МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Воронежский государственный технический университет»

Кафедра автоматизированного оборудования
машиностроительного производства

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению контрольных работ
для студентов, обучающихся по направлению 15.03.01 «Машиностроение»
(профили «Технологии, оборудование и автоматизация машиностроительных производств», «Оборудование и технологии сварочного производства»)
всех форм обучения

Воронеж 2021

УДК 621.01 (07)
ББК 34.5я7

Составитель:
канд. пед. наук, доц. О. К. Битюцких

Основы проектирования: методические указания к выполнению контрольных работ для студентов направления 15.03.01 «Машиностроение» (профили «Технологии, оборудование и автоматизация автоматизированных производства», «Оборудование и технологии сварочного производства») всех форм обучения / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост.: О. К. Битюцких. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2021. – 34 с.

Методические указания содержат методику кинематического анализа привода механизма и выбора типа электродвигателя, методику расчета закрытой цилиндрической передачи с нахождением основных параметров зацепления, а также большое количество справочных данных в виде таблиц и рисунков.

Предназначены для студентов 3 курсов, выполняющих контрольную работу по дисциплине «Основы проектирования».

Методические указания подготовлены в электронном виде и содержатся в файле ОП.КР.pdf.

Ил. 8; Табл. 23; Библиогр. 10.

УДК 621.01(07)
ББК 34.5я7

Рецензент *– М. Н. Краснова, канд. техн. наук, доцент кафедры автоматизированного оборудования машиностроительного производства ВГТУ*

Издается по решению редакционно-издательского совета Воронежского государственного технического университета

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

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

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

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

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

1.1 Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

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

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

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

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

2 Определить общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

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

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

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

$$P_{дв} = \frac{P_{рм}}{\eta}.$$

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

$$P_{ном} \geq P_{дв}.$$

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

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

Таблица 1.1

Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

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

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

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

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

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

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

1.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней

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

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

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

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

2 Определить передаточные числа ступеней привода.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

5 Определить фактическое передаточное число привода $u_ф$:

$$u_ф = \frac{n_{ном}}{[n_{рм}]}.$$

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

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

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

Таблица 1.2

Рекомендуемые значения передаточных чисел

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

1.3 Определение силовых и кинематических параметров привода

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

Таблица 1.3

Определение силовых и кинематических параметров привода

Параметр		Вал	Последовательность соединения элементов по кинематической схеме			
			дв→оп→зп→м→рм		дв→м→зп→оп→рм	
Мощность P, кВт		дв	$P_{дв}$		$P_{дв}$	
		Б	$P_1 = P_{дв}\cdot\eta_{оп}\cdot\eta_{пк}$		$P_1 = P_{дв}\cdot\eta_{м}\cdot\eta_{пк}$	
		Т	$P_2 = P_1\cdot\eta_{зп}\cdot\eta_{пк}$		$P_2 = P_1\cdot\eta_{зп}\cdot\eta_{пк}$	
		рм	$P_{рм} = P_2\cdot\eta_{м}\cdot\eta_{пк}$		$P_{рм} = P_2\cdot\eta_{оп}\cdot\eta_{пк}$	
Частота вращения n, об/мин	Угловая скорость w, c^{-1}	дв	$n_{ном}$	$w_{ном} = \frac{\pi n_{ном}}{30}$	$n_{ном}$	$w_{ном} = \frac{\pi n_{ном}}{30}$
		Б	$n_1 = \frac{n_{ном}}{u_{оп}}$	$w_1 = \frac{w_{ном}}{u_{оп}}$	$n_1 = n_{ном}$	$w_1 = w_{ном}$
		Т	$n_2 = \frac{n_1}{u_{зп}}$	$w_2 = \frac{w_1}{u_{зп}}$	$n_2 = \frac{n_1}{u_{зп}}$	$w_2 = \frac{w_1}{u_{зп}}$
		рм	$n_{рм} = n_2$	$w_{рм} = w_2$	$n_{рм} = \frac{n_2}{u_{оп}}$	$w_{рм} = \frac{w_2}{u_{оп}}$
Вращающий момент T, Нм		дв	$T_{дв} = \frac{P_{дв}}{w_{ном}}$		$T_{дв} = \frac{P_{дв}}{w_{ном}}$	
		Б	$T_1 = T_{дв}\cdot u_{оп}\cdot\eta_{оп}\cdot\eta_{пк}$		$T_1 = T_{дв}\cdot\eta_{м}\cdot\eta_{пк}$	
		Т	$T_2 = T_1\cdot u_{зп}\cdot\eta_{зп}\cdot\eta_{пк}$		$T_2 = T_1\cdot u_{зп}\cdot\eta_{зп}\cdot\eta_{пк}$	
		рм	$T_{рм} = T_2\cdot\eta_{м}\cdot\eta_{пк}$		$T_{рм} = T_2\cdot u_{оп}\cdot\eta_{оп}\cdot\eta_{пк}$	

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

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

1 Определяем требуемую мощность рабочей машины:

$P_{рм} = F\cdot V = 2.6\cdot10^3\cdot0.8 = 2.08\cdot10^3$ Вт $= 2.08$ кВт.

2 Определяем КПД привода:

$\eta = \eta_{зп}\cdot\eta_{оп}\cdot\eta_{м}\cdot\eta_{пк}^3 = 0.97\cdot0.93\cdot0.98\cdot0.995^3 = 0.87$.

3 Находим требуемую мощность двигателя:

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

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

Вариант	Тип двигателя	Номинальная мощность $P_{ном.}$, кВт	Частота вращения, об/мин	
			синхронная	номинальная
1	4А112МВ8У3	3.0	750	700
2	4А112МА6У3	3.0	1000	955
3	4А100S4У3	3.0	1500	1435
4	4А90L2У3	3.0	3000	2840

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

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

6 Находим передаточное число привода u для каждого варианта:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

9 Определяем максимально допустимое отклонение частоты вращения приводного вала элеватора:

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

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

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

отсюда фактическое передаточное число привода:

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

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

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

11 Составить табличный ответ (см табл. 1.4).

Таблица 1.4

Силовые и кинематические параметры привода

Тип двигателя … $P_{ном}$ = … кВт; $n_{ном}$ = … об/мин							
Параметр	Передача		Параметр	Вал			
	Закрытая (редуктор)	Открытая		двигателя	Редуктора		Приводной рабочей машины
					быстроходный	тихоходный	
Передаточное число, u			Расчетная мощность P, кВт				
			Угловая скорость w, 1/с				
КПД, η			Частота вращения n, об/мин				
			Вращающий момент T, Нм				

Таблица 1.5

Электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А закрытые обдуваемые

Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения номинальная, об/мин	Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения номинальная, об/мин
1	2	3	4	5	6
Синхронная частота вращения 3000 об/мин			***Синхронная частота вращения 1500 об/мин***		
4А63В2У3	0.55	2740	4А71А4У3	0.55	1390
4А71А2У3	0.75	2840	4А71В4У3	0.75	1390
4А71В2У3	1.1	2810	4А80А4У3	1.1	1420
4А80А2У3	1.5	2850	4А80В4У3	1.5	1415
4А80В2У3	2.2	2850	4А90L4У3	2.2	1425
4А90L2У3	3	2840	4А100S4У3	3	1435
4А100S2У3	4	2880	4А100L4У3	4	1430
4А100L2У3	5.5	2880	4А112М4У3	5.5	1445
4А112М2У3	7.5	2900	4А132S4У3	7.5	1445
4А132М2У3	11	2900	4А132М4У3	11	1460
4А160S2У3	15	2940	4А160S4У3	15	1465
4А160М2У3	18.5	2940	4А160М4У3	18.5	1465
4А180S2У3	22	2945	4А180S4У3	22	1470
4А180М2У3	30	2945	4А180М4У3	30	1470
4А200М2У3	37	2945	4А200М4У3	37	1475
4А200L2У3	45	2945	4А200L4У3	45	1475
4А225М2У3	55	2945	4А225М4У3	55	1480
4А250S2У3	75	2960	4А250S4У3	75	1480
4А250М2У3	90	2960	4А250М4У3	90	1480
4А280S2У3	110	2970	4А280S4У3	110	1470
4А280М2У3	132	2970	4А280М4У3	132	1480
4А315S2У3	160	2970	4А315S4У3	160	1480
4А315М2У3	200	2970	4А315М4У3	200	1480
Синхронная частота вращения 1000 об/мин			***Синхронная частота вращения 750 об/мин***		
4А71В6У3	0.55	900	4А80В8У3	0.55	700
4А80А6У3	0.75	915	4А90LА8У3	0.75	700
4А80В6У3	1.1	920	4А90LВ8У3	1.1	700
4А90L6У3	1.5	935	4А100L8У3	1.5	700
4А100L6У3	2.2	950	4А112МА8У3	2.2	700
4А112МА6У3	3	955	4А112МВ8У3	3	700
4А112МВ6У3	4	950	4А132S8У3	4	700

Продолжение табл. 1.5

1	2	3	4	5	6
4А132S6У3	5.5	965	4А132М8У3	5.5	720
4А132М6У3	7.5	970	4А160S8У3	7.5	730
4А160S6У3	11	975	4А160М8У3	11	730
4А160М6У3	15	975	4А180М8У3	15	730
4А180М6У3	18.5	975	4А200М8У3	18.5	735
4А200М6У3	22	975	4А200L8У3	22	730
4А200L6У3	30	980	4А225М8У3	30	735
4А225М6У3	37	980	4А250S8У3	37	735
4А250S6У3	45	985	4А250М8У3	45	740
4А250М6У3	55	985	4А280S8У3	55	735
4А280S6У3	75	985	4А280М8У3	75	735
4А280М6У3	90	985	4А315S8У3	90	740
4А315S6У3	110	985	4А315М8У3	110	740
4А315М6У3	132	985	4А355S8У3	132	740
4А355S6У3	160	985	4А355М8У3	160	740
4А355М6У3	200	985			

Таблица 1.6

Электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А
с повышенным скольжением

Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения номинальная, об/мин	Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения номинальная, об/мин
1	2	3	4	5	6
Синхронная частота вращения 3000 об/мин			***Синхронная частота вращения 1500 об/мин***		
4АС71А2У3	1	2700	4АС71А4У3	0.6	1350
4АС71В2У3	1.2	2700	4АС71В4У3	0.8	1350
4АС80А2У3	1.9	2745	4АС80А4У3	1.3	1358
4АС80В2У3	2.5	2745	4АС80В4У3	1.7	1335
4АС90L2У3	3.5	2775	4АС90L4У3	2.4	1360
4АС100S2У3	4.8	2805	4АС100S4У3	3.2	1395
4АС100L2У3	6.3	2805	4АС100L4У3	4.25	1395
4АС112М2У3	8	2850	4АС112М4У3	5.6	1395
4АС132М2У3	11	2840	4АС132S4У3	8.5	1395
			4АС132М4У3	11.8	1410

Продолжение табл. 1.6

1	2	3	4	5	6
			4АС160S4У3	17	1425
			4АС160М4У3	20	1432
			4АС180S4У3	21	1418
			4АС180М4У3	26.5	1440
			4АС200М4У3	31.5	1410
			4АС200L4У3	40	1410
			4АС225М4У3	50	1395
			4АС250S4У3	56	1380
			4АС250М4У3	63	1365
Синхронная частота вращения 1000 об/мин			***Синхронная частота вращения 750 об/мин***		
4АС71А6У3	0.4	920	4АС80А8У3	0.45	660
4АС71В6У3	0.63	920	4АС80В8У3	0.6	660
4АС80А6У3	0.8	860	4АС90L8У3	0.9	660
4АС80В6У3	1.2	860	4АС90L8У3	1.2	660
4АС90L6У3	1.7	900	4АС100L8У3	1.6	675
4АС100L6У3	2.6	920	4АС112М8У3	2.2	670
4АС112МА6У3	3.2	910	4АС112МВ8У3	3.2	670
4АС112МВ6У3	4.2	910	4АС132S8У3	4.5	690
4АС132S6У3	6.3	940	4АС132М8У3	6	690
4АС132М6У3	8.5	940	4АС160S8У3	9	690
4АС160S6У3	12	940	4АС160М8У3	12.5	688
4АС160М6У3	16	940	4АС180М8У3	15	700
4АС180М6У3	19	940	4АС200М8У3	20	690
4АС200М6У3	22	910	4АС225М8У3	26.5	675
4АС200L6У3	28	920	4АС250S8У3	36	694
4АС225М6У3	33.5	880			
4АС250S6У3	40	950			
4АС250М6У3	45	950			

Таблица 1.7

Двигатели. Основные размеры

Тип двига-теля	Размеры, мм, для двигателей исполнений																		
	IM1081	IM1081, IM2081, IM3081					IM1081, IM2081							IM2081, IM3081					
	d_{30}	l_1	l_{30}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
71A, B	170	40	285	19	6	6	90	45	7	112	71	9	201	3.5	10	165	12	200	130
80A	186	50	300	22			100	50	10	125	80	10	218						
80B			320																
90L	208		350	24	8	7	125	56		140	90	11	243	4	12	215	15	250	180
100S	235	60	362	28			112	63	12	160	100	12	263		14				
100L			392				140												
112M	260	80	452	32	10	8		70		190	112		310		16	265		300	
132S	302		480	38			89	80		216	132	13	350	5	18	300	19	350	230
132M			530				178												

Структура обозначения типа электродвигателя:

4 A X X XXX X X X XX

- Порядковый номер серии.
- Род электродвигателя (асинхронный).
- Исполнение электродвигателя по способу защиты от окружающей среды (Н - защищенные, отсутствие данного знака означает закрытые обдуваемые).
- Исполнение электродвигателя по материалу станины и щитов (А – станина и щиты алюминиевые; Х – станина алюминиевая, щиты чугунные; отсутствие знаков означает, что станина и щиты чугунные или стальные).
- Высота оси вращения (три или две цифры).
- Установочный размер по длине станины S, M или L.
- Длина сердечника статора А или В при условии сохранения установочного размера.
- Число полюсов 2, 4, 6, 8, 10, 12.
- Климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69.

Рисунок 1.1. Основные размеры двигателей

2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ КОЛЕС РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

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

Допускаемое напряжение из условий контактной прочности $[\sigma]_н$ (которая обычно ограничивает несущую способность стальных зубчатых колес и червяков) пропорциональна твердости H активных поверхностей зубьев. В термически же необработанном состоянии механические свойства всех сталей близки.

Поэтому применение сталей без термообработки, обеспечивающей упрочнение зубчатых колес и червяков, недопустимо. При этом марки сталей выбирают с учетом наибольших размеров пары: диаметра $D_{пред}$ для вала-шестерни или червяка и толщины сечения $S_{пред}$ для колеса с припуском на механическую обработку после термообработки (см. табл. 2.1)

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

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

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

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

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

1 Выбор твердости, термообработки и материала колес.

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

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

Рисунок 2.1. График соотношения твердостей в единицах HB и $HRC_э$

Таблица 2.1

Механические характеристики некоторых марок сталей

Марка стали	Вид заготовки	Заготовка шестерни $D_{пред}$, мм	Заготовка колеса $S_{пред}$, мм	Термо-обра-ботка	Твердость заготовки: поверхности	Твердость заготовки: сердцевины	$\sigma_в$	$\sigma_т$	σ_{-1}
							МПа (Н/мм^2)		
35	Поковка	Любые размеры		Н	163…192 HB		550	270	235
40	Поковка	120	60	У	192…228 HB		700	400	300
45	Поковка	Любые размеры		Н	179…207 HB		600	320	260
45	Поковка	125	80	У	235…262 HB		780	540	335
45	Поковка	80	50	У	269…302 HB		890	650	380
40Х	Поковка	200	125	У	235…262 HB		790	640	375
40Х	Поковка	125	80	У	269…302 HB		900	750	410
40Х	Поковка	125	80	У+ТВЧ	45…50 HRC$_э$	269…302 HB	900	750	410
40ХН	Поковка	315	200	У	235…262 HB		800	630	380
40ХН	Поковка	200	125	У	269…302 HB		920	750	420
40ХН	Поковка	200	125	У+ТВЧ	48…53 HRC$_э$	269…302 HB	920	750	420
35ХМ	Поковка	315	200	У	235…262 HB		800	670	380
35ХМ	Поковка	200	125	У	269…302 HB		920	790	420
35ХМ	Поковка	200	125	У+ТВЧ	48…53 HRC$_э$	269…302 HB	920	790	420
35Л	Литье	Любые размеры		Н	163…207 HB		550	270	235
40Л	Литье	Любые размеры		Н	147 HB		520	295	225
45Л	Литье	200		У	207…235 HB		680	440	285

Примечания: 1. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н – нормализация, У – улучшение, ТВЧ – закалка токами высокой частоты. 2. Для цилиндрических колес с выточками принять меньшее из значений $C_{заг}$, $S_{заг}$. 3. Химический состав см в табл. 12.10.

Таблица 2.2

Выбор материала, термообработки и твердости

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

Разность средних твердостей (например, средняя твердость зубьев шестерни $HB_{ср}$ или колеса определяется как среднее арифметическое предельных значений твердости выбранного материала, например, для стали 35 $HB_{ср} = 0.5 \cdot (163 + 192) = 177.5$) рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса при твердости материала H<350 HB в передачах с прямыми и непрямыми зубьями составляет $HB_{1ср} - HB_{2ср} = 20…50$. Иногда для увеличения нагрузочной способности передачи, то есть увеличения допускаемых контактных напряжений, а отсюда уменьшения габаритов и металлоемкости передачи, достигают разности средних твердостей поверхности зубьев $HB_{1ср} - HB_{2ср} > 70$. При этом твердость рабочих поверхностей зубьев колеса $H<350HB_{2ср}$, а зубьев шестерни $H>350HB_{1ср}$. Для шестерни в этом случае твердость измеряется по шкале Роквелла – $H>45HRC_{э1ср}$. Соотношение твердостей в единицах HB и $HRC_э$ см. рис. 2.1.

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

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

а) выбрать материал для зубчатой пары колес, одинаковый для шестерни и колеса (см. табл. 2.2), но с разными твердостями, так как твердость зубьев ше-

стерни должна быть больше твердости зубьев колеса (см. табл. 2.1). При этом следует ориентироваться на дешевые марки сталей: типа 40, 45, 40Х - для шестерни и колеса закрытой передачи; 35Л; 40Л; 45Л - для колеса открытой передачи в паре с кованой шестерней из стали 35, 40, 45;

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

в) выбрать интервал твердости зубьев шестерни HB_1 ($HRC_{э1}$) и колеса HB_2 по табл. 2.1;

г) определить среднюю твердость зубьев шестерни $HB_{1ср}$($HRC_{э1ср}$) и колеса $HB_{2ср}$. При этом надо соблюсти необходимую разность средних твердостей зубьев шестерни и колеса (см. табл. 2.2);

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Таблица 2.3

Значение числа циклов N_{H0}

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

б) По табл. 2.2 определить допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$, соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений N_{H0l} и N_{H02};

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

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

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

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

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

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

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

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

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

где $N_{F0} = 4\cdot10^6$ - число циклов перемены напряжений для всех сталей, соответствующее пределу выносливости;

N - число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка).

При твердости H<350HB $1<K_{FL}<2.08$; при твердости H>350HB $1<K_{FL}<1.63$. Если $N>N_{F0}$, то принимают $K_{FL}=1$.

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

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

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

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

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

Таблица 2.4

Механические характеристики материалов зубчатой передачи

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

3. РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Проектный расчет

1 Межосевое расстояние a_w , мм:

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

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

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

Таблица 3.1

Коэффициент ширины зубчатых колес

ψ_a	0.100	0.125	0.160	0.200	0.315	0.400	0.500

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

T_2 - вращающий момент на тихоходом валу при расчете редуктора;

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

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

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

Таблица 3.2

Стандартный ряд межосевых расстояний, мм

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

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

Рисунок 3.1 - Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

2 Модуль зацепления m, мм:

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

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

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

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

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

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

Таблица 3.3

Стандартный ряд модулей для зубчатых колес, мм

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

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

В силовых зубчатых передачах при твердости колес $HB \le 350$ принять $m \ge 1$ мм; при твердости одного из колес $HB \ge 45$ $HRC_э$ принять $m \ge 1.5$ мм.

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

3 Угол наклона зубьев β_{min} для косозубых передач:

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

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

4 Суммарное число зубьев шестерни и колеса:

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

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

Полученное значение z_Σ округлить в меньшую сторону до целого числа.

5 Уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач:

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

Точность вычисления угла β до пятого знака после запятой.

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

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

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

8 Фактическое передаточное число $u_ф$ и проверить его отклонение Δu от заданного u:

$$u_ф = z_2/z_1; \qquad \Delta u = \frac{|u_ф - u|}{u} \cdot 100 \le 4\%.$$

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

9 Фактическое межосевое расстояние:

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

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

10 Фактические основные геометрические параметры передачи, мм.

Таблица 3.4

Расчет основных параметров колес

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

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

Точность вычисления всех диаметров колес до 0.01 мм.

Проверочный расчет

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

12 Проверить контактные напряжения σ_H, Н/мм^2.

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

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

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

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

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

w_2 - угловая скорость вала колеса редуктора или открытой передачи.

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

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

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

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

где m - модуль зацепления;

b_2 - ширина зубчатого венца колеса;

F_t - окружная сила в зацеплении.

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

Таблица 3.5

Степени точности зубчатых передач

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

Таблица 3.6

Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} при HB≤350

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

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

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

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

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

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

Y_{F1} и Y_{F2} - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса.

Определяются по табл. 3.7 интерполированием в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 для прямозубых колес.

Для косозубых - в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta}$ и колеса $z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta}$,

где β - угол наклона зубьев;

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

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

Таблица 3.7

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2}

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

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль m, соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить

проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

15 Составить табличный ответ (см табл. 3.8).

Фактическую недогрузку или перегрузку передачи можно подсчитать так:

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

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

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

Таблица 3.8

Параметры зубчатой цилиндрической передачи

<table>
<tr><th colspan="4">Проектный расчет</th></tr>
<tr><th>Параметр</th><th>Значение</th><th>Параметр</th><th>Значение</th></tr>
<tr><td>Межосевое расстояние a_w</td><td></td><td>Угол наклона зубьев β</td><td></td></tr>
<tr><td>Модуль зацепления m</td><td></td><td rowspan="2">Диаметр делительной окружности:
шестерни d_1
колеса d_2</td><td rowspan="2"></td></tr>
<tr><td>Ширина венца:
шестерни b_1
колеса b_2</td><td rowspan="2"></td></tr>
<tr><td>Число зубьев: шестерни z_1
колеса z_2</td><td></td><td rowspan="2">Диаметр окружности вершин:
шестерни d_{a1}
колеса d_{a2}</td><td rowspan="2"></td></tr>
<tr><td>Вид зубьев</td><td></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td></td><td></td><td>Диаметр окружности впадин:
шестерни d_{f1}
колеса d_{f2}</td><td></td></tr>
</table>

<table>
<tr><th colspan="5">Проверочный расчет</th></tr>
<tr><th>Параметр</th><th colspan="2">Допускаемые значение</th><th>Расчетные значения</th><th>Примечания</th></tr>
<tr><td>Контактные напряжения σ, МПа</td><td colspan="2"></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="2">Напряжения изгиба, МПа</td><td>σ_{F1}</td><td></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td>σ_{F2}</td><td></td><td></td><td></td></tr>
</table>

4. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ

ЗАДАНИЕ №1

Спроектировать механический привод технологическому устройству полупроводникового производства. Привод состоит из электродвигателя (1), ременной передачи (2), червячного редуктора (3), муфты (4), и герметичного ввода (5). Производство серийное.

Рисунок 4.1. Схема привода

Таблица 4.1

Вариант	$T_{вых}$, Нм	$n_{вых}$, $мин^{-1}$	Передаточное число приво-	Срок службы L, лет	$K_{год}$	$K_{сут}$	Q, МПа	t ,°C
1	20	110	25	6	0,6	0,5	0,1	20
2	30	90	30	7	0,7	0,6	0,1	20
3	40	80	35	8	0,8	0,7	0,2	20
4	50	70	40	9	0,5	0,8	0,2	20
5	100	40	40	10	0,6	0,4	0,2	100
6	170	30	50	11	0,7	0,5	0,5	200
7	400	18	55	12	0,8	0,6	0,05	20
8	250	25	60	7	0,4	0,7	0,1	20
9	150	45	65	8	0,5	0,8	0,2	20
10	300	20	70	9	0,6	0,4	0,1	100
11	150	38	75	10	0,7	0,5	0,5	200
12	125	36	80	11	0,8	0,6	0,1	20
13	110	25	40	8	0,5	0,7	0,1	20
14	140	28	50	9	0,6	0,5	0,4	100
15	80	45	60	10	0,7	0,7	0,4	200

ЗАДАНИЕ №2

Спроектировать механический привод к технологическому устройству полупроводникового производства. Привод состоит из электродвигателя (1), ременной передачи (2), двухступенчатого цилиндрического редуктора (3), муфты (4), и герметичного ввода выходного вала (5). Производство мелкосерийное.

Рисунок 4.2. Схема привода

Таблица 4.2

Вариант	$T_{вых}$, Нм	$n_{вых}$, $мин^{-1}$	Передаточное число приво-	Срок службы L, лет	$K_{год}$	$K_{сут}$	Q, МПа	t ,°C
1	35	90	30	6	0,5	0,9	0,05	20
2	75	70	40	7	0,6	0,8	0,1	20
3	200	30	50	8	0,7	0,6	0,05	20
4	280	25	60	9	0,8	0,7	0,2	20
5	160	40	70	10	0,5	0,8	0,3	20
6	220	35	80	11	0,6	0,7	0,1	100
7	300	16	90	12	0,7	0,5	0,2	20
8	130	25	35	7	0,8	0,4	0,3	20
9	100	30	45	8	0,9	0,3	0,4	100
10	80	50	55	9	0,5	0,6	0,4	200
11	350	20	65	10	0,6	0,7	0,1	200
12	200	35	75	7	0,7	0,5	0,2	100
13	200	25	42	8	0,8	0,6	0,1	20
14	110	30	48	9	0,6	0,7	0,06	200
15	450	25	56	10	0,6	0,7	0,1	20

ЗАДАНИЕ №3

Спроектировать механический привод к технологическому устройству полупроводникового производства. Привод состоит из электродвигателя (1), ременной передачи (2), двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора (3), муфты (4), и герметичного ввода выходного вала (5). Производство крупносерийное.

Рисунок 4.3. Схема привода

Таблица 4.3

Вариант	$T_{вых}$, Нм	$n_{вых}$, $мин^{-1}$	Передаточное число при-	Срок службы L, лет	$K_{год}$	$K_{сут}$	Q, МПа	t ,°C
1	5	450	8	7	0,6	0,4	0,01	20
2	15	140	10	8	0,7	0,5	0,15	20
3	12	230	12	9	0,8	0,6	0,05	20
4	25	100	14	10	0,8	0,7	0,2	20
5	45	60	16	11	0,4	0,8	0, 5	20
6	30	160	18	12	0,5	0,4	0, 5	100
7	70	70	20	8	0,6	0,5	0,1	200
8	100	45	22	9	0,7	0,6	0,05	200
9	110	60	24	10	0,4	0,7	0,1	20
10	70	100	26	11	0,5	0,8	0,15	20
11	130	50	28	12	0,6	0,4	0,2	20
12	220	30	30	10	0,4	0,5	0,3	20
13	75	100	32	11	0,5	0,6	0, 4	100
14	170	45	34	12	0,6	0,7	0, 5	200
15	200	40	36	10	0,7	0,5	0,1	20

ЗАДАНИЕ №4

Спроектировать механический привод к технологическому устройству полупроводникового производства. Привод состоит из электродвигателя (1), ременной передачи (2), двухступенчатого конического редуктора (3), муфты (4), и герметичного ввода выходного вала (5). Производство серийное.

Рисунок 4.4

Таблица 4.4.

Вариант	$T_{вых}$, Нм	$n_{вых}$, $мин^{-1}$	Передаточное число при-	Срок служ- бы L, лет	$K_{год}$	$K_{сут}$	Q, МПа	t ,°C
1	5	450	8	7	0,6	0,4	0,01	20
2	15	140	10	8	0,7	0,5	0,15	20
3	12	230	12	9	0,8	0,6	0,05	20
4	25	100	14	10	0,8	0,7	0,2	20
5	45	60	16	11	0,4	0,8	0, 5	20
6	30	160	18	12	0,5	0,4	0, 5	100
7	70	70	20	8	0,6	0,5	0,1	200
8	100	45	22	9	0,7	0,6	0,05	200
9	110	60	24	10	0,4	0,7	0,1	20
10	70	100	26	11	0,5	0,8	0,15	20
11	130	50	28	12	0,6	0,4	0,2	20
12	220	30	30	10	0,4	0,5	0,3	20
13	75	100	32	11	0,5	0,6	0, 4	100
14	170	45	34	12	0,6	0,7	0, 5	200
15	200	40	36	10	0,7	0,5	0,1	20

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Расчеты деталей машин. И.М. Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович – Мн.: Высшая школа, 1978. - 472 с.

2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1984.

3. Левятов Д.С. Расчет и конструирование деталей машин М.: Высшая школа, 1979.

4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высшая школа, 1990. – 399 с.

5. Иоселевич Г.Б. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1988.

6. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. - 656 с.

7. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред В.Н. Кудрявцева: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение, 1984. - 400 с.

8. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. Часть 1 и 2 / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Высшая школа, 1982.

9. Сборник задач по деталям машин: Учеб. пособие для учащихся техникумов / М.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский. – М.: Машиностроение, 1984. - 240 с.

10. Решетов Д.Н. Атлас конструкций. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1979. - 367 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1.Кинематический расчет……...3
1.1. Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя…….....3
1.2. Определение передаточного числа привода и его ступеней…….5
1.3. Определение силовых и кинематических параметров привода……7
2. Выбор материала для колес редуктора и определение допускаемых……14
напряжений…… 14
3. Расчет закрытой цилиндрической передачи……...20
4. Варианты заданий……..28
Задание № 1……28
Задание № 2……29
Задание № 3……30
Задание № 4……31

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению контрольных работ
для студентов, обучающихся по направлению 15.03.01 «Машиностроение»
(профили «Технологии, оборудование и автоматизация машиностроительных производств», «Оборудование и технологии сварочного производства»)
всех форм обучения

Составитель:
Битюцких Ольга Константиновна

Издается в авторской редакции

Компьютерный набор О. К. Битюцких

Подписано к изданию 26.11.2021
Уч.-изд.л. 2

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»
394026 Воронеж, Московский просп., 14