

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КАЗАНСКИЙ (ПРИВОЛЖСКИЙ) ФЕДЕРАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ»**

НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Механика и конструирование»

Прикладная механика

Учебно-методическое пособие для выполнения контрольных работ.

**Набережные Челны
2019**

УДК 641.8

Печатается по решению учебно-методической комиссии автомобильного отделения Набережночелнинского института (филиала) Казанского (Приволжского) федерального университета. Протокол № 8 от 19.05.2019 г.

Рецензент: кандидат технических наук, доцент **Ахметов Н.Д.**

Тазмеева Р.Н. Прикладная механика: Учебно-методическое пособие по дисциплине «Прикладная механика». – Набережные Челны: ИПЦ НЧИ К(П)ФУ, 2019. – 55 с.

Пособие содержит задания для выполнения контрольной и самостоятельной работы по прикладной механике. Задания охватывают основные разделы курса: расчет привода, предварительный расчет привода, расчет цилиндрической зубчатой передачи, проектировочный расчет вала, приводятся примеры выполнения каждой задачи практической работы.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Расчет привода	
Задача 4. Предварительный расчет привода	4
Задача 5. Расчет цилиндрической зубчатой передачи	22
Задача 6. Проектный расчет вала	48
Рекомендуемая литература	54

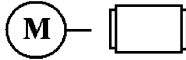
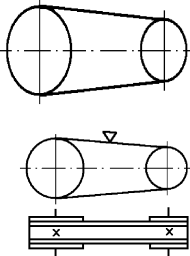


РАСЧЕТ ПРИВОДА

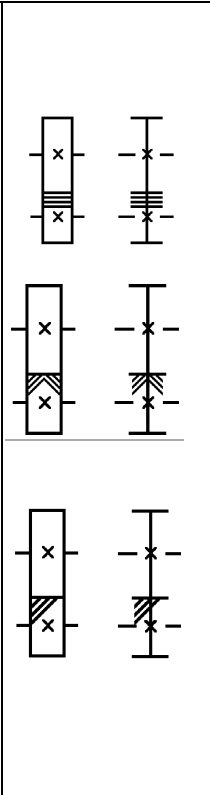
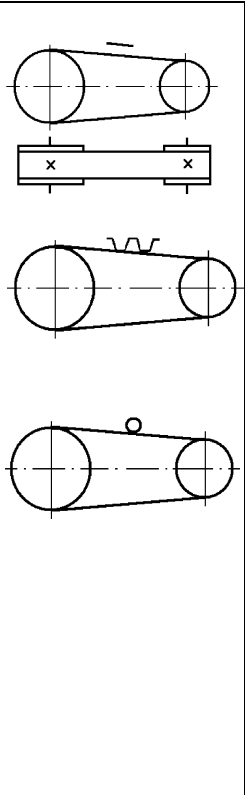
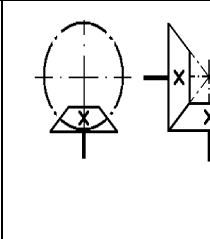
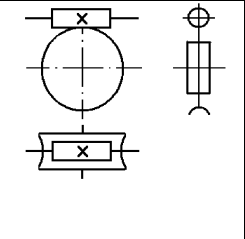
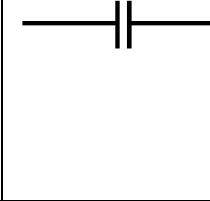
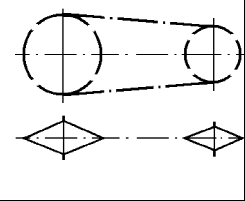
ЗАДАЧА 4-ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Цель предварительного расчета заключается в составлении и уточнении кинематической схемы установки, выборе основных элементов привода и проведении его кинематического и силового анализа. Этот этап заканчивается составлением таблицы исходных данных, необходимой для дальнейшего расчета отдельных узлов и деталей привода.

Составление кинематической схемы

Таблица 4.1. Условные обозначения элементов кинематических схем

Элемент	Обозначение	Элемент	Обозначение
Двигатель электрический		Ременная передача: - с клиновым ремнем	
Вал, ось, шатун			
Подшипник качения, скольжения			

<p>Передача зубчатая цилиндричес- кая:</p> <p>- с прямыми зубьями</p> <p>- с шевронными зубьями</p> <p>- с косыми зубьями</p>		<p>- плоским ремнем</p> <p>- зубчатым ремнем</p> <p>- круглым ремнем</p>	
<p>Зубчатые передачи с пересекающи- мися валами. конические</p>		<p>Передача рецива цимися лами, червячная</p>	
<p>Муфта (без указания вида)</p>		<p>Цепная передача без указания типа цепи</p>	

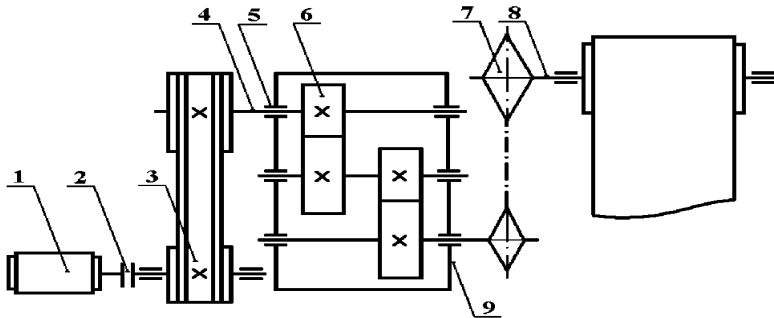


Рис. 4.1. Кинематическая схема привода

1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – клиноременная передача; 4 – вал; 5 – подшипник; 6 – зубчатая передача; 7 – цепная передача; 8 – РВМ (рабочий вал машины); 9 – корпус редуктора.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАЧИ 4

1. Определение потребной мощности и выбор электродвигателя

Расчётная мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$P_p = \frac{T_{рм} \cdot \omega_{рм}}{\eta_{пр}},$$

где $T_{рм}$ - вращающий момент на валу рабочей машины, кНм;
 $\omega_{рм}$ - угловая скорость вращения вала рабочей машины, рад/с;
 $\eta_{пр}$ - общий КПД привода.

Номинальный момент находится по формуле:

$$T = Ft \frac{D_3}{2000},$$

где Ft - окружное усилие на рабочем элементе, кН;
 D - Диаметр барабана ($D_б$) или звёздочки ($D_з$), мм.

Угловая скорость вращения вала (РМ) определяется по формуле

$$\omega = \frac{2000 \cdot V}{D},$$

где V - скорость тягового элемента конвейера, м/с.

Общий КПД привода находится как произведение КПД отдельных звеньев кинематической цепи (по таблице 4.1):

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n.$$

Таблица 4.1. Коэффициенты полезного действия (КПД) отдельных звеньев кинематической цепи

Передача	КПД
Ременная:	
Плоскоременная	0,95...0,97
Клиноременная и поликлиноременная	0,94...0,96
Зубчатая (закрытая)	
Цилиндрическая	0,96...0,98
Коническая	0,95...0,97
Зубчатая (открытая)	
Цилиндрическая	0,92...0,94
Коническая	0,75...0,85
Червячная (закрытая):	
с однозаходным червяком	0,7...0,75
с двухзаходным червяком	0,75...0,82
с четырехзаходным червяком	0,87...0,92
Подшипники качения (одна пара)	0,99...0,995
Муфта компенсирующая	0,985...0,995

Для выбора электродвигателя необходимо также знать расчетную частоту вращения вала электродвигателя или возможный диапазон ее изменения:

$$n_{\text{Эmax}} = n_{\text{им}} \cdot U_{0\text{max}},$$

$$n_{\text{Эmin}} = n_{\text{им}} \cdot U_{0\text{min}},$$

где $n_{\text{Эmax}}$, $n_{\text{Эmin}}$ – соответственно максимальная и минимальная (для заданной кинематической схемы привода) расчетная частота вращения вала электродвигателя, об/мин;

$n_{\text{рм}}$ – частота вращения вала рабочей машины РМ, об/мин;

$U_{0\text{max}}$, $U_{0\text{min}}$ – соответственно максимальное и минимальное общее передаточное отношение кинематической схемы привода.

$$n_{PM} = \frac{30\omega}{\pi},$$

где ω – угловая скорость вращения вала РМ, c^{-1} .

Общее передаточное отношение привода определяется как произведение передаточных отношений отдельных ступеней передач, входящих в кинематическую схему:

$$U_{0max} = U_{1max} \cdot U_{2max} \dots U_{imax}$$

$$U_{0min} = U_{1min} \cdot U_{2min} \dots U_{imin}$$

где $U_{imax} \cdot U_{imin}$ – соответственно максимальное и минимальное передаточное отношение i -й ступени передач (определяется по табл. 4.2).

Таблица 4.2. Рекомендуемые значения передаточных отношений отдельных ступеней передач

Тип передачи	Передаточное число
Ременная	2...4
Зубчатая:	
цилиндрическая (закрытая)	2,8...6,3
коническая (закрытая)	2,5...4,5
Червячная закрытая:	
с однозаходным червяком	30...63
с двухзаходным червяком	15...30
с четырехзаходным червяком	8...15

Из таблицы 4.3 характеристик стандартных электродвигателей единой серии АИР выбираем электродвигатель по условиям

$$P_p < P_{ТАБ}, \quad n_{Эmin} < n_{ТАБ} < n_{Эmax},$$

где $P_{таб}$ $n_{таб}$ – табличные значения соответственно мощности, кВт и частоты вращения вала, об/мин.

Если выбирается стандартный редуктор, то минимальное и максимальное передаточные отношения редуктора выбираются по соответствующим таблицам приложения.

Таблица 4.3 - Основные технические данные асинхронных двигателей серии 4А закрытого обдуваемого исполнения по ГОСТ 19523-81

Тип двигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения, n	$K = \frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	d_1 , мм
Синхронная частота вращения 3000 мин⁻¹				
4A80A2Y3	15	2850	2,0	22
4A80B243	22	2850		22
4A90L2Y3	30	2840		24
4A100S2Y3	40	2880		28
4A100L2Y3	55	2880		28
4A112M2Y3	75	2900		32
4A132M2Y3	110	2900	1,6	38
4A160S2Y3	150	2940	1,4	42
Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹				
4A80B4Y3	15	1415	2,0	22
4A90L4Y3	22	1425		24
4A100S4Y3	30	1435		28
4A100L4Y3	40	1430		28
4A112M4Y3	55	1445		32
4A132S4Y3	75	1455		38
4A132M4Y3	110	1460		38
4A160S4Y3	150	1465	1,4	48
Синхронная частота вращения 1000				
4A90L6Y3	15	935	2,0	24
4A100L6Y3	22	950		28
4A112MA6Y	30	955		32
4A112MB6Y	40	950		32
4A132S6Y3	55	965		38
4A132M6Y3	75	970		38
4A160S6Y3	110	975	1,2	48
4A160M6Y3	150	975	1,2	48
Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹				
4A100LB8Y3	15	700	1,6	28
4A112MA8Y	22	700	1,8	32
4A112MB8Y	30	700		32
4A132S8Y3	40	720		38

4A132M8Y3	55	720		38
4A160S8y3	75	730	1,4	48
4A160M8Y3	110	730		48
4A180M8Y3	150	730	1,2	55

2.Определение передаточного отношения привода и его разбивка по ступеням передач.

Общее передаточное отношение привода определяется по формуле

$$U_0 = \frac{n_{\text{таб}}}{n_{\text{им}}},$$

С другой стороны, передаточное отношение многоступенчатой передачи может быть получено перемножением передаточных отношений отдельных ступеней передач:

$$U_n = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \dots U_i$$

где U_i – передаточное отношение отдельной i -й ступени передач, n – число ступеней передач по кинематической схеме.

Примем обозначения передаточных отношений: $U_{\text{оз}}$ – открытая зубчатая передача; $U_{\text{ц}}$ – цепная передача; $U_{\text{рм}}$ – ременная передача.

Если по кинематической схеме передач редуктора имеется открытая передача (зубчатая, цепная или ременная), то, принимая по табл. 4.4 передаточное отношение открытой передачи, находят передаточное отношение редуктора:

$$U_p = \frac{U_0}{U_{\text{оп}}},$$

где $U_{\text{оп}}$ – передаточное отношение открытой передачи.

Если открытой передачи в приводе нет (схема 1, рис. 1),

то $U_0 = U_p$.

После определения общего передаточного отношения редуктора производится его разбивка по отдельным ступеням передач. В случае стандартного редуктора разбивка по ступеням не производится, а

$$U_0 = U_p$$

Передаточные отношения одноступенчатых цилиндрических и конических редукторов, проектируемых для серийного производства, выбираются из рядов:

1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8	10	12,5
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9	11,2	-

Предпочтительнее 1-й ряд. Для одноступенчатых редукторов (за исключением червячных и волновых) не рекомендуется брать более:

$U_{\max} = 6,3$ - для конических передач;

$U_{\max} = 8$ - для цилиндрических передач;

$U_{\max} = 12,5$ - для планетарных передач.

При больших значениях U_p принимают число ступеней передач больше единицы или, если это возможно, применяют более тихоходный двигатель.

Передаточное отношение тихоходной – U_t и быстроходной – U_b ступеней двухступенчатых редукторов можно определить таблице 4.4.

Таблица 4.4. Разбивка передаточного отношения по ступеням редуктора

Редуктор	Схема	u_T	u_B
Двухступенчатый по развернутой схеме		$0,88\sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред} / u_T$
Двухступенчатый соосный		$0,9\sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред} / u_T$
Коническо-цилиндрический		$0,63\sqrt[3]{u_{ред}^2}$	$u_{ред} / u_T$

Примечание. На приведенных в таблице схемах редукторов обозначено:

1 - входной вал; 2 - промежуточный вал; 3- выходной вал.

Точность разбивки общего передаточного отношения проверяется следующим условием:

$$\Delta U = \left| \frac{U_0 - U_p \cdot U_{оп}}{U_0} \right| = \left| \frac{U_0 - U_1 \cdot U_2 \dots U_n}{U_0} \right| < 0,04.$$

РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАЛОВ ПРИВОДА

3. Мощности на валах привода

Мощности на валах привода определяются с учетом потерь в элементах привода.

На первом валу (кВт):

- если нет открытой передачи $P_I = P_{дв} \cdot \eta_M$;
- при наличии быстроходной открытой передачи $P_I = P_{дв}$.

На втором валу:

- если нет открытой передачи $P_{II} = P_I \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}$;
- при наличии быстроходной открытой передачи $P_{II} = P_I \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк}$

Для i -го вала $P_i = P_{i-1} \cdot \eta_{n(i-1)} \cdot \eta_{пк}$

Мощность на последнем валу должна быть равна мощности на выходе привода $P_{вых}$, определенных ранее.

4. Частоты вращения валов привода

Зная передаточные числа отдельных ступеней, легко определяются частоты вращения валов привода (об/мин):

$$n_I = n_{дв};$$

$$n_{II} = n_I \cdot U_I;$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot U_{II} \text{ и т.д.}$$

Моменты на валах привода

Момент на валу двигателя (н·м):

$$T_{дв} = \frac{P_{дв} \cdot 10^3}{\omega_{дв}} = \frac{30 \cdot P_{дв} \cdot 10^3}{\pi \cdot n_{дв}} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}}$$

где $\omega_{дв}$ – угловая скорость вращения вала двигателя, c^{-1} ,

Момент на первом валу:

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I}$$

На втором валу:

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}}$$

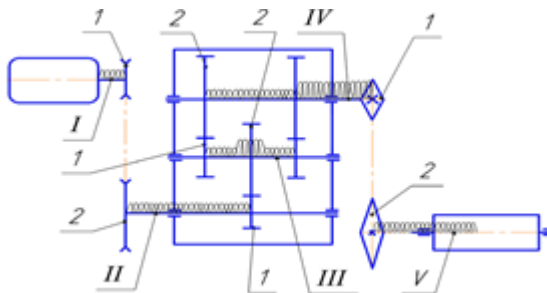
Для i -го вала $T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}$

Таблица 4.5. Результаты кинематического расчета

Расчетные параметры	Номер вала				
	I	II	III	IV	V
Передаточное число ступени	U_1	U_2	U_3	U_4	
n , об/мин					
P , кВт					
T , Нм					

ПРИМЕР КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА

Проведем кинематический расчет привода ленточного конвейера, схема которого изображена на рисунке, при заданном окружном усилии на барабане $F_t = 3,5$ кН, окружной скорости $V = 0,75$ м/с и диаметре приводного барабана $D = 400$ мм.



Привод состоит из электродвигателя, ременной передачи, двухступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами и раздвоенной тихоходной ступенью, цепной передачи и приводного барабана. Таким образом, привод содержит четыре ступени передач:

- ременная передача, состоящая из ведущего (1) и ведомого (2) шкивов и гибкой связи (ремня) и служащая для передачи мощности от первого (I) вала ко второму (II);
- быстроходная ступень редуктора, состоящая из двух зубчатых и цилиндрических колес (1 и 2) и передающих мощность от второго (II) к третьему (III) валу;

- тихоходная ступень редуктора, которая конструктивно выполнена в виде двух одинаковых пар зубчатых колес (1 и 2), передающих мощность двумя потоками от третьего (III) вала к четвертому (IV);
- цепная передача, состоящая из ведущей (1) и ведомой (2) звездочек, гибкой связи (цепи) и передающая мощность от четвертого вала (IV) к пятому (V).

Для уменьшения ошибок при расчете элементов привода

$$\eta_o = \eta_{n1} \cdot \eta_{nk} \cdot \eta_{n2} \cdot \eta_{nk} \cdot \eta_{n3} \cdot \eta_{nk} \cdot \eta_{n4} \cdot \eta_{nc} = 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,91 \cdot 0,98 = 0,781,$$

рекомендуется пронумеровать валы, начиная с вала электродвигателя, римскими цифрами, а рабочие звенья ступеней передач арабскими цифрами: ведущее звено – индексом 1, ведомое 2, так, как это представлено на рассматриваемой схеме.

Мощность на приводном валу барабана (мощность полезных сил сопротивления на барабане):

$$P_{max} = P_v = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{3500 \cdot 0,75}{1000} = 2,625 \text{ кВт}$$

Общий коэффициент полезного действия привода

где $\eta_{n1} = 0,95$ - кпд ременной передачи (таблица 4.1);

$\eta_{nk} = 0,99$ - кпд пары подшипников качения;

$\eta_{n2} = 0,97$ - кпд цилиндрической косозубой передачи;

$\eta_{n3} = 0,98$ - кпд цилиндрической прямозубой передачи;

$\eta_{n4} = 0,91$ - кпд цепной передачи;

$\eta_{nc} = 0,98$ - кпд пары подшипников скольжения.

Потребная мощность электродвигателя (мощность с учетом вредных сил сопротивления)

$$P_{nom} = P_I = 2,625 = 3,361 \text{ кВт.}$$

Частота вращения барабана (V вала)

$$n_{\text{вых}} = n_V = \frac{V \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{0,75 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 400} = 35,8 \text{ об/мин}$$

Ориентировочное передаточное число привода

$$U'_j = U'_1 \cdot U'_2 \cdot U'_3 \cdot U'_4 = 2 \cdot 4,5 \cdot 4 \cdot 1,5 = 54,$$

$U'_1 = 2$ - ориентировочное значение передаточного числа клиноременной передачи (таблица 4.3);

$U'_2 = 4,5$ - среднее ориентировочное передаточное число быстроходной ступени редуктора;

$U'_3 = 4$ - среднее ориентировочное передаточное число тихоходной ступени

редуктора;

$U'_4 = 1,5$ - передаточное число цепной передачи.

Ориентировочная частота вращения вала электродвигателя

$$n'_{\text{дв}} = n_V \cdot U'_o = 35,8 \cdot 54 = 1933,7 \text{ об/мин.}$$

Выбор электродвигателя

По $P_{\text{ном}} = 3,361$ кВт и $n'_{\text{дв}} = 1934$ об/мин по таблице 4.4 выбираем электродвигатель 4А100S2у3 с повышенным пусковым моментом, мощность которого $P_{\text{дв}} = 4$ кВт. Обороты двигателя $n_{\text{дв}} = 2880$ об/мин.

Уточняем передаточное число привода

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_V} = \frac{n_1}{n_V} = \frac{2880}{35,8} = 80,42$$

Разбивка передаточного числа по ступеням

Передаточное число ременной передачи принимаем $U_1 = 2,5$ и цепной передачи $U_4 = 1,8$, тогда передаточное число редуктора

$$U_P = \frac{U}{U_1 \cdot U_4} = \frac{80,42}{2,5 \cdot 1,8} = 17,87$$

Общее передаточное число редуктора разобьем на передаточные числа быстроходной ступени U_2 и тихоходной U_3 по рекомендации, приведенной в таблице 4.5:

$$U_2 = 0,75 \cdot \sqrt[3]{17,87^2} - 0,02 \cdot 17,87 = 4,77;$$

$$U_3 = \frac{U_P}{U_2} = \frac{17,87}{4,77} = 3,75.$$

Таким образом, окончательно имеем:

$U_1 = 2,5$ - передаточное число ременной передачи;

$U_2 = 4,77$ - передаточное число быстроходной ступени редуктора;

$U_3 = 3,75$ - передаточное число тихоходной ступени редуктора;

$U_4 = 1,8$ - передаточное число цепной передачи.

При этом общее передаточное число будет равно:

$$U = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \cdot U_4 = 2,5 \cdot 4,77 \cdot 3,75 \cdot 1,8 = 80,49.$$

Мощность на первом валу равна мощности двигателя:

$$P_I = P_{дв} = 4 \text{ кВт}$$

Мощность на втором валу

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{n1} \cdot \eta_{нк} = 4 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,762 \text{ кВт}$$

Мощность на третьем валу

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{n2} \cdot \eta_{нк} = 3,7620 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,65 \text{ кВт.}$$

Мощность на четвертом валу

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{пз} \cdot \eta_{нк} = 3,65 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 3,541 \text{ кВт.}$$

Мощность на пятом валу (для проверки) равна

$$P_V = P_{IV} \cdot \eta_{пд} \cdot \eta_{пс} = 3,541 \cdot 0,91 \cdot 0,98 = 3,158 \text{ кВт}$$

Частота вращения валов привода

$$n_I = n_{дв} = 2880 \text{ об/мин};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{U_1} = \frac{2880}{2,5} = 1152 \text{ об/мин}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{U_2} = \frac{1152}{4,77} = 241,5 \text{ об/мин}$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{U_3} = \frac{241,5}{3,75} = 84,4 \text{ об/мин}$$

$$n_V = \frac{n_{IV}}{U_4} = \frac{84,4}{1,8} = 35,78 \text{ об/мин}$$

Моменты на валах:

$$T_{дв} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}} = 9550 \frac{4}{2880} = 13,264 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$T_I = T_{дв} = 13,26 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{3,762}{1152} = 31,187 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{3,65}{241,5} = 144,337 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \frac{3,541}{84,4} = 400,67 \text{ н} \cdot \text{м}$$

$$T_V = 9550 \frac{P_V}{n_V} = 9550 \frac{3,158}{35,78} = 842,898 \text{ н} \cdot \text{м}$$

Результаты кинематического расчета

Расчетные параметры	Номера валов				
	I	II	III	IV	V
Передаточное число ступени	2,5	4,7 7	3,75	1,8	
Мощность P, кВт	4	3,762	3,65	3,541	3,158
Обороты n, об/мин	2880	1152	241,5	64,4	35,78
Момент T, Нм	13,264	31,18 7	144,337	400,67	842,898

Варианты заданий для выполнения задачи 4

Необходимо изобразить кинематическую схему привода из указанных (последовательно) элементов в задании, выбрать электродвигатель, определить общее передаточное отношение привода, разбить его по ступеням, определить мощность, частоту вращения и крутящие моменты каждого вала привода.

4.1. Спроектировать привод лебедки для горизонтального перемещения груза, состоящий из электродвигателя, упругой муфты, червячного редуктора, открытой цепной передачи.

Данные к расчету взять из таблицы.

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	8	10	12	14	25	16	18	20	25	15
V, м/мин	36	32	28	28	30	34	32	26	24	22
D, мм	180	200	210	230	240	250	260	270	280	320
Срок службы привода L, лет	4	5	6	7	4	5	6	7	4	5

4.2. Спроектировать привод ленточного конвейера для транспортировки угля, состоящий из электродвигателя, клиноременной передачи, цилиндрического одноступенчатого редуктора, цепной муфты.

Данные к расчету взять из таблицы.

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила ленты F, кН	1,2	1,6	1,8	2,0	2,52	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2
Скорость ленты V, м/с	0,8	0,9	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5
Диаметр барабана D, мм	80	100	120	140	150	160	180	200	220	240
Срок службы L, лет	5	6	7	4	6	7	5	6	3	4

4.3. Спроектировать привод ковшового элеватора для транспортировки сухого песка, состоящий из электродвигателя, муфты, конического одноступенчатого редуктора, открытой цепной передачи.

Данные к расчету взять из таблицы.

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F, кН	1,0	1,3	1,5	1,5	1,8	1,9	2,0	2,2	2,6	2,8
Скорость ленты V, м/с	1,5	1,7	1,9	2,0	2,2	2,3	2,5	2,2	2,0	1,8
Диаметр барабана D, мм	125	150	170	200	220	250	250	200	180	220
Срок службы привода L, лет	4	7	6	5	4	6	5	7	7	6

4.4. Спроектировать привод бегунов для приготовления формовочной земли, состоящий из электродвигателя, муфты, двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора, муфты.

Данные к расчету взять из таблицы.

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие ленты P, кН	5,0	8,5	7,5	6,5	9,0	8,0	10	11	12	16

Скорость ленты V, м/с	0,5	0,3	0,7	0,4	0,35	0,5	0,25	0,3	0,3	0,25
Диаметр барабана D, мм	325	280	300	325	350	350	275	400	425	350
Срок службы L,	2	3	3	5	5	2	3	3		6

4.5. Спроектировать привод к аппарату с механическим перемешивающим устройством, состоящий из электродвигателя, клиноременной передачи, цилиндрического одноступенчатого редуктора, упругой муфты.

Данные к расчету взять из таблицы.

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Момент сопротивления вращению T, кН*м	0,15	0,18	0,2	0,25	0,27	0,3	0,32	0,34	0,38	0,4
Частота вращения мешалки n, об/мин	80	85	90	95	80	70	65	60	70	80
Срок службы привода L, лет	3	5	4	6	4	5	6	7	5	3

ЗАДАЧА 5. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Выбрать материал зубчатых колес тихоходной ступени редуктора и определить допускаемые контактные напряжения.
2. Рассчитать межосевое расстояние тихоходной ступени и геометрические параметры ее зубчатых колес.
3. Выполнить проверочный расчет зубчатых колес на контактную и изгибную прочность

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЯ

1. Расчет многоступенчатых зубчатых передач следует начинать с тихоходной ступени, как с наиболее нагруженной: $T_3 > T_2 > T_1$.

Выбирать материал зубчатых колес следует с учетом действующих нагрузок. Так как шестерня за одно и то же время совершает большее (в U раз) число оборотов, чем колесо, для ее изготовления должен быть выбран материал, обладающий большим пределом выносливости и большей износостойкостью. Кроме того, твердость поверхности зубьев шестерни после термообработки (нормализации или улучшения) должна превышать твердость поверхности зубьев колеса на 20...40 единиц по Бринеллю. При применении закалки твердость поверхности зубьев колеса и шестерни может быть одинаковой.

2. Допускаемые контактные напряжения зубьев при расчете

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

где $\sigma_{H \lim}$ - предел контактной выносливости материала,

S_H - коэффициент безопасности,

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи.

Для прямозубых передач, а также для передач с косыми или круговыми зубьями, у которых твердость меньше 350 НВ, за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных для материала шестерни $[\sigma_H]_1$ и

колеса $[\sigma_H]_2$. Для остальных передач за расчетное принимают среднее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, но не более $1,25[\sigma_H]_{\min}$ для цилиндрических и $1,15[\sigma_H]_{\min}$ для конических, где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из двух.

Шестерня		Колесо	
Марка стали	Рекомендуемый способ термообработки	Марка стали	Рекомендуемый способ термообработки
45	Улучшение или нормализация НВ < 350	35	Улучшение или нормализация НВ < 350
50	Улучшение или нормализация НВ < 350	35	Улучшение или нормализация НВ < 350
50Г	Улучшение или нормализация НВ < 350	45	Улучшение или нормализация НВ < 350
40Х	Улучшение или нормализация НВ < 350	50	Улучшение или нормализация НВ < 350
40ХН	Улучшение или нормализация НВ < 350	40Х	Для кованных сталей улучшение или нормализация
45 50	Поверхностная закалка ТВЧ, объемная закалка НВ > 350	35	Поверхностная закалка ТВЧ, объемная закалка НВ > 350
40Х 40ХН	Поверхностная закалка ТВЧ, объемная закалка НВ > 350	50 40Х	Нормализация и улучшение НВ > 350
15Х 20Х	Цементация и закалка НВ > 350	15Х 20Х	Цементация и закалка НВ > 350
12ХНЗА 20ХНЗА 18ХГТ	Цементация и закалка НВ > 350	12ХНЗА 20ХНЗА 18ХГТ	Цементация и закалка НВ > 350

Таблица 5.1. Рекомендуемые сочетания материалов, применяемые для изготовления зубчатых колес и шестерен

Таким образом, для определения $[\sigma_H]$ необходимо предварительно задаться углом наклона зубьев колес β .

$\beta = 0$ для прямозубой передачи,

$\beta = 8^\circ \dots 16^\circ$ для косозубой передачи,

$\beta = 25^\circ \dots 40^\circ$ для сдвоенных косозубых или шевронных колес.

Значение угла β должно соответствовать ряду нормальных значений по ГОСТ 8908-81. $\beta = \dots 5^\circ, (6^\circ), (7^\circ), 8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, (12^\circ), 15^\circ, (18^\circ), 20^\circ, (22^\circ), (25^\circ), 30^\circ, (35^\circ), (40^\circ), 45^\circ$

...Значения, указанные в скобках, менее предпочтительны.

Предел контактной выносливости материала $\sigma_H \text{ джм}$ определяют в зависимости от типа термической или химико-термической обработки. Предел контактной выносливости материала $\sigma_H \text{ джм}$ определяют в зависимости от типа термической или химико-термической обработки в соответствии с рекомендациями в табл. 5.2.

Таблица 5.2. Определение контактной выносливости материала

Обработка	Твердость	Материал	$\sigma_{Hlim}, \text{МПа}$
Улучшение, нормализация	$\leq 350 \text{ HB}$	Углеродистые и легированные стали	$2 \text{ HB} + 70$
Объемная закалка	$38 \dots 50 \text{ HRC}$		$17 \text{ HRC} + 100$
Поверхностная закалка	$40 \dots 56 \text{ HRC}$		$17 \text{ HRC} + 200$
Цементация, нитро-цементация и закалка	$56 \dots 65 \text{ HRC}$	Легированные стали	23 HRC
Азотирование	$550 \dots 750 \text{ HV}$		1050
Без обработки	–	Чугун	2 HB

Коэффициент безопасности S_H рекомендуется принимать $S_H \geq 1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке (т.е. при однородной структуре по объему) и $S_H \geq 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (т.е. при неоднородной структуре по объему). Коэффициент долговечности определяют по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1,$$

где N_{H0} – базовое число циклов нагружения, $N_{H0} = 30\text{HB}^{2,4}$,
 HB – твердость материала зубьев по Бриннелю, N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения.

При постоянном режиме нагрузки N_{HE} определяют по формуле

$$N_{HE} = 60nct_0,$$

где n – частота вращения зубчатого колеса, об/мин, c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым), t_0 – расчетный срок службы передачи, ч.

3. Методика проектного расчета закрытой зубчатой передачи начинается с определения межосевого расстояния тихоходной ступени по формуле:

$$a_{\omega} = k(U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T}{\psi_{ba} U^2 [\sigma_H]^2}}$$

где k – коэффициент, зависящий от угла наклона зубьев: $k = 450$ для прямозубой передачи, $k = 410$ для косозубой передачи

U – передаточное число ступени («+» для внешнего зацепления, «-» для внутреннего зацепления);

K_H – коэффициент нагрузки, в предварительных расчетах можно принять равным $K_H = 1,2 \dots 1,5$, выбирая меньшие значения для более точных передач и при расположении зубчатых колес ближе к середине валов, а большие значения – для менее точных передач при расположении у опор.

T – крутящий момент на ведомом валу ступени, Н·м;
[σ_H] – допускаемые контактные напряжения, МПа;

$\psi_{ba} = b/a_{\omega}$ – коэффициент ширины зубчатых колес, выбираемый из ряда стандартных значений в соответствии с ГОСТ 2185–66.

При выборе значения ψ_{ba} необходимо учитывать твердость поверхности зубьев, а также расположение зубчатых колес на валах редуктора так, как это показано в табл. 5.3.

Таблица 5.3. Определение коэффициента ширины

Тверд.	Расположение		
	Симметричное	Несимметричное	Консольное
НВ ≤ 350	$\psi_{ba} = 0,315; 0,4; 0,5$	$\psi_{ba} = 0,25; 0,315; 0,4$	$\psi_{ba} = 0,2; 0,25$
НВ > 350	$\psi_{ba} = 0,25; 0,315; 0,4$	$\psi_{ba} = 0,2; 0,25; 0,315$	$\psi_{ba} = 0,16; 0,2$

Полученное значение межосевого расстояния необходимо округлить до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66.

$a_{\omega} = 40, 50, 63, (71), 80, (90), 100, (112), 125, (140), 160, (180), 200, (224), 250, (280), 315, (355), 400, (450), 500$ и т.д.

В скобках указаны менее предпочтительные значения.

По окружной скорости зубчатого венца тихоходного колеса определить правильность выбора угла наклона зубьев:

$$v = \frac{\pi a_{\omega} n_k U}{30(U \pm 1)}$$

Если $v > 3,5$ м/с для прямозубой передачи, то следует применить косозубое зацепление и заново проделать расчет.

4. Предварительно выбрать стандартное значение нормального модуля зацепления m_n по ГОСТ 9563-60 из рекомендуемого интервала значений:

$m_n = (0,01 \dots 0,02)a_{\omega}$ для улучшенных зубчатых колес;

$m_n = (0,015 \dots 0,0315)a_{\omega}$ для закаленных зубчатых колес;

$m_n = \dots 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 \dots$

При этом необходимо учесть, что меньший модуль обеспечивает больший коэффициент перекрытия, повышая тем самым плавность работы передачи, но одновременно понижает несущую способность передачи по напряжениям изгиба.

5. Далее следует определить суммарное число зубьев для пары зубчатых колес и округлить его до ближайшего целого, если оно получится дробным

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cos \beta}{m_n}.$$

Числа зубьев для каждого из зубчатых колес определяются по формулам

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{U+1}; \quad z_2 = z_{\Sigma} - z_1.$$

Если $z_1 < 17$, то, во избежание корригирования зацепления, можно уменьшить значение модуля зацепления m_n .

Далее необходимо проверить соответствие полученного межосевого расстояния предварительно принятому

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2) = a_{\omega}^{\text{ГОСТ}}.$$

Если равенство не выполняется, то следует изменить значение нормального модуля зацепления m_n . Для косозубого зацепления можно изменить угол наклона зубьев β и принять его равным

$$\beta = \arccos \left[\frac{m_n}{2a_{\omega}} (z_1 + z_2) \right]$$

При этом угол β должен соответствовать нормальному ряду значений по ГОСТ 8908-58.

Далее необходимо провести проверку кинематической точности передачи и определить отклонение полученного передаточного числа от исходного:

$$U_{\text{факт}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta U = \left| \frac{U_{\text{факт}} - U_{\text{исх}}}{U_{\text{факт}}} \right| \cdot 100\%$$

Если отклонение ΔU превышает 2% для $U < 4$ или 4% для $U \geq 4$, то следует пересмотреть значение нормального модуля зацепления m_n .

6. В конце проектного расчета зубчатой передачи следует определить диаметры вершин d_a и диаметры впадин d_f зубьев, а также ширину b зубчатых венцов, находящихся в зацеплении:

$$d_a = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right); \quad d_f = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right)$$

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad b_1 = (1,1 \dots 1,12) b_2$$

Численные значения ширины зубчатых венцов округляются до

ближайшего числа из ряда $Ra20$ по ГОСТ 6636-69.

Также следует задать степень точности изготовления зубчатой

передачи по ГОСТ 1643-81 (для цилиндрических передач) или по ГОСТ 9368-81 (для конических передач), руководствуясь табл. 5.4.

Таблица 5.4. Степень точности зубчатых передач

Вид зубьев	Вид переда	Твердость	Степень точности			
			6	7	8	9
			Окружная скорость, м/с			
Прямые	Цилиндрическая	$HV \leq 350$	≤ 18	≤ 12	≤ 6	≤ 4
		$HV > 350$	≤ 15	≤ 10	≤ 5	≤ 3
	Коническая	$HV \leq 350$	≤ 10	≤ 7	≤ 4	≤ 3
		$HV > 350$	≤ 9	≤ 6	≤ 3	$\leq 2,5$

Непрямые	Цилиндрическая	$HВ \leq 350$	≤ 36	≤ 25	≤ 12	≤ 8
		$HВ > 350$	≤ 30	≤ 20	≤ 9	≤ 6
	Коническая	$HВ \leq 350$	≤ 24	≤ 16	≤ 9	≤ 6
		$HВ > 350$	≤ 19	≤ 13	≤ 7	≤ 5

Основные параметры зубчатого зацепления свести в таблицу.
Таблица 5.5. Основные параметры зацепления

Параметр	Обозначение	Значение параметров	
		Шестерня	Колесо
Передаточное число	U		
Межосевое расстояние	a_w , мм		
Модуль зацепления	m , мм		
Шаг окружной	P_t , мм		
Высота зуба	h , мм		
Толщина зуба	S , мм		
Число зубьев	z		
Диаметр делительной окружности	d , мм		
Диаметр окружности вершин	d_a , мм		
Диаметр окружности впадин	d_f , мм		
Ширина колеса	b , мм		
Степень точности зацепления	-		

7. Проверочный расчет зубчатой передачи по контактным напряжениям

Проверочный расчет зубчатой передачи по контактным напряжениям заключается в определении отклонения $\Delta\sigma$ действительных контактных напряжений σ_H от максимально

допустимых $[\sigma_H]$ и сравнении этого отклонения с рекомендуемым интервалом

$$\Delta\sigma = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\%$$

Для некорригированных стальных зубчатых колес действительные контактные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_H = \frac{10800 z_\varepsilon}{a_\omega U} \sqrt{\frac{K_H T}{b} (U \pm 1)^3}$$

где $U = z_2/z_1$ – передаточное число ступени;

a_ω – межосевое расстояние, мм;

T – крутящий момент, Н·м;

b – ширина зубчатого венца, мм;

z_ε – коэффициент, учитывающий плавность зацепления, и зависящий от коэффициента перекрытия зубьев ε_α :

- для прямозубых колес

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

- для косозубых колес

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cos \beta \geq 1,1$$

$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma}$ – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца, а также возможные динамические нагрузки в зацеплении.

$K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки:

$K_{H\alpha} = 1$ для прямозубых передач,

$K_{H\alpha} = 1,05 \dots 1,15$ для косозубых и шевронных передач, где большие значения принимают при больших окружных скоростях и больших степенях точности.

$K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по табл. 5.6 в зависимости от твердости поверхности зубьев колеса, относительных размеров шестерни и схемы передачи.

Коэффициент динамичности $K_{H\gamma}$ определяем по таблице 5.7 в зависимости от окружной скорости, степени точности и твердости рабочих поверхностей зубьев.

Таблица 5.6. Значения коэффициента концентрации $K_{H\beta}$

b/d_1	Твердость	Схема передачи							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	$HB_2 \leq 350$	1,7	1,4	1,3	1,18	1,08	1,05	1,05	1,05
	$HRC_2 \geq 40$	1,35	1,2	1,15	1,09	1,05	1,05	1,05	1,05
0,4	$HB_2 \leq 350$	2,4	1,9	1,6	1,36	1,2	1,12	1,08	1,05
	$HRC_2 \geq 40$	1,7	1,45	1,3	1,18	1,1	1,06	1,05	1,05
0,6	$HB_2 \leq 350$	3,1	2,4	2,0	1,6	1,34	1,24	1,14	1,06
	$HRC_2 \geq 40$	2,05	1,7	1,5	1,3	1,17	1,12	1,07	1,05
0,8	$HB_2 \leq 350$	4,0	3,0	2,4	1,86	1,54	1,4	1,26	1,1
	$HRC_2 \geq 40$	2,5	2,0	1,7	1,43	1,27	1,2	1,13	1,05
1,0	$HB_2 \leq 350$	-	3,6	2,8	2,12	1,8	1,6	1,4	1,2
	$HRC_2 \geq 40$	-	2,3	1,9	1,56	1,4	1,3	1,2	1,1
1,2	$HB_2 \leq 350$	-	-	3,2	2,44	2,08	1,8	1,6	1,3
	$HRC_2 \geq 40$	-	-	2,1	1,72	1,54	1,4	1,3	1,15
1,4	$HB_2 \leq 350$	-	-	-	2,8	2,4	2,0	1,8	1,42
	$HRC_2 \geq 40$	-	-	-	1,9	1,7	1,52	1,4	1,21
1,6	$HB_2 \leq 350$	-	-	-	-	2,8	2,4	2,0	1,6
	$HRC_2 \geq 40$	-	-	-	-	1,9	1,7	1,5	1,3

Таблица 5.6. Значения коэффициента концентрации K_{Hv}

Степень точности	Твердость	β	v, м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$\text{HB}_2 \leq 350$	$\beta = 0$	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		$\beta \neq 0$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	$\text{HRC}_2 \geq 40$	$\beta = 0$	1,02	1,04	1,07	1,1	1,15	1,18
		$\beta \neq 0$	1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7	$\text{HB}_2 \leq 350$	$\beta = 0$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		$\beta \neq 0$	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	$\text{HRC}_2 \geq 40$	$\beta = 0$	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
		$\beta \neq 0$	1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
8	$\text{HB}_2 \leq 350$	$\beta = 0$	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		$\beta \neq 0$	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	$\text{HRC}_2 \geq 40$	$\beta = 0$	1,03	1,06	1,1	1,16	1,22	1,26
		$\beta \neq 0$	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9	$\text{HB}_2 \leq 350$	$\beta = 0$	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		$\beta \neq 0$	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	$\text{HRC}_2 \geq 40$	$\beta = 0$	1,04	1,07	1,13	1,2	1,26	1,32
		$\beta \neq 0$	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05

8. Проверочный расчет зубчатой передачи по напряжениям изгиб

Зубчатое зацепление считается проходящим проверку на выносливость по напряжениям изгиба, если соблюдается условие $\sigma_F \leq 1,05[\sigma_F]$, т.е. фактические напряжения изгиба практически не превышают допускаемых. Для проверки этого условия необходимо вначале определить допускаемые напряжения изгиба.

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

где $\sigma_{F\text{lim}}$ - предел изгибной выносливости материала,

S_F - коэффициент безопасности,

K_{FL} - коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи.

Предел изгибной выносливости материала σ_{min} и коэффициент безопасности S_F определяют в зависимости от типа термической

или химико-термической обработки в соответствии с рекомендациями, представленными в табл. 5.7.

Коэффициент долговечности определяют по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \geq 1,$$

где $m = 9$ при твердости поверхности зубьев $HВ > 350$, $m = 6$ при твердости поверхности зубьев $HВ < 350$

N_{FE} - эквивалентное число циклов нагружения.

Таблица 5.7. Определение изгибной выносливости материала

Вид обработки	Твердость	Материал	$\sigma_{\text{мн}}$, МПа	S_F
Нормализация, улучшение	180...350 HВ	40, 45, 40Х,	1,75 HВ	1,7
		40ХН, 45ХЦ, 35ХМ		
Объемная закалка	45...55 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ ...	500...550	
Закалка ТВЧ с охватом впадин	48...52 HRC	40Х, 35ХМ, 40ХН	500...600	
Закалка ТВЧ по всему контуру	56...62	58, 45РП, У6	900	
	48...52 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	600...700	
Азотирование	700...950	38Х2Ю,	12	
	550...750 HV	40Х, 40ХФА, 40Х2НМ	HRC + 290	
Цементация	57...62 HRC	Легированные стали	750...800	1,55
Нитроцементация	56...63 HRC	25ХГМ	1000	
		25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	750	

При постоянном режиме нагрузки N_{FE} определяют по формуле

$$N_{FE} = 60nct_0,$$

где n – частота вращения зубчатого колеса, об/мин;

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым);

t_0 – расчетный срок службы передачи, ч.

Фактические напряжения изгиба определяют отдельно для колеса и для шестерни по следующей формуле:

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

где F_t – окружная сила в зацеплении, определяемая по формуле:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{d_1};$$

где T_1, T_2 – крутящие моменты на ведущем и ведомом валах соответственно, d_2, d_1 – делительные диаметры зубчатого колеса и шестерни соответственно.

b – ширина зубчатого венца;

m_n – нормальный модуль зацепления;

Y_F – коэффициент формы зуба, принимаемый по табл. 5.8 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v и коэффициента коррекции зацепления χ .

Таблица 5.8. Значения коэффициента формы зуба Y_F

z_v	χ								
	-0,5	-0,4	-0,25	-0,16	0	+0,16	+0,25	+0,4	+0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	3,68	3,46
16	-	-	-	-	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40

20	-	-	-	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39
25	-	-	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,68	3,58	3,54	3,49	3,44
60	3,82	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50	3,47
71	3,79	3,74	3,68	3,66	3,61	3,56	3,55	3,50	3,48
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,55	3,55	3,51	3,50
90	3,70	3,68	3,64	3,62	3,60	3,55	3,55	3,53	3,51
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52
180	3,64	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56	3,56
> 180	3,63								

Y_{β} - коэффициент наклона зуба, определяемый по формуле

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

где β - угол подъема линии зуба, градусы.

$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$ - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца, а также возможные динамические нагрузки в зацеплении.

$K_{F\alpha}$ - коэффициент распределения нагрузки:

$K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых передач; для косозубых и шевронных передач $K_{F\alpha}$ зависит от степени точности зацепления:

$K_{F\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по таблице 5.9 в зависимости от твердости поверхности зубьев колеса, относительных размеров шестерни и схемы передачи.

K_{Fv} - коэффициент динамичности, определяемый по таблице 5.10 в зависимости от окружной скорости, степени точности и твердости рабочих поверхностей зубьев.

В случае невыполнения условия $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ следует изменить либо значения модуля зацепления m_n , либо ширину зубчатых колес b_1 и b_2 , либо выбрать более прочные материалы для их изготовления.

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Таблица 5.9. Значения коэффициента концентрации $K_{F\beta}$

b/d	Твердость	Схема передачи							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	$HB_2 \leq 350$	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	$HRC_2 \geq 40$	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	$HB_2 \leq 350$	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	$HRC_2 \geq 40$	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	$HB_2 \leq 350$	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	$HRC_2 \geq 40$	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	$HB_2 \leq 350$	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	$HRC_2 \geq 40$	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04

1.0	HB ₂ ≤ 350	-	2,8	2,28	1,82	1,6	1,46	1,31	1,16
	HRC ₂ ≥ 40	-	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1.2	HB ₂ ≤ 350	-	-	2,54	2,04	1,8	1,6	1,46	1,23
	HRC ₂ ≥ 40	-	-	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1.4	HB ₂ ≤ 350	-	-	-	2,28	2,01	1,74	1,6	1,32
	HRC ₂ ≥ 40	-	-	-	1,67	1,53	1,4	1,31	1,16
1.6	HB ₂ ≤ 350	-	-	-	-	2,23	2,01	1,74	1,46
	HRC ₂ ≥ 40	-	-	-	-	1,67	1,53	1,38	1,23

Таблица 5.10. Значения коэффициента динамичности K_{Fv}

Степень точности	Твердость	β	$v, \text{ м/с}$					
			1	2	4	6	8	10
6	HB ₂ ≤ 350	$\beta =$	1,06	1,1	1,2	1,40	1,5	1,67
		$\beta \neq 0$	1,02	1,0	1,1	1,15	1,2	1,25
	HRC ₂ ≥ 40	$\beta =$	1,02	1,0	1,0	1,11	1,1	1,17
		$\beta \neq 0$	1,01	1,0	1,0	1,04	1,0	1,07
7	HB ₂ ≤ 350	$\beta =$	1,08	1,1	1,3	1,50	1,6	1,80
		$\beta \neq 0$	1,03	1,0	1,1	1,16	1,2	1,27
	HRC ₂ ≥ 40	$\beta =$	1,03	1,0	1,0	1,13	1,1	1,22
		$\beta \neq 0$	1,01	1,0	1,0	1,05	1,0	1,08
8	HB ₂ ≤ 350	$\beta =$	1,10	1,2	1,3	1,58	1,7	1,96
		$\beta \neq 0$	1,03	1,0	1,1	1,17	1,2	1,29
	HRC ₂ ≥ 40	$\beta =$	1,04	1,0	1,1	1,16	1,2	1,26
		$\beta \neq 0$	1,01	1,0	1,0	1,05	1,0	1,08
9	HB ₂ ≤ 350	$\beta =$	1,13	1,2	1,5	1,77	1,9	2,25
		$\beta \neq 0$	1,04	1,0	1,1	1,21	1,2	1,35
	HRC ₂ ≥ 40	$\beta =$	1,04	1,0	1,1	1,21	1,2	1,34
		$\beta \neq 0$	1,01	1,0	1,0	1,06	1,0	1,09

9. Силы в зацеплении:

$$\text{окружная, } F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}$$

$$\text{радиальная, } F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

$$\text{осевая } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$$

ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Расчитать зубчатую цилиндрическую косозубую передачу одноступенчатого редуктора с моментом на выходе $T_2 = 900$ Н·м.

Частоты вращения входного и выходного валов передачи равны $n_1 = 210$ об/мин и $n_2 = 70$ об/мин соответственно, т. е. передаточное число $u = 3$.

Передача нереверсивная, с симметричным расположением шестерни относительно опор. Время безотказной работы $t = 10\,000$ часов в тяжелом режиме нагружения.

В качестве параметров исходного контура инструмента принять:

$$h_a^* = 1 - \text{коэффициент высоты головки зуба;}$$

$$h_y^* = 1 - \text{коэффициент высоты ножки зуба;}$$

$$c^* = 0,25 - \text{коэффициент радиального зазора;}$$

$$\alpha = 20^\circ - \text{угол профиля рейки.}$$

1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений

1.1. Выбор материалов для колеса и шестерни по таблице 5.1

Зубчатые колеса изготовлены из стали 40X, закаленной по поверхности до твердости $HRC\ 45 \dots 50$, термообработка типа «улучшение» с последующей закалкой ТВЧ по контуру до заявленной твердости.

1.2. Допускаемые контактные напряжения

$$\text{шестерня } [\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim1}}{s_H} k_{HL1} = \frac{965}{1,2} \cdot 1 = 804,17 \text{ МПа},$$

$$\text{колесо } [\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim2}}{s_H} k_{HL2} = \frac{965}{1,2} \cdot 1,1 = 884,6 \text{ МПа}.$$

1.2.1. Пределы контактной выносливости по таблице 5.2

$$\sigma_{H\lim1} = 17HRC_{1\min} + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim2} = 17HRC_{2\min} + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ МПа};$$

1.2.2. Коэффициент запаса прочности $s_H = 1,2$.

1.2.3. Коэффициенты долговечности:

$$\text{- шестерни } k_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_{H1}}} = \sqrt[6]{\frac{84 \cdot 10^6}{1,26 \cdot 10^8}} = 0,93, \quad k_{HL1} = 1;$$

$$N_{H1} = 60n_1tK_{n1} = 60 \cdot 210 \cdot 10^4 \cdot 1 = 1,26 \cdot 10^8,$$

$$\text{- колеса } k_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_{H2}}} = \sqrt[6]{\frac{84 \cdot 10^6}{0,42 \cdot 10^8}} = 1,1,$$

$$N_{H2} = 60n_2tK_{n2} = 60 \cdot 70 \cdot 10^4 \cdot 1 = 0,42 \cdot 10^8$$

$$N_{H\lim} = 84 \cdot 10^6.$$

1.3. Допускаемые напряжения изгиба
шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim1}}{s_F} k_{FL1} k_{FC} = \frac{600}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 352,94 \text{ МПа}$$

колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim2}}{s_F} k_{FL2} k_{FC} = \frac{600}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 352,94 \text{ МПа}$$

1.3.1. Пределы выносливости зубьев при изгибе:

$$\sigma_{F\lim1} = 600 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F\lim2} = 600 \text{ МПа}.$$

1.3.2. Коэффициент запаса прочности $s_F = 1,7$.

1.3.3. Коэффициенты долговечности:

$$k_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\text{lim}}}{N_{F1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,26 \cdot 10^8}} = 0,56$$

$$N_{F1} = N_{H1} = 1,26 \cdot 10^8$$

$$k_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\text{lim}}}{N_{F2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,42 \cdot 10^8}} = 0,68,$$

$$N_{F2} = N_{H2} = 0,42 \cdot 10^8;$$

$$N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6;$$

Принимаем $k_{FL1} = 1$ и $k_{FL2} = 1$.

1.3.4. Коэффициент чувствительности к реверсивной работе

$$k_{FC} = 1 - \gamma_{FC} \frac{T''}{T'} = 1 \text{ (нереверсивная работа).}$$

2. Определение межосевого расстояния a_w (мм) из условия прочности по контактным напряжениям

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} = 430 \cdot (3+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{900 \cdot 1,04 \cdot 1,0 \cdot 1,05}{0,4 \cdot 3^2 \cdot 804,17^2}} = 127,01_{\text{мм}}^2$$

1. Коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,4$ (симметричное расположение относительно опор).

2.2. Коэффициент концентрации нагрузки

$$k_{H\beta} = 1,0 + 0,052 \psi_{bd} = 1,0 + 0,052 \cdot 0,8 = 1,04,$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (3 + 1) = 0,8;$$

2.3. Коэффициент динамичности нагрузки на этапе проектировочного расчета $K_{Hv} = 1,0$.

2.4. Коэффициент неравномерности нагружения зубьев на этапе проектировочного расчета $K_{H\alpha} = 1,05$.

2.5. Вспомогательный коэффициент $K_a = 430$ для косозубых и шевронных передач (ГОСТ 21354 – 87).

Полученную величину межосевого расстояния округляем до ближайшего значения из нормального ряда $R_a 40$.

Принимаем $a_w = 130$ мм.

3. Определение ширины колеса

$$b_2 = a_w \psi_{ba} = 130 \cdot 0,4 = 52 \text{ мм.}$$

4. Определение ширины шестерни

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 4) \text{ мм} = 52 + 4 = 56 \text{ мм}$$

5. Предварительное значение делительного диаметра колеса

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 130 \cdot 3}{3+1} = 195 \text{ мм}$$

6. Определение ориентировочного значения модуля из расчета прочности по напряжениям изгиба

$$m_{no} \geq \frac{2 \cdot 10^3 T_2 K_m K_F}{b_2 d_2 [\sigma_F]_{\min}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 900 \cdot 3,5 \cdot 1,12}{52 \cdot 195 \cdot 352,94} = 1,97 \text{ мм,}$$

6.1. Поправочный коэффициент для косозубых передач $K_m = 3,5$.

6.2. Коэффициент расчетной нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{Fv} = 1,12$.

6.2.1. $K_{F\beta} = 1,124$ – коэффициент концентрации нагрузки при расчете напряжений изгиба;

6.2.2. $K_{Fv} = 1,0$ – коэффициент динамичности нагрузки (значение, обычно принимаемое на этапе предварительного расчета).

В качестве значения модуля принимаем величину из нормального ряда (ГОСТ 9563 - 80), удовлетворяющую условию $m_n \geq m_{no}$, ориентируясь на рекомендацию $m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$. В данном случае $m_n = 2$ мм.

7. Определение чисел зубьев колеса и шестерни и угла наклона зубьев

β_{\min} – минимальный угол наклона зубьев (для косозубых и шевронных передач):

$$\beta_{\min} = \arcsin \left(3,5 \frac{m_n}{b_2} \right) = \arcsin \left(\frac{3,5 \cdot 2}{52} \right) = 7^\circ 42'$$

суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w \cos \beta_{\min}}{m_n} = \frac{2 \cdot 130 \cdot \cos(7^{\circ}42')}{2} = 128,8$$

Значение z_{Σ} округляем до целого в сторону уменьшения, а именно $z_{\Sigma} = 128$;

$$\text{число зубьев шестерни } z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{128}{3+1} = 32;$$

$$\text{число зубьев колеса } z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 128 - 32 = 96$$

7.1. Уточнение фактического передаточного числа по принятым значениям чисел зубьев:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{96}{32} = 3;$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного не должно превышать 4%:

$$\frac{|u - u_{\phi}|}{u} \cdot 100\% = 0.$$

7.2. Определение действительного угла наклона зубьев

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_{\Sigma} m_n}{2a_w}\right) = \arccos\left(\frac{128 \cdot 2}{2 \cdot 130}\right) = 10^{\circ}6'.$$

8. Определение основных геометрических параметров передачи (рис. 9)

8.1. Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(32 + 96) \cdot 2}{2 \cos(10^{\circ}6')} = 130 \text{ мм}$$

8.2. Диаметры делительных окружностей

$$\text{шестерни } d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 32}{\cos(10^{\circ}6')} = 65 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 96}{\cos(10^{\circ}6')} = 195 \text{ мм}.$$

Передачу проектируем без смещения, полагая $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$.

8.3. Диаметры вершин зубьев

шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m_n = 65 + 2 \cdot 2 = 69 \text{ мм}$,

колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_n = 195 + 2 \cdot 2 = 199 \text{ мм}$

8.4. Диаметры впадин зубьев

шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 65 - 2,5 \cdot 2 = 60 \text{ мм}$,

колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 195 - 2,5 \cdot 2 = 190 \text{ мм}$

8.5. Коэффициенты перекрытия:

торцового

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{32} + \frac{1}{96} \right) \right] \cos(10^\circ 6') = 1,719 \cdot$$

$$\text{осевого } \varepsilon_\beta = b_2 \cdot \frac{\sin \beta}{\pi m_n} = 54 \cdot \frac{0,1754}{3,14 \cdot 2} = 1,508.$$

9. Проверка выполнения условия прочности по контактным напряжениям

$$\sigma_H = Z_M Z_\varepsilon Z_h \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 (u \pm 1)^3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{a_w^3 \psi_{ba} u^2}} \leq [\sigma_f],$$

9.1. $Z_M = 340 \text{ МПа}^{1/2}$ (для стальных колес

$$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}, \mu_1 = \mu_2 = 0,3)$$

$$9.2. Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,719}} = 0,7627;$$

$$9.3. Z_h = \sqrt{\frac{2}{\pi \sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{3,14 \cdot \sin 40^\circ}} = 0,9954;$$

9.4. $K_{Hv} = 1,01$ (выбираем в зависимости от твердости рабочей поверхности, степени точности и окружной скорости);

9.4.1. Линейная окружная скорость

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 65 \cdot 210}{60 \cdot 10^3} = 0,71 \text{ м/с}$$

9.4.2. Рекомендуемое значение степени точности (при $\beta > 0$)

$$N_p = \text{int}(10,1 - 0,12v) = \text{int}(10,1 - 0,12 \cdot 0,71) = 10$$

Поскольку на практике детали изготавливаются со степенью точности не ниже 8-й, то назначаем $N_p = 8$.

$$K_{Ha} = (0,83...0,85) \cdot \frac{4\varepsilon_\alpha}{4 + (\varepsilon_\beta - 1)(N_p - 5)} = (0,83...0,85) \cdot \frac{4 \cdot 1,719}{4 + (1,508 - 1)(8 - 5)} = 1,05$$

$$\sigma_H = 340 \cdot 0,7627 \cdot 0,9954 \cdot \sqrt{\frac{900 \cdot 10^3 \cdot (3+1)^3 \cdot 1,05 \cdot 1,04 \cdot 1,01}{130^3 \cdot 0,4 \cdot 3^2}} = 731,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H < [\sigma_H] = 804,17 \text{ МПа};$$

Полученное расчетное контактное напряжение должно находиться в интервале $\sigma_H = (0,85...1,05)[\sigma_H]$, то есть $\sigma_H = (0,85...1,05)804,17 = 683,54...844,38 \text{ МПа}$.

Условие прочности по напряжениям контакта для проектируемой передачи можно считать выполненным.

10. Проверка выполнения условия прочности по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{T_2 \cdot 10^3 (u \pm 1) K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha} Y_F Y_\beta}{a_w u b_2 m_n} \leq [\sigma_F],$$

10.1. Коэффициент неравномерности нагружения зубьев для косозубых передач

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\beta - 1)(N_p - 5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,508 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,719} = 0,803;$$

10.2. Коэффициент формы зуба определяем при помощи графика, представленного на рисунке 10. Вначале определяем приведенные числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{32}{\cos^3 (10^\circ 6')} = 33,53,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{96}{\cos^3 (10^\circ 6')} = 100,57.$$

Соответственно получаем: $Y_{F1} = 3,75$; $Y_{F2} = 3,6$.

10.3. Коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев для косозубых и шевронных передач можно приближенно

рассчитать по формуле

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^{\circ}} = 1 - \frac{10,1^{\circ}}{140^{\circ}} = 0,9278;$$

10.4. Коэффициент динамичности нагрузки $K_{Fv} = 1,04$ (табл. 1.9.1).

Тогда для шестерни и колеса соответственно имеем:

$$\sigma_{F1} = \frac{900 \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot 1,04 \cdot 1,12 \cdot 1,01 \cdot 0,803 \cdot 3,75 \cdot 0,9278}{130 \cdot 3 \cdot 52 \cdot 2} = 291,73 \text{ МПа} < 352,94 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{900 \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot 1,04 \cdot 1,12 \cdot 1,01 \cdot 0,803 \cdot 3,6 \cdot 0,9278}{130 \cdot 3 \cdot 52 \cdot 2} = 280,06 \text{ МПа} < 352,94 \text{ МПа}$$

Условие прочности по напряжениям изгиба для проектируемой передачи можно считать выполненным.

11. Силы в зацеплении:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 900}{195} = 9230 \text{ Н},$$

$$\text{радиальная } F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{2930 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos(10^{\circ} 6')} = 3412 \text{ Н},$$

$$\text{осевая } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 9230 \cdot \operatorname{tg}(10^{\circ} 6') = 1647 \text{ Н}$$

Для решения задачи проектирования зубчатой цилиндрической передачи воспользоваться результатами кинематического расчета, выполненного в задаче 4.

ЗАДАЧА 6. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

Целью работы является:

- 1) проектный расчет вала с выполнением его эскиза;
- 2) проверка правильности выбора в процессе эскизирования шарикоподшипниковых опор.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЯ

Валом называется деталь, предназначенная для передачи крутящего момента и поддержания вращающихся деталей. На валах закрепляют зубчатые колеса, шкивы ременных передач, звездочки цепных передач. Опорами валов служат подшипники скольжения или качения.

Вал имеет ступенчатую конструкцию (рис.6.1). Для каждой детали выполняется своя посадочная поверхность. Наличие упоров в осевом направлении упрощает сборку. Необходимо предварительно выбрать диаметр и длину каждой ступени вала.

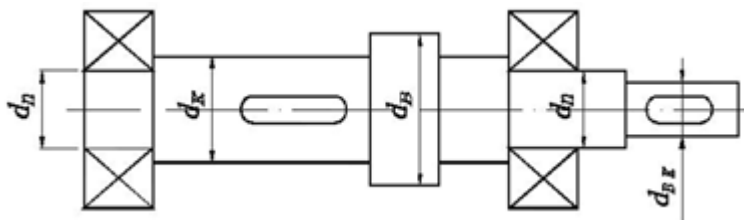


Рисунок 6.1 – эскиз вала

Расчет диаметров начинают с самого тонкого выходного участка вала. Диаметр входного или выходного конца d_k оценивают из условия обеспечения прочности на кручение:

$$d_{ок} \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

Где T - крутящий момент на валу T , Н • мм;

$[\tau]$ – допустимое напряжение кручения, мПа.

При проектных расчетах принимается $[\tau]=10\dots15$ мПа – для быстходного вала, $[\tau]=20\dots25$ мПа – для тихоходного вала.

Полученный результат округляют до ближайшего большего значения из стандартного ряда: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 и далее через 10 мм.

Далее определяют диаметр ступени вала под подшипник:

$$d_{к+3} < d_n < d+6, \text{ мм},$$

округляя до стандартного ряда d_n : 10; 12; 15; 17; 20; 25; 30 и далее через 5 мм до 100 мм.

В соответствии с диаметром посадочной поверхности вала под подшипник d_n из табл. 6.1 выбирают стандартный радиальный однорядный шарикоподшипник наиболее распространенной легкой серии таким образом, чтобы $d_n = d$, где d - внутренний диаметр подшипника.

Из таблицы 6.1. выписывают характеристики выбранного подшипника: его обозначение, габариты $d \times D \times B$ и грузоподъемности C и C_o .

Для осевого упора шарикоподшипника следующая ступень между опорами выполняется большим диаметром:

$$d_k = d_n + 3r,$$

где r - величина фаски на концах подшипника (по табл.6.1).

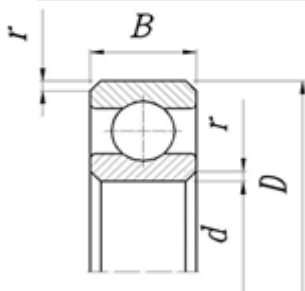
Участок диаметром d_k служит для установки зубчатой шестерни или шкива между опорами вала. Для осевого упора этих насадных элементов может быть выполнен дополнительный утолщенный участок (бурт) диаметром:

$$d_o = d_k + 5, \text{ мм}.$$

Длина каждой посадочной поверхности должна быть достаточной для размещения устанавливаемых деталей и обеспечения необходимых зазоров между ними и корпусом.

Таблица 6.1. Шарикоподшипники радиальные однорядны

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	динамическая, C	статическая, C ₀
200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	12	32	10		6,89	3,1
202	15	35	11		7,8	3,55
203	17	40	12		9,56	4,5
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15		14,0	6,95
206	30	62	16		19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18		32,0	17,8
209	45	85	19		33,2	18,6
210	50	90	20		35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22		52,0	31,0
213	65	120	23		56,0	34,0
214	70	125	24		61,8	37,5
215	75	130	25		66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
217	85	150	28		83,2	53,0



(Легкая серия)

Переходят к определению расчетных длин участков вала в соответствии со схемой на рис. 6.2.

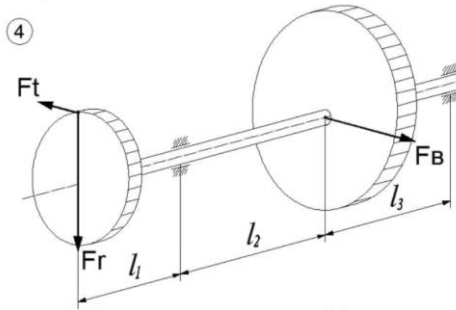


Рисунок 6.2 – расчетная схема вала

Длина выходного конца l_1 от середины насадной детали до середины подшипников определяется соотношением:

$$l_1 = 0,5 b_0 + a + 2B,$$

где b_0 - ширина детали, насаженной на выходной конец (шків ременной передачи, полумуфта и др. в соответствии со схемой привода);

a - кинематический зазор ($a = 6 \dots 10 \text{ мм}$);

B - ширина подшипника. (Размер $2B$ включает $0,5B$ и толщину проходной крышки подшипника).

Расстояние между центрами подшипников ($l_1 + l_3$) принимают равным:

$$(l_1 + l_3) = b'_0 + 2a + 2\Delta + B,$$

где b'_0 - ширина детали, установленной между опорами вала,

$\Delta = 1 \dots 2 \text{ мм}$ - зазор между краем корпуса и краем подшипника.

Рекомендуется симметричная установка зубчатого колеса между опорами. При этом принимаем

$$l_2 = l_3 = \frac{(l_2 + l_3)}{2}.$$

Выбирают размеры шпонок для установки зубчатой шестерни и шкива на валу из табл. 6.2 в зависимости от диаметра соответствующего участка вала d . Длина шпонки должна удовлетворять неравенствам;

$$l_w \geq \frac{2T}{db[\tau]_к};$$

$$l_w \geq \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma]_{см}}$$

где T - момент, передаваемый валом, н·мм;

d - диаметр участка вала в месте установки шпонки, мм;

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

$[\tau]$ - допускаемое напряжение сдвига $[\tau] = 60 \text{ МПа}$;

b - ширина зубчатой шестерни или колеса, мм

Рассчитанную длину призматических шпонки l (мм) уточняют из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

Рассчитывается долговечность опор по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C}{P_3} \right), \text{ час},$$

где n - частота вращения вала, об/мин;

C - динамическая грузоподъемность выбранного подшипника, кН (по табл.6.1);

P_3 - эквивалентная нагрузка на шарикоподшипник, которая при отсутствии осевых нагрузок, в случае неподвижного основания и при температуре опоры $t < 100^\circ \text{ C}$ принимается равной

$$P_3 = 1,1F_r,$$

где F_r – радиальная сила, действующая на вал, кН

Опора считается пригодной, если $L_h > (3...4) \cdot 10^3$, час.

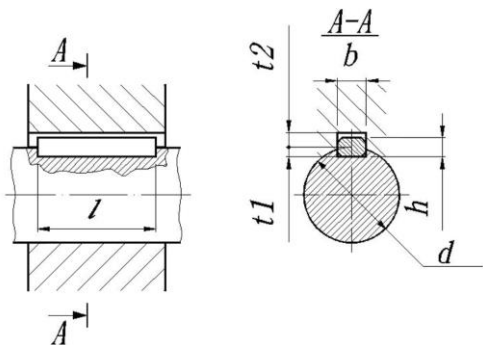


Таблица 6.2. Шпонки призматические

Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина l
	b	h	вала t ₁	вала t ₂	
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	10...56
» 17 « 22	6	6	3,5	2,8	14...70
» 22 » 30	8	7	4	3,3	18...90
» 30 » 38	10	8	5	3,3	22...110
» 38 » 44	12	8	5	3,3	28...140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10	6	4,3	45...180
» 58 » 65	18	11	7	4,4	50...200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14	9	5,4	63...250
» 85 » 95	25	14	9	5,4	70...280

По рассчитанным параметрам вычерчивается эскиз вала по примеру на рис.6.3 в выбранном масштабе.

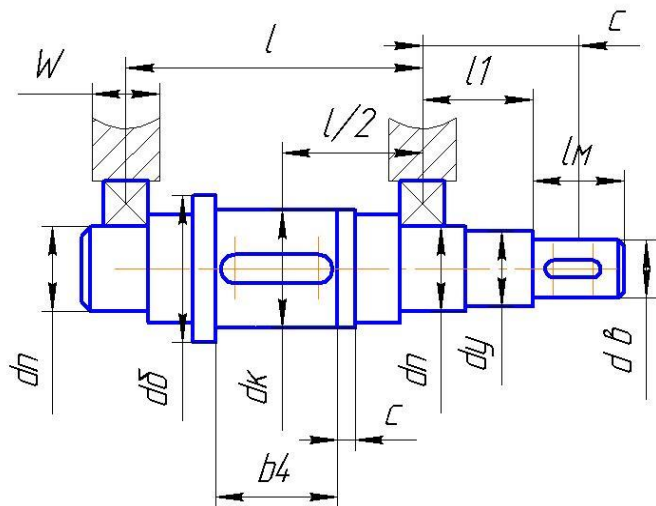


Рисунок 6.3. Эскиз вала

Рекомендуемая литература

1. Дунаев П.В., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование – 5 изд. – М.: Машиностроение, 2007.
2. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 2005.
3. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов – 10-е изд., испр. – М.: Высш. шк. 2006. – 408 с.: ил.
4. Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования [Электронный ресурс]: учебник / Д.В. Чернилевский. - Электрон. дан. - Москва: Машиностроение, 2012. - 672 с. - Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/5806>.

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университета

Подписано в печать 12.07.2019 г.
Формат 60x84x16. Печать ризографическая.
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman».
Усл.-печ.л. 1,5. Уч.-изд.л. 1,5.
Тираж 100 экз. Заказ № 1407. -
Издательско-полиграфический центр
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университета

423810, г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail: ic-nchi-kpfu@mail.ru