(31)
К-594

Государственный комитет СССР по народному образованию

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

Ю. А. КОКОРЕВ, В. А. ЖАРОВ, А. Я. ОЖЕРЕЛЬЕВ

РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Методические указания
к выполнению домашнего задания № 2 по курсу
«Элементы приборных устройств»

Москва 1988

681
К-597

Государственный комитет СССР по народному образованию
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

Ю.А.Кокорев, В.А.Жаров, А.Я.Ожерельев

Утверждены
редсоветом МВТУ

РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Методические указания
к выполнению домашнего задания № 2
по курсу
"Элементы приборных устройств"

Под редакцией О.Ф.Тищенко

Москва 1988

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИ... ВЫДАЧА НА ДОМ

Данные методические указания издаются в соответствии с учебным планом.

Рассмотрены и одобрены кафедрой РЛ-5 09.06.87г., методической комиссией факультета РЛ 02.07.87г., и учебно-методическим управлением II.I2.87г.

Рецензенты: к.т.н. доц. Герди В.Н.;
к.т.н. доц. Ягодкин В.В.

© Московское высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

Методические указания предназначены для студентов приборных специальностей МВТУ им. Баумана.

Цель методических указаний – развить у студентов навыки самостоятельного расчета и проектирования электромеханических приводов (ЭМП) приборных устройств, умение пользоваться справочными материалами и ЭВМ в инженерно-технических расчетах.

Редактор Н.Г.Ковалевская Корректор Л.И.Малютина
Заказ 731 Объем 2,5п.л.(2,5 уч.-изд.л.) Тираж 700 экз.
Бесплатно. Подписано в печать 25.03.88 г. План 1988г., № 71.
Типография МВТУ. 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

ВВЕДЕНИЕ

Электромеханический привод (ЭМП) широко применяют в системах автоматики, вычислительной техники, робототехники, в радиоэлектронной аппаратуре, оптикоэлектронных и оптикомеханических приборах. Разработка схемы и конструктивное решение ЭМП зависят от характера и параметров движения объекта, на который воздействует привод, а также от параметров двигателя, используемого в данном приводе. При выполнении задания студенту необходимо с учетом исходных данных и требований задания выбрать тип двигателя, определить наиболее рациональный схемотехнический состав привода и рассчитать элементы его конструкции, обеспечивающие функционирование ЭМП в соответствии с требованиями задания. Выполнение расчетов рекомендуется проводить на ЭВМ.

I. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭМП [2,4,5,6,8,9-I4,I7,I8]

I.I. Предварительный выбор типоразмера электродвигателя

I.I.I. Определение типа (серии) электродвигателя

Проводится анализ исходных данных задания и намечается тип электродвигателя с учетом назначения и режима работы ЭМП, вида источника питания и условий эксплуатации (условий окружающей среды, ресурса, габаритов и массы).

Необходимые дополнительные рекомендации по выполнению рассматриваемого этапа даны в [2,5,I3,I7,I8].

I.I.2. Определение расчетной мощности электродвигателя $P_{расч}$

Порядок расчета $P_{расч}$ зависит от характера исходных данных, которые условно сводятся к трем основным вариантам.

Вариант I (рис.Iа). ЭМП имеет один выход. В этом случае требуемая мощность электродвигателя определяется по формуле

$$P_{расч} = \frac{P_н}{\eta_р}, \qquad (I)$$

где $P_н$ – мощность нагрузки на выходном валу;

$\eta_р$ – КПД цепи двигатель – нагрузка.

Вариант 2 (рис.Iб). ЭМП имеет два выхода с параллельным разветвлением потока мощности. Для этого случая имеем

$$P_{расч} = \frac{P_{н1}}{\eta_1} + \frac{P_{н2}}{\eta_2}, \qquad (2)$$

где $P_{н1}$, $P_{н2}$ – мощность нагрузки первого и второго потока соответственно;

η_1 и η_2 – КПД механизмов в первом и втором потоках.

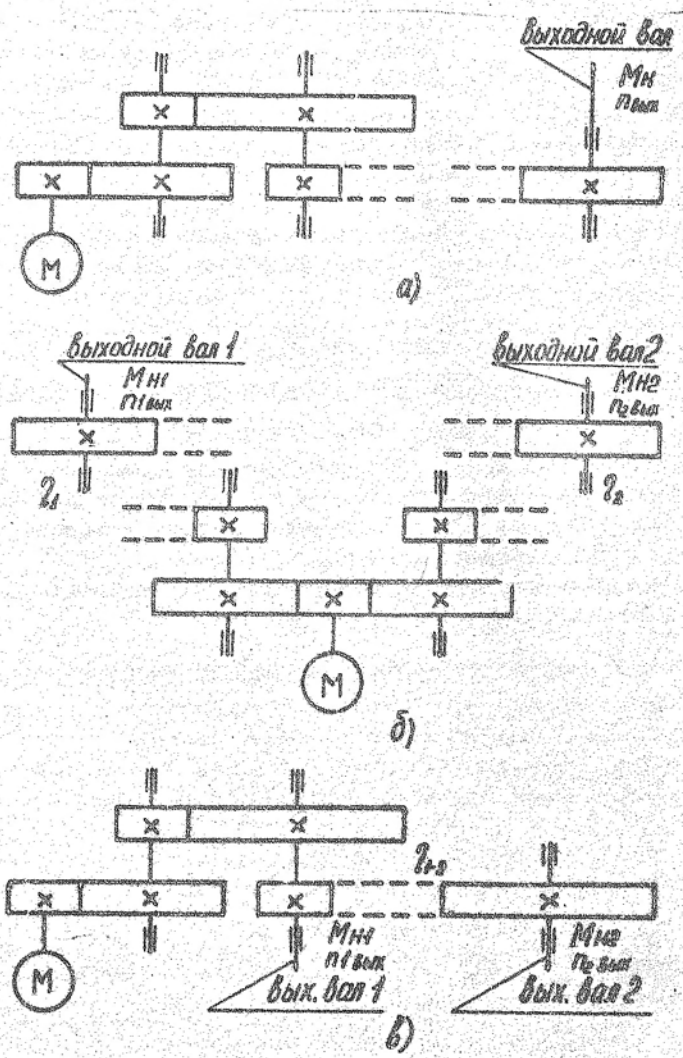


Рис.I

Вариант 3 (рис.Iв). ЭМП имеет единую кинематическую цепь с двумя выходными валами. Для этого случая имеем

$$P_{расч} = \left(\frac{P_{н2}}{\eta_{1-2}} + P_{н1}\right) / \eta_1, \qquad (3)$$

где η_{1-2} – КПД цепи между выходными валами;

η_1 – КПД цепи двигатель – первый выходной вал.

Определим расчетную мощность нагрузки $P_н$ в ваттах:

при вращательном движении выходного звена

$$P_{нi} = M_{нi}\omega_{вых\,i} = M_{нi}\cdot\frac{\pi n_{вых\,i}}{30}, \qquad (4)$$

при поступательном движении выходного звена

$$P_{нi} = F_{нi}\cdot V_i, \qquad (5)$$

где $M_{нi}$ – момент нагрузки на i-м выходном звене, Н·м;

$n_{вых\,i}$ – частота вращения i-го выходного вала, $мин^{-1}$;

$\omega_{вых\,i}$ – угловая скорость вращения i-го выходного звена, $с^{-1}$;

$F_{нi}$ – усилие на i-м выходном звене, Н;

V_i – скорость движения i-го выходного звена, м/с.

При предварительных расчетах величинами КПД цепей необходимо задаться, поскольку до выбора типоразмера двигателя невозможно определить передаточное отношение кинематических цепей двигатель – выходные валы и наметить схемотехнический состав ЭМП, а следовательно, КПД цепей определить невозможно.

Рекомендуется принимать значения КПД цепей в пределах 0,I... 0,95, причем чем больше передаваемая мощность и меньше передаточное отношение цепи, тем большим значением η следует задаться. Для редукторов на базе цилиндрических колес обычно назначают η_i = =0,8...0,8.

I.I.3. Подбор типоразмера электродвигателя

По найденному значению мощности $P_{расч}$ подбирают конкретный двигатель из данной серии по справочным данным, при этом рекомендуется:

а) ориентироваться на быстроходные двигатели (с числом оборотов $n_{дв} \geq 6000$ $мин^{-1}$);

б) выдерживать условие

$$\frac{P_{табл}}{P_{расч}} = \xi_{зап} \qquad (6)$$

где $P_{табл}$ – мощность двигателя по паспортным данным; выбирается по табл.I-3 или [I,7,I7]; $\xi_{зап}$ – коэффициент запаса.

Таблица I

Характеристики электродвигателей постоянного тока серии ДПР

Тип двигателя	Напряжение питания, В	Частота вращения, $мин^{-1}$	Номинальный момент $\times 10^{-2}$ Н·см	Пусковой момент $\times 10^{-2}$ Н·см	Момент инерции ротора, $кг \cdot см^2$
ДПР-32-01	27	9000	20	130	0,02
ДПР-32-02	27	6000	25	100	0,02
ДПР-32-03	27	4500	25	75	0,02
ДПР-32-08	12	2500	20	46	0,02
ДПР-42-01	27	9000	50	360	0,0057
ДПР-42-02	27	6000	50	220	0,0057
ДПР-42-03	27	4500	50	170	0,0057
ДПР-42-04	27	2500	50	70	0,0057
ДПР-52-01	27	9000	100	1200	0,017
ДПР-52-02	27	6000	100	920	0,017
ДПР-52-03	27	4500	100	700	0,017
ДПР-52-04	27	2500	100	120	0,017
ДПР-62-01	27	9000	200	2000	0,036
ДПР-62-02	27	6000	200	1700	0,036
ДПР-62-03	27	4500	200	1200	0,036
ДПР-62-04	27	2500	200	800	0,036
ДПР-72-01	27	9000	400	4500	0,078
ДПР-72-02	27	6000	400	3500	0,078
ДПР-72-03	27	4500	400	3000	0,078
ДПР-72-08	12	2500	400	1900	0,078

Таблица 2

Характеристики электродвигателей постоянного тока серии ДПМ

Тип двигателя	Напряжение питания, В	Частота вращения, $мин^{-1}$	Номинальный момент $\times 10^{-2}$ Н·см	Пусковой момент $\times 10^{-2}$ Н·см	Момент инерции ротора, $кг \cdot см^2$
I	2	3	4	5	6
ДПМ-20-II	12	9000	15	60	0,0037
ДПМ-20-12	12	6000	20	50	0,0037
ДПМ-20-13	12	4500	15	40	0,0037
ДПМ-20-14	12	2500	10	20	0,0037
ДПМ-25-09	12	9000	35	150	0,0116
ДПМ-25-03	12	6000	45	100	0,0116

Окончание табл.2

I	2	3	4	5	6
ДПМ-25-10	12	4500	50	120	0,0116
ДПМ-25-11	12	2500	50	80	0,0116
ДПМ-30-08	12	9000	70	400	0,029
ДПМ-30-09	12	6000	100	350	0,029
ДПМ-30-10	12	4500	100	300	0,029
ДПМ-30-11	12	2500	100	250	0,029
ДПМ-35-08	12	9000	150	700	0,062
ДПМ-35-09	12	6000	200	700	0,062
ДПМ-35-10	12	4500	200	600	0,062
ДПМ-35-11	12	2500	200	500	0,062

Таблица 3

Характеристики электродвигателей серий ДИД, ДГ

Тип двигателя	Напряжение питания, В	Мощность, Вт $P_{вых}$	Частота вращения, $мин^{-1}$	Номинальный момент Н·мм	Пусковой момент Н·мм	Момент инерции ротора $\times 10^{-8}$ $кг \cdot м^2$
ДИД-0,1ТА	36	0,1	13000	0,15	0,26	2,25
ДИД-0,5ТА	36	0,32	14000	0,4	1,0	4,5
ДИД-0,6ТА	36	0,6	16000	0,65	1,2	7,5
ДИД-1ТА	36	1,0	18000	0,9	1,6	7,0
ДИД-2ТА	36	2,0	18000	1,8	3,4	9,0
ДИД-3ТА	36	3,0	8000	5,6	10,0	24,0
ДИД-5ТА	36	5,0	6000	12,0	22,0	250,0
ДГ-0,1ТА	36	0,07	9000	0,15	0,26	5,0
ДГ-0,5ТА	36	0,5	14000	0,65	1,2	13,0
ДГ-1ТА	36	1,0	15000	0,8	1,6	8,0
ДГ-2ТА	36	2,0	16000	1,6	3,4	11,0
ДГ-3ТА	36	3,0	8000	5,0	10	37,0
ДГ-5ТА	36	5,0	6000	10,0	22	40,0

Примечание: характеристики электродвигателей для нерегулируемых приводов приведены в [7,17].

Для нерегулируемого привода и постоянной статической нагрузки принимают $\xi_{зап}$=1,05...1,1; для следящих приводов обычной точности $\xi_{зап}$=1,2...2,5; для точных следящих приводов $\xi_{зап}$=2,5...5 [2].

В случае отсутствия в паспортных данных $P_{табл}$ мощность двигателя ориентировочно определяется в ваттах по формуле

$$P_{табл} = M_{ном} \cdot \omega_{ном},$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя, Н·м;

$\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость вала двигателя, $с^{-1}$.

I.2. Кинематический расчет ЭМП

I.2.I. Определение передаточных отношений цепей ЭМП

Передаточное отношение цепи двигатель – i –й выходной вал определяется по формуле

$$i_{общ i} = \frac{n_{дв}}{n_{вых i}} \qquad (7)$$

где $n_{дв}$ – частота вращения вала двигателя, $мин^{-1}$;

$n_{вых i}$ – частота вращения i –го выходного вала, $мин^{-1}$.

В ряде заданий величина $n_{вых i}$ задана непосредственно, в остальных случаях она задана в неявном виде и её надо определить.

Вариант I. Задана угловая скорость выходного вала $\omega_{вых}$ в радианах в секунду. Тогда

$$n_{вых} = 30\,\omega_{вых} / \pi.$$

Вариант 2. Задана линейная скорость V перемещения выходного звена в миллиметрах в секунду. Тогда

$$n_{вых} = 60V / (\pi d),$$

где d – диаметр ведущего валика барабана лентопротяжного механизма или диаметр делительной окружности реечного колеса, мм.

Вариант 3. Заданы угол поворота выходного вала $\varphi_{вых}$ в градусах и время этого поворота $t_р$ в секундах. Тогда для равномерного движения

$$n_{вых} = \frac{\varphi_{вых}}{6 t_р}.$$

Вариант 4. Заданы скорость вращения одного выходного вала $n_{вых1}$ и передаточное отношение между выходными валами i_{12}, тогда

$$n_{вых2} = \frac{n_{вых1}}{i_{12}}.$$

I.2.2. Определение схемотехнического состава ЭМП

Определение схемотехнического состава является одним из важнейших этапов при разработке рациональных ЭМП. Выбор элементов привода зависит от закона движения выходного звена, передаточного отношения, передаваемой мощности, требуемой точности, заданной компоновочной схемы механизма, условий эксплуатации и долговечности, технологичности и экономических факторов. Анализируя исходные данные задания, следует выделить главные факторы, которые определяют необходимые типы передач. Назовем такие передачи базовыми. Например, для ввода в герметизированное пространство необходимо использовать волновой зубчатый редуктор (ВЗР), для поступательного движения выходного звена – реечную или винтовую передачу, для компоновочной схемы входные – выходные валы под углом друг к другу – червячную или коническую передачу и т.д.

Если возникает неоднозначность в выборе базовых элементов, то следует проанализировать рациональность их выбора с учетом дополнительных требований (например, технологичности, стоимости).

Выбрав базовые элементы, следует назначить получаемое с их помощью передаточное отношение в одной ступени. Исходя из опыта конструирования можно принять следующие передаточные отношения в одной ступени: для волновой передачи $i_{взр}$=50...250; для червячной $i_ч$ = =8....80; для конической $i_к$ =I...3; для цилиндрической $i_ц$ =I...5; для фрикционной $i_ф$ =3...4; для ременной $i_р$ =I...I2; для планетарной $i_{пл}$=3...1500, в зависимости от схемы (рис.2): а – $i_{пл}$=32... 1500 и более при $\eta_{пл}$=0,08...0,01; б – $i_{пл}$=3...8 при $\eta_{пл}$=0,98... 0,96; в – $i_{пл}$=4...I5 при $\eta_{пл}$=0,98...0,95.

Затем определяют произведение передаточных отношений базовых элементов $\prod_{к=1}^{к=m} i_{бк}$ и сравнивают его с передаточным отношением рассматриваемой цепи $i_{общ i}$.

Если $i_{общ i} > \prod_{к=1}^{к=m} i_{бк}$, то в кинематическую схему следует включить дополнительные последовательно соединяемые элементарные однотипные или разнотипные передачи с передаточными отношениями i_i, рекомендованными выше для базовых. При этом должно выполняться соотношение

$$i_{общ i} = \prod_{к=1}^{к=m} i_{бк} \prod_{i=1}^{i=n} i_i. \qquad (8)$$

В качестве дополнительных передач рекомендуется использовать передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами.

Проектирование маломощных редукторов с цилиндрическими зубча-

тыми колесами проводят с учетом заданного или выбранного критерия расчета по формулам, приведенным в табл.4. При проектировании цилиндрических редукторов принимают $i_3 = i_{общ}$; в комбинированных ЭМП $i_3 = i_{общ} / \prod_{k=1}^{k=m} i_{бк}$. (9)

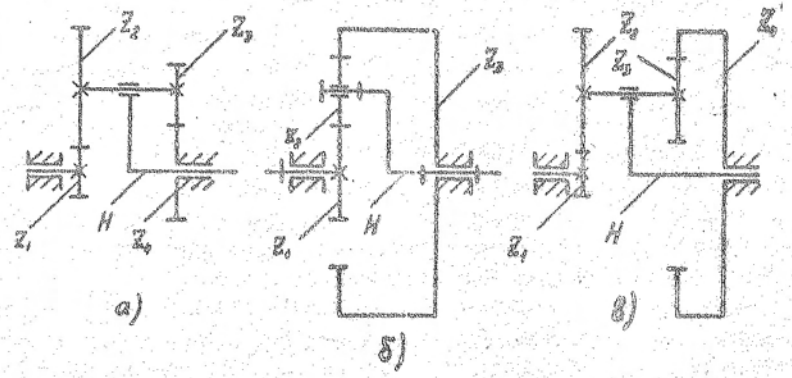


Рис.2

Таблица 4

Критерии расчета цилиндрических редукторов

Критерий расчета	Оптимальное число ступеней	Передаточное отношение ступени	Примечание
Минимизация габаритов	$n_{опт} = 1{,}85 \lg i_{\Sigma}$	$i_1 = \sqrt[n_{опт}]{i_{\Sigma}}$	$i_1 = \ldots = i_n = 8$
Минимизация погрешностей	$n_{опт} = 1{,}11 \lg i_{\Sigma}$		
Минимизация массы	$n_{опт} = 3 \lg i_{\Sigma}$		
Минимизация приведенного момента инерции	$n_{опт} = 3 \lg i_{\Sigma}$		*
Равнопрочность	$n_{опт} = 1{,}43 \lg i_{\Sigma}$		**

* Разбивку передаточного отношения i_{Σ} проводят в возрастающем порядке, назначая передаточное отношение тихоходной ступени наибольшим ($i = 5 \ldots 8$), а быстроходной – наименьшим ($i = 1{,}5 \ldots 2$).

** Применяется для расчета силовых редукторов. Рекомендуется назначать $i_1 = i_{max} = 5 \ldots 8$, далее $i_2 = i_1 / \kappa$; $i_3 = i_2 / \kappa$ и т.д. Принимают $\kappa = 1{,}2 \ldots 1{,}5$.

В ряде заданий ставится задача разработки цилиндрических редукторов, удовлетворяющих сразу нескольким указанным критериям. Один из возможных путей решения этой задачи – оптимизация кинематического расчета. В этом случае рекомендуется оптимальное число ступеней определять по критерию минимума габаритов, а разбивку общего передаточного отношения по ступеням – по критерию минимизации момента инерции.

На этапе выполнения кинематического расчета решается задача рационального размещения различных типов передач вдоль кинематической цепи. Так, например, в комбинированном ЭМП с ВЗР на первых ступенях применяют цилиндрические и планетарные передачи, которые понижают скорость вращения генератора до 3000 об/мин и менее. При такой компоновке долговечность ЭМП достигает сотен часов.

В зубчато-червячном ЭМП размещение червячной передачи в начале кинематической цепи нецелесообразно из-за её более низкого КПД. Рекомендации по рациональной установке других элементов вдоль кинематической цепи даны в [4,5,8,10,12,13,18].

В ЭМП с несколькими выходными звеньями желательно включить короткие цепи в состав наиболее длинной кинематической цепи.

1.2.3. Определение чисел зубьев элементарных передач

Предварительно принимают число зубьев z_1 всех ведущих звеньев с учетом типа, требований точности и габаритов передач, условий изготовления и эксплуатации.

Для цилиндрических зубчатых, реечных и планетарных передач внешнего зацепления число зубьев шестерни z_1 назначают в диапазоне 17...25, причем для малогабаритных передач назначают z_1 ближе к нижнему пределу, для высокоточных – ближе к верхнему. Минимальное число зубьев $z_1 = 17$.

Для конических передач с межосевым углом $\Sigma = 90^0$ при исходном контуре по стандарту СТ СЭВ 516-77 рекомендуемые допустимые минимальные числа зубьев колес следующие:

z_1	12	13	14	15	16	17
z_2	30	26	20	19	18	17

Для точных червячных передач применяют однозаходные червяки ($z_1 = 1$). При этом желательно, чтобы минимальное число зубьев червячного колеса z_2 было не менее 28.

Для уменьшения габаритов ЭМП (за счет назначения $z_{1,2} < z_{min}$) применяют передачи с корригированными цилиндрическими, конически-

ми и червячными колесами. Рекомендации по расчету таких передач даны в [4,10,13,14,16].

Число зубьев ведомого колеса в указанных передачах

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12}, \qquad (10)$$

где i_{12} – передаточное отношение элементарной передачи (ступени); берется по данным кинематического расчета.

При окончательном назначении числа зубьев колес необходимо учитывать стандартные ряды (табл.5).

Таблица 5

Рекомендуемые числа зубьев колес цилиндрических, конических и червячных передач

1-й ряд	17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200
2-й ряд	23, 27, 29, 31, 33, 35, 37, 39, 41, 44, 46, 49, 52, 55, 58, 61, 65, 69, 73, 78, 82, 88, 92, 98, 103, 109, 115, 122, 128, 136, 145, 155, 165, 175, 185, 195

Планетарная передача. Анализ и характеристики планетарных передач даны в [4,8,10,13-17]. Выбор числа зубьев определяется с учетом кинематического расчета и типа передачи и условиями собираемости.

В табл.6 приведены формулы для определения параметров планетарного редуктора (рис.26). В таблице обозначено: c – число сателлитов; γ – целое число.

Таблица 6

Параметры планетарного редуктора

Расчетный параметр	Формула
Передаточное отношение	$i^3_{1H} = 1 + z_3/z_1$
Условие соосности	$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$
Условие сборки	$z_1 + z_3 = c\gamma$
Условие соседства	$z_2 < \frac{z_1(1+\sin\frac{\pi}{c}) - 4}{1-\sin\frac{\pi}{c}}$
Соотношение для определения числа зубьев	$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = z_1 : \frac{z_1(i^3_{1H}-2)}{2} : z_1(i^3_{1H}-1) : \frac{z_1 i^3_{1H}}{c}$

При окончательном выборе числа зубьев учитывают, что для зубчатых колес с внутренними зубьями $z_{min} \geq 85$, а для зацепляющихся с ними колес с внешними зубьями $z_{min}=20$.

Если при определении числа зубьев передач пришлось рассчитанные значения z_2 округлять до стандартных, то необходимо выбранные стандартные значения z_2 подставить в выражение для передаточного отношения соответствующей ступени и проверить на сколько отклоняется его численное значение от заданной величины. Чаще всего это отклонение допускается в пределах $\pm(2,5...5\%)$. Если отклонения i_i не допустимы, то следует наметить пути компенсации этого отклонения (например, за счет изменения передаточных отношений других ступеней).

Волновые передачи. ВЗР с неподвижным жестким колесом и двухволновым генератором имеют числа зубьев гибкого $z_г$ и жесткого $z_ж$ колес, которые определяются соответственно как

$$z_г = 2 i_{12} \qquad \text{и} \qquad z_ж = z_г + 2. \qquad (11)$$

Зубчато-ременная передача. Число зубьев малого шкива z_1 назначают в пределах 12...28. Рекомендуется принимать для модуля $m=2$ мм $z_{min}=12$; для $m=3$ мм $z_{min}=18$. В настоящее время выпускаются зубчатые ремни с числом зубьев: 32;36;40;45;50;56;63;71; 80;90;100;112;125;140;160 [4,13].

Реечная передача. При выборе числа зубьев колеса в реечной передаче можно руководствоваться указаниями для цилиндрических зубчатых передач. Число зубьев рейки

$$z_2 = \frac{S}{\pi m}, \qquad (12)$$

где S – ход рейки, мм;
m – модуль передачи, мм.

2. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ (ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ) РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

2.1. Силовой расчет ЭМП

Определяют крутящие моменты, действующие на каждом валу механизма. Приведение статических моментов ведется от выходных звеньев к двигателю последовательно от передачи к передаче

$$M_{i-1} = \frac{M_i}{\left(i_{(i-1)-i}\right)^{n_{подш}} \cdot \eta^{n}_{подш\,i-1} \cdot \eta_{пер}}, \qquad (13)$$

или

$$M_{i-1} = \frac{M_i}{i_{(i-1)-i} \cdot \eta_{пер}} + M_{подш\,(i-1)}, \qquad (14)$$

где M_{i-1} – искомый момент на $i-1$-м валу, Н·м;

M_i – известный полный момент на i-м валу (момент нагрузки $M_{нвых}$ и момент трения);

$i_{(i-1)-i}$ – передаточное отношение между $i-1$-м и i-м валами;

$\eta_{пер}$ – КПД передачи;

$\eta_{подш_i}$ КПД подшипников, в которых установлен $i-1$-й вал;

n – число пар подшипников;

$M_{подш(i-1)}$ момент трения подшипников $i-1$-го вала.

Следует отметить, что при наличии нескольких независимых нагрузок, приложенных к разным валам ЭМП, приведение моментов к валу двигателя выполняют по отдельным участкам передачи, начиная от наиболее удаленного (кинематически) выходного звена до места суммирования нагрузок, а затем суммарный момент приводят к заданному валу.

При расчетах момент нагрузки на выходном валу следует принять:

при наличии статического и динамического моментов сопротивления

$$M_{нi} = M_{свых\,i} + J_{нi}\,\varepsilon_{свых\,i}, \qquad (15)$$

только при статической нагрузке

$$M_{нi} = \xi M_{свых\,i}, \qquad (16)$$

при поступательном движении выходного звена для реечной передачи

$$M_{нi} = \xi F \frac{d}{2}, \qquad (17)$$

где $J_{нi}$ – момент инерции нагрузки i-го выходного звена, кг/м^2;

$\varepsilon_{свых\,i}$ – угловое ускорение вала i-го выходного звена, с$^{-2}$;

ξ – коэффициент динамичности внешней нагрузки; принимают $\xi = 1{,}2\ldots2{,}5$;

F – усилие, действующее на рейке, Н;

d – делительный диаметр колеса реечной передачи (им предварительно задаются, см. выше), м.

При предварительных расчетах нагруженных механизмов можно принять следующие КПД: одной пары подшипников качения $\eta_{подш} = 0{,}99\ldots0{,}995$; цилиндрической передачи $\eta_{ц\,пер} = 0{,}96\ldots0{,}99$; червячной передачи $\eta_{ч\,пер} = 0{,}6\ldots0{,}8$ ($z = 1$); конической передачи $\eta_{к\,пер} = 0{,}96\ldots0{,}98$; волновой передачи $\eta_{взр\,пер} = 0{,}7\ldots0{,}9$; зубчато-реечной передачи $\eta_{зр\,пер} = 0{,}92\ldots0{,}98$; планетарного механизма $\eta_{пл\,пер} = 0{,}96\ldots0{,}98$ (для схемы, представленной на рис.26).

В результате силового расчета определяют приведенный момент нагрузки на валу двигателя M_1, по величине которого следует

предварительно оценить правильность выбора электродвигателя.

Можно принять, что электродвигатель выбран верно, если

$$M^{н}_{дв} \geq M_1, \qquad (18)$$

где $M^{н}_{дв}$ – номинальный момент выбранного электродвигателя.

Если условие (18) не выполняется, то необходимо взять другой двигатель с бóльшим номинальным моментом. Желательно, чтобы число оборотов вала нового двигателя и ранее выбранного было одинаково. Учет этого обстоятельства позволяет в ряде случаев не проводить кинематический расчет заново.

2.2. Выбор материалов элементов передач и расчет допустимых напряжений

2.2.1. Выбор материалов

Выбор материалов проводится с учетом характера действующей нагрузки, условий эксплуатации (окружной скорости, состояния среды), габаритов и стоимости. Желательно для унификации и нормализации изделий по применяемым материалам количество материалов, которые ожидается использовать в разрабатываемом приводе, резко ограничивать.

Мелкомодульные цилиндрические и конические передачи.

При небольших окружных скоростях V (до 3 м/с) для их изготовления применяют конструкционные стали 35,40,45,50 по ГОСТ 1050-74 как в сыром, так и в термоулучшенном виде (HRC 28...32). При повышенных окружных скоростях применяют легированные стали 40Х,45Х, 2Х13, 40ХН и другие по ГОСТ 4543-71. Зубчатые колеса подвергают закалке. Физико-механические свойства некоторых материалов и примеры применяемых видов термообработки для некоторых из них даны в табл.7,8 и в [3,13,17,19].

Колеса с повышенной антикоррозионной устойчивостью изготовляют из стали ЭИ474, а с повышенной износостойкостью – из стали 38ХМЮА.

Для нагруженных трибок применяют также стали У8А,У10А с закалкой до HRC 40...64, стали 2Х13,4Х13 в термоулучшенном виде (HRC 28...32).

Для малонагруженных зубчатых передач применяют латуни ЛС59-1, Л62, а также алюминиевые сплавы Д16Т и В95Т1 (при требованиях малой массы и момента инерции).

Для прирабатывающихся зубчатых передач (твердость рабочих поверхностей колес $HB_2 \leq 350$) рекомендуется для выравнивания долговечности, ускорения прирабатываемости и повышения сопротивления

заданию назначать для зубчатых колес разные материалы, причем твердость шестерни должна быть на 20...30 единиц больше твердости колеса $HB_1 \geq HB_2 + (20...30)$. Согласно [10], рекомендуются пары материалов для цилиндрических прямозубых соответственно шестерни и колеса: при V до 15 м/с сталь 15Х - сталь 50,55; сталь 55 - сталь 45, 50; сталь 45 - бронза Бр АЖ9-4; при V до 6 м/с сталь 45 - сталь 35; сталь 15 - алюминиевый сплав Д16Т.

Для неприрабатывающихся зубчатых передач с твердыми рабочими поверхностями зубьев обоих зубчатых колес (твердость $\geq$HRC45) обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется.

Червячные передачи. Червяки обычно изготавливают из сталей У8А, У10А (с закалкой до HRC 40...64), из сталей 35,40,45,50 (как в сыром, так и в термоулучшенном виде), сталей 2Х13,4Х13 (с подкалкой в заготовке до HRC 28...32); червячные колеса - из бронз БрОΦ10-1, БрАЖ9-4.

Волновые передачи. Гибкие колеса изготавливают из сталей 40Х, 2Х13,60Г; жесткие колеса - из сталей 45,50,40Х и др. Более подробные сведения по материалам даны в [3,13,17,19].

2.2.2. Определение допустимых напряжений

Величины допустимых изгибных $[\sigma_F]$ и контактных $[\sigma_H]$ напряжений зависят от режима нагружения и срока службы, условий работы ЗМП. Методика определения $[\sigma_F]$ и $[\sigma_H]$ с учетом указанных факторов дана в [3,8,10,14,17]. При длительном режиме работы с постоянной нагрузкой допустимые изгибные напряжения равны:

для нереверсивных передач

$$[\sigma_F] = 1,5\sigma_{-1}/n, \qquad (19)$$

для реверсивных передач

$$[\sigma_F] = \sigma_{-1}/n, \qquad (20)$$

где n - запас прочности ($n = 1,3...2$);

σ_{-1} - предел выносливости; определяют по эмпирическим формулам:

для углеродистых сталей $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$,

для легированных сталей $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120)$ Н/мм^2,

для латуней и бронз $\sigma_{-1} = (85...105)$ Н/мм^2;

для деформируемых алюминиевых сплавов $\sigma_{-1} = (0,2...0,4)\sigma_B$.

Здесь σ_B - предел прочности выбранного материала.

Таблица 7

Физико-механические свойства материалов

Марка	Коэффициент линейного расширения, $\alpha \times 10^{-6}$ 1/°C	Плотность ρ, г/см^3	Предел прочности σ_B, Н/мм^2	Предел текучести σ_T, Н/мм^2
Сталь 35	10,6...12,4	7,85	520	320
Сталь 40	10,6...12,4	7,85	560	340
Сталь 45	10,6...12,4	7,85	580	360
Сталь 40Х;40ХН	10,6...12,4	7,85	1000	800..850
Сталь У10А	10,6...12,4	7,85	650	350
Сталь 4Х13	10,6...12,4	7,85	600	450
Сталь 38ХМЮА	10,6...12,4	7,85	1000	850
Сталь ЭИ474	10,6...12,4	7,85	1500	-
Бронза ОΦ10-1	-	8,8	250...350	-
Латунь ЛС59-1	18,5	8,5	400	-
Алюминиевый сплав Д16Т	22,7	2,77	470	250
Бронза БрАЖ9-4	19,8	7,5	400...550	

Таблица 8

Виды термической обработки

Марка сплава	Вид термической обработки	Твердость	
		НВ общая	HRC по поверхности
Сталь 35	Нормализация, закалка, отпуск	196...263	30...40
Сталь 40	То же	190...240	30...35
Сталь 45	То же	190...240	40...50
Сталь 40Х	Отжиг, закалка, отпуск	200...250	50...55
Сталь У10	То же	180...210	61...64
Сталь 2Х13	То же	160...190	35...40
Сталь 4Х13	То же	140...200	50...55
БрАЖ9-4	Отжиг	110	

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА ВЫДАНА НА

Допустимые контактные напряжения при расчете на выносливость для стальных колес определяются твердостью зубьев и равны $[\sigma_H] = 2{,}6\ HB$ МПа ($Н/мм^2$). Если сведения о твердости поверхностных слоев отсутствуют, то принимают $[\sigma_H] = 1{,}72\ \sigma_{-1}$ для стальных колес и $[\sigma_H] = (0{,}75...0{,}9)\ \sigma_B$ для бронз при работе бронзовых колес и со стальными трибами и червяками.

Для ВЗР в качестве допустимых напряжений рассматриваются допустимые напряжения смятия. Для гибких колес, изготовленных из указанных выше сталей при НВ 250...350, принимают $[\sigma_{см}] = 100...300\ Н/мм^2$ (при длительной работе с удовлетворительной смазкой), для стальных и пластмассовых колес при недостаточной смазке $[\sigma_{см}] = 50...80\ Н/мм^2$.

2.3. Определение модуля передач

Расчет модуля зубчатых передач из условия изгибной прочности проводят по следующим формулам:

а) для цилиндрических прямозубых, планетарных и реечных передач

$$m \geq 1{,}4\sqrt[3]{\frac{MKY_F}{\psi_m z [\sigma_F]}}, \qquad (21)$$

где $\psi_m = 3...16$.

Для реечной передачи момент берется на колесе, входящем в зацепление с рейкой;

б) для цилиндрических косозубых передач

$$m_n \geq 1{,}12\sqrt[3]{\frac{MKY_F}{\psi_m z [\sigma_F]}}, \qquad (22)$$

где $\psi_m = 3...12$; Y_F определяется по величине $z_v = z/\cos^3\beta$;

в) для конических прямозубых передач

$$m \geq 1{,}26\sqrt[3]{\frac{MKY_F}{\psi_m z [\sigma_F]}}, \quad m_e \geq m\frac{R_e}{R_e - 0{,}5b}, \qquad (23)$$

где Y_F определяется по величине $z_v = z/\cos\delta$;

$\psi_m = b/m = k_{bm}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$, здесь $k_{bm} = \frac{b}{R_m} = 0{,}1...0{,}3$,

меньшие значения принимают для больших передаточных отношений;

г) для червячных передач (расчет ведут по червячному колесу)

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_2KY_F}{z_2 q \cos\gamma [\sigma_F]}}, \qquad (24)$$

где Y_F определяется по величине $z_v = z_2/\cos^3\gamma$;

д) для волновых передач с неподвижным жестким колесом и ведущим генератором

$$m = \frac{d_г}{z_г} = \frac{d_ж}{z_ж}, \quad d_{г.ж} \geq \sqrt[3]{\frac{10M_2}{[\sigma_{см}]\psi_{bd}}}. \qquad (25)$$

В формулах (21)-(25) введены обозначения:

M – полный момент на рассчитываемом колесе (шестерне), Н·мм; берется по данным силового расчета. При известном моменте на колесе M_2 момент на шестерне равен $M_1 = M_2/(i_{12}^2\eta_{пер})$;

K – коэффициент нагрузки. Выбирают для всех видов передач в пределах 1...1,5 (см. сноску на стр. 28);

z – число зубьев на рассчитываемом колесе;

β – угол наклона зубьев в косозубых передачах ($\beta = 8...25^0$);

δ – угол делительного конуса конического колеса;

γ – угол подъема винтовой линии червяка ($\gamma = 4...26^0$);

q – коэффициент диаметра червяка, принимают $q = 14, 16, 18, 20$;

R_e – конусное расстояние, внешнее, $R_e = R_m + 0{,}5b$;

ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца, принимают $\psi_{bd} = 0{,}08...0{,}2$ – для силовых ВЗР; $\psi_{bd} = 0{,}03...0{,}8$ для кинематических ВЗР;

R_m – конусное расстояние, среднее;

Y_F – коэффициент прочности зуба (коэффициент формы зуба), выбирается для соответствующего типа передач по табл.9 и 10 по $z(z_v)$;

$d_г, d_ж$ – делительные диаметры гибкого и жесткого колес;

m_n – нормальный модуль зацепления, мм;

m – модуль прямозубого и червячного колес; средний модуль конического колеса, мм; для червячных передач $m = 0{,}3; 0{,}4; 0{,}5; 0{,}8; 1{,}0$.

m_e – внешний модуль конического колеса, мм.

Для цилиндрических, конических, косозубых передач для рассчитываемой пары по $z_1(z_{1v})$ и $z_2(z_{2v})$ из табл.8 находят коэффициенты прочности зуба и определяют сравнительные характеристики прочности зубьев шестерни и колеса: вычисляют отношение $Y_{F1}/[\sigma_F]_1$ и $Y_{F2}/[\sigma_F]_2$. В дальнейшем расчет модуля ведут по формулам (21)-(23) по элементу, для которого отношение $Y_F/[\sigma_F]$ имеет большее значение.

Таблица 9

Коэффициент прочности зуба для цилиндрических, конических и косозубых колес

$z(z_v)$	16	20	25	40	60	80	100
Y_F	4,28	4,07	3,90	3,70	3,62	3,60	3,60

Найденное значение модуля (m, m_n, m_e) округляют до ближайшего большего значения по табл.11. По технологическим соображениям рекомендуется принимать минимальное значение модуля для ци-

линдрических зубчатых передач m =0,3 мм, для червячных m = =0,5 мм, для волновых m =0,2 мм.

Таблица I0

Коэффициент прочности зуба для червячных колес

$z(z_v)$	20	24	28	32	36	40	45	60	I00
Y_F	I,98	I,88	I,80	I,7I	I,63	I,55	I,48	I,4	I,3

Таблица II

Модули зубчатых колес по СТ СЭВ 310-76

I-й ряд	0,I5	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	I,0
2-й ряд	0,I8	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,7	0,9	

Расчет модуля проводят для всех зубчатых колес ЭМП. Анализируют результаты расчетов и принимают решение об окончательном модуле зацепления каждой ступени. Если рекомендуемые выше минимальные значения модуля имеют место для наиболее нагруженных ступеней, то можно рекомендовать изготавливать все зубчатые колеса и шестерни с одинаковым модулем;

е) для ременной передачи значения модуля зубчатого ремня назначают в зависимости от передаваемой мощности: при P до 0,4 кВт m =2 мм; при P =0,4...I,I кВт m =3 мм.

3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

На основании кинематического и прочностного расчетов проводят геометрический расчет указанной преподавателем элементарной передачи, т.е. определяют ее основные размеры.

Для цилиндрических передач с прямозубыми нулевыми колесами определяют диаметр делительной окружности $d_{1,2}=mz_{1,2}$, диаметр вершин зубьев $d_{a_{1,2}}=d_{1,2}+2m$, диаметр впадин $d_{f_{1,2}}=d-2m(1+c^*)$. Значение коэффициента радиального зазора c^* принимают: при $m\le 0,5$ $c^*=0,5$, а при $0,5<m<I$ $c^*=0,35$. Вычисляют ширину колеса $b=\psi_m m$; межосевое расстояние $a_w=0,5m(z_1+z_2)$.

Для конических колес с углом между осями валиков 90^0 находят: угол делительного конуса (в градусах) для шестерни $\delta_1=$ $=\operatorname{arctg} z_1/z_2$, для колеса $\delta_2=\operatorname{arctg} z_2/z_1$; внешний делительный диаметр $d_{e1,2}=m_e\cdot z_{1,2}$; диаметр вершин $d_{ae1,2}=d_{e1,2}+2m_e\cos\delta_{1,2}$; угол головки зуба $\theta_{a_1}=\theta_{f_2}$; $\theta_{a_2}=\theta_{f_1}$; угол ножки зуба $\theta_f=\operatorname{arctg}(1,25\,m_e/R_e)$; длину зуба $b=(5\ldots10)m_e$; высоту зуба $h=2,25\,m_e$; внешнее конусное расстояние $R_e=$ $=0,5m\sqrt{z_1+z_2}$; θ_f и h при $m<1$ мм.

При выполнении геометрического расчета червячной передачи с архимедовым червяком определяют: для червяка делительный диаметр $d_1=mq$; диаметр вершин $d_{a_1}=m(q+2)$; диаметр впадин $d_{f_1}=$ $=m(q-2,6)$; длину нарезанной части $b_1\ge(11+0,06z_2)m$ при z =I;2; для червячного колеса $d_2=mz_2$; $d_{a_2}=m(z_2+2)$; $d_{f_2}=$ $=m(z_2-2,6)$; $d_{d2max}\le d_{a_2}+6m/(z_1+2)$; ширину венца $b_2\le 0,75\,d_{a_1}$; угол обхвата червяка колесом $\delta=\arcsin(b_2/(d_{a_1}-0,5m))$; межосевое расстояние передачи $a_w=0,5m(z_2+q)$; d_{f_1} и d_{f_2} при $0,5<m<1$.

Расчет геометрических параметров зубчатых колес ВЗР дан в [4,8,I3,I4,I7], зубчатой ременной передачи – в [I3,I6].

4. УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

4.I. Конструирование зубчатых колес и червяков

Предварительно необходимо ознакомиться с типовыми конструкциями зубчатых колес и червяков, приведенных на рис.3 и в [I,4, I4-I7] и выбрать из них наиболее приемлемую с учетом размеров (по данным геометрического расчета) и точности колеса (червяка), метода изготовления, материала и объема выпуска. В табл.I2 приведены рекомендации по выбору основных конструктивных параметров зубчатых колес и червяков: диаметра ступицы d_1, длины ступицы ℓ, ширины зубчатого колеса b и др. В конструкциях зубчатых колес часто предусматривают резьбовое отверстие М2 (при $d_в$=3...5 мм) под стопорный винт, применяемый при монтаже колеса на валу, и отверстие $d_ш$ диаметром 0,8 мм (для $d_в$=3...4 мм) и I,0 мм (для $d_в$=5 мм) под штифт, который используют для окончательного закрепления зубчатого колеса на валу.

4.2. Правила оформления рабочих чертежей [I,I2-I7,20]

Требования к рабочим чертежам изложены в ГОСТ 2.I07-68, к чертежам колес – в ГОСТ 2.403-75.

На чертеже зубчатого колеса указывают: размеры и допуски, шероховатость поверхностей, отклонения формы поверхностей. Часть данных для изготовления и контроля зубчатого венца приводят в

размещаемой в правом верхнем углу чертежа таблице параметров.

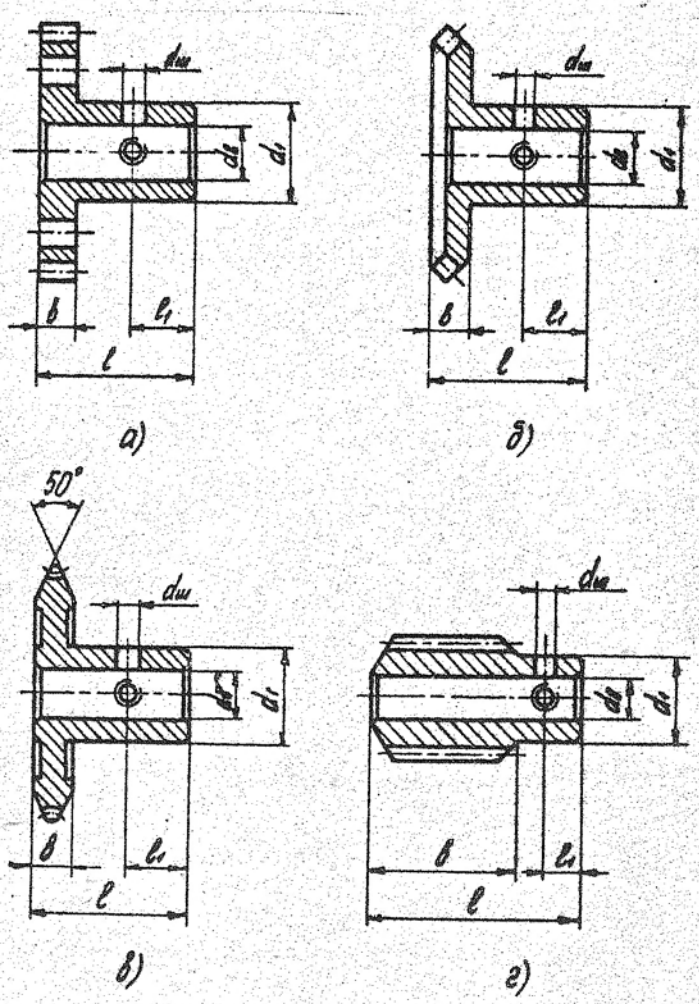


Рис.3

Таблица I2

Конструктивные параметры зубчатых колес и червяков

№ рисунка	Конструктивный параметр, мм					
	$d_в$	d_1	d_m	l	c_1	b
Рис.3а	3	7	0,8	7	2,5	2,3
	4	8	0,8	7	3	2,3
	5	9	I,0	9	3	3
Рис.3б	3	7	0,8	8	2,5	3
	4	8	0,8	I0	3	4
	5	9	I,0	I0	3	4
Рис.3в	3	7	0,8	при z = =30...50 7-8	2,5	6
	4	8	0,8	при z = =50...70	3	6
	5	9	I,0	9	3	6
Рис.3г	3	6	0,8	I8...34	2,5	I2...24
	4	7	0,8	I8...34	3	I2...24
	5	8	I,0	I8...34	3	I2...24

В штампе указывают материал, из которого выполнено колесо.

Рабочий чертеж выполняют на формате А4.

Примеры оформления рабочих чертежей зубчатых колес даны на рис.4, а также в [I,I4-I7,20].

5. РАСЧЕТ ЭМП НА ТОЧНОСТЬ

В связи с тем, что в настоящем задании валы и опоры передач не рассчитываются, погрешности от упругого мертвого хода (из-за упругой деформации валов) и от зазоров в опорах и муфт не учитываются. Поэтому студент определяет только кинематическую $\Delta\varphi_{io}$ и люфтовую $\Delta\varphi_л$ (для реверсивных передач) погрешности передачи, приведенные к выходному валу, указанному в задании.

5.I. Назначение степеней точности и видов сопряжения в зубчатых и червячных передачах

При выборе степени точности и вида сопряжения учитывают назначение, стоимость и условия эксплуатации ЭМП. Расчет редукторов на точность проводится с учетом действующих стандартов.

5.I.I. Выбор степени точности

Рекомендуется предварительно наметить тип корпуса, выбрать материал для его изготовления, а также определить:

для цилиндрических и конических передач – окружные скорости вращения быстроходной и тихоходной ступеней по формуле

$$V = \pi d \cdot n / (60 \cdot 1000) \text{ м/с}, \qquad (26)$$

где d – делительный (для цилиндрических колес) или средний (для конических колес) диаметр, мм;

n – частота вращения соответствующего вала, $мин^{-1}$;

для червячной передачи – частоту вращения вала червяка $n_ч$ по формуле

$$n_ч = n_{дв} / i_{дв-ч},$$

где $i_{дв-ч}$ – передаточное отношение цепи: двигатель–червяк.

Назначить степень точности передачи, учитывая назначение и условия эксплуатации ЭМП и найденные значения V или $n_ч$.

Наиболее часто применяют зубчатые и червячные передачи 6-,7- и 8-й степеней точности.

6-я степень точности применяется в высокоточных следящих системах, приборах управления, отсчетных устройствах и других высокоточных устройствах, а также для цилиндрических передач, работающих при $V > 8$ м/с, для конических передач при V до 8 м/с и червячных передач с однозаходным червяком при $n_ч \geq 4000$ $мин^{-1}$. Применение передач этой степени точности требует обоснования расчетом.

7-я степень точности применяется наиболее часто. Она назначается для точных передач, а также для цилиндрических и конических передач, работающих при V до 8 м/с и V до 6 м/с соответственно, а также червячных передач при $n_ч \geq 2000$ $мин^{-1}$.

8-я степень точности применяется для передач средней точности, а также для цилиндрических передач при V до 5 м/с, конических V до 3 м/с и червячных передач при $n_ч < 2000$ $мин^{-1}$. Она соответствует экономическому уровню точности, а следовательно, имеет невысокую стоимость. Поэтому при проектировании ЭМП в первую очередь следует остановить внимание на этой степени точности, переходя к более высоким степеням лишь в случае необходимости. Значения погрешностей для 8-й степени точности даны в [14-17].

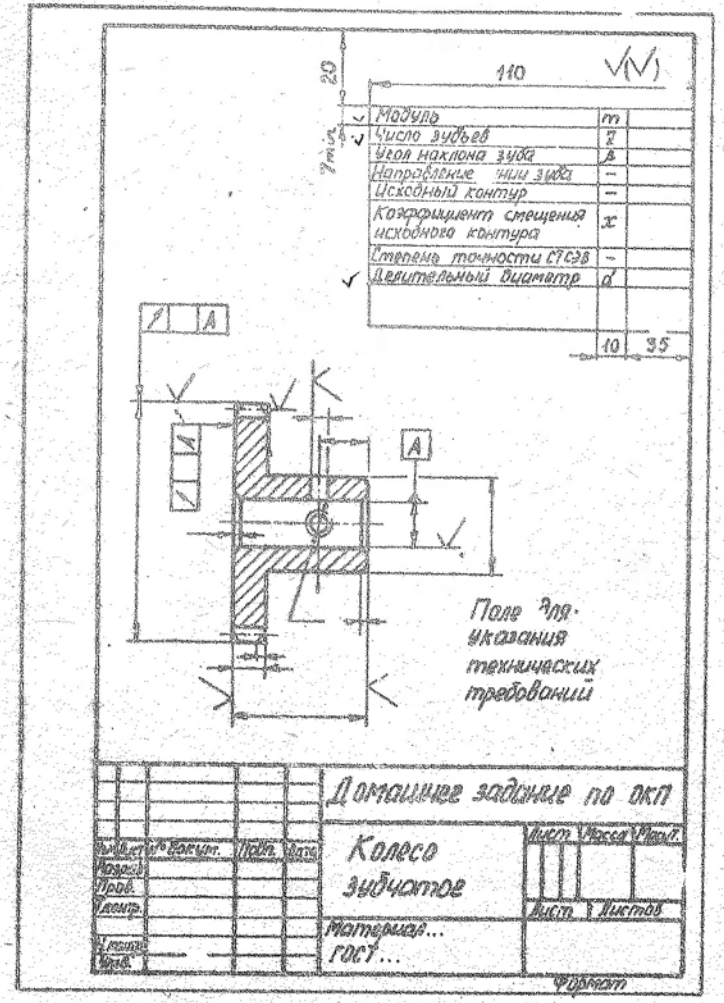


Рис.4

5.1.2. Назначение вида сопряжения

Вид сопряжения и допуск на боковой зазор для нерегулируемой передачи назначаются независимо от степени точности. При этом учитывают допустимую величину мертвого хода, температурные изменения размеров, окружные скорости колес, коэффициенты линейного расширения материалов корпуса и колеса.

При выборе вида сопряжений для передач с $m < 1$ мм можно руководствоваться следующими рекомендациями.

Сопряжение H (или C) применяется для тихоходных ступеней отсчетных и других точных механизмов и следящих систем при однородных материалах корпуса и колес и жестких требованиях к мертвому ходу. Вид сопряжения H относится к 4-7-й степеням точности.

Сопряжение G (или D) применяется для таких же механизмов при средних числах оборотов, а также небольших колебаниях температуры, когда материалы колес и корпуса имеют разные коэффициенты линейного расширения (α); допускается небольшой мертвый ход. Вид сопряжения G относится к 4-8-й степеням точности.

Сопряжение F применяется для быстроходных ступеней отсчетных и других точных механизмов, следящих систем и силовых редукторов при средней и большой частоте вращения колес и значительных колебаниях температуры колес и корпуса, изготовленных из материалов с разными значениями α. Вид сопряжения F относится к 4-10-й степеням точности.

Сопряжения E и D применяют в механизмах с пониженными требованиями к точности, большими колебаниями температуры и разными значениями α материалов колес и корпуса.

5.2. Определение общей погрешности передачи

Общую погрешность передачи находят как сумму кинематической $\Delta\varphi_{i0}$ и люфтовой $\Delta\varphi_{\Lambda}$ погрешностей

$$\Delta\varphi_{\Sigma} = \Delta\varphi_{i0} + \Delta\varphi_{\Lambda}. \qquad (27)$$

5.2.1. Определение люфтовой погрешности

Люфтовая погрешность складывается из погрешностей элементарных передач $\Delta\varphi_{\Lambda i}$, приведенных к выходному $n+1$ валу, и определяется для цилиндрических, конических, червячных и планетарных передач по формуле

$$\Delta\varphi_{\Lambda} = \frac{\Delta\varphi_{\Lambda 1}}{i_{1-(n+1)}} + \frac{\Delta\varphi_{\Lambda 2}}{i_{2-(n+1)}} + \dots + \frac{\Delta\varphi_{\Lambda(2n-1)}}{i_{n-(n+1)}}, \qquad (28)$$

где $\Delta\varphi_{\Lambda 1}, \Delta\varphi_{\Lambda 2}, \dots \Delta\varphi_{\Lambda(2n-1)}$ – погрешности элементарных передач $z_1 z_2$, $z_3 z_4, \dots z_{(2n-1)} z_{2n}$, отнесенные к ведущим звеньям;

$i_{1-(n+1)}, i_{2-(n+1)}, \dots i_{n-(n+1)}$ – передаточные отношения соответственно между 1, 2, … n -м и выходным $(n+1)$ -м валом.

Величины погрешностей в угловых минутах определяют для цилиндрических и конических передач

$$\Delta\varphi_{\Lambda i} = 7{,}4\, j_{n\max}/mz, \qquad (29)$$

для червячных передач

$$\Delta\varphi_{\Lambda i} = 7{,}4\, j_{n\max}/(mz\cos\gamma), \qquad (30)$$

где m – модуль, мм;

$j_{n\max}$ – вероятный максимальный боковой зазор, мкм, выбирается по табл. I3-I5.

Расчет люфтовой погрешности планетарного механизма с цилиндрическими колесами проводится по формулам для обычного цилиндрической передачи, но для обращенного механизма. Порядок такого расчета дан в [I7].

Для цилиндрических, конических и червячных передач, работающих при значительных колебаниях температуры, с корпусом и зубчатыми колесами из разных материалов действительная величина бокового зазора $j_{n\,i}$ определяется соответственно (при температуре, отличающейся от 20°C) по формулам [I2, I3, I6, I8]:

$$j'_{n_\kappa} = j_n - 6{,}30\, a_w [\alpha_{3\kappa}(T_{3\kappa} - 20^\circ) - \alpha_\kappa (T_\kappa - 20^\circ)],$$

$$j'_{n\kappa} = j_n - 6{,}30\, R_e (tg\delta_1 + tg\delta_2)[\alpha_{3\kappa}(T_{3\kappa} - 20^\circ) - \alpha_\kappa (T_\kappa - 20^\circ)], \qquad (31)$$

$$j'_{nч} = j_n + 2a_w \alpha_\kappa (T_\kappa - 20^\circ) - [\alpha_{3\kappa} d_2 + \alpha_ч d_ч](T_ч - 20^\circ)]\sin\alpha_w \cos\gamma,$$

где j_n – минимальный или вероятный максимальный боковой зазор для принятого вида сопряжения и степени точности, значения $j_{n\max}$ даны в табл. I3-I5; $j_{n\min}$ – в [I4, I7];

$\alpha_{3\kappa}$, α_κ, $\alpha_ч$ – температурные коэффициенты линейного расширения материала зубчатого колеса, корпуса, червяка (см. табл. 7);

T_κ, $T_{3\kappa}$ – температуры нагрева корпуса и колеса (червяка);

R_e – длина образующей конуса.

Если расчет дает $j'_n < 0$, то возможно заклинивание передачи. В этом случае для его устранения следует перейти к сопряжению с большим боковым зазором. Если величина $j'_n > j_n$, то в формулах (29) и (30) следует учитывать значение j'_n.

Таблица I3

Вероятный максимальный боковой зазор $j_{n\,max}$ цилиндрических мелкомодульных зубчатых передач, мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Модуль m, мм	Межосевое расстояние a_w, мм					
			До I2	Св.I2 до 20	Св.20 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до I20
6	H	$m \le 0,5$	22	24	26	30	35	40
		$0,5 < m < I,0$	25	26	30	34	38	42
	G	$m \le 0,5$	32	38	45	50	58	65
		$0,5 < m < I,0$	35	40	45	52	60	65
	F	$m \le 0,5$	45	50	60	70	80	95
		$0,5 < m < I,0$	48	52	60	70	85	95
	E	$m \le 0,5$	65	75	90	I05	I30	I40
		$0,5 < m < I,0$	65	75	95	I05	I35	I45
	D	$m \le 0,5$	90	II0	I30	I50	I85	2I5
		$0,5 < m < I,0$	95	II0	I30	I50	I90	2I5
7	H	$m \le 0,5$	25	30	32	38	42	48
		$0,5 < m < I,0$	32	34	38	42	45	50
	G	$m \le 0,5$	35	42	48	55	65	70
		$0,5 < m < I,0$	45	48	52	60	65	75
	F	$m \le 0,5$	48	55	65	75	85	90
		$0,5 < m < I,0$	55	60	65	80	90	I05
	E	$m \le 0,5$	70	80	95	II0	I35	I45
		$0,5 < m < I,0$	75	85	95	II5	I35	I50
	D	$m \le 0,5$	95	II5	I35	I60	I90	220
		$0,5 < m < I,0$	I00	II5	I35	I60	I90	220

x) $K = K_v \cdot K_\beta$, где K_v – коэффициент динамичности нагрузки; K_β – коэффициент концентрации нагрузки. Значения K_v и K_β для точных расчетов даны в [I0,I2-I4,I7].

Таблица I4

Вероятный максимальный боковой зазор конических мелкомодульных зубчатых передач $j_{n\,max}$, мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Длина образующей делительного конуса, мм					
		До I2	Св.I2 до 20	Св.20 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до I20
6	C	26	28	30	36	40	45
	Д	36	40	42	48	55	60
	X	50	52	55	60	70	75
	Ш	60	65	75	85	95	I05
7	C	38	40	45	52	58	65
	Д	48	50	55	60	70	80
	X	60	65	75	85	95	I05
	Ш	80	85	95	I05	I20	I30

Таблица I5

Вероятный максимальный зазор червячных передач с осевым модулем $m < I$ мм, $j_{n\,max}$, мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм					
		До I0	Св.I0 до I6	Св.I6 до 25	Св.25 до 40	Св.40 до 60	Св.60 до I20
6	C	28	30	34	38	45	48
	Д	34	38	45	50	55	60
	X	42	48	55	60	70	75
	Ш	60	65	75	85	95	I05
7	C	40	45	52	60	70	75
	Д	48	55	60	70	80	90
	X	55	65	70	80	90	I00
	Ш	70	80	90	I00	II5	I30

5.2.2. Расчет кинематической погрешности ЭМП

Кинематическая погрешность ЭМП, приведенная к выходному валу, определяется по формуле

$$\Delta\varphi_{i0} = \frac{\Delta\varphi_{i1}}{i_{1-(n+1)}} + \frac{(\Delta\varphi_{i2}+\Delta\varphi_{i3})}{i_{2(n+1)}} + \ldots + \Delta\varphi_{i2n}, \qquad (32)$$

где $\Delta\varphi_{i1}, \Delta\varphi_{i2}, \ldots, \Delta\varphi_{i2n}$ – кинематические погрешности соответственно $1-, 2-, \ldots, n$-го элементов элементарных передач;

$i_{1-(n+1)}, i_{2-(n+1)}, \ldots, i_{n-(n+1)}$ – передаточные числа соответственно между $1, 2, \ldots, n$-м и $(n+1)$-м валом.

Величина $\Delta\varphi_i$ (вероятное значение) определяется

для цилиндрических зубчатых колес

$$\Delta\varphi_i = 4{,}8\,(F_i'' + F_c)/mz, \qquad (33)$$

для конических зубчатых колес

$$\Delta\varphi_i = 4{,}8\,\delta F_\Sigma / mz, \qquad (34)$$

для червячного колеса

$$\Delta\varphi_i = 4{,}8\,\delta F_{kz}/mz, \qquad (35)$$

для червяка

$$\Delta\varphi_i = 4{,}8\,\Delta P_z/mz. \qquad (36)$$

Значения погрешностей F_i'' и F_c для цилиндрических зубчатых колес выбирают по табл.16. Допуск на кинематическую погрешность конических и червячных колес дан в табл.17, для червяка ΔP_z – в табл.18. Для планетарного механизма кинематическая погрешность рассчитывается по формулам для цилиндрических передач, но для обращенного механизма [17]. Расчетные соотношения и таблицы для реечной передачи даны в [12,14]. Кинематическая погрешность ВЗР определяется экспериментально. Для проектировочных расчетов можно принять $\Delta\varphi_i = 1'$ для колес, изготовленных по 6-й степени точности.

5.2.3. Определение общей погрешности передачи

Величину $\Delta\varphi_\Sigma$ определяют по формуле (27).

Необходимо проанализировать полученный результат и указать возможные рациональные способы повышения точности передачи.

Таблица 16

Допуск на кинематическую погрешность цилиндрических мелкомодульных зубчатых колес, мкм

Степень точности	Параметр	Модуль нормальный m, мм	Диаметр делительной окружности, мм					
			До 12	Св.12 до 20	Св.20 до 32	Св.32 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 125
6	F_i''	$m \le 0{,}5$	17	19	21	24	28	30
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	22	24	26	28	30	34
	F_c	$0{,}1 < m < 1{,}0$	5	5	6	8	11	15
7	F_i''	$m \le 0{,}5$	24	26	30	34	38	42
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	30	32	34	38	42	48
	F_c	$0{,}1 < m < 1{,}0$	6	7	9	11	15	21
8	F_i''	$m \le 0{,}5$	30	34	38	42	45	52
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	38	40	45	48	52	60
	F_c	$0{,}1 < m < 1{,}0$	7	9	11	14	20	26

Таблица 17

Допуск на кинематическую погрешность конических мелкомодульных зубчатых и червячных δF_Σ колес, мкм

Степень точности	Модуль m, мм	Диаметр делительной окружности, мм					
		До 12	Св.12 до 20	Св.20 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 120
6	$m \le 0{,}5$	20	22	24	26	30	36
	$0{,}5 < m < 1{,}0$	22	25	28	30	34	40
7	$m \le 0{,}5$	30	34	38	42	48	58
	$0{,}5 < m < 1{,}0$	36	40	44	48	55	65
8	$m \le 0{,}5$	50	52	58	65	75	95
	$0{,}5 < m < 1{,}0$	55	60	65	75	90	100

Таблица I8

Предельная накопленная погрешность осевого шага червяков ΔP_z, мкм

Осевой модуль m, мм	Степень точности		
	6	7	8
$m \le 0{,}5$	I0	I5	24
$0{,}5 < m < I{,}0$	II	I8	28

6. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ СПРОЕКТИРОВАННОГО ЭМП

6.I. Проверочный расчет элементов ЭМП на прочность

В приборостроении в качестве проверочного расчета используют расчет на контактную прочность. В этом случае определяют действующие напряжения и их сравнивают с допустимыми. В задании рекомендуется проверочный расчет провести для передачи, геометрические характеристики которой были определены выше (см.разд.3).

Для цилиндрических прямозубых и косозубых передач (из сталей)

$$\sigma_H = \frac{I03{,}5 z_K}{a_w i_{I2}} \sqrt{\frac{(i_{I2}+I)^3 K M_2}{b}} \le [\sigma_H]. \qquad (37)$$

Для прямозубых передач $z_K = 0{,}9$; для косозубых $z_K = 0{,}8$.

Для конических прямозубых передач (из сталей)

$$\sigma_H = 327{,}5 \sqrt{\frac{K M_2 i_{I2}}{(I - K_{b_e}) K_{b_e} d_{e_2}^3}} \le [\sigma_H], \qquad (38)$$

где $K_{b_e} = b / R_e$, $d_{e_2} = m_e z_2$.

Для червячных передач (червяк из стали, колесо из бронзы)

$$\sigma_H = \frac{54}{d_2} \sqrt{\frac{K M_2}{d_1}} \le [\sigma_H]. \qquad (39)$$

Для волновых передач расчет на контактную прочность проводится по формулам, приведенным в [I0, I2-I4, I7].

Для зубчато-ременных передач проверяют рабочее давление на зубьях $p \le [p]$. Допустимое удельное давление $[p] = 0{,}5 \ldots 2$ МПа .

6.2. Проверка правильности выбора электродвигателя

Условие правильности выбора электродвигателя для режимов, указанных в заданиях

$$M^n_{дв} \ge M'_н + M'_{дин} \quad \text{и} \quad M^н_{дв} \ge M'_н, \qquad (40)$$

где $M^n_{дв}$, $M^н_{дв}$ – пусковой и номинальный моменты электродвигателя;

$M'_н$, $M'_{дин}$ – соответственно уточненные статический и динамический моменты сопротивления механизма, приведенные к валу двигателя.

Величину $M'_{дин}$ определяют по формуле

$$M'_{дин} = J_{пр} \varepsilon, \qquad (4I)$$

где $J_{пр}$ – момент инерции ЭМП, приведенный к валу двигателя, кг·м^2;

ε – угловое ускорение вала двигателя, I/с^2; определяется по формуле $\varepsilon = \varepsilon_{max\,вых} \cdot i_{дв.вых}$.

Значение $J_{пр}$ вычисляют по формуле

$$J_{пр} = J_р + J_{рпр} + J_н / i^2_{дв.вых},$$

где $J_р$ – момент инерции вращающихся частей двигателя;

$J_н$ – момент инерции нагрузки;

$J_{рпр}$ – приведенный момент инерции механизма ЭМП.

Для ЭМП со звеньями, совершающими вращательное и поступательное движения,

$$J_{рпр} = J_1 + J_2 / i^2_{I-2} + \ldots + J_n / i^2_{I-n} + m_1 (V_1/\omega_1)^2 + \ldots + m_n (V_n/\omega_1)^2, \qquad (42)$$

где J_1 , J_2 , ..., J_n – моменты инерции всех элементов, установленных на I,2,..., n -м валах ЭМП, относительно собственных центров масс.

V_1 , V_2 , ..., V_n – скорости центров масс m_1 , m_2 , ..., m_n.

В большинстве случаев вращающиеся звенья имеют форму, представляющую собой комбинации круговых цилиндров или дисков (зубчатые колеса, червяки, кассеты с магнитной лентой, платформы кругового обзора и т.д.). Момент инерции таких звеньев определяют по формуле

$$J = \pi B \rho d^4 \cdot 10^{-12} / 32, \qquad (43)$$

где d – диаметр, мм;

B – толщина, мм;

ρ – плотность, г/см^3; величина J при этом получается в кг·м^2.

При расчетах $J_{рпр}$ моменты инерции валиков обычно не учитывают. Для волновых редукторов с неподвижным жестким колесом можно принять, что приведенный момент инерции определяется моментом инерции генератора.

Определение $M'_н$ проводят последовательно по формулам (I3) или (I4), где вместо ориентировочного назначенного значения $\nu_{пр}$ используют уточненные значения $\nu'_{пер}$. Порядок определения $\nu'_{пер}$ дан в [4, I0, I2, I3, I5, I7]. Если для найденных значений $M'_н$ и $M'_{дин}$ условия (40) не выполняются, то необходимо выбрать двигатель,

имеющий ту же частоту вращения, но с большим $M^{п}_{дв}$ и $M^{р}_{дв}$. Учет первого фактора позволяет не производить заново кинематический расчет.

6.3. Проверочный расчет ЭМП на быстродействие

Расчет ЭМП на быстродействие заключается в определении постоянной времени $T_{эм}$ или времени переходного процесса $t_п$. Для ЭМП с электродвигателем, имеющим линейную характеристику (механическую), и постоянным моментом сил сопротивления

$$T_{эм} = J_{пр} \cdot \omega_{ном} / (M^{п}_{дв} - M'_{н}), \qquad (44)$$

где $J_{пр}$, $J'_{эмр}$, $J^{п}_{дв}$, $M'_{н}$ берутся из предыдущего расчета. Время переходного процесса (время разгона) $t_п = 3T_{эм}$ (при $\omega = 0{,}95\,\omega_{н}$). После определения $T_{эм}$ и $t_п$ необходимо проанализировать результаты и указать возможные пути повышения быстродействия ЭМП.

ПРИМЕРЫ

Пример 1. Подобрать электродвигатель для нерегулируемого ЭМП для работы в длительном режиме. Срок службы ЭМП не менее 1000 часов. Нагрузка на выходном валу – статическая постоянная и равна $M_{н} = 1{,}1$ Нм. Угловая скорость вращения выходного вала $\omega_{вых} = 2\ с^{-1}$. Питание двигателя: 27 В постоянного тока. Привод должен обладать малой массой и габаритами.

Определяем расчетную мощность двигателя по формулам (1) и (4). Примем $\eta_{о} = 0{,}8$, тогда

$$P_{расч} = \frac{M_{н}\omega_{вых}}{\eta_{о}} = \frac{1{,}1 \cdot 2}{0{,}8} = 2{,}75 \text{ Вт}.$$

Остановимся на двигателях серии ДПМ и ДПР (см. табл. 1, 2), которые обладают высокими эксплуатационными характеристиками и имеют регуляторы скорости. Для подобных приводов рекомендуемое значение $\xi_{зап} = 1{,}05 \ldots 1{,}1$. Наиболее подходящим двигателем для ЭМП является двигатель ДПР-42-02 ($P_{табл} = 3$ Вт, $n_{дв} = 6000$ мин$^{-1}$), для него коэффициент $\xi = P_{табл} / P_{расч} = 1{,}09$, что приемлемо.

Пример 2. Разработать кинематическую схему ЭМП на базе цилиндрических зубчатых колес с модулем $m = 0{,}3$ мм. Общее передаточное отношение ЭМП $i_{общ} = 1000$.

Вариант 1. ЭМП проектируется по критерию минимума габаритов.

1. Определяем оптимальное число ступеней $n_{опт} = 1{,}85 \lg i_{общ} = 1{,}85 \lg 1000 = 5{,}55$. Принимаем $n_{опт} = 6$.

2. Определяем передаточное отношение одной ступени $i_{ст}$ по табл. 4

$$i_{ст} = \sqrt[n_{опт}]{i_{общ}} = \sqrt[6]{1000} = 3{,}16.$$

Вариант 2. ЭМП разрабатывается по критерию минимизации погрешностей. Согласно табл. 4 имеем $n_{опт} = 1{,}44 \lg i_{общ} = 1{,}44 \lg 1000 = 3{,}33$. Так как передаточное отношение одной ступени не должно превышать 8, то примем $n_{опт} = 4$. Поскольку наибольшую погрешность привода дают последние две ступени, то передаточное отношение для них назначим максимально рекомендуемым т.е. $i_{5-6} = i_{6-7} = 8$. Передаточные отношения остальных ступеней назначают, учитывая дополнительные требования к ЭМП и рекомендации табл. 4.

Пример 3. Определить момент нагрузки, приведенный к валу двигателя. Схема ЭМП приведена на рис. 5. Момент сил сопротивления на валу III $M_{н} = 0{,}5$ Н·м. Момент потенциометра $M_{пот} = 2{,}35 \cdot 10^{-3}$ Н·м. КПД цилиндрической передачи $\eta_{пер} = 0{,}98$. Моменты трения в опорах ЭМП даны в табл. 19.

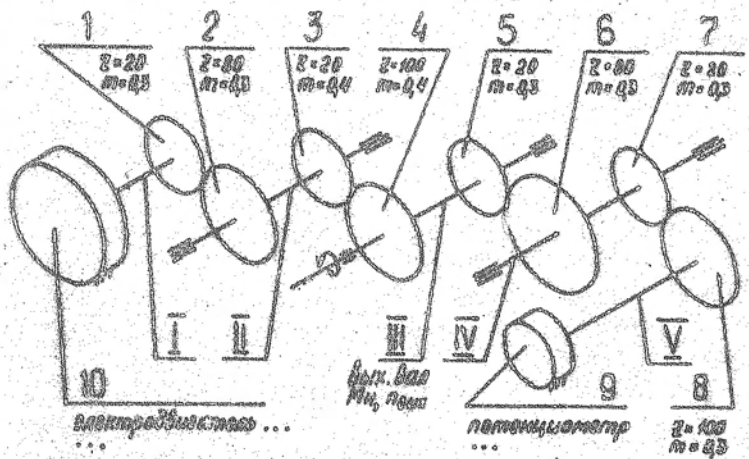


Рис. 5

Вариант 1.

Таблица 19

Моменты трения в опорах ЭМП

№ валика	II	III	IV
$d_{в}$ валика, мм	5	7	3
$M_{подш} \times 10^{-3}$ Н·м	0,9	1,8	0,3

Приведение моментов нагрузки к валу двигателя выполняем по формуле (14), начиная с вала потенциометра.

1. Момент потенциометра $M_{пот}$, приведенный к колесу z_6,

$$M_4 = \frac{M_{пот}}{i_{4-5}\cdot z_{4-5}} + M_{подш\,4} = \frac{2{,}35\cdot10^{-3}}{5\cdot0{,}98} + 0{,}3\cdot10^{-3} = 0{,}78\cdot10^{-3}\ Н\cdot м.$$

2. Момент нагрузки на колесе z_4

$$M_3 = M_н + \frac{M_4}{i_{3-4}z_{3-4}} + M_{подш\,4} = 0{,}5 + \frac{0{,}78\cdot10^{-3}}{4\cdot0{,}98} + 1{,}8\cdot10^{-3} = 0{,}502\ Н\cdot м.$$

3. Момент нагрузки на колесе z_2

$$M_2 = \frac{M_3}{i_{2-3}z_{2-3}} + M_{подш\,2} = \frac{0{,}502}{5\cdot0{,}98} + 0{,}9\cdot10^{-3} = 0{,}103\ Н\cdot м.$$

4. Момент нагрузки на колесе z_1 (на валу двигателя)

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{1-2}z^n_{1-2}} = \frac{0{,}103}{4\cdot0{,}98} = 0{,}027\ Н\cdot м.$$

Вариант 2. Потери в опорах заданы с помощью КПД, который принят равным $z_{подш}=0{,}99$. Приведение моментов нагрузок выполняем по формуле (13). Моменты нагрузок определяем на тех же зубчатых колесах. Последовательно получим

$$M_4 = M_5/(i_{4-5}z_{4-5}z^n_{подш\,4}) = 2{,}35\cdot10^{-3}/(5\cdot0{,}98\cdot0{,}99) = 0{,}48\cdot10^{-3}\ Н\cdot м,$$

$$M_3 = (M_4/(i_{3-4}z_{3-4}) + M_н)/z^n_{подш\,3} = (0{,}48\cdot10^{-3}/(4\cdot0{,}98) + 0{,}5)/0{,}99 = 0{,}505\ Н\cdot м,$$

$$M_2 = M_3/(i_{2-3}z_{2-3}z^n_{подш\,2}) = 0{,}505/(5\cdot0{,}98\cdot0{,}99) = 0{,}103\ Н\cdot м,$$

$$M_1 = M_2/(i_{1-2}z_{1-2}) = 0{,}103/(4\cdot0{,}98) = 0{,}027\ Н\cdot м.$$

Пример 4. Выбрать материалы и определить допустимые изгибные и контактные напряжения для шестерни и колеса малонагруженного цилиндрического редуктора. Передача реверсивная. Окружные скорости колес не более 6 м/с. Режим работы длительный с постоянной внешней нагрузкой.

Желая получить передачу с высокой плавностью, близкой прочностью зубьев и невысокой стоимостью, выбираем материал: для шестерни – сталь 45, для колеса – сталь 35 (п.2.2.1). Назначаем для колес термообработку по табл.5. Примем твердость колеса НВ 200. Полагая превышение твердости материала шестерни над материалом колеса в 20 единиц, находим, что твердость шестерни равна НВ 220. По табл.7 находим: для стали 35 – $\sigma_в$ =520 МПа, для стали 45 – $\sigma_в$ =580 МПа. Определяем предел выносливости σ_{-1}. Для шестерни σ_{-1} =0,43 $\sigma_в$ =0,43 580 = 249,4 МПа; для колеса σ_{-1} =0,43 х х 520 = 223,6 МПа. Вычисляем допустимые напряжения изгиба по формуле (20), приняв коэффициент запаса n =2,

$$[\sigma_F]_1 = \frac{249{,}4}{2} = 124{,}7\ МПа,\quad [\sigma_F]_2 = \frac{223{,}6}{2} = 111{,}8\ МПа.$$

Определяем допустимые контактные напряжения $[\sigma_н]_1 \approx 2{,}6\cdot НВ = 2{,}6\cdot220 = 572$ МПа; $[\sigma_н]_2 \approx 2{,}6\ НВ = 2{,}6\cdot200 = 520$ МПа.

Пример 5. Определить модуль зубчатой цилиндрической передачи с z_1=20 и z_2=100. Момент нагрузки на колесе $M_н$ =0,5 Н·м. Колесо изготовлено из стали 35, шестерня из стали 45. Передача реверсивная.

Определяем элемент передачи, по которому будем вести расчет. Для этого находим отношения $Y_{F1}/[\sigma_F]_1$ и $Y_{F2}/[\sigma_F]_2$. Значения Y_{F1} и Y_{F2} определяем из табл.8, а $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$ – из примера 4. Для колеса получим $Y_{F2}/[\sigma_F]_2$=3,74/111,8 = 0,033; для шестерни $Y_{F1}/[\sigma_F]_1$= =4,12/124 = 0,032. Расчет будем вести по колесу, для которого отношение $Y_F/[\sigma_F]$ имеет большее значение. Вычисляем m по формуле (21), полагая ψ_m =8, K =1,5,

$$m \geq 1{,}4\sqrt[3]{\frac{M_2 Y_{F2} K}{\psi_m z_2 [\sigma_F]_2}} = 1{,}4\sqrt[3]{\frac{0{,}5\cdot1000\cdot3{,}74\cdot1{,}5}{8\cdot100\cdot111{,}8}} = 0{,}441\ мм.$$

По табл.11 находим ближайшее большее значение модуля. Принимаем m =0,5 мм.

Пример 6. Определить люфтовую и кинематическую, а также суммарную погрешности цепи двигатель – выходной вал Ш, приведенные к валу Ш. Цепь состоит из колес, выполненных по степеням точности 7G, передача реверсивная с нерегулируемым зацеплением, остальные параметры ЭМП даны на рис.5.

Определение люфтовой погрешности

1. Определяем межосевые расстояния зубчатых пар z_1z_2 и z_2z_4: $a_{1-2} = m_1(z_1+z_2)/2 = 0{,}5(20+80)/2 = 15$ мм; $a_{2-3} = m_2(z_3+z_4)/2 = 0{,}4(20+100)/20 = 24$ мм.

2. Определяем передаточные отношения между валами I, II и выходным валом Ш $i_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_4}{z_3} = \frac{80}{20}\cdot\frac{100}{20} = 20$; $i_{2-3} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{100}{20} = 5$.

3. По формуле (29) и табл.13 находим погрешности пар z_1z_2 и z_3z_4 для степени точности 7G, отнесенные к ведущему валу $\Delta\varphi_{л1} = 7{,}4\cdot j_{n\,max}/(m_1z_1) = 7{,}4\cdot42/(0{,}5\cdot20) = 51{,}8'$; $\Delta\varphi_{л2} = \frac{7{,}4\cdot j_{n\,max}}{(m_2z_3)} = 44{,}4'$.

4. Определяем люфтовую погрешность цепи двигатель – вал Ш по формуле (28) $\Delta_л = \Delta\varphi_{л1}/i_{1-3} + \Delta\varphi_{л2}/i_{2-3} = 51{,}8/20 + 44{,}4/5 = 11{,}47'$.

Определение кинематической погрешности

1. Определяем собственные вероятные кинематические погрешности для заданной степени точности колес 7G последовательно по

формуле (33). Значения F_i'' и F_c выбираем по табл.16, предварительно определив диаметры делительных окружностей зубчатых колес.

Для колеса $z_1=20$ ($d_1=6$ мм) $\Delta\varphi_{i1}=4,3(F_i''+F_c)/mz=4,3(24+6)/(0,3\cdot20)=24'$; для колеса $z_2=80$ ($d_2=24$ мм) $\Delta\varphi_{i2}=4,3(30+9)/(0,3\cdot80)=7,8'$,

для колеса $z_3=20$ ($d=8$мм) $\Delta\varphi_{i3}=4,3(24+6)/(0,4\cdot20)=13'$,

для колеса $z_4=100$ ($d=40$ мм) $\Delta\varphi_{i4}=4,8(34+11)/(0,4\cdot100)=5,4'$.

2. Определяем суммарную кинематическую погрешность передачи по формуле (32)

$$\Delta\varphi_{i0}=\frac{\Delta\varphi_{i1}}{i_{1-3}}+\frac{\Delta\varphi_{i2}+\Delta\varphi_{i3}}{i_{2-3}}+\Delta\varphi_{i4}=\frac{24}{20}+\frac{7,8+18}{5}+5,4=11,76'.$$

Определение суммарной погрешности цепи двигатель – вал Ш

По формуле (27) имеем $\Delta\varphi_{\Sigma}=\Delta\varphi_{n\Sigma}+\Delta\varphi_{i0}=11,47'+11,76'=23,23'$.

Пример 7. Рассчитать контактные напряжения σ_H для пары z_3z_4 (см.рис.5). Материалы: колеса – сталь 35, шестерни – сталь 40Х; модуль $m=0,4$ мм, ширина колеса 3,2 мм, $M_2=0,5$ Н·мм.

Величина контактных напряжений одинакова для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того элемента из пары, у которого меньшее значение $[\sigma_H]$. Таким образом, расчет будем вести по колесу. По формуле (37) имеем

$$\sigma_H=\frac{103,5z_K}{a_w i_{2-3}}\sqrt{\frac{(i_{2-3}+1)^3kM_2}{b}}=\frac{103,5\cdot9}{24\cdot5}\sqrt{\frac{(5+1)^3\cdot1,5\cdot500}{3,2}}=183,1\ Н/мм^2.$$

Для материала колеса (стали 35) $[\sigma_H]=520$ Н/мм^2, следовательно, передача удовлетворяет условию прочности ($\sigma_H<[\sigma_H]$).

Пример 8. Определить момент инерции ЭМП (см.рис.5), приведенный к валу двигателя. Дополнительно к валу Ш приложена инерционная нагрузка $J_H=0,1$ кг·м^2. Момент инерции ротора двигателя $J_p=0,22\cdot10^{-4}$ кг·м^2. Все колеса имеют одинаковую ширину венца (коэффициент $\psi_m=8$) и изготовлены из сталей ($\rho=7,8$ г/см^3).

1. Определяем моменты инерции зубчатых колес. Перепишем формулу (43) в более удобном для расчета виде. С учетом $d=mz$ и $b=\psi_m m$ получим (в формулу следует подставлять ρ в г/см^3)

$$J=\frac{\pi}{32}\rho z^4 m^5\cdot10^{-13}\ кг\cdot м^2.$$

Результаты расчета сводим в табл.20.

Таблица 20

Моменты инерции колес

J_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_7	J_8
0,024x $\times10^{-7}$	6,25x $\times10^{-7}$	0,103x $\times10^{-7}$	64,3x $\times10^{-7}$	0,024x $\times10^{-7}$	6,25x $\times10^{-7}$	0,024x $\times10^{-7}$	16,26x $\times10^{-7}$

2. Определяем J_{np} по формуле $J_{np}=J_p+J_1+\frac{J_2+J_3}{i_{1-2}^2}+$

$$+\frac{J_4+J_5}{i_{1-3}^2}+\frac{J_6+J_7}{i_{1-4}^2}+\frac{J_8}{i_{1-5}^2}+\frac{J_H}{i_{1-3}^2}=0,022\cdot10^{-4}+0,024\cdot10^{-7}+$$

$$+\frac{(6,25+0,103)\cdot10^{-7}}{16}+\frac{(64,3+0,024)\cdot10^{-7}}{4\cdot10^2}+\frac{(6,25+0,024)\cdot10^{-7}}{64\cdot10^2}+$$

$$+\frac{16,26\cdot10^{-7}}{16\cdot10^4}+\frac{0,1}{4\cdot10^2}=2,523\cdot10^{-4}\ кг\cdot м^2.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Атлас конструкций элементов приборных устройств. / Под ред. О.Ф.Тищенко. – М.: Машиностроение, 1982. – 116 с.

2. Беляев Н.И., Нагорский В.Д. Выбор двигателя и редуктора следящих систем. – М.: Машиностроение, 1972. – 216 с.

3. Благодарный В.М. Расчет мелкомодульных зубчатых передач на износ и прочность. – М.: Машиностроение, 1985. – 126 с.

4. Вопилкин Е.А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. – М.: Высшая школа, 1980. – 126 с.

5. Истомин С.Н. Проектирование мелкомодульных передач приборов с применением ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1985. – 175 с.

6. Кокорев Ю.А. Элементы приборных устройств: Проектирование корпусных деталей приборов: Учеб.пособие по курсовому проектированию / Под ред. О.Ф.Тищенко. – М.: МВТУ, 1980. – 32 с.

7. Коваленко А.П., Буцев А.А. Выбор исполнительных электродвигателей приборных устройств: Учеб. пособие по курсовому проектированию/ Под ред. О.Ф. Тищенко. – М.: МВТУ, 1981. – 44 с.

8. Милосердин Ю.В., Лакин Ю.Г. Расчет и конструирование механизмов приборов и установок. – М.: Машиностроение, 1978. – 320 с.

9. Парфенов Е.М. Электромеханические модули точного приборостроения. – М.: Машиностроение, 1984. – 144 с.

10. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов: Учеб.пособие для вузов. – Л.: Машиностроение, 1976. – 456 с.

11. Пивоваров В.Н., Шевцов Ю.А., Жаров В.А. Применение ЭВМ в курсовом проекте по курсу ЭПУ: Учеб.пособие. – М.: МВТУ, 1985. – 33 с.

12. Пименов А.И. Механизмы настройки РЭА. – М.: Высшая школа, 1977. – 221 с.

13. Рощин Г.И. Несущие конструкции, механизмы и механические узлы ЭВА: Учеб.пособие для вузов. – М.: Советское радио, 1980. –

- 240 с.

I4. Слюдикон М.Н. Механизмы приводов систем управления летательных аппаратов. Расчет и проектирование. - М.: Машиностроение, I975. - 384 с.

I5 Справочник конструктора оптико-механических приборов / Под ред. В.А.Панова. - Л.: Машиностроение, I980, - 803 с.

I6. Чурабо Д.Д. Детали и узлы приборов. Конструирование и расчет. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, I975. - 559 с.

I7. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование / Под ред. О.Ф.Тищенко. - М.: Высшая школа. I978. - Ч.I. - 328 с.; Ч.2. - 263 с.

I8. Элементы приборных устройств. Основной курс. / Под ред. Тищенко О.Ф. - М.: Высшая школа, I982. - Ч.I. - 304 с.; Ч.2. - - 263 с.

I9. Велищанский А.В., Климов В.Н., Котов А.Н. Конструкционные материалы в приборостроении: Учеб.пособие. - М.: МВТУ, I987. - 46 с.

20. Тищенко О.Ф., Веселова Е.В., Нарыкова Н.И. Оформление рабочих чертежей деталей и узлов. Метод. указания. - М.: МВТУ, I986. - - 42 с.

Оглавление

Введение 3
I. Кинематический расчет ЭМП 3
I.I. Предварительный выбор типоразмера электродвигателя 3
I.2. Кинематический расчет ЭМП 8
2. Проектировочный (предварительный) расчет зубчатых передач на прочность I3
2.I. Силовой расчет ЭМП I3
2.2. Выбор материалов элементов передач и расчет допустимых напряжений I5
2.3. Определение модуля передач I8
3. Геометрический расчет элементарной передачи 20
4. Указания по выполнению рабочих чертежей зубчатых колес и червяков 2I
4.I. Конструирование зубчатых колес и червяков 2I
4.2. Правила оформления рабочих чертежей 2I
5. Расчет ЭМП на точность 23
5.I. Назначение степеней точности и видов сопряжения в зубчатых и червячных передачах 24
5.2. Определение общей погрешности передачи 26
6. Проверочные расчеты спроектированного ЭМП 32
6.I. Проверочный расчет элементов ЭМП на прочность 32
6.2. Проверка правильности выбора электродвигателя 32
6.3. Проверочный расчет ЭМП на быстродействие 34
Примеры 34
Литература 39