Предисловие

Электромеханический привод (ЭМП) широко применяют в системах автоматики, вычислительной техники, робототехники, в радиоэлектронной аппаратуре, оптико-электронных и оптико-механических 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.

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.

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.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

1.1. Предварительный выбор типоразмера электродвигателя

1.1.1. Определение типа (серии) электродвигателя

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

Необходимые дополнительные рекомендации по выполнению рассматриваемого этапа даны в [2, 4–6, 8, 9–14, 17, 18].

1.1.2. Определение расчетной мощности электродвигателя

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

Вариант 1 (рис. 1, *а*). ЭМП имеет один выход. В этом случае требуемая мощность электродвигателя определяется по формуле

$$P_{рас} = \frac{P_н}{\eta_Р}, \qquad (1)$$

где $P_н$ — мощность нагрузки на выходном валу; $\eta_Р$ — КПД цепи двигатель – нагрузка.

Вариант 2 (рис. 1, *б*). ЭМП имеет два выхода с параллельным разветвлением потока мощности. Для этого случая имеем

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

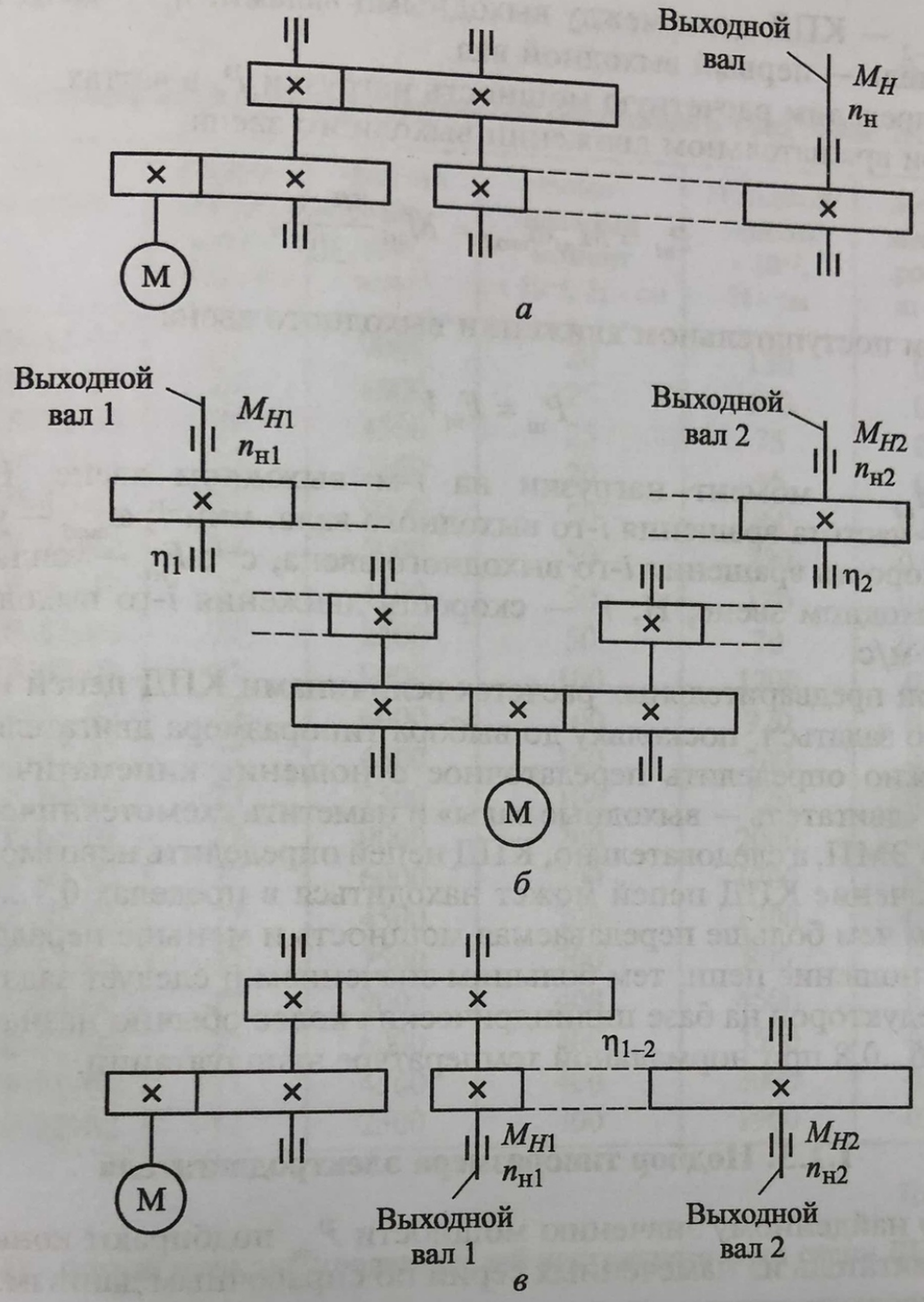


Рис. 1

где $P_{н1}$, $P_{н2}$ — мощность нагрузки первого и второго потоков соответственно; η_1 и η_2 — КПД механизмов в первом и втором потоках.

Вариант 3 (рис. 1, *в*). ЭМП имеет единую кинематическую цепь с двумя выходными валами. Для этого случая имеем

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

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

$$P_{нi} = M_{нi}\omega_{выхi} = M_{нi}\frac{\pi n_{выхi}}{30}; \quad (4)$$

при поступательном движении выходного звена

$$P_{нi} = F_{нi}V_i, \quad (5)$$

где $M_{нi}$ — момент нагрузки на i-м выходном звене, Н · м; $n_{выхi}$ — частота вращения i-го выходного вала, мин$^{-1}$; $\omega_{выхi}$ — 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.

Значение КПД цепей может находиться в пределах 0,1...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 = 0,6...0,8 при нормальной температуре эксплуатации.

1.1.3. Подбор типоразмера электродвигателя

По найденному значению мощности $P_{рас}$ подбирают конкретный двигатель из намеченных серий по справочным данным, при этом рекомендуется:

а) ориентироваться на быстроходные двигатели (с числом оборотов $n_{дв} \geq 2500$ мин$^{-1}$);

б) выдерживать условие

$$\frac{P_{таб}}{P_{рас}} = \xi_{зап}, \quad (6)$$

где $P_{таб}$ — мощность двигателя по паспортным данным; выбирается по табл. 1–3 или [1, 7, 17]; $\xi_{зап}$ — коэффициент запаса.

Таблица 1

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 · $см^2$
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 · $см^2$
ДПМ-20-11	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

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 · $см^2$
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	Частота вращения, $мин^{-1}$	Номинальный момент $\times 10^{-2}$, Н · мм	Пусковой момент $\times 10^{-2}$, Н · мм	Момент инерции ротора $\times 10^{-8}$, кг · $м^2$
ДИД-0,1ТА	36	0,1	13 000	0,15	0,26	2,25
ДИД-0,5ТА	36	0,32	14 000	0,4	1,0	4,5
ДИД-0,6ТА	36	0,6	16 000	0,65	1,2	7,5
ДИД-1ТА	36	1,0	18 000	0,9	1,6	7,0
ДИД-2ТА	36	2,0	18 000	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	14 000	0,65	1,2	13,0
ДГ-1ТА	36	1,0	15 000	0,8	1,6	8,0
ДГ-2ТА	36	2,0	16 000	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 $P_{таб}$ мощность двигателя ориентировочно определяется по формуле, Вт,

$$P_{таб} = M_{ном}\,\omega_{ном},$$

где $M_{ном}$ — номинальный момент двигателя, Н · м; $\omega_{ном}$ — номинальная угловая скорость вала двигателя, $с^{-1}$.

1.2. Кинематический расчет электромеханического привода

1.2.1. Определение передаточных отношений цепей ЭМП

Передаточное отношение цепи двигатель — i-й выходной вал определяется по формуле

$$i_{общ} = \frac{n_{дв}}{n_{нi}}, \qquad (7)$$

где $n_{дв}$ — частота вращения вала двигателя, $мин^{-1}$; $n_{нi}$ — частота вращения i-го выходного вала, $мин^{-1}$.

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

Вариант 1. Задана угловая скорость выходного вала $\omega_н$, рад/с. Тогда

$$n_н = 30\,\omega_н/\pi.$$

Вариант 2. Задана линейная скорость $V_н$ перемещения выходного звена, мм/с. Тогда

$$n_н = 60\,V_н/(\pi d),$$

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

Вариант 3. Заданы угол поворота выходного вала $\varphi_н$ в градусах и время этого поворота t в секундах. Тогда для равномерного движения

$$n_н = \frac{\varphi_н}{6t}.$$

Вариант 4. Заданы скорость вращения одного выходного вала $n_{н1}$ и передаточное отношение между выходными валами i_{12}, тогда частота вращения другого выходного вала

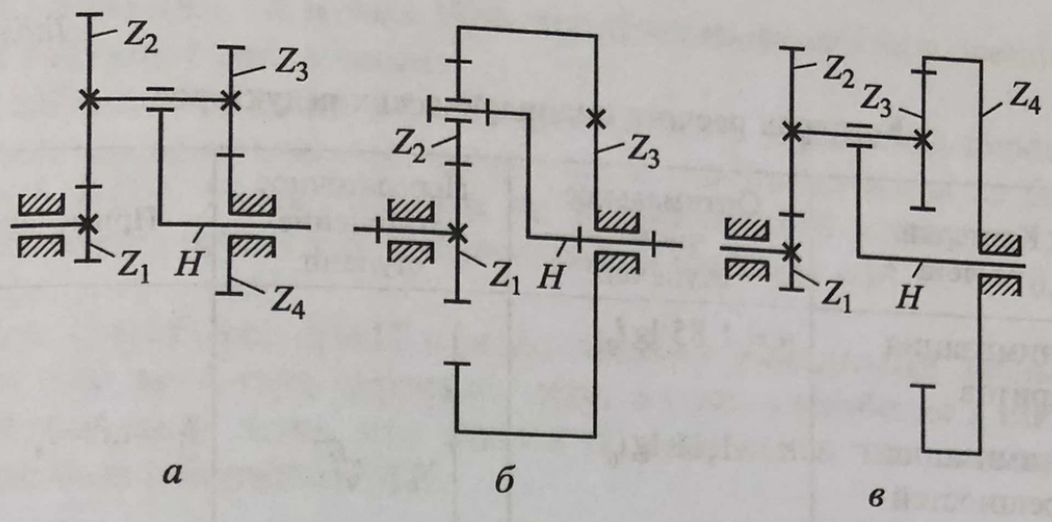
$$n_{н2} = \frac{n_{н1}}{i_{12}}.$$

1.2.2. Определение схемотехнического состава электромеханического привода

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 $i_к$ = 1...3; для цилиндрической $i_ц$ = 1...8; для фрикционной $i_ф$ = 3...4; для планетарной $i_{пл}$ = 3...1500, в зависимости от схе-



а *б* *в*

Рис. 2

мы (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...15 при $\eta_{пл}$ = 0,98...0,95.

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

Если $i_{общi} > \prod_{k=i}^{k=m} i_{бк}$, 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

$$i_{общi} > \prod_{k=i}^{k=m} i_{бк} \cdot \prod_{i=1}^{i=n} i_i. \qquad (8)$$

При разработке экономичных ЭМП в качестве передач рекомендуется использовать передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами.

Проектирование маломощных редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами проводят с учетом заданного или выбранного критерия расчета по формулам, приведенным в табл. 4. При проектировании цилиндрических редукторов принимают $i_ц = i_{общ}$; в комбинированных ЭМП

$$i_ц = i_{общ} / \prod_{k=1}^{k=m} i_{бк}. \qquad (9)$$

Таблица 4

Критерии расчета цилиндрических редукторов

Критерий расчета	Оптимальное число ступеней	Передаточное отношение ступени	Примечание
Минимизация габаритов	$n = 1{,}85 \lg i_0$	$i_i = \sqrt[n]{i_0}$	$i_1 = \ldots = i_n$
Минимизация погрешностей	$n = 1{,}11 \lg i_0$		
Минимизация массы	$n = 3 \lg i_0$		
Минимизация приведенного момента инерции	$n = 3 \lg i_0$		*
Комплекс требований	$n = 1{,}85 \lg i_0$		**

* Разбивку передаточного отношения i_0 проводят в возрастающем порядке, назначая передаточное отношение тихоходной ступени наибольшим ($i = 0...8$), а быстроходной — наименьшим ($i = 1{,}5...2$).

** Применяется для расчета силовых редукторов. Рекомендуется назначать $i_4 = i_{max} = 5...8$, далее $i_2 = i_1/к$; $i_3 = i_2/к$ и т. д. Принимают $к = 1{,}2...1{,}5$.

Расчетные значения числа ступеней $n_{опт}$ определяются до целого значения в большую или меньшую сторону. Рекомендуется рассматривать оба возможных варианта, по результатам анализа которых принимается решение.

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 генера-

тора до 3000 мин$^{-1}$ и менее. При такой компоновке долговечность ЭМП достигает сотен часов.

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

При разработке ЭМП с несколькими выходными звеньями желательно включить короткие цепи в состав наиболее длинной кинематической цепи, что позволит уменьшить число схемных элементов и габариты ЭМП.

1.2.3. Определение чисел зубьев элементарных передач

Предварительно принимают число зубьев z_i 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_i назначают в диапазоне 17...28, причем для малогабаритных передач назначают z_i ближе к нижнему пределу, для высокоточных — ближе к верхнему. Минимальное число зубьев $z_1 = 17$.

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

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

Число зубьев ведомого колеса в указанных передачах

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

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. 2, *б*). В таблице обозначено: c — число сателлитов; γ — целое число.

Таблица 6

Параметры планетарного редуктора

Расчетный параметр	Формула
Передаточное отношение	$i_{1н}^3 = 1 + z_3 / z_4$
Условие соосности	$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$
Условие сборки	$z_1 + z_3 = c\gamma$
Условие соседства	$z_3 < \dfrac{z_1\left(1+\sin\dfrac{\pi}{c}\right)-4}{1-\sin\dfrac{\pi}{c}}$
Соотношение для определения числа зубьев	$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = z_4 : \dfrac{z_1\left(i_{1н}^3-2\right)}{2} :$ $: z_1\left(i_{1н}^3-1\right) : \dfrac{z_1 i_{1н}^3}{c}$

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, насколько отклоняется его численное значение от заданной величины. Чаще всего это отклонение допускается в пределах ±(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

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

Зубчато-ременная передача. Число зубьев малого шкива z 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

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

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

2. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ (ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ) РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

2.1. Силовой расчет электромеханического привода

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

$$M_{i-1} = \frac{M_i}{i_{(i-1)-i} \cdot \eta^n_{\text{подш}(i-1)} \cdot \eta_{\text{пер}}}, \tag{13}$$

или

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

где M_{i-1} — искомый момент на $(i-1)$-м валу, Н · м; M_i — известный полный момент на i-м валу (момент нагрузки $M_{\text{н вых}}$ и момент трения); $i_{(i-1)-i}$ — передаточное отношение между $(i-1)$-м и i-м валами; $\eta_{\text{пер}}$ — КПД передачи; $\eta_{\text{подш}\,(i-1)}$ — КПД подшипников, в которых установлен вал $(i-1)$; n — число пар подшипников; $M_{\text{подш}\,(i-1)}$ — момент трения подшипников вала $(i-1)$.

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 постоянно действующих статического и динамического моментов сопротивления

$$M_{\text{н}i} = M_{\text{вых}i} + J_{\text{н}i}\varepsilon_{\text{вых}i}, \tag{15}$$

- только при статической нагрузке

$$M_{\text{н}i} = \xi M_{\text{вых}i}, \tag{16}$$

• при поступательном движении выходного звена для реечной передачи

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

где $J_{нi}$ — момент инерции нагрузки i-го выходного звена, кг/м^2; $\varepsilon_{вых\,i}$ — угловое ускорение вала i-го выходного звена, с$^{-2}$; ξ — коэффициент динамичности внешней нагрузки, принимают ξ = 1,2...2,5; F — усилие, действующее на рейке, Н; d — делительный диаметр колеса реечной передачи, мм.

При предварительных расчетах нагруженных механизмов можно принять следующие КПД: одной пары подшипников качения $\eta_{подш}$ = 0,99...0,995; цилиндрической передачи $\eta_{ц\,пер}$ = = 0,98...0,99; червячной передачи $\eta_{ч\,пер}$ = 0,6...0,8 (z = 1); конической передачи $\eta_{к\,пер}$ = 0,96...0,98; волновой передачи $\eta_{волн\,пер}$ = = 0,7...0,9; зубчато-реечной передачи $\eta_{зр\,пер}$ = 0,92...0,98; планетарного механизма $\eta_{пл\,пер}$ = 0,96...0,98 (для схемы, представленной на рис. 2, *б*).

В результате силового расчета определяют приведенный момент нагрузки на валу двигателя M_1, по величине которого следует предварительно оценить правильность выбора электродвигателя.

При пусковом времени разгона можно принять, что электродвигатель выбран верно, если

$$M_{дв}^{п} \geq M'_{н} + M'_{дин}, \qquad (18)$$

где $M_{дв}^{п}$ — номинальный момент выбранного электродвигателя; $M'_{н}$ — момент нагрузки; $M'_{дин}$ — динамический момент.

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 уни-

фикации 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 1050–88 (ГОСТ 1050–2013) 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 (ГОСТ 4543–2016). 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 38ХМОА.

Для нагруженных трибок применяют также стали У8А, У1ОА 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[1] рабочих поверхностей колес $НВ_2 \le 350$) рекомендуется для выравнивания долговечности, ускорения прирабатываемости и повышения сопротивления заеданию назначать для зубчатых колес разные материалы, причем твердость шестерни должна быть на 20...30 единиц больше твердости колеса $НВ_1 \ge НВ_2 + (20...30)$. 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 Вр А 9-4; 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 ≥ 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

[1] Твердость по НВ и HRC связаны соотношением НВ ≈ 10HRC.

(с подкалкой в заготовке до HRC 28...32); червячные колеса — из бронз Бр0Ф10-1, БрАЖ9-4.

Волновые передачи. Гибкие колеса изготавливают из сталей 40Х, 2Х13, 65Г; жесткие колеса — из сталей 45, 50, 40Х и др. Более подробные сведения по материалам даны в [3, 13, 17, 19].

2.2.2. Определение допускаемых напряжений изгиба

Величины допустимых изгибных $[\sigma_F]$ и контактных $[\sigma_H]$ напряжений зависят от режима нагружения и срока службы, условий работы ЭМП. 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 напряжения равны:

- для нереверсивных передач

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

- для реверсивных передач

$$[\sigma_F] = \sigma_{-1}/n, \tag{20}$$

где n — запас прочности ($n = 1{,}3...2$); σ_{-1} — предел выносливости, определяют по эмпирическим формулам:

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

для легированных сталей $\sigma_{-1} = 0{,}35\sigma_в = 0{,}35 \cdot (70...120)$ Н/мм^2;

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

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

Здесь $\sigma_в$ — предел прочности выбранного материала.

Таблица 7

Физико-механические свойства материалов

Марка	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^{-6}$, °C^{-1}	Плотность ρ, г/см^3	Предел прочности $\sigma_в$, Н/мм^2	Предел текучести $\sigma_т$, 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

Окончание табл. 7

Марка	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^{-6}$, °C^{-1}	Плотность ρ, г/см^3	Предел прочности $\sigma_в$, Н/мм^2	Предел текучести $\sigma_т$, Н/мм^2
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 38ХМОА	10,6...12,4	7,85	1000	850
Сталь ЭИ474	10,6...12,4	7,85	1500	—
Бронза ОФ10-1	—	8,8	250...350	—
Латунь ЛС59-1	18,5	8,5	400	—
Алюминиевый сплав Д16Т	22,7	2,77	470	280
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, улучшение	196...263	30...40
Сталь 40	То же	190...240	30...35
Сталь 45	»	190...240	40...50
Сталь 40Х	Отжиг, закалка, улучшение	200...250	50...55
Сталь У10	То же	180...210	61...64
Сталь 2Х13	»	160...190	35...40
Сталь 4Х13	»	140...200	50...55
БрАЖ9-4	Отжиг	110	—

Допустимые контактные напряжения при расчете на выносливость для стальных колес определяются твердостью зубьев

и равны $[\sigma_H]$ = 2,6 НВ МПа (Н/мм²). Если сведения о твердости поверхностных слоев отсутствуют, то принимают $[\sigma_H] \approx 1{,}72\ \sigma_{-1}$ для стальных колес и $[\sigma_н]$ = (0,75...0,9) $\sigma_в$ 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/мм² (при длительной работе с удовлетворительной смазкой), для стальных и пластмассовых колес при недостаточной смазке $[\sigma_{см}]$ = 50...80 Н/мм².

2.3. Определение модуля передач

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

а) для цилиндрических прямозубых, планетарных и реечных передач

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

где ψ_{bm} = 3...16.

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

б) для цилиндрических косозубых передач

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

где ψ_{bm} = 3...12; Y_F определяется по величине $z_v = z/\cos\beta$;

в) для конических прямозубых передач

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

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

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

меньшие значения принимают для больших передаточных отношений;

г) для червячных передач расчет ведут по червячному колесу

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_2KY_F}{z_2q\cos\gamma[\sigma_F]}}, \qquad (24)$$

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

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

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

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 $M_1 = M_2/(i_{12}\eta_{пер})$; K — коэффициент нагрузки; выбирают для всех видов передач в пределах 1...1,5; $K = K_\forall K_\beta$, где $K_\forall$ — коэффициент динамичности нагрузки; K_β — коэффициент концентрации нагрузки; значения $K_\forall$ и K_β для точных расчетов даны в [10, 12–14, 17]; z — число зубьев на рассчитываемом колесе; β — угол наклона зубьев в косозубых передачах (β = 8...25°); δ — угол делительного конуса конического колеса; γ — угол подъема винтовой линии червяка (γ = 4...26°); 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 ψ_{bd} = 0,08...0,2 — для силовых ВЗР, ψ_{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. 9, 10 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 цилиндрических передач m = 0,3 мм, для волновых m = 0,2 мм, для червячных — 0,5 мм.

Таблица 10

Коэффициент прочности зуба для червячных колес

$z(z_v)$	20	24	28	32	36	40	45	60	100
Y_F	1,98	1,88	1,80	1,71	1,63	1,55	1,48	1,4	1,3

Таблица 11

Рекомендуемые модули зубчатых колес по СТ СЭВ 310-76

1-й ряд	0,15	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
2-й ряд	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,9	—

Расчет модуля проводят для всех зубчатых колес ЭМП. Затем 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 предложить 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...1,1 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 $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m$, диаметр впадин $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2m\,(1 + c)$. Значение коэффициента радиального зазора c^* принимают: при $m \le 0{,}5$ $c^* = 0{,}5$, а при $0{,}5 < m < 1$ $c^* = 0{,}35$. Вычисляют ширину колеса $b = \psi_{bm} m$; межосевое расстояние $a_w = 0{,}5m(z_1 + z_2)$.

Для конических колес с углом между осями валиков 90° 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 $d_{e1,2} = m_e z_{1,2}$; диаметр вершин $d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2m_e \cos\delta_{1,2}$; угол головки зуба $\theta_{a1} = \theta_{f2}$, $\theta_{a2} = \theta_{f1}$; угол ножки зуба $\theta_f = \operatorname{arctg}(1{,}25\,m_e/R_e)$; длину зуба $b = (5...10)m_e$; высоту зуба $h = 2{,}25\,m_e$; внешнее конусное расстояние $R_e = 0{,}5\,m\sqrt{z_1 + z_2}$; 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 $d_{a1} = m(q + 2)$; диаметр впадин $d_{f1} = m(q - 2{,}6)$; длину нарезанной части $b_1 \ge (11 + 0{,}06\,z_2)m$ при $z = 1, 2$; для червячного колеса $d_2 = mz_2$; $d_{a2} = m(z_2 + 2)$; $d_{f2} = m(z_2 - 2{,}6)$; $d_{a2\max} \le d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$; ширину венца $b_2 \le 0{,}75d_{a1}$; угол обхвата червяка колесом $\delta = \arcsin[b_2/(d_{a1} - 0{,}5m)]$; межосевое расстояние передачи $a_w = 0{,}5m(z_2 + q)$; d_{f1} и d_{f2} при $0{,}5 < m < 1$.

Расчет геометрических параметров зубчатых колес ВЗР дан в [4, 8, 13, 14, 17], зубчатой ременной передачи — в [13, 16].

4. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

4.1. Конструирование зубчатых колес и червяков

Предварительно необходимо ознакомиться с типовыми конструкциями зубчатых колес и червяков, приведенных на рис. 3 и в [1, 4, 14–17], 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. 12 приведены рекомендации по выбору основных конструктивных параметров зубчатых колес и червяков; диаметра ступицы d, длины ступицы l, ширины зубчатого колеса b и др. В конструкциях зубчатых колес предусматривают резьбовое отверстие $M2$-6H (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 1,0 мм (для $d_в$ = 5...10 мм) под штифт, который используют для окончательного закрепления зубчатого колеса на валу.

4.2. Правила оформления рабочих чертежей

Требования к рабочим чертежам изложены в ГОСТ 2.107–68, 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 [1, 12—17, 20].

В основной надписи указывают материал, из которого выполнено колесо.

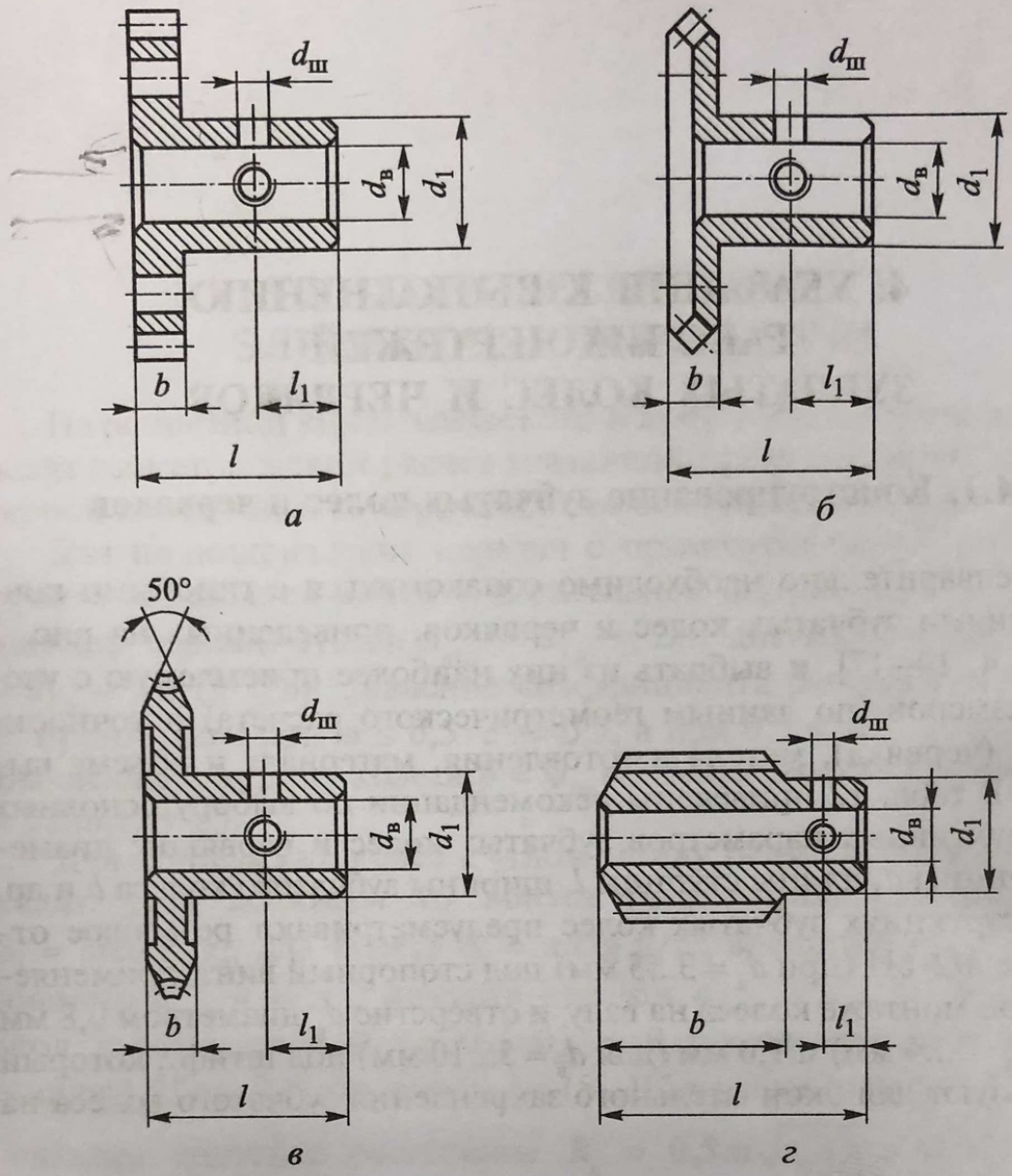


Рис. 3

Таблица 12

Конструктивные параметры зубчатых колес и червяков

№ рисунка	Конструктивный параметр, мм					
	$d_в$	d_1	$d_ш$	l	l_1	b
Рис. 3, *а*	3	7	0,8	7	2,5	2,3
	4	8	0,8	7	3	2,3
	5	9	1,0	9	3	3
Рис. 3, *б*	3	7	0,8	8	2,5	3
	4	8	0,8	10	3	4
	5	9	1,0	10	3	4

Окончание табл. 12

№ рисунка	Конструктивный параметр, мм					
	$d_в$	d_1	$d_ш$	l	l_1	b
Рис. 3, *в*	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	1,0	9	3	6
Рис. 3, *г*	3	6	0,8	18...34	2,5	12...24
	4	7	0,8	18...34	3	12...24
	5	8	1,0	18...34	3	12...24

Рабочий чертеж выполняют на листе формата А4. Примеры оформления рабочих чертежей зубчатых колес даны на рис. 4, а также в [1, 14–17, 20].

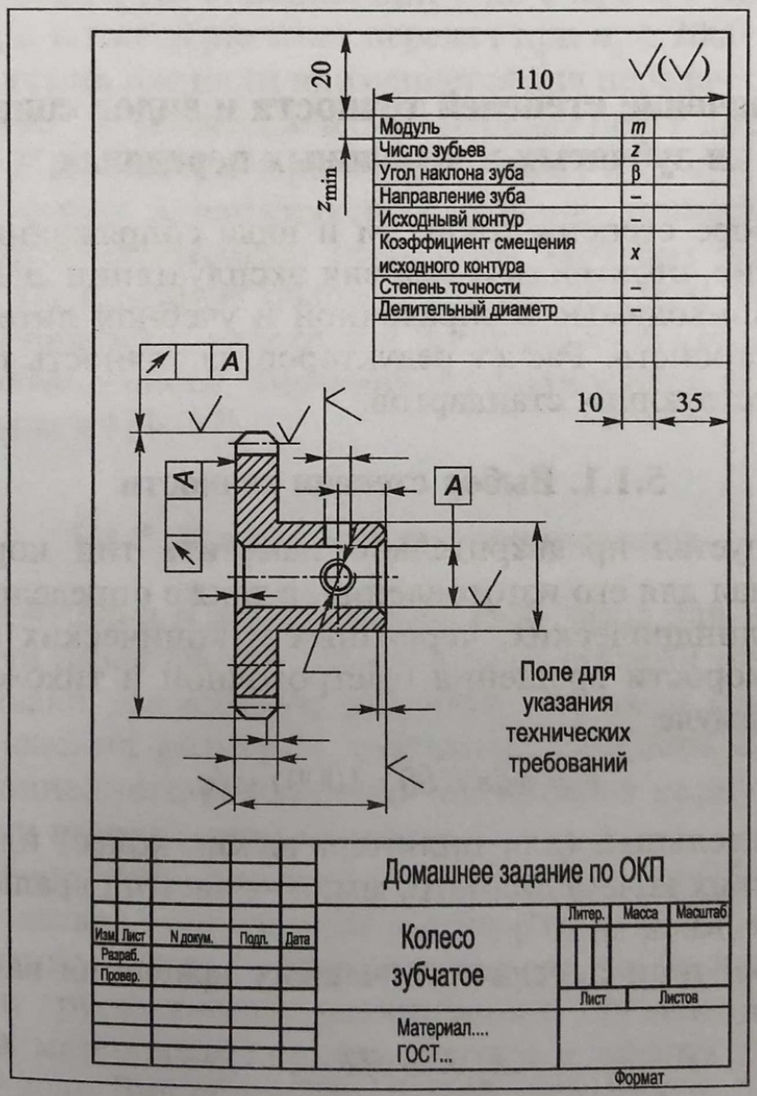


Рис. 4

5. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА 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 муфтах 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.

5.1. 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 и рекомендации, приводимые в справочной и учебной литературе для подобных устройств. Расчет редукторов на точность проводится с учетом действующих стандартов.

5.1.1. Выбор степени точности

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

- для цилиндрических, червячных и конических передач — окружные скорости вращения быстроходной и тихоходной ступеней по формуле

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

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

$$n_{ч} = n_{дв} / i_{дв\text{-}ч},$$

где $i_{дв\text{-}ч}$ — передаточное отношение цепи «двигатель — червяк».

Затем при назначении степени точности передачи, учитывают 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 при 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 обратить внимание на эту степень точности, переходя к более высоким степеням лишь в случае необходимости. Значения погрешностей для 8-й степени точности даны в [14–17].

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, компенсации погрешности монтажа.

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; 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. Проверочный расчет общей погрешности передачи

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

$$\Delta\varphi_{\Sigma} = \Delta\varphi_{io} + \Delta\varphi_{л}. \qquad (27)$$

5.2.1. Определение люфтовой погрешности

Люфтовая погрешность (погрешность мертвого хода цепи) складывается из погрешностей элементарных передач $\Delta\varphi_{лi}$, приведенных к выходному валу $(n + 1)$, и определяется для цилиндрических, конических, червячных и планетарных передач по формуле

$$\Delta\varphi_{л} = \frac{\Delta\varphi_{л1}}{i_{1-(n+1)}} + \frac{\Delta\varphi_{л3}}{i_{2-(n+1)}} + \ldots + \frac{\Delta\varphi_{л(2n-1)}}{i_{n-(n+1)}}, \qquad (28)$$

где $\Delta\varphi_{л1}$, $\Delta\varphi_{л3}$, ...,$\Delta\varphi_{л(2n-1)}$ — погрешности мертвого хода элементарных передач z_1, z_2, z_3, z_4, ..., $z_{(2n-1)}z_{2n}$, отнесенные к ведущим звеньям; $i_{1-(n+1)}$, $i_{2-(n+1)}$, ..., $i_{n-(n+1)}$ — передаточные отношения соответственно между 1, 2, ..., *n* и выходным $(n + 1)$ валами.

Значения погрешностей в угловых минутах определяют

- для цилиндрических и конических передач

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

• для червячных передач

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

где m — модуль, мм; $j_{n\max}$ — вероятный максимальный боковой зазор, мкм, выбирается по табл. 13–15.

Таблица 13

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

Степень точности	Вид сопряжения	Модуль m, мм	Межосевое расстояние Q_w, мм					
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
6	*H*	$m \le 0{,}5$	22	24	26	30	35	40
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	25	26	30	34	38	42
	G	$m \le 0{,}5$	32	38	45	50	58	65
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	35	40	45	52	60	65
	F	$m \le 0{,}5$	45	50	60	70	80	95
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	48	52	60	70	85	95
	E	$m \le 0{,}5$	65	75	90	105	130	140
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	65	75	95	105	135	145
	D	$m \le 0{,}5$	90	110	130	150	185	215
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	95	110	130	150	190	215
7	*H*	$m \le 0{,}5$	25	30	32	38	42	48
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	32	34	38	42	45	50
	G	$m \le 0{,}5$	35	42	48	55	65	70
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	45	48	52	60	65	75
	F	$m \le 0{,}5$	48	55	65	75	85	90
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	55	60	65	80	90	105
	E	$m \le 0{,}5$	70	80	95	110	135	145
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	75	85	95	115	135	150
	D	$m \le 0{,}5$	95	115	135	160	190	220
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	100	115	135	160	190	220

Окончание табл. 13

Степень точности	Вид сопряжения	Модуль m, мм	Межосевое расстояние Q_w, мм					
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
8	*G*	$m \le 0{,}5$ $0{,}5 < m < 1{,}0$	40 50	45 55	50 60	60 65	70 70	80 85
	F	$m \le 0{,}5$ $0{,}5 < m < 1{,}0$	50 60	60 65	70 75	850 85	95 95	105 110
	E	$m \le 0{,}5$ $0{,}5 < m < 1{,}0$	70 80	85 90	100 100	115 120	140 140	155 160
	D	$m \le 0{,}5$ $0{,}5 < m < 1{,}0$	95 102	115 120	135 140	165 165	190 190	220 225

Таблица 14

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

Степень точности	Вид сопряжения	Длина образующей делительного конуса, мм					
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
6	С	26	28	30	36	40	45
	Д	36	40	42	48	55	60
	Х	50	52	55	60	70	75
	Ш	60	65	75	85	95	105
7	С	38	40	45	52	58	65
	Д	48	50	55	60	70	80
	Х	60	65	75	85	95	105
	Ш	80	85	95	105	120	130

Расчет люфтовой погрешности планетарного механизма с цилиндрическими колесами проводится по формулам для обычной цилиндрической передачи, но для обращенного механизма. Порядок такого расчета дан в [17].

Таблица 15

Вероятный максимальный зазор червячных передач с осевым модулем $m < 1$ мм, $j_{n\max}$, мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Межосевое расстояние Q_w, мм					
		До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 60	Св. 60 до 120
6	С	28	30	34	38	45	48
	Д	34	38	45	50	55	60
	Х	42	48	55	60	70	75
	Ш	60	65	75	85	95	105
7	С	40	45	52	60	70	75
	Д	48	55	60	70	80	90
	Х	55	65	70	80	90	100
	Ш	70	80	90	100	115	130

Для цилиндрических, конических и червячных передач, работающих при значительных колебаниях температуры, с корпусом и зубчатыми колесами из разных материалов, действительная величина бокового зазора j_{ni} определяется соответственно (при температуре, отличающейся от 20 °С) по формулам [12, 13, 16, 18]:

$$j'_{n\text{ц}} = j_n - 680\alpha_w[\alpha_{\text{зк}}(T_{\text{зк}} - 20°) - \alpha_{\text{к}}(T_{\text{к}} - 20°)],$$

$$j'_{n\text{к}} = j_n - 680\alpha_e(\operatorname{tg}\delta_1 + \operatorname{tg}\delta_2)[\alpha_{\text{зк}}(T_{\text{зк}} - 20°) - \alpha_{\text{к}}(T_{\text{к}} - 20°)], \quad (31)$$

$$j'_{n\text{ч}} = j_n + 2\alpha_w\alpha_{\text{к}}(T_{\text{к}} - 20°) - [\alpha_{\text{зк}}d_2 + \alpha_{\text{ч}}d_1(T_{\text{ч}} - 20°)]\sin\alpha_w\cos\gamma,$$

где j_n — минимальный боковой зазор для принятого вида сопряжения, значения $j_{n\min}$ даны в табл. 19 и в [6, 17]; $\alpha_{\text{зк}}$, $\alpha_{\text{к}}$, $\alpha_{\text{ч}}$ — температурные коэффициенты линейного расширения материала зубчатого колеса, корпуса, червяка (см. табл. 7); $T_{\text{к}}$, $T_{\text{зк}}$, $T_{\text{ч}}$ — температуры нагрева корпуса, колеса и червяка; для других передач α_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.

5.2.2. Расчет кинематической погрешности ЭМП

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

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

где $\Delta\varphi_{i1}$, $\Delta\varphi_{i2}$, $\Delta\varphi_{i3}$, ... , $\Delta\varphi_{i2n}$ — кинематические погрешности соответственно 1-, 2-, 3-, ... , n-го элементов элементарных передач; $i_{1-(n+1)}$, $i_{2-(n+1)}$, ... , $i_{n-(n+1)}$ — передаточные числа соответственно между 1, 2, ... , n и $(n + 1)$ валами.

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

— для цилиндрических зубчатых колес

$$\Delta\varphi_i = 4{,}8(F_p + f_f) / mz, \qquad (33)$$

где F_p — допуски на накопленную погрешность шага F_p и погрешность профиля зубчатых колес f_f;

— для конических зубчатых колес

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

— для червячного колеса

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

— для червяка

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

Значения погрешностей F_p и F_f для цилиндрических зубчатых колес выбирают по табл. 16. Допуск на кинематическую погрешность конических и червячных колес дан в табл. 17, для червяка ΔP_Σ — 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) и сравнивают с заданной по техническому заданию.

Анализируют полученный результат и указывают возможные рациональные способы повышения точности передачи (по необходимости).

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_p	$m \le 0{,}5$	7	7	7	7	7	7
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	8	8	8	8	8	8
	F_f	$0{,}1 < m < 1{,}0$	16	17	19	22	25	30
7	F_p	$m \le 0{,}5$	9	9	9	9	9	9
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	10	10	10	10	10	10
	F_f	$0{,}1 < m < 1{,}0$	22	24	26	30	35	42
8	F_p	$m \le 0{,}5$	11	11	11	11	11	11
		$0{,}5 < m < 1{,}0$	13	13	13	13	13	13
	F_f	$0{,}1 < m < 1{,}0$	32	34	38	42	50	60

Таблица 17

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

Окончание табл. 17

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
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 18

Предельная накопленная погрешность осевого шага червяков ΔP_{Σ}, мкм

Осевой модуль m, мм	Степень точности		
	6	7	8
$m \le 0{,}5$	10	15	24
$0{,}5 < m < 1{,}0$	11	18	28

6. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ СПРОЕКТИРОВАННОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

6.1. Проверка правильности выбора электродвигателя

Условие правильности выбора электродвигателя для режимов, указанных в заданиях:

$$M_{\text{дв}}^{\text{п}} \geq M'_{\text{н}} + M'_{\text{дин}} \text{ и } M_{\text{дв}}^{\text{н}} \geq M'_{\text{н}}, \quad (37)$$

где $M_{\text{дв}}^{\text{п}}$, $M_{\text{дв}}^{\text{н}}$ — пусковой и номинальный моменты электродвигателя; $M'_{\text{н}}$, $M'_{\text{дин}}$ — соответственно уточненные статический и динамический моменты сопротивления механизма, приведенные к валу двигателя.

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

$$M'_{\text{дин}} = J_{\text{пр}}\varepsilon, \quad (38)$$

где $J_{\text{пр}}$ — момент инерции ЭМП, приведенный к валу двигателя, кг · м^2; ε — угловое ускорение вала двигателя, с$^{-2}$; определяется по формуле $\varepsilon = \varepsilon_{\text{max вых}} \cdot i_{\text{дв. вых}}$.

Значение $J_{\text{пр}}$ вычисляют по формуле

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{р}} + J_{\text{рпр}} + J_{\text{н}} / i^2_{\text{дв.вых}},$$

где $J_{\text{р}}$ — момент инерции вращающихся частей двигателя; $J_{\text{н}}$ — момент инерции нагрузки; $J_{\text{рпр}}$ — приведенный момент инерции механизма ЭМП.

Для ЭМП со звеньями, совершающими вращательное и поступательное движения,

$$J_{\text{рпр}} = J_1 + J_2 / i^2_{1-2} + \ldots + J_n / i^2_{1-n} + m_1(V_1 / \omega_1)^2 + \ldots + \\ + m_n(V_n / \omega_1)^2, \quad (39)$$

где $J_1, J_2, \ldots, J_n$ — моменты инерции всех элементов, установленных на 1, 2, ... , n-м валах ЭМП, относительно собственных центров масс; $V_1, \ldots, V_n$ — скорости центров масс $m_1, \ldots, m_n$.

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

$$J = \pi b \rho d^4 \cdot 10^{-12}/32, \qquad (40)$$

где d — диаметр, мм; b — толщина, мм; ρ — плотность, г/см^3; величина J при этом получается в кг · м^2.

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

Определение $M'_{\text{н}}$ проводят последовательно по формулам (13) или (14), где вместо ориентировочного назначенного значения $\eta_{\text{пер}}$ используют уточненные значения $\eta'_{\text{пер}}$. Порядок определения $\eta'_{\text{пер}}$ дан в [4, 10, 12, 13, 15, 17]. Если для найденных значений $M'_{\text{н}}$ и $M'_{\text{дин}}$ условия (40) не выполняются, то необходимо выбрать двигатель, имеющий ту же частоту вращения, но с бóльшими $M^{\text{н}}_{\text{дв}}$ и $M^{\text{п}}_{\text{дв}}$. Учет этого фактора позволяет не производить заново кинематический расчет.

6.2. Проверочный расчет элементов электромеханического привода на прочность

В приборостроении в качестве проверочного расчета используют расчет на контактную прочность. В этом случае определяют действующие напряжения и сравнивают их 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)

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{108{,}5 z_{\text{к}}}{a_w i_{12}} \sqrt{\frac{(i_{12}+1)^3 K M_2}{b}} \le [\sigma_{\text{н}}]. \qquad (41)$$

Для прямозубых передач $z_{пр} = 0{,}9$; для косозубых $z_к = 0{,}8$.
Для конических прямозубых передач (из сталей)

$$\sigma_н = 327{,}5\sqrt{\frac{KM_2 i_{12}}{(1-K_{be})K_{be}d_{e2}^3}} \le [\sigma_н], \qquad (42)$$

где $K_{be} = b/R_e$, $d_{e2} = m_e z_2$.

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

$$\sigma_н = \frac{54}{d_2}\sqrt{\frac{8KM_2}{d_1}} \le [\sigma_н]. \qquad (43)$$

Для волновых передач расчет на контактную прочность проводится по формулам, приведенным в [10, 12–14, 17].

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

Результаты проверочного расчета следует признать неудовлетворительными, если расчетные значения напряжений превышают допускаемые на 5 % и более, а также в том случае, если они ниже расчетных более чем на 20 % (передача недогружена). В том и другом случае надо изменить параметры передачи или заменить материалы (или изменить термообработку) и повторить проверку напряжений.

6.3. Проверочный расчет электромеханического привода 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 сопртивления

$$T_{эм} = J_{пр}\omega_{ном} / \left(M_{дв}^{п} - M'_н\right), \qquad (44)$$

где $J_{пр}$, $M'_н$ берутся из предыдущего расчета. Время переходного процесса (время разгона) $t_п = 3T_{эм}$ (при $\omega = 0{,}95\ \omega_п$). После определения $T_{эм}$ и $t_п$ необходимо проанализировать результаты и указать возможные пути повышения быстродействия ЭМП (при необходимости).

ПРИМЕРЫ

Пример 1. Подобрать электродвигатель для нерегулируемого ЭМП для работы в длительном режиме. Срок службы ЭМП не менее 1000 ч. Нагрузка на выходном валу — статическая постоянная и равна $M_н = 1{,}1$ Н · м. 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 $\eta = 0{,}8$, тогда

$$P_{рас} = \frac{M_н \omega_{вых}}{\eta} = \frac{1{,}1 \cdot 2}{0{,}8} = 2{,}75 \text{ Вт.}$$

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 $\xi_{зап} = 1{,}05...1{,}1$. Наиболее подходящим двигателем для ЭМП является двигатель ДПР-42-02 ($P_{табл} = 3$ Вт, $n_{дв} = 6000$ мин$^{-1}$), для него коэффициент $\xi_{зап} = P_{табл} / P_{рас} = 1{,}09$, 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 всех ступеней $i_{ст}$ по табл. 4:

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

Вариант 2. ЭМП разрабатывается по критерию минимизации погрешностей. Согласно табл. 4, имеем $n_{опт} = 1{,}11 \lg i_{общ} = 1{,}11 \lg 1000 = 3{,}33$. 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. $i_{3-4} = i_{4-5} = 8$. Передаточные отношения осталь-

ных ступеней назначают, учитывая дополнительные требования к ЭМП и рекомендации табл. 4, например, $i_{12} = 3$, $i_{23} = 5{,}6$.

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 даны в табл. 19.

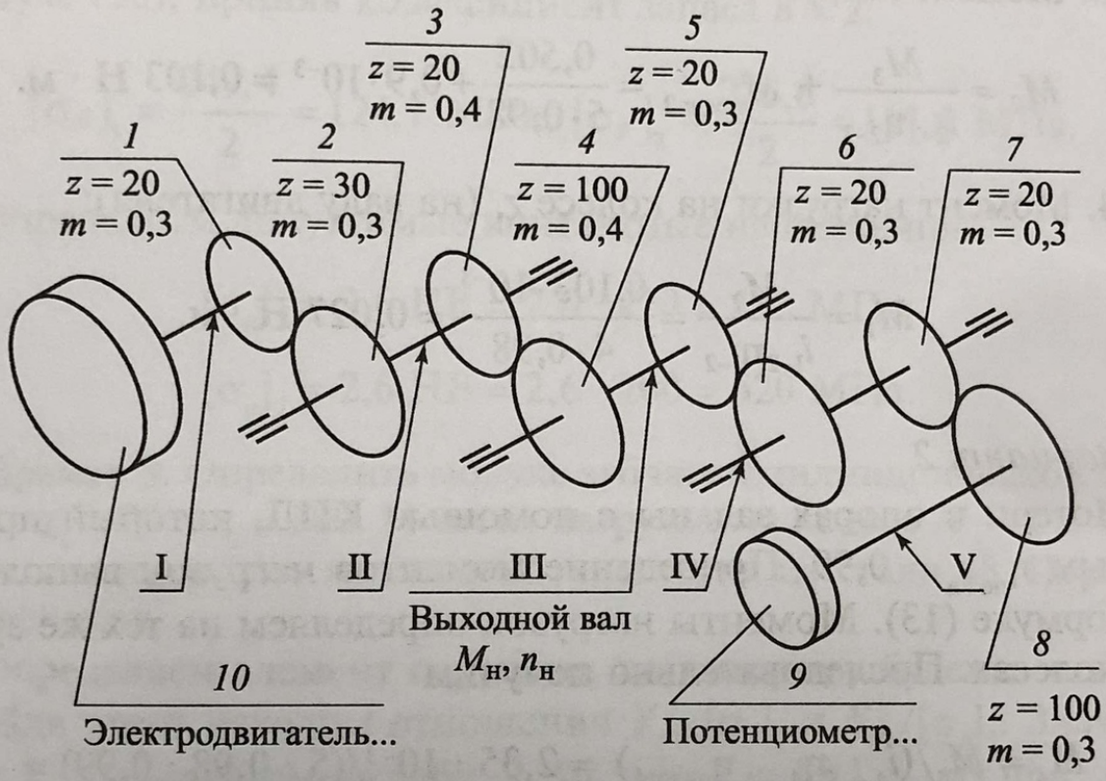


Рис. 5

Вариант 1

Таблица 19

Моменты трения в опорах ЭМП

№ валика	II	III	IV
d валика, мм	5	7	3
$M_{подш} \cdot 10^{-3}$, 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:

$$M_4 = \frac{M_{пот}}{i_{4-5}\eta_{4-5}} + M_{подш\,4} = \frac{2{,}35 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot 0{,}98} + 0{,}3 \cdot 10^{-3} = 0{,}78 \cdot 10^{-3}\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

2. Момент нагрузки на колесе z_4:

$$M_3 = M_н + \frac{M_4}{i_{3-4}\eta_{3-4}} + M_{подш\ 3} =$$

$$= 0{,}5 + \frac{0{,}78 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0{,}98} + 1{,}8 \cdot 10^{-3} = 0{,}502 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Момент нагрузки на колесе z_2:

$$M_2 = \frac{M_3}{i_{2-3}\eta_{2-3}} + M_{подш\ 2} = \frac{0{,}502}{5 \cdot 0{,}98} + 0{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}103 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{1-2}\eta_{1-2}} = \frac{0{,}103 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0{,}98} = 0{,}027 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вариант 2

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

$$M_4 = M_5/(i_{4-5}\eta_{4-5}\eta_{подш4}) = 2{,}35 \cdot 10^{-3}/(5 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99) =$$

$$= 0{,}48 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_3 = (M_4/(i_{3-4}\eta_{3-4}) + M_н)\,\eta_{подш3} =$$

$$= (0{,}48 \cdot 10^{-3}/(4 \cdot 0{,}98) + 0{,}5)/0{,}99 = 0{,}505 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_2 = M_3/(i_{2-3}\eta_{2-3}\eta_{подш2}) = 0{,}505/(5 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99) = 0{,}103 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

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

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, выбира-

ем материал: для шестерни — сталь 45, для колеса — сталь 35 (п. 2.2.1). Назначаем для колес термообработку по табл. 8. Примем твердость колеса НВ 200. Полагая превышение твердости материала шестерни над материалом колеса в 20 единиц, находим, что твердость шестерни равна НВ 220. По таб. 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} = $= 0{,}43 \cdot \sigma_в = 0{,}43 \cdot 580 = 249{,}4$ МПа; для колеса $\sigma_{-1} = 0{,}43 \times$ $\times 520 = 223{,}6$ МПа. Вычисляем допустимые напряжения изгиба по формуле (20), приняв коэффициент запаса $n = 2$:

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

Определяем допустимые контактные напряжения:

$$[\sigma_н]_1 = 2{,}6 \text{ НВ} = 2{,}6 \cdot 220 = 572 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_н]_2 = 2{,}6 \text{ НВ} = 2{,}6 \cdot 200 = 520 \text{ МПа}.$$

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. 9, 10, 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 большое значение. Вычисляем m по формуле (21), полагая $\psi_{bm} = 8$, $k = 1{,}5$:

$$m \geq 1{,}4\sqrt[3]{\frac{M_2 Y_{F2} K}{\psi_{bm} z_2 [\sigma_F]_2}} = 1{,}4\sqrt[3]{\frac{0{,}5 \cdot 1000 \cdot 3{,}74 \cdot 1{,}5}{8 \cdot 100 \cdot 111{,}8}} = 0{,}441 \text{ мм}.$$

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

Пример 6. Рассчитать контактные напряжения $\sigma_н$ для пары $z_3 z_4$ (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 $[\sigma_н]$. Таким образом, расчет будем вести по колесу. По формуле (41) имеем

$$\sigma_н = \frac{108{,}5 z_k}{a_w i_{2-3}} \sqrt{\frac{(i_{2-3}+1)^3 k M_2}{b}} = \frac{108{,}5 \cdot 0{,}9}{24 \cdot 5} \sqrt{\frac{(5+1)^3 \cdot 1{,}5 \cdot 500}{3{,}2}} =$$

$$= 183{,}1 \text{ Н/мм}^2.$$

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

Пример 7. Определить момент инерции ЭМП (см. рис. 5), приведенный к валу двигателя. Дополнительно к валу III приложена инерционная нагрузка $J_н = 0{,}1$ кг · м^2. Момент инерции ротора двигателя $J_р = 0{,}22 \cdot 10^{-4}$ кг · м^2. Все колеса имеют одинаковую ширину венца (коэффициент $\psi_{bm} = 8$) 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 $b = \psi_{bm} m$ получим (в формулу следует подставлять ρ в г/см^3): $J = \psi_n \rho z^4 m^5 \cdot 10^{-13}$ кг · м^2. Результаты расчета сводим в табл. 20.

Таблица 20

Моменты инерции колес, $J_i \cdot 10^{-7}$

J_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6	J_7	J_8
0,024 × × 10^{-7}	6,25 × × 10^{-7}	0,103 × × 10^{-7}	64,3 × × 10^{-7}	0,024 × × 10^{-7}	6,25 × × 10^{-7}	0,024 × × 10^{-7}	15,26 × × 10^{-7}

2. Определяем $J_{пр}$ по формуле

$$J_{пр} = J_р + J_1 + \frac{J_2 + J_3}{i_{1-2}^2} + \frac{J_4 + J_5}{i_{1-3}^2} + \frac{J_6 + J_7}{i_{1-4}^2} + \frac{J_8}{i_{1-5}^2} + \frac{J_н}{i_{1-3}^2} =$$

$$= 0{,}022 \cdot 10^{-4} + 0{,}024 \cdot 10^{-7} + \frac{(6{,}25 + 0{,}103) \cdot 10^{-7}}{16} +$$

$$+ \frac{(64{,}3 + 0{,}024) \cdot 10^{-7}}{4 \cdot 10^2} + \frac{(6{,}25 + 0{,}024) \cdot 10^{-7}}{64 \cdot 10^2} +$$

$$+ \frac{15{,}26 \cdot 10^{-7}}{16 \cdot 10^4} + \frac{0{,}1}{4 \cdot 10^2} = 2{,}523 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Оглавление

Предисловие 3
1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА 4
1.1. Предварительный выбор типоразмера электродвигателя 4
1.2. Кинематический расчет электромеханического привода 9
2. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ (ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ) РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ 16
2.1. Силовой расчет электромеханического привода 16
2.2. Выбор материалов элементов передач и расчет допустимых напряжений 17
2.3. Определение модуля передач 21
3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ 24
4. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ 25
4.1. Конструирование зубчатых колес и червяков 25
4.2. Правила оформления рабочих чертежей 25
5. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА НА ТОЧНОСТЬ 28
5.1. Назначение степеней точности и видов сопряжения в зубчатых и червячных передачах 28
5.2. Проверочный расчет общей погрешности передачи 30
6. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ СПРОЕКТИРОВАННОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА 37
6.1. Проверка правильности выбора электродвигателя 37
6.2. Проверочный расчет элементов электромеханического привода на прочность 38
6.3. Проверочный расчет электромеханического привода на быстродействие 39
Примеры 40
Литература 45