа редуктора $u_{зп}$:

$$u_{зп1} = \frac{u_1}{u_{оп}}; \quad u_{зп2} = \frac{u_2}{u_{оп}}; \quad u_{зп3} = \frac{u_3}{u_{оп}}; \quad \dots$$

Разбивка передаточного числа привода u должна обеспечить компактность каждой ступени передачи и соразмерность ее элементов.

Для того чтобы габариты передач не были чрезмерно большими, нужно придерживаться некоторых средних значений $u_{зп}$ и $u_{оп}$, по возможности не доводя их до наибольших, допускаемых лишь в отдельных случаях.

3 Определить максимальное допускаемое отклонение частоты вращения приводного вала рабочей машины $\Delta n_{рм}$, об/мин:

$$\Delta n_{рм} = \frac{n_{рм} \cdot \delta}{100\%},$$

где $\delta, \%$ - допускаемое отклонение скорости приводного вала рабочей машины (обычно принимают $\delta = 4-6 \%$).

4 Определить допускаемую частоту вращения приводного вала рабочей машины с учетом отклонения $[n_{рм}]$, об/мин:

$$[n_{рм}] = n_{рм} \pm \Delta n_{рм}.$$

При этом $[n_{рм}]$ может существенно повлиять на предварительную разбивку передаточного числа привода u . Поэтому оптимальные передаточные числа $u_{зп}$ и $u_{оп}$ можно получить подбором необходимого значения допускаемого отклонения частоты вращения в пределах максимального: от $-\Delta n_{рм}$ до $+\Delta n_{рм}$ (в том числе $\Delta n_{рм} = 0$).

5 Определить фактическое передаточное число привода $u_{ф}$:

$$u_{ф} = \frac{n_{ном}}{[n_{рм}]}.$$

6 Уточнить передаточные числа закрытой и открытой передач в соответствии с выбранным вариантом разбивки передаточного числа привода:

$$u_{оп} = \frac{u_{ф}}{u_{зп}} \quad \text{или} \quad u_{зп} = \frac{u_{ф}}{u_{оп}},$$

при этом предпочтительнее уточнить $u_{оп}$, оставив неизменным стандартное значение $u_{зп}$.

Таблица 1.2 - Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185-66): 1-й ряд – 2.0; 2.5; 3.15; 4.0; 5.0; 6.3; 2-й ряд – 2.24; 2.8; 3.55; 4.5; 5.6; 7.1. <i>Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.</i>
Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1 = 1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75): 1-й ряд – 10; 12.5; 16; 20; 25; 31.5; 2-й ряд – 11.2; 14; 18; 22.4; 28; 35.5. <i>Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.</i>
Открытые зубчатые передачи: 3...7.
Цепные передачи: 2...4
Ременные передачи (все типы): 2...3

1.3 Определение силовых и кинематических параметров привода

Силовые (мощность и вращающий момент) и **кинематические** (частота вращения и угловая скорость) **параметры привода рассчитывают на валах привода из требуемой (расчетной) мощности двигателя $P_{дв}$ и его номинальной частоты вращения $n_{ном}$ при установившемся режиме** (табл. 1.3).

Таблица 1.3 - Определение силовых и кинематических параметров привода

Параметр		Вал	Последовательность соединения элементов по кинематической схеме			
			дв→оп→зп→м→рм		дв→м→зп→оп→рм	
Мощность Р, кВт		дв	Р _{дв}		Р _{дв}	
		Б	Р ₁ = Р _{дв} ·η _{оп} ·η _{пк}		Р ₁ = Р _{дв} ·η _м ·η _{пк}	
		Т	Р ₂ = Р ₁ ·η _{зп} ·η _{пк}		Р ₂ = Р ₁ ·η _{зп} ·η _{пк}	
		рм	Р _{рм} = Р ₂ ·η _м ·η _{пк}		Р _{рм} = Р ₂ ·η _{оп} ·η _{пк}	
Частота вращения n, об/мин	Угловая скорость w, с ⁻¹	дв	n _{ном}	w _{ном} = $\frac{\pi n_{ном}}{30}$	n _{ном}	w _{ном} = $\frac{\pi n_{ном}}{30}$
		Б	n ₁ = $\frac{n_{ном}}{u_{оп}}$	w ₁ = $\frac{w_{ном}}{u_{оп}}$	n ₁ = n _{ном}	w ₁ = w _{ном}
		Т	n ₂ = $\frac{n_1}{u_{зп}}$	w ₂ = $\frac{w_1}{u_{зп}}$	n ₂ = $\frac{n_1}{u_{зп}}$	w ₂ = $\frac{w_1}{u_{зп}}$
		рм	n _{рм} = n ₂	w _{рм} = w ₂	n _{рм} = $\frac{n_2}{u_{оп}}$	w _{рм} = $\frac{w_2}{u_{оп}}$
Вращающий момент Т, Нм		дв	Т _{дв} = $\frac{P_{дв}}{w_{ном}}$		Т _{дв} = $\frac{P_{дв}}{w_{ном}}$	
		Б	Т ₁ = Т _{дв} ·u _{оп} ·η _{оп} ·η _{пк}		Т ₁ = Т _{дв} ·η _м ·η _{пк}	
		Т	Т ₂ = Т ₁ ·u _{зп} ·η _{зп} ·η _{пк}		Т ₂ = Т ₁ ·u _{зп} ·η _{зп} ·η _{пк}	
		рм	Т _{рм} = Т ₂ ·η _м ·η _{пк}		Т _{рм} = Т ₂ ·u _{оп} ·η _{оп} ·η _{пк}	

Пример. Выбрать двигатель привода ковшового элеватора; определить общее передаточное число привода и произвести его разбивку.

Исходные данные: тяговая сила ленты $F = 2.6$ кН; скорость ленты $V = 0.8$ м/с; угловая скорость вращения вала рабочей машины $w_{рм} = 5.5$ рад/с; допускаемое отклонение скорости ленты $\delta = 5\%$.

1 Определяем требуемую мощность рабочей машины:

$$P_{рм} = F \cdot V = 2.6 \cdot 10^3 \cdot 0.8 = 2.08 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 2.08 \text{ кВт.}$$

2 Определяем КПД привода:

$$\eta = \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}^3 = 0.97 \cdot 0.93 \cdot 0.98 \cdot 0.995^3 = 0.87.$$

3 Находим требуемую мощность двигателя:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{рм}}}{\eta} = \frac{2.08}{0.87} = 2.39 \text{ кВт.}$$

4 По табл. 1.5 выбираем двигатель серии 4А с номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 3 \text{ кВт}$, применив для расчета четыре варианта типа двигателя:

Вариант	Тип двигателя	Номинальная мощность $P_{\text{ном}}, \text{ кВт}$	Частота вращения, об/мин	
			синхрон- ная	номи- нальная
1	4A112MB8Y3	3.0	750	700
2	4A112MA6Y3	3.0	1000	955
3	4A100S4Y3	3.0	1500	1435
4	4A90L2Y3	3.0	3000	2840

5 Определяем частоту вращения вала рабочей машины (переводим рад/с в об/мин):

$$n_{\text{рм}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{рм}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 5.5}{3.14} = 52 \text{ об/мин.}$$

6 Находим передаточное число привода и для каждого варианта:

$$u = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{рм}}} = \frac{n_{\text{ном}}}{52}.$$

7 Производим разбивку передаточного числа привода u , принимая для всех вариантов передаточное число редуктора постоянным $u_{\text{зп}} = 4.5$ (1-й способ):

$$u_{\text{оп}} = \frac{u}{u_{\text{зп}}} = \frac{u}{4.5}.$$

Передаточное число	Варианты			
	1	2	3	4
Привода u	13.46	18.36	27.60	54.61
Цепной передачи $u_{оп}$	2.99	4.08	6.13	-
Конического редуктора $u_{зп}$	4.5	4.5	4.5	-

8 *Анализируя полученные значения передаточных чисел* (1-й способ), приходим к выводу:

а) четвертый вариант ($u = 54.61$; $n_{ном} = 2840$ об/мин) затрудняет реализацию принятой схемы двухступенчатого привода посредством цилиндрического редуктора и цепной передачи из-за большого передаточного числа u всего привода;

б) первый вариант ($u = 13.46$; $n_{ном} = 700$ об/мин) не рекомендуется для приводов общего назначения;

в) в третьем варианте ($u = 27.6$; $n_{ном} = 1435$ об/мин) получилось большое значение передаточного числа цепной передачи, уменьшение которого за счет увеличения передаточного числа редуктора нежелательно;

г) из рассмотренных четырех вариантов предпочтительнее второй: $u = 18.36$ $n_{ном} = 955$ об/мин. Здесь передаточное число цепной передачи можно уменьшить за счет допускаемого отклонения скорости ленты элеватора и таким образом получить среднее приемлемое значение.

9 *Определяем максимально допустимое отклонение частоты вращения приводного вала элеватора:*

$$\Delta n_{рм} = n_{рм} \cdot \delta / 100 = 52 \cdot 5 / 100 = 2.6 \text{ об/мин.}$$

10 *Определяем допускаемую частоту вращения приводного вала рабочей машины*, приняв $\Delta n_{рм} = + 1.05$ об/мин:

$$[n_{рм}] = n_{рм} + \Delta n_{рм} = 52 + 1.05 = 53.05 \text{ об/мин,}$$

отсюда фактическое передаточное число привода:

$$u_{\phi} = \frac{n_{ном}}{[n_{рм}]} = \frac{955}{53.05} = 18;$$

передаточное число цепной передачи $u_{оп} = \frac{u_{\phi}}{u_{зп}} = \frac{18}{4.5} = 4$.

Таким образом, выбираем двигатель 4А112МА6У3 ($P_{ном} = 3$ кВт, $n_{ном} = 955$ об/мин); передаточные числа: привода $u = 18$, редуктора $u_{зп} = 4.5$, цепной передачи $u_{оп} = 4$.

11 Составить табличный ответ (см табл. 1.4).

Таблица 1.4 - Силовые и кинематические параметры привода

Тип двигателя ...			$P_{\text{ном}} = \dots$ кВт; $n_{\text{ном}} = \dots$ об/мин				
Параметр	Передача		Параметр	Вал			
	Закрытая (редуктор)	Открытая		двигателя	Редуктора		Приводной рабочей машины
					быстро- ходный	тихоход- ный	
Переда- точное число u			Расчетная мощность P , кВт				
			Угловая ско- рость w , 1/с				
КПД η			Частота враще- ния n , об/мин				
			Вращающий момент T , Нм				

Таблица 1.5 - Электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А закрытые обдуваемые

Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения номинальная, об/мин	Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения номинальная, об/мин
1	2	3	4	5	6
<i>Синхронная частота вращения 3000 об/мин</i>			<i>Синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>		
4A63B2Y3	0.55	2740	4A71A4Y3	0.55	1390
4A71A2Y3	0.75	2840	4A71B4Y3	0.75	1390
4A71B2Y3	1.1	2810	4A80A4Y3	1.1	1420
4A80A2Y3	1.5	2850	4A80B4Y3	1.5	1415
4A80B2Y3	2.2	2850	4A90L4Y3	2.2	1425
4A90L2Y3	3	2840	4A100S4Y3	3	1435
4A100S2Y3	4	2880	4A100L4Y3	4	1430
4A100L2Y3	5.5	2880	4A112M4Y3	5.5	1445
4A112M2Y3	7.5	2900	4A132S4Y3	7.5	1445
4A132M2Y3	11	2900	4A132M4Y3	11	1460
4A160S2Y3	15	2940	4A160S4Y3	15	1465
4A160M2Y3	18.5	2940	4A160M4Y3	18.5	1465
4A180S2Y3	22	2945	4A180S4Y3	22	1470
4A180M2Y3	30	2945	4A180M4Y3	30	1470
4A200M2Y3	37	2945	4A200M4Y3	37	1475
4A200L2Y3	45	2945	4A200L4Y3	45	1475
4A225M2Y3	55	2945	4A225M4Y3	55	1480
4A250S2Y3	75	2960	4A250S4Y3	75	1480
4A250M2Y3	90	2960	4A250M4Y3	90	1480
4A280S2Y3	110	2970	4A280S4Y3	110	1470
4A280M2Y3	132	2970	4A280M4Y3	132	1480
4A315S2Y3	160	2970	4A315S4Y3	160	1480
4A315M2Y3	200	2970	4A315M4Y3	200	1480
<i>Синхронная частота вращения 1000 об/мин</i>			<i>Синхронная частота вращения 750 об/мин</i>		
4A71B6Y3	0.55	900	4A80B8Y3	0.55	700
4A80A6Y3	0.75	915	4A90LA8Y3	0.75	700
4A80B6Y3	1.1	920	4A90LB8Y3	1.1	700
4A90L6Y3	1.5	935	4A100L8Y3	1.5	700
4A100L6Y3	2.2	950	4A112MA8Y3	2.2	700
4A112MA6Y3	3	955	4A112MB8Y3	3	700
4A112MB6Y3	4	950	4A132S8Y3	4	700

Продолжение табл. 1.5

1	2	3	4	5	6
4A132S6Y3	5.5	965	4A132M8Y3	5.5	720
4A132M6Y3	7.5	970	4A160S8Y3	7.5	730
4A160S6Y3	11	975	4A160M8Y3	11	730
4A160M6Y3	15	975	4A180M8Y3	15	730
4A180M6Y3	18.5	975	4A200M8Y3	18.5	735
4A200M6Y3	22	975	4A200L8Y3	22	730
4A200L6Y3	30	980	4A225M8Y3	30	735
4A225M6Y3	37	980	4A250S8Y3	37	735
4A250S6Y3	45	985	4A250M8Y3	45	740
4A250M6Y3	55	985	4A280S8Y3	55	735
4A280S6Y3	75	985	4A280M8Y3	75	735
4A280M6Y3	90	985	4A315S8Y3	90	740
4A315S6Y3	110	985	4A315M8Y3	110	740
4A315M6Y3	132	985	4A355S8Y3	132	740
4A355S6Y3	160	985	4A355M8Y3	160	740
4A355M6Y3	200	985			

Таблица 1.6 - Электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А с повышенным скольжением

Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения номинальная, об/мин	Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения номинальная, об/мин
1	2	3	4	5	6
<i>Синхронная частота вращения 3000 об/мин</i>			<i>Синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>		
4AC71A2Y3	1	2700	4AC71A4Y3	0.6	1350
4AC71B2Y3	1.2	2700	4AC71B4Y3	0.8	1350
4AC80A2Y3	1.9	2745	4AC80A4Y3	1.3	1358
4AC80B2Y3	2.5	2745	4AC80B4Y3	1.7	1335
4AC90L2Y3	3.5	2775	4AC90L4Y3	2.4	1360
4AC100S2Y3	4.8	2805	4AC100S4Y3	3.2	1395
4AC100L2Y3	6.3	2805	4AC100L4Y3	4.25	1395
4AC112M2Y3	8	2850	4AC112M4Y3	5.6	1395
4AC132M2Y3	11	2840	4AC132S4Y3	8.5	1395
			4AC132M4Y3	11.8	1410

Продолжение табл. 1.6

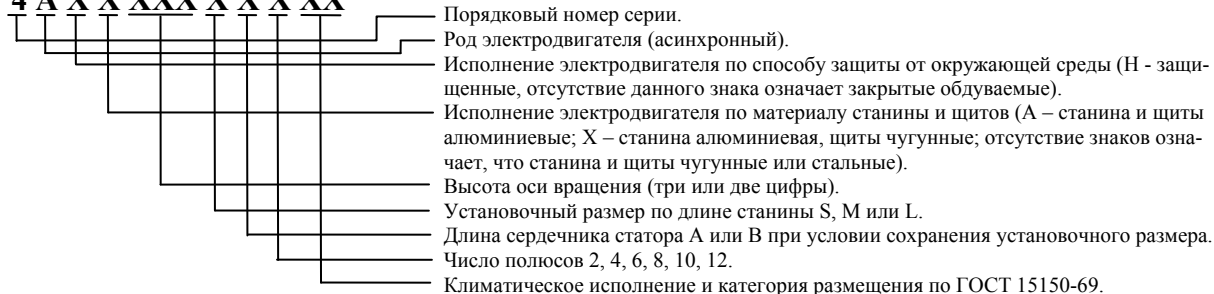
1	2	3	4	5	6
			4AC160S4Y3	17	1425
			4AC160M4Y3	20	1432
			4AC180S4Y3	21	1418
			4AC180M4Y3	26.5	1440
			4AC200M4Y3	31.5	1410
			4AC200L4Y3	40	1410
			4AC225M4Y3	50	1395
			4AC250S4Y3	56	1380
			4AC250M4Y3	63	1365
<i>Синхронная частота вращения 1000 об/мин</i>			<i>Синхронная частота вращения 750 об/мин</i>		
4AC71A6Y3	0.4	920	4AC80A8Y3	0.45	660
4AC71B6Y3	0.63	920	4AC80B8Y3	0.6	660
4AC80A6Y3	0.8	860	4AC90L8Y3	0.9	660
4AC80B6Y3	1.2	860	4AC90L8Y3	1.2	660
4AC90L6Y3	1.7	900	4AC100L8Y3	1.6	675
4AC100L6Y3	2.6	920	4AC112M8Y3	2.2	670
4AC112MA6Y3	3.2	910	4AC112MB8Y3	3.2	670
4AC112MB6Y3	4.2	910	4AC132S8Y3	4.5	690
4AC132S6Y3	6.3	940	4AC132M8Y3	6	690
4AC132M6Y3	8.5	940	4AC160S8Y3	9	690
4AC160S6Y3	12	940	4AC160M8Y3	12.5	688
4AC160M6Y3	16	940	4AC180M8Y3	15	700
4AC180M6Y3	19	940	4AC200M8Y3	20	690
4AC200M6Y3	22	910	4AC225M8Y3	26.5	675
4AC200L6Y3	28	920	4AC250S8Y3	36	694
4AC225M6Y3	33.5	880			
4AC250S6Y3	40	950			
4AC250M6Y3	45	950			

Таблица 1.7 - Двигатели. Основные размеры

Тип двигателя	Размеры, мм, для двигателей исполнений																					
	IM1081	IM1081, IM2081, IM3081					IM1081, IM2081							IM2081, 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			
71A, B	170	40	285	19	6	6	90	45	7	112	71	9	201	3.5	10	165	12	200	130			
80A	186	50	300	22			100	50	10	125	80	10	218									
80B			320																			
90L	208	60	350	24	8	7	125	56	12	140	90	11	243	4	12	215	15	250	180			
100S	235		362	28			112	63		160	100	12	263		14							
100L			392	140			16															
112M	260	80	452	32	10	8	89	70	12	190	112	13	310	5	18	265	19	300	230			
132S	302		480	38						178	80		216							132	13	350
132M			530																			

Структура обозначения типа электродвигателя:

4 A X X XXX X X X XX



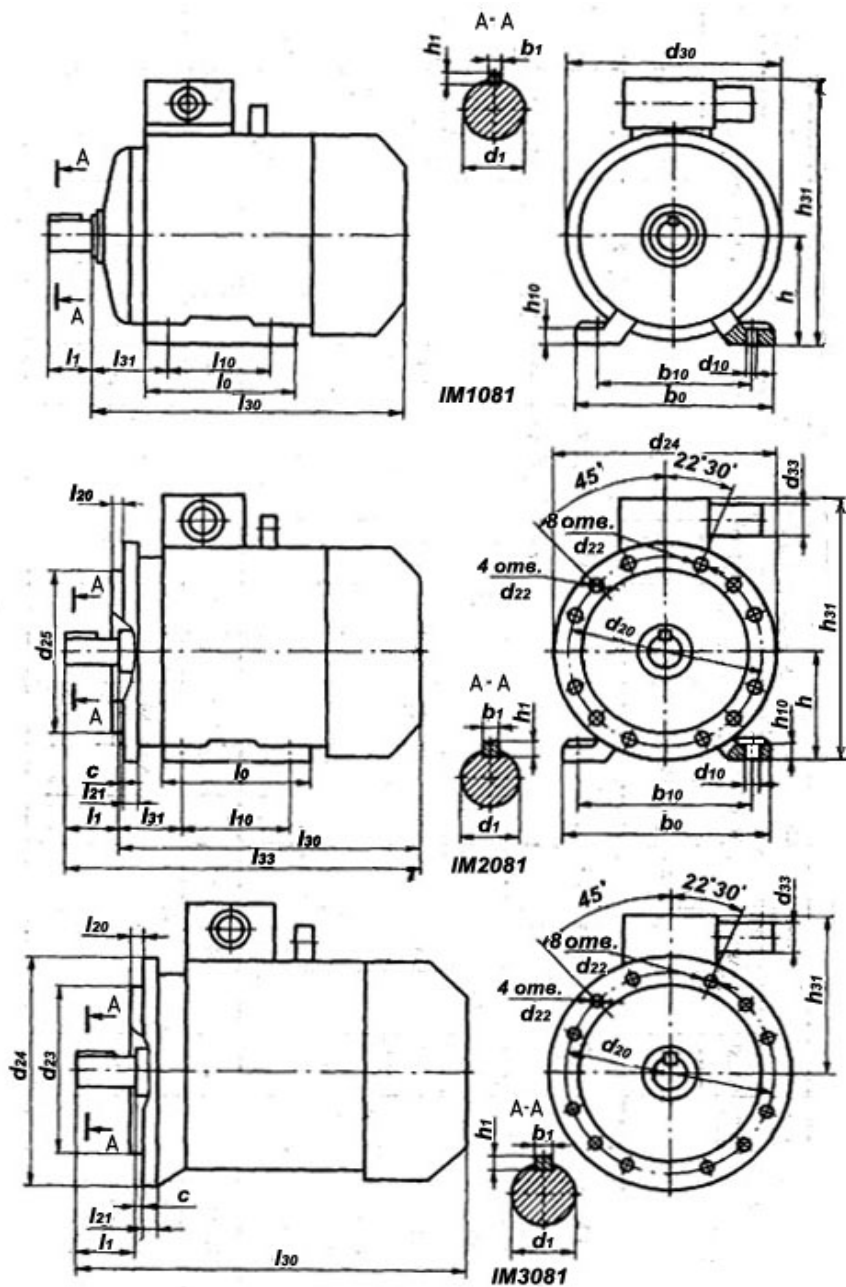


Рисунок 1.1 - Основные размеры двигателей

2 Выбор материала для колес редуктора и определение допускаемых напряжений

Сталь в настоящее время - основной материал для изготовления зубчатых колес и червяков. Одним из важнейших условий совершенствования редукторостроения является повышение контактной прочности активных (рабочих) поверхностей зубьев и их прочности на изгиб. При этом снижается масса и габаритные размеры зубчатой передачи, а это повышает ее технический уровень.

Допускаемое напряжение из условий контактной прочности $[\sigma]_H$ (которая обычно ограничивает несущую способность стальных зубчатых колес и червяков) пропорциональна твердости H активных поверхностей зубьев. В термически же необработанном состоянии механические свойства всех сталей близки. Поэтому применение сталей без термообработки, обеспечивающей упрочнение зубчатых колес и червяков, недопустимо. При этом марки сталей выбирают с учетом наибольших размеров пары: диаметра $D_{\text{пред}}$ для вала-шестерни или червяка и толщины сечения $S_{\text{пред}}$ для колеса с припуском на механическую обработку после термообработки (см. табл. 2.1)

Способы упрочнения, применяемые при курсовом проектировании (см. табл. 2.2).

1 Нормализация. Позволяет получить лишь низкую нагрузочную способность $[\sigma]_H$, но при этом зубья колес хорошо и быстро прирабатываются, и сохраняют точность, полученную при механической обработке.

2 Улучшение. Обеспечивает свойства, аналогичные полученным при нормализации, но нарезание зубьев труднее из-за большей их твердости.

3 Закалка токами высокой частоты (ТВЧ). Дает среднюю нагрузочную способность при достаточно простой технологии. Из-за повышенной твердости зубьев передачи плохо прирабатываются. Размеры зубчатых колес практически неограничены. Необходимо учитывать, что при модулях, меньших 3...5 мм, зуб прокаливается насквозь.

Сочетание шестерни, закаленной при нагреве ТВЧ, и улучшенного колеса дает большую нагрузочную способность, чем улучшенная пара с той же твердостью колеса. Такая пара хорошо прирабатывается; ее применение предпочтительно, если нельзя обеспечить высокую твердость зубьев колеса.

1 Выбор твердости, термообработки и материала колес.

Сталь в настоящее время - основной материал для изготовления зубчатых колес. В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, предусмотренного техническими заданиями на курсовое проектирование, в мало- и средненагруженных передачах, а также в открытых передачах с большими колесами применяют зубчатые колеса с твердостью материала $H < 350$ HB. При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность изготовления и хорошая прирабатываемость зубьев.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни HB_1 назначается больше твердости колеса HB_2 .

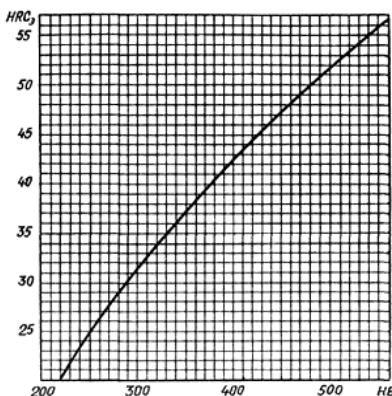


Рисунок 2.1 - График соотношения твердостей в единицах HB и HRC_с

Таблица 2.1 - Механические характеристики некоторых марок сталей

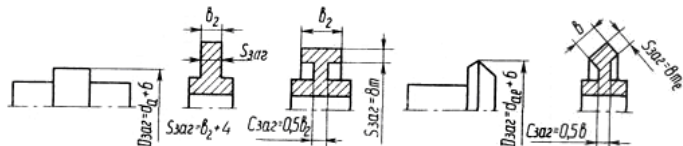
									
Марка стали	Вид заготовки	Заготовка шестерни D _{пред} , мм	Заготовка колеса S _{пред} , мм	Термо-обра-ботка	Твердость заготовки		σ _B	σ _T	σ ₋₁
					поверхности	сердцевины			
35	Поковка	Любые размеры		Н	163...192 HB		550	270	235
40	Поковка	120	60	У	192...228 HB		700	400	300
45	Поковка	Любые размеры		Н	179...207 HB		600	320	260
45	Поковка	125	80	У	235...262 HB		780	540	335
45	Поковка	80	50	У	269...302 HB		890	650	380
40X	Поковка	200	125	У	235...262 HB		790	640	375
40X	Поковка	125	80	У	269...302 HB		900	750	410
40X	Поковка	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC _c	269...302 HB	900	750	410
40XH	Поковка	315	200	У	235...262 HB		800	630	380
40XH	Поковка	200	125	У	269...302 HB		920	750	420
40XH	Поковка	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC _c	269...302 HB	920	750	420
35XM	Поковка	315	200	У	235...262 HB		800	670	380
35XM	Поковка	200	125	У	269...302 HB		920	790	420
35XM	Поковка	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC _c	269...302 HB	920	790	420
35Л	Литье	Любые размеры		Н	163...207 HB		550	270	235
40Л	Литье	Любые размеры		Н	147 HB		520	295	225
45Л	Литье	200		У	207...235 HB		680	440	285
Примечания: 1. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н – нормализация, У – улучшение, ТВЧ – закалка токами высокой частоты. 2. Для цилиндрических колес с выточками принять меньшее из значений C _{заг} , S _{заг} . 3. Химический состав см в табл. 12.10.									

Таблица 2.2 - Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр		Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ($P < 2$ кВт) и средней ($P < 15$ кВт) мощности		Для передач с непрямыми зубьями при средней ($P > 15$ кВт) мощности	
		Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо
Материал		<u>Стали 35, 45, 35Л, 40Л, 40, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45Л</u>		Стали 40Х, 40ХН, 35ХМ	
Термообработка		<u>Нормализация</u> Улучшение		Улучшение + + закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость		Н < 350 НВ $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20...50$		Н > 45 HRC Н < 350 НВ $HB_{1cp} - HB_{2cp} > 70$	
Допускаемое напряжение, Н/мм ² (МПа)	$[\sigma]_{H0}$	$1.8 \cdot HB_{cp} + 67$		$14 \cdot HRC_3 + 170$	$1.8 \cdot HB_{cp} + 67$
	$[\sigma]_{F0}$	$1.03 \cdot HB$		370 при $m > 3$ мм	$1.03 \cdot HB$
				310 при $m < 3$ мм	

Разность средних твердостей (например, средняя твердость зубьев шестерни HB_{cp} или колеса определяется как среднее арифметическое предельных значений твердости выбранного материала, например, для стали 35 $HB_{cp} = 0.5 \cdot (163 + 192) = 177.5$) рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса при твердости материала $H < 350$ НВ в передачах с прямыми и непрямыми зубьями составляет $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20...50$. Иногда для увеличения нагрузочной способности передачи, то есть увеличения допускаемых контактных напряжений, а отсюда уменьшения габаритов и металлоемкости передачи, достигают разности средних твердостей поверхности зубьев $HB_{1cp} - HB_{2cp} > 70$. При этом твердость рабочих поверхностей зубьев колеса $H < 350 HB_{2cp}$, а зубьев шестерни $H > 350 HB_{1cp}$. Для шестерни в

этом случае твердость измеряется по шкале Роквелла – $H > 45HRC_{\text{ср}}$. Соотношение твердостей в единицах HB и HRC, см. рис. 2.1.

Рекомендуемый выбор материала заготовки, термообработки и твердости зубчатой пары приводится в табл. 2.2, а механические характеристики сталей - в табл. 2.1.

Материал и его характеристики выбираются в зависимости от расположения зубьев на ободе колес пары (прямые или не прямые) и номинальной мощности двигателя $P_{\text{ном}}$ (см. табл. 2.2) в следующем порядке:

а) выбрать материал для зубчатой пары колес, одинаковый для шестерни и колеса (см. табл. 2.2), но с разными твердостями, так как твердость зубьев шестерни должна быть больше твердости зубьев колеса (см. табл. 2.1). При этом следует ориентироваться на дешевые марки сталей: типа 40, 45, 40X - для шестерни и колеса закрытой передачи; 35Л; 40Л; 45Л - для колеса открытой передачи в паре с кованой шестерней из стали 35, 40, 45;

б) выбрать термообработку для зубьев шестерни и колеса по табл. 2.2;

в) выбрать интервал твердости зубьев шестерни HB_1 ($HRC_{\text{ср}1}$) и колеса HB_2 по табл. 2.1;

г) определить среднюю твердость зубьев шестерни $HB_{1\text{ср}}$ ($HRC_{\text{ср}1}$) и колеса $HB_{2\text{ср}}$. При этом надо соблюсти необходимую разность средних твердостей зубьев шестерни и колеса (см. табл. 2.2);

д) из табл. 2.1 определить механические характеристики сталей для шестерни и колеса - σ_B , σ_{-1} ;

е) выбрать из табл. 2.1 предельные значения размеров заготовки шестерни (D - диаметр) и колеса (S - толщина обода или диска).

2 Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$.

Допускаемые контактные напряжения при расчетах на прочность определяются отдельно для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$ в следующем порядке:

а) Определить коэффициент долговечности для зубьев шестерни K_{HL1} и колеса K_{HL2} :

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_1}}; \quad K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}},$$

где N_{H0} - число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости (см. табл. 2.3); N - число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка), $N=573 \cdot w \cdot L_h$. Здесь w - угловая скорость соответствующего вала, 1/с (см. табл. 1.4); L_h - срок службы привода (ресурс), ч (принять $L_h = 12000 \dots 18000$ часов).

Для нормализованных или улучшенных колес $1 < K_{HL} < 2.6$; для колес с поверхностной закалкой $1 < K_{HL} < 1.8$.

Если $N > N_{H0}$, то принять $K_{HL} = 1$.

Таблица 2.3 - Значение числа циклов N_{H0}

Средняя твердость поверхностей зубьев	HB _{ср}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC _{3ср}	-	25	32	38	43	47	52	56	60
N_{H0} , млн. циклов		10	16.5	25	36.4	50	68	87	114	143

б) По табл. 2.2 определить допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$, соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений N_{H01} и N_{H02} ;

в) Определить допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$:

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{H01}; \quad [\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{H02}.$$

Цилиндрические и конические зубчатые передачи с прямыми и непрямыми зубьями при HB_{1ср} - HB_{2ср} = 20...50 рассчитывают по меньшему значению $[\sigma]_H$ из полученных для шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$, т. е. по менее прочным зубьям.

Зубчатые передачи с непрямыми зубьями при разности средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса HB_{1ср} - HB_{2ср} > 70 и твердости зубьев колеса H < 350 HB_{2ср} рассчитывают по среднему допускаемому контактному напряжению:

$$[\sigma]_H = 0.5 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}).$$

При этом $[\sigma]_H$ не должно превышать $1.23 \cdot [\sigma]_{H2}$ для цилиндрических косозубых колес и $1.15 \cdot [\sigma]_{H2}$ для конических колес с непрямыми зубьями. В противном случае $[\sigma]_H = 1.23 \cdot [\sigma]_{H2}$ и $[\sigma]_H = 1.15 \cdot [\sigma]_{H2}$.

3 Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_F$.

Проверочный расчет зубчатых передач на изгиб выполняется отдельно для зубьев шестерни и колеса по допускаемым напряжениям изгиба $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$, которые определяются в следующем порядке:

а) коэффициент долговечности для зубьев шестерни K_{FL1} и колеса K_{FL2} :

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_1}}; \quad K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_2}},$$

где $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ - число циклов перемены напряжений для всех сталей, соответствующее пределу выносливости; N - число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка). При твердости $H < 350\text{HB}$ $1 < K_{FL} < 2.08$; при твердости $H > 350\text{HB}$ $1 < K_{FL} < 1.63$. Если $N > N_{F0}$, то принимают $K_{FL} = 1$.

б) допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$ соответствующее пределу изгибной выносливости при числе циклов перемены напряжений N_{F0} (по табл. 2.2);

в) допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ колеса $[\sigma]_{F2}$:

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{F01}; \quad [\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{F02}.$$

Для реверсивных передач $[\sigma]_F$ уменьшают на 25%.

4 Составить табличный ответ (см. табл. 2.4).

Таблица 2.4 - Механические характеристики материалов зубчатой передачи

Элемент передачи	Марка стали	$D_{\text{пред}}$	Термообработка	$HB_{1\text{cp}}$	σ_B	σ_{-1}	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_F$
		$S_{\text{пред}}$		$HB_{2\text{cp}}$	МПа (Н/мм ²)			
Шестерня								
Колесо								

3 Расчет закрытой цилиндрической передачи

Проектный расчет

1 Межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}} \cdot K_{H\beta},$$

где K_a - вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_a = 43$, для прямозубых $K_a = 49.5$;

ψ_a - коэффициент ширины венца колеса, равный 0.28...0.36 - для шестерни, расположенной симметрично относительно опор в проектируемых нестандартных одноступенчатых цилиндрических редукторах; $\psi_a = 0.2...0.25$ - для шестерни, консольно расположенной относительно опор - в открытых передачах. Выбранный интервал значений коэффициента ширины зубчатых колес должен быть округлен до стандартного числа из таблицы 3.1.

Таблица 3.1 - Коэффициент ширины зубчатых колес

ψ_a	0.100	0.125	0.160	0.200	0.315	0.400	0.500
----------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

u - передаточное число редуктора, т.е. $u_{зп}$;

T_2 - вращающий момент на тихоходном валу при расчете редуктора;

$[\sigma]_H$ - допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или среднее допускаемое контактное напряжение;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta} = 1$.

Полученное значение межосевого расстояния a_w для стандартных передач округлить до ближайшего большего числа по табл. 3.2.

Таблица 3.2 - Стандартный ряд межосевых расстояний, мм

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-	200
2-й ряд	-	-	-	-	-	-	140	-	180	-
1-й ряд	-	250	-	315	-	400	-	500	-	630
2-й ряд	225	-	280	-	355	-	450	-	560	-

Примечание. При выборе межосевого расстояния 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

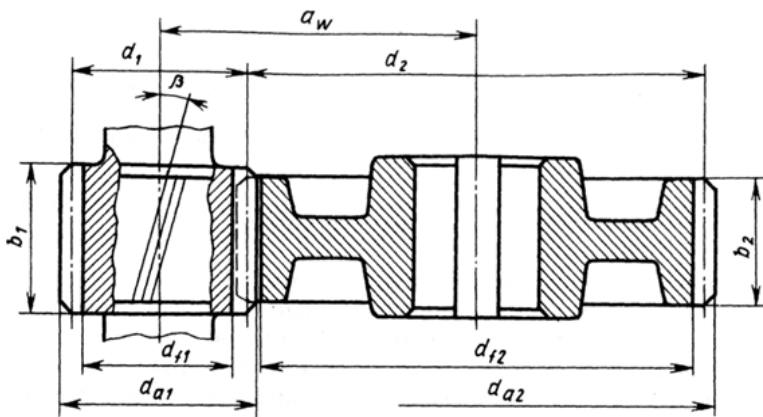


Рисунок 3.1 - Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

2 Модуль зацепления m , мм:

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F},$$

где K_m - вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_m = 5.8$, для прямозубых $K_m = 6.8$;

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u}{u + 1} - \text{делительный диаметр колеса};$$

$b_2 = \psi_a \cdot a_w$ - ширина венца колеса;

$[\sigma]_F$ - допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом;

Полученное значение модуля m округлить в большую сторону до стандартного из ряда чисел по таблице 3.3.

Таблица 3.3 - Стандартный ряд модулей для зубчатых колес, мм

1-й ряд	1	-	1.25	-	1.5	-	2	-	2.5
2-й ряд	-	1.125	-	1.375	-	1.75	-	2.25	-
1-й ряд		3.15		4		5		6	
2-й ряд	2.75		3.5		4.5		5.5		7

Примечание. При выборе модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

В силовых зубчатых передачах при твердости колес $HВ \leq 350$ принять $m \geq 1$ мм; при твердости одного из колес $HВ \geq 45 HRC_3$ принять $m \geq 1.5$ мм.

В открытых передачах расчетное значение модуля m увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

3 Угол наклона зубьев $\beta_{\min}$ для косозубых передач:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3.5 \cdot m}{b_2}.$$

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают $\beta = 8 \dots 16^\circ$, но из-за роста осевых сил F_a в зацеплении желательно получить его меньшие значения, варьируя величиной модуля m и шириной колеса b_2 .

4 Суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$\text{для прямозубых колес: } z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m};$$

$$\text{для косозубых колес: } z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}.$$

Полученное значение z_{Σ} округлить в меньшую сторону до целого числа.

5 Уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач:

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_{\Sigma} \cdot m}{2 \cdot a_w}\right).$$

Точность вычисления угла β до пятого знака после запятой.

6 Число зубьев шестерни: $z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u}.$

Значение z_1 округлить до ближайшего целого числа. Из условий уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_1 > 17$.

7 Число зубьев колеса: $z_2 = z_{\Sigma} - z_1;$

8 Фактическое передаточное число u_{ϕ} и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_{\phi} = z_2 / z_1; \quad \Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100 \leq 4\%.$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа Δu пересчитать z_1 и z_2 .

9 Фактическое межосевое расстояние:

для прямозубых передач: $a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2};$

для косозубых передач: $a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cos \beta}.$

10 Фактические основные геометрические параметры передачи, мм.

Таблица 3.4 - Расчет основных параметров колес

Параметр		Шестерня		Колесо	
		прямозубая	косозубая	прямозубое	косозубое
Диаметр	делительный	$d_1 = m \cdot z_1$	$d_1 = m \cdot z_1 \cdot \cos \beta$	$d_2 = m \cdot z_2$	$d_2 = m \cdot z_2 \cdot \cos \beta$
	вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$		$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	
	впадин зубьев	$d_{f1} = d_1 - 2.4 \cdot m$		$d_{f2} = d_2 - 2.4 \cdot m$	
Ширина венца		$b_1 = 1.15 \cdot b_2$		$b_2 = \psi_a \cdot a_w$	

Дальнейшие расчеты и конструирование ведутся по фактическим межосевому расстоянию a_w и основным параметрам передачи.

Точность вычисления всех диаметров колес до 0.01 мм.

Проверочный расчет

11 Проверить межосевое расстояние: $a_w = (d_1 + d_2)/2$.

12 Проверить контактные напряжения σ_H , Н/мм².

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_\phi + 1)}{d_2 \cdot b_2}} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \leq [\sigma]_H ,$$

где K - вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K = 376$, для прямозубых $K = 436$;

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} - \text{окружная сила в зацеплении, Н};$$

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$. Для косозубых $K_{H\alpha}$ определяется по графику на рисунке 3.2 в зависимости от окружной скорости колес $V = \frac{w_2 \cdot d_2}{2}$, и степени точности передачи (табл. 3.5);

K_{Hv} - коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (табл. 3.6);

w_2 - угловая скорость вала колеса редуктора или открытой передачи.

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_2 . Если эта мера не даст должного результата, то либо надо увеличить межосевое расстояние a_w , либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передачи.

14 Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} колеса σ_{F2} :

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где m - модуль зацепления;

b_2 - ширина зубчатого венца колеса;

F_t - окружная сила в зацеплении.

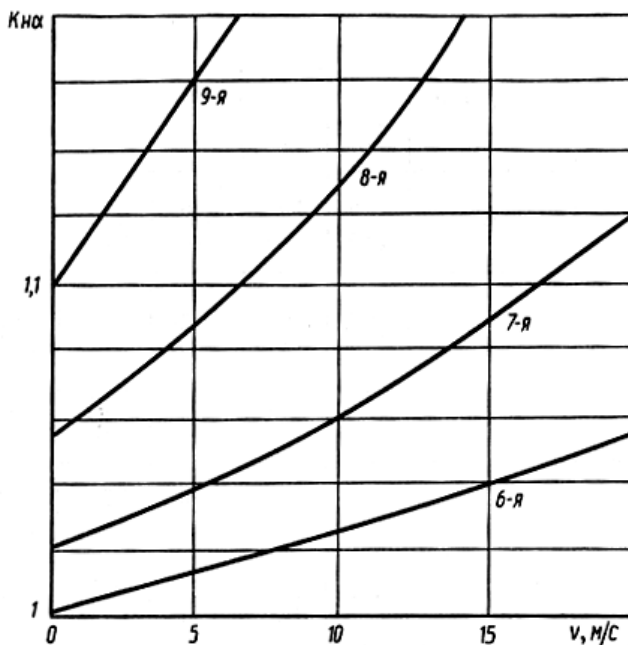


Рисунок 3.2 - График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ по кривым степени точности

Таблица 3.5 - Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости V , м/с, вращения колес			
	прямозубых		косозубых	
	цилиндри- ческих	конических	цилиндри- ческих	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	» 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1.5	» 4	» 3

Таблица 3.6 - Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV} при $HB \leq 350$

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость V , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	K_{HV}	$\frac{1.03}{1.01}$	$\frac{1.06}{1.02}$	$\frac{1.12}{1.03}$	$\frac{1.17}{1.04}$	$\frac{1.23}{1.06}$	$\frac{1.28}{1.07}$
	K_{FV}	$\frac{1.06}{1.02}$	$\frac{1.13}{1.05}$	$\frac{1.26}{1.10}$	$\frac{1.40}{1.15}$	$\frac{1.58}{1.20}$	$\frac{1.67}{1.25}$
7	K_{HV}	$\frac{1.04}{1.02}$	$\frac{1.07}{1.03}$	$\frac{1.14}{1.05}$	$\frac{1.21}{1.06}$	$\frac{1.29}{1.07}$	$\frac{1.36}{1.08}$
	K_{FV}	$\frac{1.08}{1.03}$	$\frac{1.16}{1.06}$	$\frac{1.33}{1.11}$	$\frac{1.50}{1.16}$	$\frac{1.67}{1.22}$	$\frac{1.80}{1.27}$
8	K_{HV}	$\frac{1.04}{1.01}$	$\frac{1.08}{1.02}$	$\frac{1.16}{1.04}$	$\frac{1.24}{1.06}$	$\frac{1.32}{1.07}$	$\frac{1.4}{1.08}$
	K_{FV}	$\frac{1.10}{1.03}$	$\frac{1.20}{1.06}$	$\frac{1.38}{1.11}$	$\frac{1.58}{1.17}$	$\frac{1.78}{1.23}$	$\frac{1.96}{1.29}$
9	K_{HV}	$\frac{1.05}{1.01}$	$\frac{1.1}{1.03}$	$\frac{1.2}{1.05}$	$\frac{1.3}{1.07}$	$\frac{1.4}{1.09}$	$\frac{1.5}{1.12}$
	K_{FV}	$\frac{1.13}{1.04}$	$\frac{1.28}{1.07}$	$\frac{1.50}{1.14}$	$\frac{1.77}{1.21}$	$\frac{1.98}{1.28}$	$\frac{2.25}{1.35}$

Примечание. В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе - для косозубых и колес с круговыми зубьями.

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$. Для косозубых $K_{F\alpha}$ зависит от степени точности передачи, определяемой по таблице 3.5:

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0.72	0.81	0.91	1.00

$K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающих зубьев колес $K_{F\beta} = 1$;

K_{FV} - коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (см. табл. 3.6);

Y_{F1} и Y_{F2} - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются по табл. 3.7 интерполированием в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 для прямозубых колес. Для косозубых - в зависимости от эквивалентного числа

зубьев шестерни $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ и колеса $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$, где β -

угол наклона зубьев;

$Y_\beta = 1 - \beta^0 / 140^0$ - коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес $Y_\beta = 1$;

$[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$ - допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса.

Таблица 3.7 - Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2}

Z или Z_v	Y_F	Z_v	Y_F	Z_v	Y_F	Z_v	Y_F	Z_v	Y_F	Z_v	Y_F
16	4.28	24	3.92	30	3.80	45	3.66	71	3.61	180	3.62
17	4.27	25	3.90	32	3.78	50	3.65	80	3.61	∞	3.63
20	4.07	26	3.88	35	3.75	60	3.62	90	3.60		
22	3.98	28	3.81	40	3.70	65	3.62	100	3.60		
<i>Примечание. Коэффициенты формы зуба Y_F соответствуют коэффициенту смещения инструмента $x=0$.</i>											

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

15 Составить табличный ответ (см табл. 3.8).

Фактическую недогрузку или перегрузку передачи можно подсчитать так:

$$\Delta\sigma_F = \frac{\sigma_F - [\sigma]_F}{[\sigma]_F} \cdot 100\%.$$

И тогда со знаком «-» - недогрузка передачи, со знаком «+» - перегрузка.

В графе «Примечания» к проверочному расчету указывают в процентах фактическую недогрузку или перегрузку передачи по контактным σ_H и изгибным σ_F напряжениям.

Таблица 3.8 - Параметры зубчатой цилиндрической передачи

Проектный расчет				
Параметр	Значение		Параметр	Значение
Межосевое расстояние a_w			Угол наклона зубьев β	
Модуль зацепления m			Диаметр делительной окружности: шестерни d_1 колеса d_2	
Ширина венца: шестерни b_1 колеса b_2				
Число зубьев: ше- стерни z_1 колеса z_2			Диаметр окружности вершин: шестерни d_{a1} колеса d_{a2}	
Вид зубьев			Диаметр окружности впадин: шестерни d_{f1} колеса d_{f2}	
Проверочный расчет				
Параметр	Допускаемые значение		Расчетные значения	Примеча- ния
Контактные напряжения σ , МПа				
Напряжения изгиба, МПа	σ_{F1}			
	σ_{F2}			

4 Расчет открытых передач с гибкой связью

4.1 Расчет передач трением

Ременные передачи относятся к категории быстроходных передач, и поэтому в проектируемых приводах они приняты первой ступенью. Исходными данными для расчета ременных передач являются номинальная мощность $P_{\text{ном}}$ и номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$ двигателя.

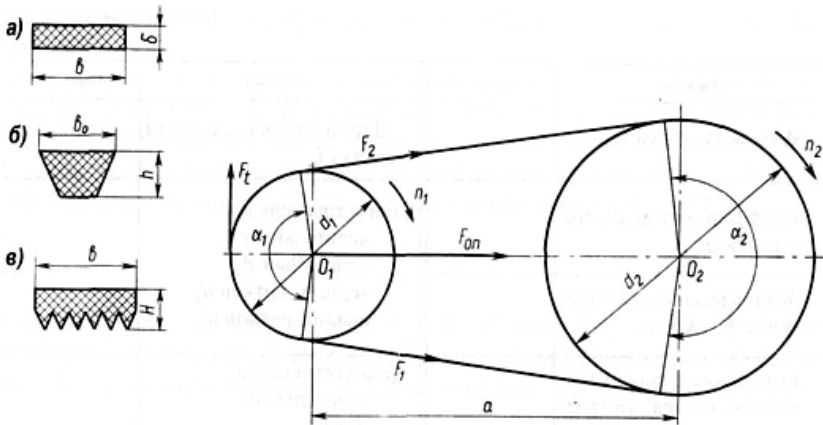


Рисунок 4.1 - Геометрические и силовые параметры ременной передачи. Сечение ремня:
а - плоского; б - клинового; в - поликлинового

В разрабатываемых проектах конструируются ременные передача и открытого типа (оси валов параллельны, вращение шкивов в одном направлении) с прорезиненными ремнями плоского, клинового и поликлинового сечений (рис. 4.1).

Расчет ременных передач проводится в два этапа: первый - проектный расчет с целью определения геометрических параметров передачи; второй - проверочный расчет ремней на прочность.

4.1.1 Расчет плоскоременной передачи

Проектный расчет

1 Определить диаметр ведущего шкива d_1 .

Из условия долговечности для проектируемых кордшнуровых ремней $d_1 = (35 \dots 70) \cdot \delta$, где толщину ремня δ выбрать по табл. 4.1. Полученное значение d_1 округлить до ближайшего стандартного по табл. 4.13.

Таблица 4.1 - Расчетные параметры кордшнурового прорезиненного ремня

δ , мм	d_1 , мм	σ_0 , Н/мм ²	$[k_0]_2$, Н/мм ²
2.8	100	2	0.9
2.8	180	2	1.6
2.8	200	2	2.32

2 Определить диаметр ведомого шкива d_2 :

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

где u - передаточное число ременной передачи (см. табл. 1.4); $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$ - коэффициент скольжения. Полученное значение d_2 округлить до ближайшего стандартного по табл. 4.13.

3 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu и от заданного u :

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%$$

4 Определить ориентировочное межосевое расстояние a :

$$a \geq 1.5 \cdot (d_1 + d_2).$$

5 Определить расчетную длину ремня l :

$$l = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}.$$

Полученное значение l , мм, принять по стандарту из ряда чисел: 500, 550, 600, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000.

6 Уточнить значение межосевого расстояния a по стандартной длине l :

$$a = \frac{1}{8} \cdot \{2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}\}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0.01 \cdot l$ для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0.025 \cdot l$.

7 Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Угол α_1 должен быть $\geq 150^\circ$.

8 Определить скорость ремня V , м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [V],$$

где d_1 и n_1 - соответственно диаметр ведущего шкива и его частота вращения; $[V] = 35$ м/с - допускаемая скорость.

9 Определить частоту пробегов ремня U , с^{-1} :

$$U = l / V \leq [U],$$

где $[U] = 15 \text{ с}^{-1}$ - допускаемая частота пробегов; l - стандартная длина ремня.

Соотношение $U \leq [U]$ условно выражает долговечность ремня и его соблюдение гарантирует срок службы 1000...5000 часов.

10 Определить окружную силу F_t , передаваемую ремнем:

$$F_t = \frac{P_{\text{ном}}}{V},$$

где $P_{\text{ном}}$ - номинальная мощность двигателя, Вт (см. табл. 1.4); V - скорость ремня.

11 Определить допускаемую удельную окружную силу $[k_n]$, Н/мм²:

$$[k_n] = [k_0] \cdot C_\theta \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_d \cdot C_F,$$

где $[k_0]$ - допускаемая приведенная удельная окружная сила, Н/мм². Определяется по табл. 4.1 интерполированием в зависимости от диаметра ведущего шкива d_1 , C - поправочные коэффициенты (см. табл. 4.2).

12 Определить ширину ремня b :

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot [k_n]}.$$

Ширину ремня b округлить до стандартного значения:

b , мм	32	40	50	63	71	80	90	100
B , мм	40	50	63	71	80	90	100	112

Здесь B - стандартное значение ширины шкива (см табл. 10.2).

13 Определить площадь поперечного сечения ремня A :

$$A = \delta \cdot b.$$

14 Определить силу предварительного натяжения ремня F_0 :

$$F_0 = A \cdot \sigma_0,$$

где σ_0 , Н/мм² - предварительное напряжение (см. табл. 4.1).

15 Определить силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

16 Определить силу давления ремня на вал $F_{оп}$:

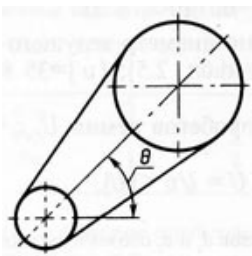
$$F_{оп} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right),$$

где α_1 - угол обхвата ремнем ведущего шкива.

Таблица 4.2 - Значения поправочных коэффициентов С

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p								
Характер нагрузки		спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями			ударная и резко неравномерная	
C_p		1	0.9	0.8			0.7	
Примечание. При двухсменной работе C_p следует понизить на 0.1; при трехсменной - на 0.2.								
Коэффициент угла обхвата α_1 , на меньшем шкиве C_α								
Угол обхвата α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
C_α	для плоских ремней	1	0.97	0.94	0.91	-	-	-
	для клиновых и поликлиновых ремней	1	0.98	0.95	0.92	0.89	0.86	0.83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_v								
Скорость ремня V , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_v	для плоских ремней	1.04	1.03	1	0.95	0.88	0.79	0.68
	для клиновых и поликлиновых ремней	1.05	1.04	1	0.94	0.85	0.74	0.6

Продолжение табл. 4.2

Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту C_θ								
Угол наклона θ , град			0...60		60...80		80...90	
C_θ			1		0.9		0.8	
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня l_p к базовой l_0								
Отношение l_p / l_0			0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.4
C_l	для клинового ремня нормального сечения		0.82	0.89	0.95	1	1.04	1.07
	Для клинового узкого и поликлинового ремней		0.85	0.91	0.96	1	1.03	1.06
Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива C_d								
Диаметр шкива			15	20	40	60	90	120 и более
C_d			0.6	0.8	0.95	1	1.1	1.2
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточненными нитями плоского ремня $C_F = 0.85$								
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z								
Ожидаемое число ремней			2...3		4...5		6	
C_z			0.95		0.9		0.85	

Проверочный расчет

17 Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви $\sigma_{\max}$, Н/мм²:

$$\sigma_{\max} = \sigma_l + \sigma_{\text{и}} + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где а) σ_l - напряжение растяжения, Н/мм²;

$$\sigma_l = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} \quad \text{- в плоском и поликлиновом ремне;}$$

$$\sigma_l = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A} \quad \text{- в клиновом ремне.}$$

б) $\sigma_{\text{и}}$ - напряжения изгиба, Н/мм²;

$$\sigma_{\text{и}} = E_{\text{и}} \frac{\delta}{d_1} \quad \text{- в плоском ремне;}$$

$$\sigma_{\text{и}} = E_{\text{и}} \frac{h}{d_1} \quad \text{- в клиновом;}$$

$$\sigma_{\text{и}} = E_{\text{и}} \frac{H}{d_1} \quad \text{- в поликлиновом.}$$

Здесь $E_{\text{и}} = 80 \dots 100$ Н/мм² - модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней; h и H - соответственно высота сечения клинового и поликлинового ремней (см. табл. 4.11);

в) $\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}$ - напряжения от центробежных сил, Н/мм². Здесь ρ - плотность материала ремня, кг/м³; $\rho = 1000 \dots 1200$ кг/м³ - для плоских ремней; $\rho = 1250 \dots 1400$ кг/м³ - для клиновых и поликлиновых; V , м/с;

г) $[\sigma]_p$ - допускаемое напряжение растяжения, Н/мм²;

$$[\sigma]_p = 8 \text{ Н/мм}^2 \quad \text{- для плоских ремней;}$$

$$[\sigma]_p = 10 \text{ Н/мм}^2 \quad \text{- для клиновых и поликлиновых ремней.}$$

Если получится $\sigma_{\max} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

18 Составить табличный ответ.

Таблица 4.3 - Параметры плоскоременной передачи, мм

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип ремня		Частота пробегов ремня U , 1/с	
Межосевое расстояние a		Диаметр ведущего шкива d_1	
Толщина ремня δ		Диаметр ведомого шкива d_2	
Ширина ремня b		Максимальное напряжение $\sigma_{\max}$, Н/мм ²	
Длина ремня l		Предварительное натяжение ремня F_0 , Н	
Угол обхвата ведущего шкива α_1 град.		Сила давления ремня на вал $F_{оп}$, Н	

4.1.2 Расчет клиноременной и поликлиноременной передач

Проектный расчет

1 Выбрать сечение ремня.

Тип проектируемой ременной передачи предусмотрен техническим заданием. Выбор сечения ремня произвести по номограмме (см. рис. 4.2-4.4) в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом, P_1 , равной номинальной мощности двигателя $P_{ном}$, и его частоты вращения n_1 об/мин, равной номинальной частоте вращения двигателя $n_{ном}$ (см. табл. 1.4). При этом клиновые ремни нормального сечения О применять только для передач мощностью до 2 кВт.

2 Определить минимально допустимый диаметр ведущего шкива d_{1min} по табл. 4.4 в зависимости от вращающего момента на валу двигателя $T_{дв}$ (см. табл. 1.4), и выбранного сечения ремня.

3 Задаться расчетным диаметром ведущего шкива d_1 .

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром d_1 на 1...2 порядка выше d_{1min} из стандартного ряда (см. табл. 4.13).

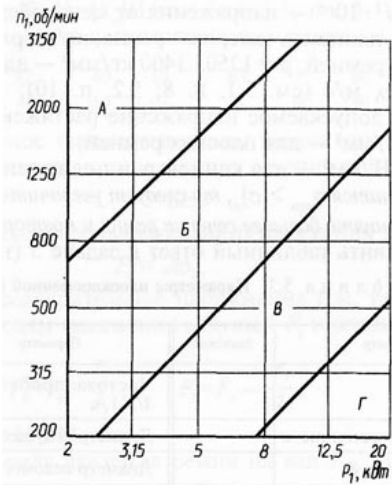


Рисунок 4.2 - Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

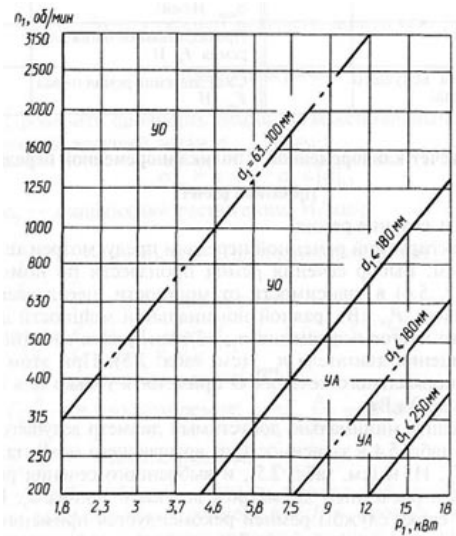


Рисунок 4.3 - Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

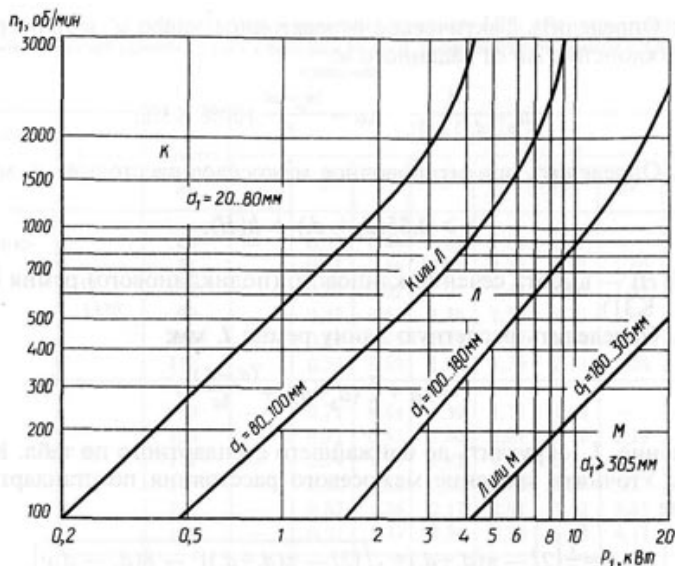


Рисунок 4.4 - Номограмма для выбора поликлиновых ремней

Таблица 4.4 - Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения			Узкого сечения			Поликлиновые		
	О	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
Вращающий момент, Нм	<30	15...60	50...150	<150	90...400	300...2000	<40	18...400	>130
d_{1min} , мм	63	90	125	63	90	140	40	80	180

4 Определить диаметр ведомого шкива d_2 :

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon),$$

где u - передаточное число ременной передачи (см. табл. 1.4); $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$ - коэффициент скольжения. Полученное значение d_2 округлить до ближайшего стандартного по табл. 4.13 (По стандарту расчетные диаметры d_1 и d_2 обозначены соответственно d_{p1} и d_{p2}).

5 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%.$$

6 Определить ориентировочное межосевое расстояние a :

$$a \geq 0.55(d_1 + d_2) + h(H),$$

где $h(H)$ - высота сечения клинового (поликлинового) ремня (см. табл. 4.11).

7 Определить расчетную длину ремня l :

$$l = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}$$

Значение l округлить до ближайшего стандартного по табл. 4.11.

8 Уточнить значение межосевого расстояния по стандартной длине:

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0.01 \cdot l$ для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0.025 \cdot l$.

9 Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 :

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{d}$$

Угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$.

10 Определить скорость ремня V , м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [V],$$

где d_1 и n_1 - соответственно диаметр ведущего шкива, мм, и его частота вращения, об/мин (см. табл. 1.4); $[V]$ - допускаемая скорость, м/с; $[V] = 25$ м/с - для клиновых ремней; $[V] = 40$ м/с - для узких клиновых и поликлиновых ремней.

11 Определить частоту пробегов ремня U , с^{-1} :

$$U = V / l \leq [U],$$

где $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$ - допускаемая частота пробегов.

Соотношение $U \leq [U]$ условно выражает долговечность ремня и его соблюдение гарантирует срок службы – 1000...5000 часов.

12 Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями $[P_{\pi}]$, кВт:

$$[P_{\pi}] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_{\alpha} \cdot C_l \cdot C_z - \text{клиновым ремнем};$$

$$[P_{\pi}] = [C_p] \cdot C_p \cdot C_{\alpha} \cdot C_l - \text{поликлиновым};$$

где $[P_0]$ - допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями, выбирается интерполированием из табл. 4.5 в зависимости от типа ремня, его сечения, скорости V , м/с, и диаметра ведущего шкива d_1 мм; C - поправочные коэффициенты (см. табл. 4.2).

13 Определить количество клиновых ремней или число клиньев поликлинового ремня z :

$$z = P_{\text{ном}} / [P_{\pi}] - \text{комплект клиновых ремней};$$

$$z = 10 \cdot P_{\text{ном}} / [P_{\pi}] - \text{число клиньев поликлинового ремня},$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность двигателя, кВт; $[P_{\pi}]$ – допускаемая мощность передаваемая ремнями, кВт.

В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принять число клиновых ремней $z \leq 5$ из-за их неодинаковой длины и неравномерности нагружения; число клиньев поликлинового ремня выбирают по таблице 4.11.

При необходимости уменьшить расчетное количество ремней (число клиньев) z следует увеличить диаметр ведущего шкива d_1 или перейти на большее сечение ремня.

Таблица 4.5 - Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем, узким клиновым ремнем, поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Тип ремня	Сечение; l_0 , мм	Диаметр меньшего шкива d_1	Скорость ремня V , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клинов- вой	О 1320	63	—	0.33	0.49	0.82	1.03	1.11	—	—
		71	—	0.37	0.56	0.95	1.22	1.37	1.40	—
		80	—	0.43	0.62	1.07	1.41	1.60	1.65	—
		90	—	0.49	0.67	1.16	1.56	1.73	1.90	1.85
		100	—	0.51	0.75	1.25	1.69	1.94	2.11	2.08
		112	—	0.54	0.80	1.33	1.79	2.11	2.28	2.27
	А 1700	90	—	0.71	0.84	1.39	1.75	1.88	—	—
		100	—	0.72	0.95	1.60	2.07	2.31	2.29	—
		112	—	0.74	1.05	1.82	2.39	2.74	2.82	2.50
		125	—	0.80	1.15	2.00	2.66	3.10	3.27	3.14
		140	—	0.87	1.26	2.17	2.91	3.42	3.67	3.64
		160	—	0.97	1.37	2.34	3.20	3.78	4.11	4.17
	Б 2240	125	—	0.95	1.39	2.26	2.80	—	—	—
		140	—	1.04	1.61	2.70	3.45	3.83	—	—
		160	—	1.16	1.83	3.15	4.13	4.73	4.88	4.47
		180	—	1.28	2.01	3.51	4.66	5.44	5.76	5.53
		200	—	1.40	2.10	3.73	4.95	5.95	6.32	6.23
		224	—	1.55	2.21	4.00	5.29	6.57	7.00	7.07
Узкий клино- вой	УО 1600	63	—	0.68	0.95	1.50	1.80	1.85	—	—
		71	—	0.78	1.18	1.95	2.46	2.73	2.65	—
		80	—	0.90	1.38	2.34	3.06	3.50	3.66	—
		90	—	0.92	1.55	2.65	3.57	4.20	4.50	4.55
		100	—	1.07	1.66	2.92	3.95	4.72	5.20	5.35
		112	—	1.15	1.80	3.20	4.35	5.25	5.85	6.15
		125	—	1.22	1.90	3.40	4.70	5.70	6.42	6.85
	УА 2500	90	—	1.08	1.56	2.57	—	—	—	—
		100	—	1.26	1.89	3.15	4.04	4.46	—	—
		112	—	1.41	2.17	3.72	4.88	5.61	5.84	—
		125	—	1.53	2.41	4.23	5.67	6.0	7.12	7.10
		140	—	1.72	2.64	4.70	6.3	7.56	8.25	8.43
		160	—	1.84	2.88	5.17	7.03	8.54	9.51	9.94
	УБ 3550	140	—	1.96	2.95	5.00	6.37	—	—	—
		160	—	2.24	3.45	5.98	7.88	9.10	9.49	—
		180	—	2.46	3.80	6.70	9.05	10.6	11.4	11.5
		200	—	2.64	4.12	7.3	10.0	11.9	13.1	13.3
		224	—	2.81	4.26	7.88	10.7	13.0	14.6	15.1

Продолжение табл. 4.5

Поликли- новой	К 710	40	0.65	0.90	1.4	2.4	3.2	3.7	—	—
		45	0.7	0.98	1.55	2.7	3.6	4.3	4.9	—
		50	0.76	1.06	1.65	2.9	4.0	4.8	5.3	—
		63	0.85	1.18	1.86	3.4	4.6	5.7	6.4	6.8
		71	0.88	1.25	2.0	3.6	4.9	6.0	6.9	7.4
		80	0.92	1.3	2.05	3.7	5.2	6.4	7.3	7.9
		90	0.95	1.35	2.15	3.9	5.4	6.7	8.0	8.7
		100	0.97	1.38	2.2	4.0	5.6	6.9	9.2	9.1
	Л 1600	80	1.9	2.57	3.9	6.4	7.9	8.3	—	—
		90	2.2	2.96	4.5	7.6	9.7	10.8	—	—
		100	2.3	3.2	5.0	8.6	11.2	12.7	13.0	—
		112	2.54	3.53	5.5	9.6	12.7	14.7	15.3	—
		125	2.7	3.76	5.9	10.4	13.9	16.3	17.4	17.0
		140	2.9	4.04	6.3	11.0	15.0	17.8	19.2	19.0
	М 2240	180	7.1	9.57	14.5	24.0	30.2	32.8	31.8	24.2
		200	7.7	10.56	16.3	27.7	35.8	38.3	40.4	35.4
		224	8.5	11.67	18.0	31.3	41.2	47.5	49.5	46.3

14 Определить силу предварительного натяжения F_0 :

одного клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_{\text{ном}} \cdot C_l}{z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_p};$$

поликлинового ремня

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_{\text{ном}} \cdot C_l}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p},$$

где $P_{\text{ном}}$, кВт; C_p , C_α , C_l см в табл. 4.2.

15 Определить окружную силу, передаваемую комплек-
том клиновых ремней или поликлиновым ремнем F_t :

$$F_t = \frac{P_{\text{ном}}}{V}.$$

16 Определить силы натяжения ведущей F_1 и ведомой
 F_2 ветвей:

одного клинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot z};$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot z};$$

поликлинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2};$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2};$$

17 Определить силу давления ремней на вал F_{on} :

$F_{оп} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$ - комплекта клиновых ремней;

$F_{оп} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$ - поликлинового ремня.

Проверочный расчет

18 Проверить прочность одного клинового или поликлинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , Н/мм² (См ранее методику проверочного расчета для плоскоременной передачи).

19 Составить табличный ответ (см табл. 4.6).

Таблица 4.6 - Параметры клиноременной (поликлиноременной) передачи, мм

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип ремня		Частота пробегов ремня U, 1/с	
Сечение ремня		Диаметр ведущего шкива d ₁	
Количество ремней (число клиньев) z		Диаметр ведомого шкива d ₂	
Межосевое расстояние a		Максимальное напряжение σ_{max} , Н/мм ²	
Длина ремня l		Предварительное натяжение ремня F ₀ , Н/мм ²	
Угол обхвата малого шкива α , град.		Сила давления ремня на вал F _{оп} , Н	

4.2 Расчет передач зацеплением

В проектируемых приводах открытые передачи зацеплением являются второй ступенью. К ним относятся зубчатые (цилиндрические и конические) передачи и цепные передачи

однорядной роликовой цепью по ГОСТ 13568-75 (табл. 4.12). Расчет передач зацеплением приводится в два этапа: первый - проектный с целью определения геометрических параметров передачи, второй - проверочный расчет зубьев зубчатых передач на выносливость по контактным и изгибным напряжениям и цепи цепной передачи на прочность и износостойкость.

4.2.1 Расчет цепной передачи

Проектный расчет

1 Определить шаг цепи p , мм:

$$p \geq 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{\odot}}{V \cdot z_1 \cdot [p_u]}}$$

где а) T_1 - вращающий момент на ведущей звездочке (равный T_2 на тихоходном валу редуктора) (см. табл. 1.4);

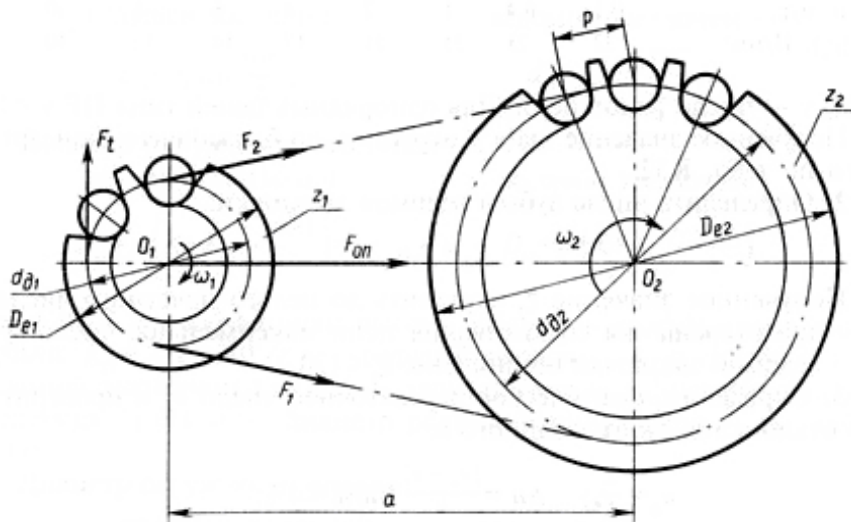


Рисунок 4.5 - Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Таблица 4.7 - Значения поправочных коэффициентов К

Условия работы передачи			Коэффициент	
			обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная Переменная или толчкообразная		K_d	1 1.2...1.5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами Нажимными звездочками Нерегулируемые передачи		K_{per}	1 0.8 1.25
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	$\theta = 0...40$	k_b	1.15
		$\theta = 40...90$		1.05
		$\theta \leq 60$ $\theta > 60$	K_θ	1 1.25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне или от насоса)		K_c	0.8
	Капельный			1
	Периодический			1.5
Режим работы	Односменная		K_p	1
	Двухсменная			1.25
	Трёхсменная			1.5

Таблица 4.8 - Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_c]$, Н/мм²

Шаг цепи p , мм	При частоте вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	
12.7; 15.875	35	31.5	28.5	26	24	22.5	21	18.5	
19.05; 25.4	35	30	26	23.5	21	19	17.5	15	
31.75; 38.1	35	29	24	21	18.5	16.5	15	-	
44.45; 50.8	35	26	21	17.5	15	-	-	-	

б) K_γ - коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи (табл. 4.7):

$$K_\gamma = K_d \cdot K_c \cdot K_\theta \cdot K_{per} \cdot K_p ;$$

в) z_1 - число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u,$$

где u - передаточное число цепной передачи (см. табл. 1.4).

Полученное значение z_1 округлить до целого нечетного числа, что в сочетании с нечетным числом зубьев ведомой звездочки z_2 и четным числом звеньев цепи l_p обеспечит более равномерное изнашивание зубьев;

г) $[p_u]$ - допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм², зависит от частоты вращения ведущей звездочки n_1 об/мин (равной частоте вращения n_2 тихоходного вала редуктора - см. табл. 1.4), ожидаемого шага цепи и выбирается интерполированием из табл. 4.8. Допускаемое давление $[p_u]$ можно предварительно определить и по скорости цепи V , полагая, что она будет того же порядка, что и скорость тягового органа рабочей машины:

$V, \text{ м/с}$	0.1	0.4	1	2	4	6	8	10
$[p_u], \text{ Н/мм}^2$	32	28	25	21	17	14	12	10

д) v - число рядов цепи. Для однорядных цепей типа ПР $v=1$.

Полученное значение шага p округлить до ближайшего стандартного по табл. 4.12.

2 Определить число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

Полученное значение z_2 округлить до целого нечетного числа. Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено: $z_2 \leq 120$.

3 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100 \% \leq 4\%.$$

4 Определить оптимальное межосевое расстояние a .
Из условия долговечности цепи $a=(30...50) \cdot p$, где p - стандарт-

ный шаг цепи. Тогда $a_p = \frac{a}{p} = 30...50$ - межосевое расстояние в шагах.

5 Определить число звеньев цепи l_p :

$$l_p = 2 \cdot a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{[(z_2 - z_1) / 2\pi]^2}{a_p}.$$

Полученное значение l округлить до целого четного числа.

6 Уточнить межосевое расстояние a_p в шагах:

$$a_p = 0.25 \cdot \left\{ l_p - 0.5 \cdot (z_2 + z_1) + \sqrt{[l_p - 0.5 \cdot (z_2 + z_1)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\}.$$

Полученное значение a_p не округлять до целого числа.

7 Определить фактическое межосевое расстояние a :

$$a = a_p \cdot p.$$

Значение a не округлять до целого числа. Так как ведомая (свободная) ветвь цепи должна провисать примерно на $0.01 \cdot a$, то для этого при монтаже передачи надо предусмотреть возможность уменьшения действительного межосевого расстояния на $0.005 \cdot a$. Таким образом, монтажное межосевое расстояние $a_m = 0.995 \cdot a$.

8 Определить длину цепи l :

$$l = l_p \cdot p.$$

Полученное значение l не округлять до целого числа.

9 Определить диаметры звездочек.

Диаметр делительной окружности:

ведущей звездочки	ведомой звездочки
$d_{\partial 1} = p / \sin \frac{180^\circ}{z_1};$	$d_{\partial 2} = p / \sin \frac{180^\circ}{z_2};$

Диаметр окружности выступов:

ведущей звездочки	ведомой звездочки
$D_{e1} = p \left(K + K_{z1} - \frac{0.31}{\lambda} \right);$	$D_{e2} = p \left(K + K_{z2} - \frac{0.31}{\lambda} \right),$

где $K = 0.7$ - коэффициент высоты зуба; K_z - коэффициент числа зубьев: $K_{z1} = \text{ctg}(180^\circ/z_1)$ - ведущей звездочки, $K_{z2} = \text{ctg}(180^\circ/z_2)$ - ведомой звездочки; $\lambda = p/d_1$ - геометрическая характеристика зацепления (здесь d_1 - диаметр ролика шарнира цепи - см. табл. 4.12).

Диаметр окружности впадин:

ведущей звездочки

ведомой звездочки

$$D_{i1} = d_{\vartheta 1} - (d_1 - 0.175\sqrt{d_{\vartheta 1}}); \quad D_{i2} = d_{\vartheta 2} - (d_1 - 0.175\sqrt{d_{\vartheta 2}}),$$

Проверочный расчет

10 Проверить частоту вращения меньшей звездочки n_1 :

$$\mathbf{n}_1 \leq [\mathbf{n}]_1,$$

где n_1 - частота вращения тихоходного вала редуктора, об/мин (на этом валу расположена меньшая звездочка), - см. табл. 1.4; $[n]_1 = 15 \cdot 10^3 / p$ - допускаемая частота вращения. Здесь p - в мм.

11 Проверить число ударов цепи о зубья звездочек U , с^{-1} :

$$U \leq [U],$$

где $U = 4 \cdot z_1 \cdot n_1 / (60 \cdot l_p)$ - расчетное число ударов цепи;
 $[U] = 508/p$ - допускаемое число ударов. Здесь p - в мм.

12 *Определить фактическую скорость цепи V , м/с:*

$$V = \frac{z_1 \cdot p \cdot n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где значения z_1 , p , мм; n_1 , об/мин.

13 Определить окружную силу, передаваемую цепью F_t :

$$F_t = \frac{P_1}{V},$$

где P_1 - мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора) (см. табл. 1.4).

14 Проверить давление в шарнирах цепи p_u , Н/мм²:

$$p_{\text{ц}} = \frac{F_t \cdot K_3}{A} \leq [p_{\text{ц}}],$$

где а) A - площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм²:

$$A = d_1 \cdot b_3,$$

где d_1 и b_3 - соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи, мм (см. табл. 4.12);

б) допускаемое давление в шарнирах цепи $[p_{\text{ц}}]$ уточняют в соответствии с фактической скоростью цепи V , м/с.

Пригодность рассчитанной цепи определяется соотношением $p_{\text{ц}} \leq [p_{\text{ц}}]$. ***Перегрузка цепи ($p_{\text{ц}} > [p_{\text{ц}}]$) не допускается. В таких случаях можно взять цепь типа ПР с большим шагом p и повторить проверку давления $p_{\text{ц}}$ в шарнире; либо увеличить число зубьев ведущей звездочки z_1 рассчитываемой цепи и повторить расчет передачи.***

15 Проверить прочность цепи. Прочность цепи удовлетворяется соотношением $S \geq [S]$, где $[S]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых (втулочных) цепей (см. табл. 4.9); S - расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_0 + F_v}$$

где а) F_p - разрушающая нагрузка цепи, зависит от шага цепи p и выбирается по табл. 4.12;

б) F_t - окружная сила, передаваемая цепью; K_d - коэффициент, учитывающий характер нагрузки (см. табл. 4.7);

в) F_0 - предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (от ее силы тяжести):

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g$$

где K_f - коэффициент провисания; $K_f = 6$ - для горизонтальных передач; $K_f = 3$ - для передач, наклонных к горизонту до 40°; $K_f = 1$ - для вертикальных передач; q - масса 1 м цепи, кг/м (см. табл. 4.12); a - межосевое расстояние, м; $g = 9.81$ м/с² - ускорение свободного падения;

г) F_V - натяжение цепи от центробежных сил:

$$F_V = q \cdot V^2,$$

где V - фактическая скорость цепи.

16 Определить силу давления цепи на вал $F_{он}$:

$$F_{он} = k_b \cdot F_t + 2 \cdot F_0,$$

где k_b - коэффициент нагрузки вала (см. табл. 4.7). При ударной нагрузке табличное значение k_b увеличить на 10...15%.

17 Составить табличный ответ (табл. 4.10).

В графе «Примечание» указать результат выполнения условий проверочного расчета.

Таблица 4.9 - Допускаемый коэффициент запаса прочности [S] для роликовых (втулочных) цепей при $z_1=15...30$

Шаг p, мм	Частота вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12.7	7.1	7.3	7.6	7.9	8.2	8.5	8.8	9.4	10
15.875	7.2	7.4	7.8	8.2	8.6	8.9	9.3	10.1	10.8
19.05	7.2	7.8	8	8.4	8.9	9.4	9.7	10.8	11.7
25.4	7.3	7.8	8.3	8.9	9.5	10.2	10.8	12	13.3
31.75	7.4	7.8	8.6	9.4	10.2	11	11.8	13.4	-
38.1	7.5	8	8.9	9.8	10.8	11.8	12.7	-	-
44.45	7.6	8.1	9.2	10.3	11.4	12.5	-	-	-
50.8	7.7	8.3	9.5	10.8	12	-	-	-	-

Таблица 4.10 - Параметры цепной передачи, мм

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип цепи		Диаметр делительной окружности звездочек: ведущей d_{d1} ведомой d_{d2}	
Шаг цепи p			
Межосевое расстояние a			
Длина цепи l		Диаметр окружности выступов звездочек: ведущей D_{e1} ведомой D_{e2}	
Число звеньев l_p			
Число зубьев звездочки: ведущей z_1 ведомой z_2		Диаметр окружности впадин звездочки: ведущей D_{i1} ведомой D_{i2}	
Сила давления цепи на вал $F_{оп}$, Н			
Проверочный расчет			
Параметр	Допускаемое значение	Расчетное значение	Примечание
Частота вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин			
Число ударов цепи U			
Коэффициент запаса прочности S			
Давление в шарнирах цепи p_u , Н/мм ²			

Таблица 4.11 - Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения, мм

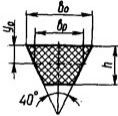
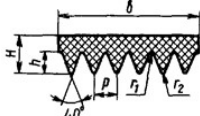
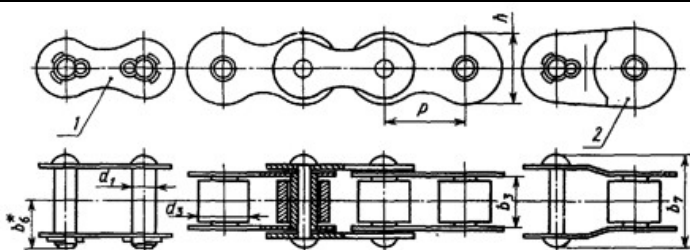
Основные размеры, мм									
	Обозначение сечения ремня								
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284-80			Узкое сечение по ТУ 38-40534-75			Поликлиновое сечение по РТМ 38-40528-74		
	0	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
b _p	8.5	11	14	8.5	11	14	-	-	-
b ₀	10	13	17	10	13	17	-	-	-
g ₀	2.1	2.8	4	2	2.8	3.5	-	-	-
h	6	8	10.5	8	10	13	2.35	4.85	10.35
Площадь сечения А, мм ²	47	81	138	56	95	158	0.5b(2H - h)		
Предельное значение l, мм	400- 2500	560- 4000	800- 6300	630- 3550	800- 4500	1250- 8000	400- 2000	1250- 6000	2000- 6000
Р	-	-	-	-	-	-	2.4	4.8	9.5
Н	-	-	-	-	-	-	4	9.5	16.7
Масса 1 м длины q, кг/м	0.06	0.105	0.18	0.07	0.12	0.2	0.09	0.45	1.6
Примечания: 1. l – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. 2. Стандартный ряд длин l, мм 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 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. 3. (r; r₁) – радиусы закруглений сечений поликлиновых ремней: К(0.2; 0.4), Л(0.4; 0.6); М(0.8; 1.0). 4. z – рекомендуемое число клиньев сечений поликлиновых ремней: К – 2...36, Л – 4...20, М – 2...20.									

Таблица 4.12 - Цепи приводные роликовые нормальной серии
однорядные типа ПР (ГОСТ 13568-75), мм



* – размер для справок;

1 – звено соединительное;

2 – звено переходное

Обозначение цепи	p	h ₃ , не менее	d ₁	d ₃	h, не более	b ₇ , не более	b ₆ , не более	Разрешающая нагрузка, даН, не более	Масса 1 м цепи q, кг
ПР-8-460	8	3	2.31	5	7.5	12	7	460	0.2
ПР-9.525-910	9.525	5.72	3.28	6.35	8.5	17	10	910	0.45
ПР-12.7-900-1	12.7	2.4	3.66	7.75	10	8.7	-	900	0.3
ПР-12.7-900-2	12.7	3.3	3.66	7.75	10	12	7	900	0.35
ПР-12.7-1820-1	12.7	5.4	4.45	8.51	11.8	19	10	1820	0.65
ПР-12.7-1820-2	12.7	7.75	4.45	8.51	11.8	21	11	1820	0.75
ПР-15.875-2300-1	15.785	6.48	5.08	10.16	14.8	20	11	2300	0.8
ПР-15.875-2300-2	15.875	9.65	5.08	10.16	14.8	24	13	2300	1
ПР-19.05-3180	19.05	12.7	5.94	11.91	18.2	33	18	3180	1.9
ПР-25.4-6000	25.4	15.88	7.92	15.88	24.2	39	22	6000	2.6
ПР-31.75-8900	31.75	19.05	9.53	19.05	30.2	46	24	8900	3.8
ПР-38.1-12700	38.1	25.4	11.1	22.23	36.2	58	30	12700	5.5
ПР-44.45-17240	44.45	25.4	12.7	25.4	42.4	62	34	17240	7.5
ПР-50.8-22700	50.8	31.75	14.27	28.58	48.3	72	38	22700	9.7
ПР-63.5-35400	63.5	38.1	19.84	39.68	60.4	89	48	35400	16

Примечания: 1. Допускается снижение разрушающей нагрузки переходных звеньев, кроме двойных, на 20%.

2. Пример условного обозначения цепи нормальной серии шага 19,05 мм с разрушающей нагрузкой 3180 даН: Цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568-75.

3. По ГОСТ 7663-71 приставка «дека» (да) кратна 10.

Таблица 4.13 - Размеры профиля канавок литых и точеных шкивов для клиновых и поликлиновых ремней

Тип ремня	Сечение ремня	t	l_p	p	f	h	Значение α , град			
							34	36	38	40
		Размеры, мм					Расчетные диаметры шкивов d_p , мм			
Клиновой	О	2.5	2.5	12	8	7	63...71	80...100	112...160	180
	А	3.3	11	15	10	8.7	90...112	125...160	180...400	450
	Б	4.2	14	19	12.5	10.8	125...160	180...224	250...500	560
Узкий клиновой	УО	2.5	8.5	12	8	10	63...80	-	> 80	-
	УА	3	11	15	10	13	90...118	-	> 118	-
	УБ	4	14	19	12.5	17	140...190	-	> 190	-
Поликлиновой	К	1	-	2.4	3.5	2.35	-	-	-	40...500
	Л	2.4	-	4.8	5.5	4.85	-	-	-	80...800
	М	3.5	-	9.5	10	10.35	-	-	-	180...1000

Примечания: 1. Расчетные диаметры шкивов d_p выбирают из стандартного ряда 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600.

2. Радиусы закруглений канавок поликлиновых шкивов (r_1 ; r_2) для сечений ремня К(0.3; 0.3), Л(0.5; 0.5), М(1.0; 0.8).

Список литературы

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие /А.Е. Шейнблит. Калининград: Янтар. сказ., 2005. 456 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин /Д.Н. Решетов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. М.: Машиностроение, 1990. 427 с.
4. Романов М.Я. Сборник задач по деталям машин: учеб. пособие для учащихся техникумов / М.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
5. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроит. спец. вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. М.: Высш. шк., 2002. 408 с.
6. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. Минск: УП «Технопринт», 2001. 290 с.
7. Чернин И.М. Расчеты деталей машин / И.М. Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович. Минск: Вышэйш. шк., 1978. 472 с.

Содержание

1 Кинематический расчет	2
1.1 Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя	2
1.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней	5
1.3 Определение силовых и кинематических параметров привода	7
2 Выбор материала для колес редуктора и определение допускаемых напряжений	17
3 Расчет закрытой цилиндрической передачи	24
4 Расчет открытых передач с гибкой связью	35
4.1 Расчет передач трением	35
4.1.1 Расчет плоскоременной передачи	36
4.1.2 Расчет клиноременной и поликлиноременной передач	42
4.2 Расчет передач зацеплением	49
4.2.1 Расчет цепной передачи	50
Список литературы	61

Учебное издание

Методические рекомендации

по контролю знаний студентов
по дисциплине
«Прикладная механика»

для студентов очной формы обучения направления подготовки
13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»
и специальности 14.05.02 «Атомные станции: проектиро-
вание, эксплуатация и инжиниринг»

Составители:

Чаплыгин Андрей Владимирович
Митрохин Виктор Иванович
Ефимова Марина Анатольевна

В авторской редакции

Компьютерный набор Л.П. Солодовниковой

Подписано в печать 00.00.2016.

Формат 60□80/16. Бумага для множительных аппаратов.

Усл. печ. л.0,0. Тираж00 экз.

Зак. № 000

Международный институт компьютерных технологий
394026 Воронеж, ул. Солнечная, 29 б