

**Міністерство освіти і науки України
НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ**



МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра основ конструювання механізмів і машин

РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Методичні вказівки до виконання домашнього завдання для студентів, що навчаються за напрямками «Гірництво», «Переробка корисних копалин», «Автомобільний транспорт» та «Транспортні технології»

**Дніпропетровськ
2009**

Розрахунок циліндричної зубчастої передачі. Методичні вказівки до виконання домашнього завдання для студентів, що навчаються за напрямами «Гірництво», «Переробка корисних копалин», «Автомобільний транспорт» та «Транспортні технології». / Упоряд.: К.А. Зіборов, І.М. Мацюк, Е.М. Шляхов. – Д.: НГУ, 2009. – 28 с.

Упорядники:

К.А. Зіборов, канд. техн. наук, доц. (розділи 1-4);

І.М. Мацюк, канд. техн. наук, доц. (розділ 10);

Е.М. Шляхов, доц. (розділи 5-9).

Затверджено методичною комісією зі спеціальності „Розробка родовищ корисних копалин” (протокол № 2 від 27.03.07) за поданням кафедри основ конструювання механізмів і машин (протокол № 4 від 19.12.06).

Подано методичні вказівки до виконання домашнього завдання по курсу «Теорія механізмів і машин та деталі машин» з розрахунку циліндричної зубчастої передачі. Наведено приклад розрахунку. Призначено для студентів, що навчаються за напрямами «Гірництво», «Переробка корисних копалин», «Автомобільний транспорт» та «Транспортні технології».

Відповідальний за випуск завідувач кафедри основ конструювання механізмів і машин канд. техн. наук, доц. К.А. Зіборов.

Расчет цилиндрической зубчатой передачи

Методические указания к выполнению домашнего задания для студентов, обучающихся по направлениям «Гірництво», «Переробка корисних копалин», «Автомобільний транспорт» и «Транспортні технології».

1. Общие положения

Цель задания – закрепление теоретических знаний студентов и получение ими практических навыков по методике расчета цилиндрических зубчатых передач.

Содержание задания:

1. Исходные данные к расчету (выбираются студентами по указанию преподавателя из настоящего методического пособия).

2. Расчетная часть:

- Выбор электродвигателя и кинематический расчет;
- Материалы зубчатых колес
- Режим работы
- Допускаемые напряжения
- Коэффициенты нагрузки
- Определение основных параметров цилиндрической передачи
- Геометрический расчет цилиндрической передачи
- Размеры элементов, необходимые для выполнения рабочего чертежа колеса

3. Графическая часть:

Рабочий чертеж колеса, выполняемый на листе ватмана формата А3.

Пояснительная записка выполняется на стандартных листах бумаги (формат А4). Все страницы нумеруются. Записка должна иметь типовый титульный лист, вариант задания с исходными данными, краткие пояснения к решениям и расчетам, а в конце – список использованной литературы.

Предполагается, что расчет распространяется на стальные прямозубые, косозубые и шевронные передачи одноступенчатых редукторов при соблюдении следующих условий:

- 1) валы опираются на подшипники качения;
- 2) корпус защищен от проникновения внутрь грязи и воды и обладает достаточной жесткостью;
- 3) зубья смазываются маслом;
- 4) среда химически неагрессивная;
- 5) температура масла в корпусе не выше 95°C;
- 6) степень точности по нормам плавности и контакта 6-9 по ГОСТ 1643-81.

Основные индексы:

- 1- относящийся к шестерне – зубчатому колесу передачи с меньшим числом зубьев;
 - 2- относящийся к колесу – зубчатому колесу с большим числом зубьев;
- (штрих) – предварительно выбранное значение величины, подлежащее уточнению.

Средняя величина указывается чертой над буквой, обозначающей переменную.

Для определения основных параметров передачи в качестве проектного расчета выполняют расчет на контактную выносливость.

Расчет на изгибную выносливость выполняют для определения модуля передачи, как проверочный.

2. Исходные данные к расчету

В качестве исходных задают следующие параметры;

- крутящий момент на колесе - T_2 , Нм;
- частота вращения колеса - n_2 , об/мин;
- синхронная частота вращения электродвигателя - n_{1c} , об/мин;
- ресурс - t_Σ , ч;
- класс нагрузки;
- вид зубьев (прямые, косые или шевронные).

3. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

Мощность на валу двигателя
$$P_{\text{дв}} = \frac{T_2 \cdot \pi \cdot n_2}{30\eta},$$

где η - КПД передачи, который принимают в пределах 0,95-0,97.

По полученному значению мощности выбирают электродвигатель. При этом необходимо знать, что большой запас мощности приводит к большим динамическим нагрузкам на детали привода, снижает $\cos \varphi$ в электросистеме, а также, что допускается перегрузка двигателя до 5...8% при постоянной нагрузке и до 10...12% - при переменной.

В качестве двигателей применяют, в основном, закрытые обдуваемые трехфазные асинхронные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А общего назначения.

Основные параметры двигателей серии 4А при номинальной нагрузке для интервала мощностей 0,55-22 кВт приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Мощность двигателя, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер двигателя	$s, \%$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типоразм. двигателя	$s, \%$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типоразм. двигателя	$s, \%$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типоразмер двигателя	$s, \%$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$
0,55	4A63B2Y3	8,5	2,0	4A71A4Y3	7,3	2,0	4A71B6Y3	10	2,0	4A80B8Y3	9,0	1,6
0,75	4A71A2Y3	5,9	2,0	4A71B4Y3	7,5	2,0	4A80A6Y3	8,4	2,0	4A90LA8Y3	6,0	1,6
1,1	4A71B2Y3	6,3	2,0	4A80A4Y3	5,4	2,0	4A80B6Y3	8,0	2,0	4A90LB8Y3	7,0	1,6
1,5	4A80A2Y3	4,2	2,0	4A80B4Y3	5,8	2,0	4A90L6Y3	6,4	2,0	4A100L8Y3	7,0	1,6
2,2	4A80B2Y3	4,3	2,0	4A90L4Y3	5,1	2,0	4A100L6Y3	5,1	2,0	4A112M8Y3	6,0	1,8
3,0	4A90L2Y3	4,3	2,0	4A100S4Y3	4,4	2,0	4A112MA6Y3	4,7	2,0	4A112MB8Y3	5,8	1,8
4,0	4A100S2Y3	3,3	2,0	4A100L4Y3	4,7	2,0	4A112MI6Y3	5,1	2,0	4A132S8Y3	4,1	1,8
5,5	4A100L2Y3	3,4	2,0	4A112M4Y3	3,7	2,0	4A132S6Y3	3,3	2,0	4A132M8Y3	4,1	1,8
7,5	4A112M2Y3	2,5	2,0	4A132S4Y3	3,0	2,0	4A132M6Y3	3,2	2,0	4A160S8Y3	2,5	1,4
11	4A132M2Y3	2,3	1,6	4A132M4Y3	2,8	2,0	4A160S6Y3	2,7	1,2	4A160M8Y3	2,5	1,4
15	4A160S2Y3	2,1	1,4	4A160S4Y3	2,3	2,0	4A160M6Y3	2,6	1,2	4A180M8Y3	2,5	1,2
18,5	4A160M2Y3	2,1	1,4	4A160B4Y3	2,2	2,0	4A180M6Y3	2,7	1,2	4A200M8Y3	2,3	1,2
22	4A180S2Y3	2,0	1,4	4A180S4Y3	2,0	2,0	4A200M6Y3	2,8	1,2	4A200L8Y3	2,7	1,2

Примечание: В типоразмерах двигателей цифра 4 означает порядковый номер серии, А – род двигателя – асинхронный, Буква А на третьем месте означает, что станина и щиты двигателя алюминиевые; если станина алюминиевая, а щиты чугунные, то это отмечается буквой Х; отсутствие этих букв означает, что станина и щиты чугунные или стальные. Двух- или трехзначное число указывает высоту оси вращения. Буквы L,S или М указывают установочный размер по длине станины. Буквами А или В отмечается длина сердечника статора. Цифры 2,4,6 или 8 означают число полюсов. Последние две буквы (УЗ) показывают, что двигатель предназначен для работы в зонах с умеренным климатом.

Фактическая частота вращения входного вала

$$n_1 = n_{1c} \left(1 - \frac{s}{100}\right), \text{ об/мин.}$$

Передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2}.$$

Полученное значение должно быть согласовано с единым рядом (допускаемое отклонение от номинальных значений $\pm 4\%$): 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3.

Крутящий момент на входном валу

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta}$$

4. Материалы зубчатых колес

Зубчатые колеса передач и редукторов в большинстве случаев изготавливают из сталей, подвергнутых термическому или химико-термическому упрочнению.

Условно зубчатые колеса делят на две группы:

- 1) с твердостью активных поверхностей зубьев $\leq HB350$ - нормализованные, улучшенные;
- 2) с твердостью $> HB350$ - закаленные, цементированные, нитроцементированные, азотированные.

Считается, что зубья первой группы способны к приработке, а второй – нет.

Для первой группы с целью ускорения приработываемости, выравнивая долговечности, следует принимать

$$\overline{HB}_1 - \overline{HB}_2 \geq 30..40.$$

Механические характеристики некоторых сталей, применяемых для зубчатых колес, приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Марка стали	Диаметр, мм	Ширина, мм	НВ сердцевины	HRC поверхности	σ_B	σ_T	Термическая обработка
					МПа		
35	Любой	Любая	163-192	-	550	270	Нормализация
45	Любой	Любая	179-207	-	600	320	Нормализация
45	125	80	235-262	-	780	540	Улучшение
45	80	50	269-302	-	890	650	Улучшение
40X	200	125	235-262	-	790	640	Улучшение
40X	125	80	269-302	-	900	750	Улучшение
40X	125	80	269-302	45-50	900	750	Улучшение+ТВЧ
35XM	315	200	235-262	-	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269-302	-	920	790	Улучшение
35XM	200	125	269-302	48-53	920	790	Улучшение+ТВЧ
40XH	315	200	235-262	-	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269-302	-	920	750	Улучшение
40XH	200	125	269-302	48-53	920	750	Улучшение+ТВЧ

5. Режим работы

Большинство режимов работы редукторов укладываются в шесть типовых режимов нагружения. Для каждого режима (класса) в табл. 3 приведены значения коэффициентов эквивалентности, а также коэффициентов режима x .

Коэффициенты долговечности определяют по формулам

$$K_{HD} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} \leq 1; \quad K_{FD} = K_{FE} \sqrt[m]{\frac{N}{N_{FG}}} \leq 1,$$

где N - суммарное число циклов (наработка);

N_{HG} - база контактных напряжений, зависящая от твердости материала;

N_{FG} - база изгибных напряжений;

$m = 6$ при нормализации, улучшении, азотировании;

$m = 9$ при закалке и цементации.

Таблица 3.

Класс нагрузки	K_{HE}	$t_{\Sigma}, ч$	x	K_{FE}	
				$HB \leq 350$ $m = 6$	$HRC \geq 40$ $m = 9$
H1,0	1,0	32000	1,0	1,0	1,0
H0,8	0,8	16000	0,75	0,81	0,84
H0,63	0,63	8000	0,5	0,725	0,775
H0,56	0,56	4000	0,4	0,68	0,745
H0,5	0,5	2000	0,315	0,645	0,715
H0,4	0,4	1000	0,2	0,575	0,665
H0,315	0,315	500	0,125	0,51	0,615

Нарработка

$$N = 60t_{\Sigma}n,$$

где n - частота вращения зубчатого колеса.

Если передача работает в реверсивном режиме, то наработку уменьшают вдвое.

Базу контактных напряжений определяют по формуле

$$N_{HG} = 30\overline{HB}^{2,4}.$$

Для всех марок сталей

$$N_{FG} = 4 \cdot 10^6.$$

6. Допускаемые напряжения

Если при выборе материала соблюдалось условие

$$HB_1 - HB_2 < 70,$$

то в большинстве случаев менее прочным элементом является колесо и допускаемое контактное напряжение определяют по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{s_H},$$

где σ_{Hlim2} – предел длительной контактной выносливости колеса;

s_H – коэффициент безопасности по этим напряжениям.

Допускаемое изгибное напряжение

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim2}^0}{s_F},$$

где σ_{Flim2}^0 – предел длительной выносливости колеса по изгибным напряжениям;

s_F – коэффициент безопасности.

Пределы длительной выносливости принимают по табл. 4 и 5.

Таблица 4.

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	σ_{Hlim} , МПа
Нормализация или улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$2\overline{HB} + 70$
Объемная закалка	$HRC38 - 50$		$18\overline{HRC} + 150$
Поверхностная закалка	$HRC40 - 50$		$17\overline{HRC} + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$23\overline{HRC}$
Азотирование	$HV550 - 750$		1050

Коэффициенты безопасности принимают: для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке $s_H = 1,1 - 1,2$, $s_F = 1,75 - 1,8$; при поверхностном упрочнении зубьев $s_H = 1,2 - 1,3$, $s_F = 1,55 - 1,75$.

7. Коэффициенты нагрузки

Фактическую нагрузку в зацеплении определяют с учетом неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца и с учетом ударов. Для этого эквивалентный момент умножают на коэффициент нагрузки K_H при расчете на контактную выносливость и K_F - при расчете на изгибную выносливость.

Таблица 5.

Способ термохимической обработки зубьев	Сталь	Твердость зубьев		$\sigma_{F\lim}^o$ МПа
		на поверхности	в сердцевине	
Нормализация, улучшение	40,45,50,40X, 40XH,40XФА	HB180 – 350		1,8 \overline{HB}
Объемная закалка	40X,40XH, 40XФА	HRC45 – 55		500-550
Закалка при нагреве ТВЧ	40XH,40XH2МА	HRC48 – 58	HRC25 – 35	700
Цементация	20XH,20XH2М, 12XH2,12XH3А	HRC57 – 63	–	950
Азотирование	Стали, содержащие алюминий	HV700 – 950	HRC24 – 40	300 + HRC сердцевины

Коэффициенты нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv};$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

При расчете прямозубых передач на контактную выносливость коэффициент распределения нагрузки $K_{H\alpha} = 1$; для косозубых и шевронных передач этот коэффициент определяют по формулам (табл. 6.)

Таблица 6.

Степень точности	$K_{H\alpha}$
8	0,008v+1,05*
9	0,013v+1,095

*значение скорости в м/с.

При расчете прямозубых передач на изгибную выносливость $K_{F\alpha} = 1$; для косозубых и шевронных передач этот коэффициент принимают по табл. 7.

Таблица 7.

Степень точности	$K_{F\alpha}$
8	0,91
9	1,0

При определении коэффициента концентрации нагрузки K_β различают начальный коэффициент концентрации K_β^0 , имеющий место до приработки зубьев, и рабочий коэффициент концентрации $K_\beta \leq K_\beta^0$ – после приработки.

При расчете цилиндрических передач на контактную выносливость: при твердости колеса $HB_2 \leq 350$

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1-x) + x \geq 1,05,$$

где x - коэффициент режима (табл. 3).

при твердости колеса $HRC_2 \geq 40$

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0.$$

Значения начальных коэффициентов концентрации $K_{H\beta}^0$ находят по табл. 8 при $HB_2 \leq 350$ и по табл. 9 при $HRC_2 \geq 40$.

Таблица 8.

$\frac{b}{d_1}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{H\beta}^0$	1,05	1,08	1,14	1,26	1,4	1,6	1,8	2,0

Таблица 9.

$\frac{b}{d_1}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{H\beta}^0$	1,05	1,05	1,07	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5

Для цилиндрических передач

$$\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2},$$

где u – передаточное число;

ψ_a – коэффициент ширины колеса.

При проектировании редукторов обычно задаются величиной ψ_a ; для прямозубых передач принимают $\psi_a = 0,125; 0,16; 0,2; 0,25$; для косозубых $\psi_a = 0,25; 0,315; 0,40$; для шевронных $\psi_a = 0,5; 0,63; 0,8; 1,0$.

При расчете цилиндрических передач на изгибную выносливость: при твердости колеса $HB_2 \leq 350$

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0(1-x) + x \geq 1,04,$$

при твердости колеса $HRC_2 \geq 40$

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0.$$

Значения начальных коэффициентов концентрации по изгибу $K_{F\beta}^0$ находят по табл. 10 при $HB_2 \leq 350$ и по табл. 11 при $HRC_2 \geq 40$.

Коэффициент динамичности K_v для зубчатых передач всех видов определяют в зависимости от скорости v , степени точности и твердости рабочих поверхностей зубьев (табл. 14 и 15).

Таблица 10.

$\frac{b}{d_1}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{F\beta}^0$	1,04	1,06	1,08	1,21	1,31	1,46	1,6	1,74

Таблица 11.

$\frac{b}{d_1}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
K_{FB}^o	1,04	1,04	1,06	1,08	1,16	1,23	1,31	1,38

При проектном расчете окружные скорости цилиндрических передач внешнего и внутреннего зацепления

$$v' \approx \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \psi_a}}$$

где n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;

C_v – коэффициент, принимаемый по табл. 12;

T_2 – вращающий момент на валу колеса, Нмм;

u – передаточное число.

Таблица 12.

Передача	Обработка				
	$Y_1 + Y_2$	$TVC_1 + Y_2$	$\zeta_1 + Y_2$	$TVC_1 + TVC_2$ $z_1 + z_2$	$\zeta_1 + \zeta_2$
прямозубая	13	14	15,5	17,5	21
косозубая	15	16	17,5	19,5	23,5

Степени точности по нормам плавности выбирают по табл. 13.

Таблица 13.

Передача	Скорость v , м/с		
	<5	5 - 8	8 – 12,5
прямозубая	9	8	7
косозубая	9	9	8

8. Определение основных параметров цилиндрической передачи

Главные параметры цилиндрической передачи – межосевое расстояние a , передаточное число u , коэффициент ширины ψ_a , модуль m_n и угол наклона линии зуба β .

Дальнейшим расчетом определяют межосевое расстояние, модуль и угол наклона линии зуба.

Межосевое расстояние (знак «плюс» – внешнее зацепление, знак «минус» – внутреннее)

$$a' = (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]u}\right)^2 \frac{T_p'}{\psi_a}}$$

где $K = 270$ – для косозубых передач и $K = 315$ – для прямозубых;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение;

$T_p' = T_2 K_{HD} K_H'$ – расчетный момент на колесе, Нмм;

K_{HD} – коэффициент долговечности;

K'_H – предварительное значение коэффициента нагрузки.

Полученное предварительное значение межосевого расстояния a' округляют до ближайшего значения согласно единому ряду главных параметров:

10; 12; 16; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710;

и принимают за окончательное значение a .

Таблица 14.

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев*	$v, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
		K_{Hv}					
8-я	а	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
9-я	а	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,05}$	$\frac{1,3}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,09}$	$\frac{1,5}{1,12}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,2}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

Примечание: а - $HB_2 \leq 350$; б - $HRC_2 \geq 40$. В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

Таблица 15.

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев*	$v, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
		K_{Fv}					
8-я	а	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9-я	а	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,5}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

Примечание: а - $HB_2 \leq 350$; б - $HRC_2 \geq 40$. В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_a a;$$

ширина шестерни

$$b_1 \approx 1,12b_2.$$

Значения b_1 и b_2 округляют в соответствии с единым рядом главных параметров. Далее определяют фактическое контактное напряжение, чтобы удостовериться в отсутствии ошибок в вычислениях основных параметров и обеспечить полное использование материалов зубчатой пары.

Контактное напряжение

$$\sigma_H = K \frac{u \pm 1}{au} \sqrt{\frac{u \pm 1}{b_2}} T_p.$$

Коэффициент нагрузки K_H уточняют по фактической скорости, м/с

$$v = \frac{2a\pi n_1}{(u \pm 1)60}.$$

В этой формуле a в м.

Оптимальным вариантом является соотношение

$$\sigma_H = (0,9 \dots 1,03) [\sigma_H].$$

Если фактическое контактное напряжение не попадает в этот интервал необходимо изменить либо межосевое расстояние a , либо коэффициент ширины колеса ψ_a .

Передачи, работающие с кратковременными перегрузками (пиковыми нагрузками) следует проверять на отсутствие пластических деформаций или хрупкого разрушения рабочих поверхностей зубьев; максимальное напряжение, возникающее при пуске, определяют по формуле

$$\sigma_{max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пуск}}{T_2 K_{HD}}} \leq [\sigma_{Hnp}].$$

Предельное допускаемое напряжение $[\sigma_{Hnp}]$ принимают для стальных колес при твердости $HB \leq 350$ равным $3,1\sigma_T$ и при $HB > 350$ равным $41,3HRC$.

Далее определяют модуль, используя эмпирическую формулу

$$m'_n = (0,01 \dots 0,02)a \text{ при } HB \leq 350, \\ m'_n = (0,01 \dots 0,02)a \text{ при } HRC \geq 40.$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего в соответствии с предпочтительным рядом модулей (мм):

1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25.

Минимальные значения модулей при твердости $HB \leq 350$ $m_n \geq 1 \text{ мм}$; при твердости $HRC \geq 40$ $m_n \geq 1,6 \text{ мм}$;

Суммарное число зубьев для прямозубых колес

$$z'_\Sigma = z_2 \pm z_1 = \frac{2a}{m}.$$

Полученное предварительное значение округляют до ближайшего меньшего целого числа и принимают за окончательное значение z_Σ .

Для определения суммарного числа зубьев косозубых колес предварительно задаются углом наклона линии зуба

$$\beta' = 10 \dots 12^\circ.$$

Суммарное число зубьев

$$z'_\Sigma = z_2 \pm z_1 = \frac{2a}{m_n} \cos \beta'.$$

Полученное предварительное значение округляют до ближайшего меньшего целого числа и принимают за окончательное значение z_Σ , затем уточняют угол наклона линии зуба

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

В шевронных передачах предварительно принимают $\beta' = 30^\circ$.

Число зубьев шестерни

$$z'_1 = \frac{z_\Sigma}{u \pm 1} \geq 13.$$

Значение z'_1 округляют до ближайшего целого числа.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma \mp z_1.$$

Проверяем фактические изгибные напряжения,

$$\sigma_F = \frac{Y_F Y_\beta}{b m_n} F_t K_{FD} K_F,$$

где Y_F - коэффициент формы зуба для внешнего зацепления, принимаемый по табл. 16 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v :

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Для колес с внутренним зацеплением коэффициент Y_F принимают по табл. 17.

Таблица 16.

z_v	12	16	20	25	32	40	50	60	71	80	90	100	180	>180
Y_F	-	4,28	4,07	3,9	3,78	3,7	3,68	3,62	3,61	3,6	3,6	3,6	3,62	3,63

Таблица 17.

z_v или z_{v2}	40	45	50	56	63	71
Y_F	4,02	3,95	3,88	3,84	3,8	3,75

Коэффициент угла наклона зуба

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140},$$

где β - угол наклона линии зуба, градусы (минуты и секунды переводят в доли градуса).

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{T_2(u \pm 1)}{au}.$$

Напряжения изгиба определяют отдельно для колеса и шестерни. Фактические напряжения не должны превышать допускаемые больше чем на 5%.

При наличии пиковых моментов проверяют статическую прочность зубьев на изгиб:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пик}}}{T_{\max} K_{FD}} \leq [\sigma_{F \max}].$$

Значения $[\sigma_{F \max}]$ принимают: при нормализации и улучшении равным $2,7\overline{HB}$; при объемной закалке – 1400 МПа.

9. Геометрический расчет цилиндрической передачи

Цель геометрического расчета – определение делительных диаметров, диаметров вершин и диаметров впадин зубьев.

Делительный диаметр

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_a = d + 2m_n.$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_f = d - 2,5m_n.$$

Для колеса с внутренним зацеплением

$$d_{a2} = d_2 - 2m;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,5m.$$

Делительные диаметры должны удовлетворять условиям:
для внешнего зацепления

$$d_1 + d_2 = 2a;$$

для внутреннего зацепления

$$d_2 - d_1 = 2a.$$

9.1. Размеры элементов, необходимые для выполнения рабочего чертежа колеса

Диаметр выходного конца вала колеса

$$d_{x2} = 3\sqrt{\frac{16T_2}{\pi[\tau]}},$$

где $[\tau] = 15...20 \text{ МПа}$ – пониженное касательное напряжение;

T_2 в Нмм.

Полученное значение округляют до ближайшего большего из ряда диаметров:

10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160 мм.

Диаметр вала под подшипники

$$d_{n2} = d_{x2} + (3...5) \text{ мм.}$$

Полученное число должно быть кратно пяти, если $d_{n2} \geq 20 \text{ мм}$. Если $d_{n2} < 20 \text{ мм}$ то его надо выбирать из ряда: 10; 12; 15; 17 мм.

Диаметр посадочного места под колесо

$$d_{k2} = d_{n2} + (3...5) \text{ мм.}$$

Полученное значение округляют в соответствии с рядом диаметров. По последнему диаметру выбирают призматическую шпонку, пользуясь табл. 18.

Длины шпонок выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 250.

После этого выполняется рабочий чертеж колеса на листе чертежной бумаги формата А3.

Таблица 18.

Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза	
		вала t_1	втулки t_2
Св. 10 до 12	4×4	2,5	1,8
“ 12 до 17	5×5	3,0	2,3
“ 17 до 22	6×6	3,5	2,8
“ 22 до 30	8×7	4,0	3,3
Св. 30 до 38	10×8	5,0	3,3
“ 38 до 44	12×8	5,0	3,3
“ 44 до 50	14×9	5,5	3,8
“ 50 до 58	16×10	6,0	4,3
“ 58 до 65	18×11	7,0	4,4
Св. 65 до 75	20×12	7,5	4,9
“ 75 до 85	22×14	9,0	5,4
“ 85 до 95	25×14	9,0	5,4
“ 95 до 110	28×16	10,0	6,4
“ 110 до 130	32×18	11,0	7,4

10. Пример расчета цилиндрической зубчатой передачи

Дано:

- крутящий момент на колесе - $T_2 = 285 \text{ Нм}$;
- частота вращения колеса - $n_2 = 340 \text{ об/мин}$;
- синхронная частота вращения электродвигателя - $n_{1c} = 1500 \text{ об/мин}$;
- ресурс - $t_{\Sigma} = 12000 \text{ ч}$;
- класс нагрузки Н0,8;
- вид зубьев – косые

10.1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

Мощность на валу двигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{T_2 \cdot \pi \cdot n_2}{30\eta} = \frac{285 \cdot 3,14 \cdot 340}{30 \cdot 0,96} = 10570 \text{ Вт},$$

где $\eta=0,96$ - КПД передачи.

Из табл. 1 выбираем электродвигатель 4А132М4УЗ со следующими параметрами:

- номинальная мощность $P_{\text{ном}} = 11$ кВт;
- синхронная частота вращения $n_{1c} = 1500$ об/мин;
- скольжение $s = 2,8\%$;
- кратность пускового момента $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} = 2,0$.

Фактическая частота вращения входного вала

$$n_1 = n_{1c} \left(1 - \frac{s}{100}\right) = 1500 \left(1 - \frac{2,8}{100}\right) = 1458 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1458}{340} = 4,288.$$

Принимаем $u = 4,5$.

Крутящий момент на входном валу

$$T_1 = \frac{T_2}{u\eta} = \frac{285}{4,5 \cdot 0,96} = 66 \text{ Нм.}$$

Фактическая частота вращения выходного вала

$$n_{2\phi} = \frac{n_1}{u} = \frac{1458}{4,5} = 324 \text{ об/мин.}$$

Отклонение от заданной

$$\Delta = \frac{n_2 - n_{2\phi}}{n_2} \cdot 100 = \frac{340 - 324}{340} \cdot 100 = 4,7\%$$

10.2. Выбор материалов зубчатых колес

Принимаем : для шестерни сталь 40Х, термообработка – улучшение, при диаметре заготовки $D=125$ мм, твердость зубьев НВ269-302; $\sigma_{B1} = 900$ МПа, $\sigma_{T1} = 750$ МПа; для колеса – сталь 40ХН, термообработка – улучшение, при диаметре заготовки $D=315$ мм, твердость сердцевины зубьев НВ235-262, $\sigma_{B2} = 800$ МПа, $\sigma_{T2} = 630$ МПа.

В дальнейших расчетах принимаем $\overline{HB}_1 280$ и $\overline{HB}_2 250$.

10.3. Определение допускаемых напряжений

Число циклов нагружения (наработка):

зуба шестерни

$$N_1 = 60t_2 n_1 = 60 \cdot 12000 \cdot 1458 = 1,05 \cdot 10^9;$$

зуба колеса

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{1,05 \cdot 10^9}{4,5} = 2,33 \cdot 10^8.$$

База контактных напряжений:

зуба шестерни

$$N_{HG1} = 30\overline{HB}_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7;$$

зуба колеса

$$N_{HG2} = 30\overline{HB}_2^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,7 \cdot 10^7.$$

Коэффициенты долговечности по контактным напряжениям

$$K_{HD1} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_{HG1}}} = 0,8 \sqrt[3]{\frac{1,05 \cdot 10^9}{2,24 \cdot 10^7}} = 2,88.$$

$$K_{HD2} = 0,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,33 \cdot 10^8}{1,7 \cdot 10^7}} = 1,91.$$

Так как $K_{HD} \leq 1$, то принимаем $K_{HD1} = 1$ и $K_{HD2} = 1$.

Общий коэффициент долговечности $K_{HD} = 1,0$.

Коэффициенты долговечности по изгибным напряжениям

$$K_{FD1} = K_{FE} \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_{FG}}} = 0,81 \sqrt[3]{\frac{1,05 \cdot 10^9}{4 \cdot 10^6}} = 2,582;$$

$$K_{FD2} = K_{FE} \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_{FG}}} = 0,81 \sqrt[3]{\frac{2,33 \cdot 10^8}{4 \cdot 10^6}} = 2,01.$$

Принимаем $K_{FD1} = K_{FD2} = 1,0$.

Так как $K_{HD} = 1,0$ и перепад твердостей зубьев шестерни и колеса $HB_1 - HB_2 < 100$, то по контактным напряжениям лимитирует колесо и допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{s_H} = \frac{2\overline{HB}_2 + 70}{s_H} = \frac{2 \cdot 250 + 70}{1,1} = 518 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \lim 1}}{s_F} = \frac{1,8\overline{HB}_1}{s_F} = \frac{1,8 \cdot 280}{1,75} = 288 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{s_F} = \frac{1,8\overline{HB}_2}{s_F} = \frac{1,8 \cdot 250}{1,75} = 257 \text{ МПа.}$$

10.4. Определение основных параметров передачи

Принимаем предварительно значение коэффициента ширины $\psi_a = 0,35$.

Из табл. 12 $C_v = 15$.

Предварительное значение окружной скорости

$$v' = \frac{n_1}{10^3 \cdot C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{u^2 \psi_a}} = \frac{1458}{10^3 \cdot 15} \sqrt[3]{\frac{285 \cdot 10^3}{4,5^2 \cdot 0,35}} = 3,33 \text{ м/с.}$$

Из табл. 13 принимаем 9-ю степень точности.

Коэффициент распределения нагрузки по контактным напряжениям (табл. 6)

$$K_{H\alpha} = 0,013 \cdot 3,33 + 1,095 = 1,14.$$

Отношение ширины колеса к делительному диаметру шестерни

$$\frac{b_2}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2} = 0,35 \frac{4,5+1}{2} = 0,963.$$

Из табл. 8, используя линейную интерполяцию, находим значение начального коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}^o = 1,374$.

Коэффициент концентрации нагрузки по контактным напряжениям

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^o (1-x) + x = 1,374(1-0,75) + 0,75 = 1,093 > 1,05.$$

Здесь $x=0,75$ (табл. 3).

Коэффициент динамичности по контактным напряжениям (табл. 14)

$$K_{Hv} = 1,043.$$

Предварительное значение коэффициента нагрузки по контактным напряжениям

$$K_H' = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1,14 \cdot 1,093 \cdot 1,043 = 1,3.$$

Расчетный момент на колесе

$$T_p' = K_H' T_2 = 1,3 \cdot 285 = 371 \text{ Нм.}$$

Предварительное значение межосевого расстояния

$$a' = (u+1) \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]u}\right)^2 \frac{T_p' \cdot 10^3}{\psi_a}} = (4,5+1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{518 \cdot 4,5}\right)^2 \frac{371 \cdot 10^3}{0,35}} = 133,18 \text{ мм.}$$

В соответствии с единым рядом параметров принимаем $a = 140$ мм.

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_a a = 0,35 \cdot 140 = 49 \text{ мм.}$$

Так как при выборе межосевого расстояния пришлось выбрать из единого ряда большее значение по сравнению с расчетным, что привело бы к снижению фактического контактного напряжения, то ширину колеса можно принять меньше полученного значения для более полного использования свойств стали.

Принимаем $b_2 = 40$ мм.

Ширина шестерни

$$b_1 = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 40 = 44,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 45$ мм.

Фактическая окружная скорость

$$v = \frac{2\pi n_1}{60(u+1)10^3} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 3,14 \cdot 1458}{60(4,5+1)10^3} = 3,89 \text{ м/с.}$$

Так как фактическая скорость незначительно отличается от предварительного значения ($<1,0$ м/с), $K_{H\alpha}$ и $K_{H\beta}$ не уточняем.

Окончательные значения: коэффициента нагрузки $K_H = 1,3$;

расчетного момента $T_p = 371$ Нм.

Фактическое контактное напряжение

$$\sigma_H = K \frac{u+1}{au} \sqrt{\frac{u+1}{b_2} T_p \cdot 10^3} = 270 \frac{4,5+1}{140 \cdot 4,5} \sqrt{\frac{4,5+1}{40} 371 \cdot 10^3} = 532 \text{ МПа.}$$

Разница между допускаемым и фактическим напряжением

$$\left| \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \right| \cdot 100 = 2,67\%.$$

Результат можно оставить без уточнения.

Максимальное допускаемое статическое контактное напряжение

$$[\sigma_{H\max}] = 2,8\sigma_{T2} = 2,8 \cdot 630 = 1760 \text{ МПа.}$$

Максимальное расчетное контактное напряжение

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}} K_{HD}}} = 532 \sqrt{\frac{2}{1}} = 752 \text{ МПа.}$$
$$752 < 1760.$$

Нормальный модуль

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)a = (0,01 \dots 0,02)140 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_n = 2,5$ МПа.

Принимаем угол наклона линии зуба $\beta = 10^\circ$.

Ориентировочно определяем число зубьев шестерни и сравниваем с минимальным числом по условию неподрезания ножки зуба

$$z_1 = \frac{2a}{(u+1)m_n} = \frac{2 \cdot 140}{(4,5+1) \cdot 2,5} = 20,36 \quad z_{1\min} = 14.$$

$$z_1 > z_{1\min}.$$

Суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos 10^\circ}{2,5} = 110,3.$$

Округляем до меньшего целого числа $z_\Sigma = 110$.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{110}{4,5+1} = 20.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 110 - 20 = 90.$$

Фактический угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_{\Sigma} m_n}{2a}\right) = \arccos\left(\frac{110 \cdot 2,5}{2 \cdot 140}\right) = 10^{\circ}50'39''.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{20} = 4,5.$$

Отклонения от заданного нет.

Для нахождения значений коэффициентов формы зубьев для шестерни и колеса находим эквивалентные числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 10^{\circ}50'39''} = 21,1.$$

$$z_{v2} = \frac{90}{\cos^3 10^{\circ}50'39''} = 95.$$

Из табл. 16, используя линейную интерполяцию, находим $Y_{F1} = 4,032$ и $Y_{F2} = 3,6$.

Коэффициент угла наклона зуба

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140} = 1 - \frac{10,84}{140} = 0,923.$$

Коэффициент распределения нагрузки по изгибу $K_{F\alpha} = 1,0$.

Начальный коэффициент концентрации нагрузки по изгибу (табл. 10)

$$K_{F\beta}^o = 1,291.$$

Коэффициент концентрации нагрузки по изгибу

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^o (1 - x) + x = 1,291(1 - 0,75) + 0,75 = 1,073 > 1,04.$$

Коэффициент динамичности по изгибу (табл. 15) $K_{Fv} = 1,136$.

Коэффициент нагрузки по изгибу

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1 \cdot 1,073 \cdot 1,136 = 1,219.$$

Окружное усилие

$$F_t = \frac{T_2 \cdot 10^3 (u + 1)}{a \cdot u} = \frac{285 \cdot 10^3 \cdot (4,5 + 1)}{140 \cdot 4,5} = 2488 \text{ Н.}$$

Находим отношения

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{288}{4,032} = 71,42 \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{257}{3,6} = 71,43.$$

Дальнейший расчет ведем для шестерни так как для неё найденное отношение меньше.

Расчетные напряжения изгиба

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_{\beta} F_t K_F \frac{K_{FD}}{b_1 m_n} = 4,032 \cdot 0,923 \cdot 2488 \cdot 1,219 \frac{1}{45 \cdot 2,5} = 100 \text{ МПа.}$$

$$100 < 288.$$

Условие прочности выполняется.

Проверка статической прочности зубьев по изгибу

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}} K_{FD}} = 100 \frac{2}{1} = 200 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_{F \max}] = 2,7 HB_2 = 2,7 \cdot 250 = 675 \text{ МПа.}$$
$$200 < 675.$$

Условие прочности выполняется.

10.5. Диаметры зубчатых колес

Шестерня.

Делительный диаметр

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 20}{\cos 10,84^\circ} = 50,909 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 50,909 + 2 \cdot 2,5 = 55,909 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 50,909 - 2,5 \cdot 2,5 = 44,659 \text{ мм.}$$

Колесо.

Делительный диаметр

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 90}{\cos 10,84^\circ} = 229,091 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности вершин

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 229,091 + 2 \cdot 2,5 = 234,091 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 229,091 - 2,5 \cdot 2,5 = 222,841 \text{ мм.}$$

Проверка межосевого расстояния

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50,909 + 229,091}{2} = 140 \text{ мм.}$$

Коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{90} \right) \right] \cos 10,84^\circ = 1,654.$$

Коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{m_n \pi} = \frac{40 \cdot \sin 10,84^\circ}{2,5 \cdot 3,14} = 0,958.$$

10.6. Размеры элементов, необходимые для выполнения рабочего чертежа колеса

Диаметр выходного конца вала колеса

$$d_{x2} = \sqrt[3]{\frac{16T_2 10^3}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 285 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 45,91 \text{ мм.}$$

Здесь $[\tau] = 15$ МПа - пониженное касательное напряжение.

Принимаем $d_{x2} = 48$ мм.

Диаметр посадочного места под колесо

$$d_{k2} = d_{x2} + 10 = 48 + 10 = 58 \text{ мм.}$$

Для этого диаметра выбираем шпонку со следующими размерами

$$b \times h = 18 \times 11 \text{ мм.}$$

Глубина шпоночного паза во втулке (колесе)

$$t = 4,4 \text{ мм.}$$

Выполняем рабочий чертеж колеса.

Литература

1. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др.- 5-е изд. перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1984.-560 с., ил.
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др.-2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1987.-416 с.:ил.

Варианты домашних заданий

Вариант	Синхронная частота вращения дв-ля, об/мин	Частота вращения выходного вала, об/мин	Крутящий момент на выходном валу, Нм	Класс нагрузки	Ресурс, тыс. ч	Зубья*
1	750	150	190	1,0	8	П
2	1000	400	240	0,8	9	К
3	1500	300	160	0,63	11	Ш
4	3000	600	50	1,0	12	К
5	750	170	220	0,8	10	К
6	1000	360	185	0,63	13	П
7	1500	330	115	1,0	14	Ш
8	3000	670	100	0,8	15	П
9	750	190	250	0,63	12	П
10	1000	320	150	1,0	7	К
11	1500	375	250	0,8	8	П
12	3000	750	125	0,63	9	К
13	750	210	320	1,0	14	К
14	1000	280	135	0,63	10	П
15	1500	420	180	0,8	11	К
16	3000	850	25	1,0	12	П
17	750	240	400	0,8	16	Ш
18	1000	250	115	0,8	13	Ш
19	1500	480	65	1,0	14	П
20	3000	950	50	0,8	15	К
21	750	270	140	0,63	8	К
22	1000	220	95	1,0	9	П
23	1500	540	195	0,8	10	К
24	3000	1050	40	0,8	11	П
25	750	300	250	1,0	10	Ш
26	1500	600	80	0,63	12	Ш
27	1000	200	370	0,8	13	К
28	3000	1200	80	0,63	14	К
29	1000	340	300	0,63	15	П
30	1500	450	85	0,8	16	Ш

* П – прямые; К – косые; Ш – шевронные.

Продолжение таблицы на следующей странице.

Варианты домашних заданий

Вариант	Синхронная частота вращения дв-ля, об/мин	Частота вращения выходного вала, об/мин	Крутящий момент на выходном валу, Нм	Класс нагрузки	Ресурс, тыс. ч	Зубья*
31	750	160	600	1,0	16	Ш
32	1000	190	100	0,8	15	К
33	1500	280	340	0,63	14	Ш
34	3000	580	35	0,8	13	П
35	750	180	370	0,63	12	Ш
36	1000	210	450	1,0	11	Ш
37	1500	310	60	0,63	10	К
38	3000	650	100	1,0	9	П
39	750	200	140	0,8	8	К
40	1000	240	120	1,0	7	П
41	1500	360	190	0,8	8	Ш
42	3000	730	50	0,63	9	К
43	750	220	85	0,63	10	К
44	1000	270	250	0,8	11	Ш
45	1500	410	70	1,0	12	П
46	3000	830	60	0,8	13	К
47	750	250	150	0,63	14	К
48	1000	310	120	0,8	15	П
49	1500	470	100	1,0	16	К
50	3000	930	30	0,63	7	П
51	750	280	170	0,8	8	К
52	1000	350	140	0,63	9	К
53	1500	520	75	1,0	10	П
54	3000	1050	60	0,8	11	К
55	750	310	150	0,63	12	К
56	1000	380	270	1,0	13	Ш
57	1500	580	50	0,63	14	П
58	3000	1100	40	0,8	15	К
59	750	320	90	1,0	8	К
60	1000	390	170	0,8	10	Ш

*П – прямые; К – косые; Ш – шевронные.

Вариант	Синхронная частота вращения дв-ля, об/мин	Частота вращения выходного вала, об/мин	Крутящий момент на выходном валу, Нм	Класс нагрузки	Ресурс, тыс. ч	Зубья*
61	750	260	600	0.63	12	Ш
62	1000	360	100	1.0	11	К
63	1500	320	340	0.8	16	Ш
64	3000	790	35	0.63	15	П
65	750	160	370	0.8	14	Ш
66	1000	190	450	0.63	13	Ш
67	1500	280	60	1.0	12	К
68	3000	580	100	0.63	11	П
69	750	180	140	1.0	10	К
70	1000	210	120	0.8	9	П
71	1500	310	190	1.0	8	Ш
72	3000	650	50	0.8	7	К
73	750	200	85	0.63	8	К
74	1000	240	250	0.63	9	Ш
75	1500	360	70	0.8	10	П
76	3000	730	60	1.0	11	К
77	750	220	150	0.8	12	К
78	1000	270	120	0.63	13	П
79	1500	410	100	0.8	14	К
80	3000	830	30	1.0	15	П
81	750	250	170	0.63	16	К
82	1000	310	140	0.8	7	К
83	1500	470	75	0.63	8	П
84	3000	930	60	1.0	9	К
85	750	280	150	0.8	10	К
86	1000	350	270	0.63	11	Ш
87	1500	520	50	1.0	12	П
88	3000	1050	40	0.63	13	К
89	750	310	90	0.8	14	К
90	1000	380	170	1.0	15	Ш

*П – прямые; К – косые; Ш – шевронные.

Вариант	Синхронная частота вращения дв-ля, об/мин	Частота вращения выходного вала, об/мин	Крутящий момент на выходном валу, Нм	Класс нагрузки	Ресурс, тыс. ч	Зубья*
91	750	150	220	0,63	10	П
92	1000	400	350	1,0	12	К
93	1500	300	110	0,8	8	Ш
94	3000	600	100	0,63	9	К
95	750	170	190	1,0	11	К
96	1000	360	240	0,8	12	П
97	1500	330	160	0,63	10	Ш
98	3000	670	50	1,0	13	П
99	750	190	220	0,8	14	П
100	1000	320	185	0,63	15	К
101	1500	375	115	1,0	12	П
102	3000	750	100	0,8	7	К
103	750	210	250	0,63	8	К
104	1000	280	150	1,0	9	П
105	1500	420	250	0,63	14	К
106	3000	850	125	0,8	10	П
107	750	240	320	1,0	11	Ш
108	1000	250	135	0,8	12	Ш
109	1500	480	180	0,8	16	П
110	3000	950	25	1,0	13	К
111	750	270	400	0,8	14	К
112	1000	220	115	0,63	15	П
113	1500	540	65	1,0	8	К
114	3000	1050	50	0,8	9	П
115	750	300	140	0,8	10	Ш
116	1500	600	95	1,0	11	Ш
117	1000	200	195	0,63	10	К
118	3000	1200	40	0,8	12	К
119	1000	340	250	0,63	13	П
120	1500	450	80	0,63	14	Ш

*П – прямые; К – косые; Ш – шевронные.

Содержание

1. Общие положения.....	1
2. Исходные данные к расчету.....	2
3. Выбор электродвигателя и кинематический расчет.....	2
4. Материалы зубчатых колес.....	4
5. Режим работы.....	5
6. Допускаемые напряжения.....	6
7. Коэффициенты нагрузки.....	6
8. Определение основных параметров цилиндрической передачи.....	9
9. Геометрический расчет цилиндрической передачи.....	13
10. Пример расчета цилиндрической зубчатой передачи.....	14
Литература.....	21
Варианты домашних заданий.....	22