Министерство образования Украины
Национальный технический университет Украины
(Киевский политехнический институт)

Методичні вказівки

До курсового проектування з дисципліни

"Технична механіка"

для студентів спеціальності

“**Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка**"

ІВТ

Киев 2000 г.

Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине "Техническая механика" для студентов специальностей “Информационно-измерительная техника" /Сост. В. А. Бойко, В. С. Детлинг. - Киев: НТУУ КПИ. 2000.

1 ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1.1 Цель курсового проектирования

Курсовой проект по курсу "Техническая механика" является первой самостоятельной комплексной работой студентов в процессе подготовки к инженерной деятельности. Цель курсового проекта - систематизировать и закрепить теоретические знания, полученные при изучении курсов "Инженерная графика", "Физика", "Химия", "Математика", "Техническая механика", приобрести навыки проектирования новых изделий (в частности электромеханических устройств с учетом современных требований); использования справочной литературы, стандартов, единых норм и расценок; разработки текстовой и графической документации; подготовки к выполнению курсовых проектов по профилирующим предметам.

Курсовой проект выполняется на основании технического задания, выдаваемого руководителем проекта.

1.2. Содержание и объем курсового проекта

В процессе работы над курсовым проектом студенты рассчитывают основные параметры заданного механизма и разрабатывают его конструкцию. Конструкторская документация проекта состоит из пояснительной записки (15-20 страниц), принципиальной кинематической схемы, сборочных чертежей устройства и сборочной единицы, рабочих чертежей 5-8 нестандартных деталей (вала, зубчатого колеса, шкалы, пружины, стакана, стойки и т.п.).

Пояснительная записка в общем случае должна содержать следующее разделы:

Введение.

Назначение и область применения проектируемого изделия.

Техническая характеристика изделия.

Описание и обоснование выбранной конструкции.

Расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции:

расчет мощности и выбор электродвигателя;

расчет кинематических параметров (определение общего передаточного отношения и передаточных отношений ступеней);

расчеты на прочность;

расчеты кинематической точности и погрешности мертвого хода;

выбор материалов и покрытий;

определение критериев конструктивного качества и экономической эффективности конструкции.

Конкретный перечень конструкторской документация, подлежащей обязательной разработке, указывается в техническом задании на курсовой проект.

1.3. Оформление документации проекта

Вся графическая и текстовая документация проекта должна оформляться в полном соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) и СТП КПИ 2.001-83 "Курсовые проекты. Требования к оформлению документации".

2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРИВОДОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

2.1 Исходные данные

1 Назначение электропривода, общая характеристика режима работы электродвигателя, специальные требования.

А. Приводы специализированных устройств (магнитофоны, МТЛ устройств ЭВМ, печатающие машины и др.). Режим работы и требования к электродвигателю определяются специальными техническими условиями.

Б. Нерегулируемые приводы исполнительных механизмов управления, операционных механизмов и технологических устройств, механизмов дистанционного управления. Режим работы двигателя длительный или повторно-кратковременный, нерегулируемый по частоте вращения, реверсивный или нереверсивный.

В. Нерегулируемые приводы приборов времени, программных устройств, МТЛ самопишущих приборов и др. Режим работа двигателя длительный или повторно-кратковременный с постоянной стабилизированной частотой вращения, нереверсивный.

Г. Приводы следящих систем управления (приводы РЛС, графопостроителей, манипуляторов, привод стабилизации положения корпусов и др.). Режим работы длительный или повторно-кратковременный реверсивный, регулируемый по частоте вращения.

2. Характеристика источника питания двигателя: для постоянного тока – напряжение и допускаемые токи нагрузки; для переменного - напряжение, частота и вид сети (однофазная, трехфазная).

3. Конструктивные требования:

способ крепления двигателя;

количество выходных концов вала ротора;

наличие встроенных элементов (тахогенератор, редуктор и др.).

4. Функциональные требования: допускаемое изменение частоты вращения, способ регулирования, время переходного процесса, характеристика режима работа следящей системы и входных сигналов.

5. Эксплуатационные требования: срок службы; температура внешней среды; требования устойчивости к линейным ускорением, вибрации, к ударным перегрузкам, к изменениям атмосферного давления и влажности.

6. Характеристика внешней нагрузки: числовое значение или закон изменения статического момента нагрузки; скорости и ускорения вала нагрузки.

2.2 Выбор серии электродвигателей

По исходным данным выбирают серии двигателей переменного или постоянного тока, соответствующих требованиям пп. 1 и 2 группы привода (А, Б, В или Г) (см. подразд. 2.1), используя каталоги или ограничительные перечни, например таблице 2.1.

Из группы серий и типов выбирают двигатели, удовлетворяющие требованиям пп. 1-5 исходных данных, сравнивая требования с паспортными характеристиками конкретных типов двигателей. В первую очередь отбирают серии, соответствующие напряжению питания, частоте сети и требуемой постоянной времени (для следящих систем), затем, учитывая степень обязательности, выбирают серии и типы, удовлетворяющие требованиям к конструкции, сроку; службы и устойчивости к климатическим и механическим воздействиям.

Сравнительные характеристики некоторых серий двигателей приведены в таблицах 2.2 и 2.3. Если исходные требования перечнем серий одной группы не могут быть удовлетворены, используют серии нижестоящих групп в таблице 2.1: группу Б, например, можно дополнить перечнем групп В или Г.

Таблица 2.1-Перечень электродвигателей предпочтительного применения

Группа	Общая характеристика		Серии или типы электродвигателей	
			переменного тока	постоянного тока
А	Специальные	для аппаратуры магнитной записи	ЭДГ; типы: АД-5; АДТ-6; АДТ-1,6 КД-3,5 КДП-6-4; ДК-16; КД-б-4	ДКС; ДКМ типы: Д16-06; ВДС-02 МД-0,35-2ООО-9
		интегрирующие	ИД-1; ИД-2; ИД-9	ДИ-6-1500А
		для потенциометрических систем	РД-09	СЛ-267; СЛ-367
Б	Нерегулируемые	общего применения Редукторн. двигатели со встроенным редуктором	УАД; АОЛБ; АОЛ	Дв. авиац. Д-100; МА Ред.:МКМ; МСВ; МС-160; МФА; ДР-1; 5Р, МН или ЭДН
В		со стабилизированной частотой вращения	Г; ДСР; ДСГ; ДСА; ДСМ; ДСДР; ДСД; типы: СД-09; ЭГ-10	ДПР; ДПМ в исп. Н3; ДРВ; ДП в исп. Цр,
Г	Управляемые общего применения в следящих системах		АДП; ДИД; ЭМ; ДКМ; АД; ДМ; АДИ; ДАД; АСМ; с тахогенераторами АДТ; ДГ; СМА; СМБ	ДПМ; ДПР; ДП, СЛ, ДП, СД, ПЯ,

Таблица 2.2-Электродвигатели постоянного тока

Характеристики параметры		Серии электродвигателей						
		Д	ДРВ	СД	ДПМ	ДПР	МИГ	ДА
Напряжение питания В,	< 6	+	-	-	-	+	-	-
	6	-	-	-	-	+	-	-
	12	-	-	-	+	+	+	-
	27	+	+	+	+	+	+	+
	60	-	+	+	-	-	-	-
	110	-	-	-	-	-	-	-
Номинальная мощность, Вт	от	0,1	0,1	8,0	0,5	0,3	10	2,0
	до	200	300	150	14	80	600	600
Электромеханическая постоянная времени, мс		25 … 100	15... 100	11... 150	45..90	12..20	1,3… 8.5	30….1 60
С регулятором скорости		-	+	-	+/-	+/-	-	-
С редуктором		-	-	-	-	-	-	-
С тахогенер.		-	-	-	-	+/-	+/-	-
С 0В "Лев" и "Пр		-	-	-	-	-	-	+

Характеристики параметры		Серии электродвигателей						
		Д	ДРВ	СД	ДПМ	ДПР	МИГ	ДА
С тормозной муфтой		-	-	-	-	-	-	+/-
Кол. концов вала		1/2	1	1	1/2	1/2	1/2	1
С фланцевым креплением		+	+	+	-	+	+	+
С креплением по диаметру		+	-	-	+	+	-	+
Последовательного возбуждения		+	-	-	-	-	-	+
Параллельного возбуждения		+	+	+	-	-	-	-
С постоянным магнитом		+	-	-	+	+	+	-
Срок службы, тыс. ч, макс.		1,5	1,5	0,5	1,0	3,0		0,5
Устойчивость	к линейн. ускор	35	15	15	50	100		35
	к вибрационным нагрузкам	12	10	10	10	10		15
	К ударным нагрузкам	35	10	35	50	50		35
	К внешн. температурам, °С: ⊕	85	85	60	60	60		85
	⊖	60	60	60	60	60		60
	К влажности, %	98	98	98	98	98		98
	К внешнему атмосферному давлен, кПа	2,5-150	2,5-150	2,5-200	50-200	50-300		2,5-150

2.3. Выбор типоразмера двигателя и передаточного отношения редуктора

Энергетические, кинематические и динамические показатели привода зависят одновременно от характеристик двигателя и от параметров редуктора. Оптимальный вариант сочетания типоразмера двигателя, структуры редуктора и его передаточного отношения устанавливается, на основании энергетического, кинематического и динамического расчета системы ДВИГАТЕЛЬ-РЕДУКТОР-НАГРУЗКА. Для приводов группы А методика такого расчета разрабатывается применительно к конкретному виду привода.

Таблица 2.3 Электродвигатели переменного тока

Характеристики, параметры			Серия електродвигателей									
			АДП	АДТ	ДИД	ДГ	ЭМ	ДКМ	АД	Г	ДСД	ДСР
Вид питания	1-фазн.		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	3-фазн.		-	-	-	-	-	-	-	+	-	-
Частота, Гц	50		+	-	-	-	-	-	-	+	+	+
	400		+	+	+	+	+	+	+	+	-	-
	500		+	+	-	-	-	-	-	-	-	-
	1000		+	-	+	+	-	-	-	-	-	-
Напряжение питания, В	36- 40		+	+	+	+	+	+	+	+	-	-
	110		+	+	-	-	115	-	-	-	127	-
	220		+	-	-	-	-	-	-	-	+	+
Номинальная мощность, Вт			2,1 - 62	0,3 - 13	0,1 –10	0,1 –5,0	0,4 - 50	0,2-60	0,3–3,5	1,0 - 40	*	0,2–0,3
Эл.-мех. пост. времени, мс			6-82	22-500	26-160	50-290	15-170	15-150	10-20			30-50
Синхронные			-	-	-	-	-	-	-	+	+	+
С редуктором			-	-	-	-	+/-	-	-	+/-	+	+
С тахогенерат.			-	+	-	+	-	-	-	-	-	-
Кол. концов вала			1/2	1	1	1	1/2	1	1/2	1	1	1
С фланцевым креплением			-	-	+	+	+	+	-	+	+	+
С креплением по диаметру			+	+	-	-	-	-	+	+	-	+
Срок службы, тыс. часов max			2	2	1	1,5	1	1	1	5	1	10
Устойчивость	К лин. ускор.		25	25	8	15	15	15	8	8		
	К вибрациям		12	12	5	5	5	5	3,5	3,5		
	К ударам		15	7	4	4	12	4	3	3		
	К внешним температурам,°С	⊕	70	60	100	100	80	80	70	50	50	60
		Θ	50	40	60	60	60	60	50	60	40	40
	к влажности отн, %		98	98	98	98	98	98	98	98	98	98
	к внешнему атмосферному давлению. кПа		2,5 … 150	2,5 … 150	2,5 … 150	2,5 … 150	2,5 … 150	2,5… 150	2,5 … 150	2,5 … 150	2,5 … 200	2,5 … 150

Примечание. Для параметров устойчивости указаны максимальные значения по сериям двигателей. Виброуотойчивость - для частот 200...300 Гц.

[x] Номинальная мощность двигателей ДСД около 12 мкВт.

2.3.1 Неуправляемый привод (группы Б и В)

Основная нагрузка привода - постоянный и переменный во времени (рисунок 1) статический момент $T_{н.с}(t)$ на выходном валу редуктора в режиме нормируемого или ненормируемого по времени переходного процесса в периоды пуска или изменения нагрузочного момента.

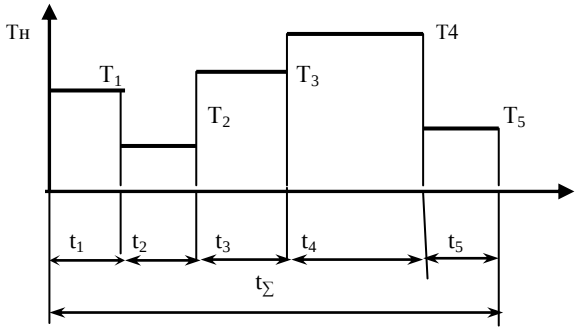


Рисунок 2.1- График изменения статического момента нагрузки.

Исходный кинематический параметр - средняя или номинальная угловая скорость на выходном валу редуктора -$\omega_{н,}$ рад/с.

Переходный процесс может быть ограничен временем $t_п$,с или предельным угловым ускорением вала нагрузки $\varepsilon_н$, рад/с^2, при этом должен быть задан момент инерции нагрузки $I_н$, кг·м^2.

В качестве рабочего режима двигателя принимается номинальный, для чего на его обмотки необходимо подавать номинальное напряжение, а передаточное отношение редуктора принимают

$$i_р = \omega_{дв} / \omega_{н,} \qquad (2.1)$$

где $\boldsymbol{\omega_{дв}}$ - номинальная угловая скорость двигателя, который надлежит выбрать в следующем порядке.

1.Определить эквивалентный статический момент сопротивления на валу редуктора, Н·м:

$$T_э = \sqrt{\frac{\sum^{n} T_i^2 t_i}{\sum t_i}}, \qquad (2.2)$$

где T_i среднее значение момента в интервале i (см. рисунок 2.1);

t_i- продолжительность интервала, с.

При постоянном значении момента $T_{нс}$ принимают. Тэ = $T_{нс}$.

2. Определить необходимую мощность двигателя, Вт:

$$N_{дв} = T_э \cdot \omega_н \cdot к_н / \eta_р , \qquad (2.3)$$

где $к_н$ - коэффициент запаса: 1,05... 1,1 - если нет ограничений по времени переходного процесса; 1.2...2,2 - при заданном времени разгона; при этом чем больше момент инерции нагрузки, тем больше следует брать запас по мощности;

$\eta_р$ - ориентировочное значение КПД редуктора: 0,7...О,9 - для простого цилиндрического, планетарного или волнового; 0,4...О,7 - для червячного.

3. Выбрать типоразмеры двигателей, номинальная мощность которых равна $N_{дв}$ или несколько больше. Если время разгона ограничено значением $t_п$, отбирают двигатели, электромеханическая постоянная времени которых меньше $\tau_0 = t_п/6$. Для приводов с длительном режимом работы предпочтение отдают двигателям с большим сроком службы и хорошим КПД, для повторно-кратковременного режима - высокоскоростным.

4. Определить передаточное отношение редуктора по уравнению (2.1). После разработки кинематической схемы редуктора и геометрического расчета его элементов выбранный двигатель необходимо проверить:

по номинальной мощности, используя неравенство

$$N_{ном} \geq T_э \cdot \omega_{дв} / \eta_р \cdot i_р, \qquad (2.4)$$

где $\eta_р$ - расчетное значение КПД редуктора;

по пусковому моменту, чтобы

$$T_п \geq T_{нсп} / (i_р \eta_р) + (I_{рот} + I_р + I_н/i^2_р) \cdot (\omega_{дв} / t_п), \qquad (2.5)$$

где $T_{нсп}$ - наибольший статический момент нагрузки при пуске, Н·м;

$I_{рот}$ - момент инерции ротора двигателя, кг·м^2;

$I_р$ - момент инерции редуктора, приведенный к валу двигателя, кг·м^2;

по времени разгона, чтобы

$$t_р = 3 \cdot (I_{рот} + I_р + I_н/i^2_р) \cdot \omega_{дв/} (T_п - T_{сп}) \leq t_п , \qquad (2.6)$$

где $T_{сп}$ - статический момент нагрузки при пуске, приведенный к валу двигателя Н·м: $T_{сп} = T_{нсп}/(i_р\ \eta_р)$.

2.3.2 Следящий привод. Группа Г

В следящем приводе вал нагрузки через редуктор поворачивается по сигналам управления, поступающим от усилителей следящей системы. Привод, т.е. двигатель и редутор, являясь исполнительной частью следящей системы должен обеспечивать на нагрузочном валу необходимые статические и динамические характеристики (перемещения, скорость и ускорение) в соответствии с требованиями оптимального переходного процесса либо в точности, повторяя закон изменения управляющего сигнала. В этих условиях выбор передаточного отношения редуктора играет решающую роль. Оптимальное значение передаточного отношения зависит от выбора критерия оптимизации (обеспечение максимального ускорения вала нагрузки, получение минимальной мощности двигателя или наименьшего пускового момента), а также от соотношения статического и динамического моментов.

Внешняя нагрузка следящего привода характеризуется статическим моментом $T_{нс}$, моментом инерции $I_н$, а внутренняя - статическим моментом сопротивления в редукторе, учитываемым через КПД $\eta_р$, приведенным моментом инерции редуктора $I_р$, моментом инерция ротора $I_{рот}$ электродвигателя.

Для воспроизведения входного сигнала двигатель должен обеспечивать необходимую угловую скорость ротора $\omega(t) = \omega_н(t)\cdot ip$ при соответствующих значениях вращающего момента двигателя, равного моменту всех сил сопротивления, т.е. значениям

$$T(t) = T_{нс} /(i_р\ \eta_р) + I_н\cdot \varepsilon_н(t)/ i_р + (I_{рот} + I_р) \cdot i_р \cdot \varepsilon_н (t) \qquad (2.7)$$

и достаточную плавность слежения: приведенный к валу двигателя момент статической нагрузки не должен превышать 5...1О % значения пускового момента электродвигателя, а, следовательно, передаточное отношение редуктора должно удовлетворять неравенству

$$i_р \geq \gamma \cdot T_{нс} /T_{п,} \qquad (2.8)$$

где γ - коэффициент плавности следящей системы, а мощность двигателя в номинальном режиме - неравенству

$$N_{ном} \geq \boldsymbol{\gamma \cdot T_{нс} \cdot \omega_{нmax} /2} \qquad (2.9)$$

Для систем высокой точности с погрешностями установок угла 0,0002...О,001 рад принимают γ = 10...20; при погрешностях по углу установки 0,002...0,007 рад можно принимать γ= 5...10.

Приведенные методы выбора параметров следящего привода не являются общими, а применяются для условий, указываемых в наименовании методики и во вводной части к ним.

А. Для режимов с совпадающими во времени значениями $\omega_{нmax}$ и $\varepsilon_{нmax.}$

Методика применима для систем, отрабатывающих сигналы вида

1) $\theta = \omega_0 t$; $\omega_{нmax} = \omega_н = \omega_0$; $\varepsilon = 0$

2) $\theta = \omega_0 t + \varepsilon_0 t^2/2$; $\omega_{нmax} = \omega_н = \omega_0 + \varepsilon_0 t_{max}$; $\varepsilon_{нmax} = \varepsilon_0$

3) $\theta = \theta_0 (1-e^{-\alpha t})$; $\omega_{нmax} = \omega_{нmax} = \theta_0 \cdot w$; $|\varepsilon|_{нmax} = \theta_0 \cdot w^2$

4) $\theta = w_0 \cdot t^3 + w_1 \cdot t^2 + w_2 \cdot t$; $\omega_{нmax} = ⬭$; $\varepsilon_{нmax} = ⬭$

5) $\theta = 2\ \theta_0 t^2 / t_n^2$; $\omega_{нmax} = 2\ \theta_0 / t_n$; $|\varepsilon|_{нmax} = 2\ \theta_0 / t_n^2$

используемые в приводах РЛС, вычислительных механизмах, приводах управления и др., основной режим работы которых - продолжительные или часто повторяющиеся периоды работа с максимальной мощностью, т.е. работа двигателя в номинальном режиме.

Методика выбора электродвигателя

1. Отобрать двигатели, быстродействие которых, с

$$\tau = I_{рот} \cdot \omega_{ном} / T_{ном} \qquad (2.10)$$

меньше требуемого

$$\tau = \omega_{нmax} / \varepsilon_{нmax}, \qquad (2.11)$$

где $\omega_{ном}$ - номинальная угловая скорость двигателя, рад/с;

$\mathbf{T_{ном}}$- номинальный момент на валу двигателя, Н·м;

$\omega_{нmax}$ -заданная максимальная угловая скорость вала нагрузки, рад/с;

$\varepsilon_{нmax}$ - заданное максимальное угловое ускорение нагрузки, рад/с^2.

2. Определить полную мощность нагрузки, Вт:

$$N_{\Sigma} = (T_{нс} / \eta'_р + I_н\ \varepsilon_{нmax}) \cdot \omega_{нmax} \qquad (2.12)$$

где $T_{нс}$ - статический момент нагрузки, Н·м;

$\eta'_р$ - ориентировочное значение КПД редуктора (см. формулу (2.3);

$I_н$ - момент инерции нагрузки, кг · м^2.

3. Выбрать значения коэффициента плавности и установить соотношение нагрузок:

$$T_{нс} \geq I_н \cdot \varepsilon_{нmax} / (0{,}5 \cdot \gamma - 1) \qquad (2.13)$$

Если $T_{нс}$ больше правой части неравенства (13), выбор параметров привода выполняют по пп.4-8, если меньше - по пп. 9-12.

4. Определить относительное передаточное отношение

$$\alpha_{ск} \geq \sqrt{\frac{0{,}5\gamma}{1+I_н\varepsilon_{max}/T_{нс}}-1}. \qquad (2.14)$$

5. Определить необходимую номинальную мощность двигателя, Вт:

$$N_{ном\,0} = (1+\alpha^2_{ск})\cdot N_{\Sigma} \qquad (2.15)$$

и необходимый динамический коэффициент, Н·м/с^2:

$$К_{до} = \frac{(1+\alpha^2_{ск})^2}{\alpha^2_{ск}} + \frac{N_{\Sigma}}{\omega_{н\,max}} * \varepsilon_{н\,max} \qquad (2.16)$$

6. Выбрать двигатель, у которого

$$N_{ном} \geq N_{ном\,0} \quad и \quad К_д = \frac{T^2_{ном}}{(1{,}1...1{,}3)I_{рот}} \geq K_{ДО} \qquad (2.17)$$

7. Определить оптимальное значение передаточного отношения редуктора

$$i_{ск} = \alpha_{ск}\sqrt{(T_{нс}+I_н * \varepsilon_{н\,max})/(I_{рот} * \varepsilon_{н\,max})}. \qquad (2.18)$$

8.. Если двигатель пришлось выбрать с большим запасом по мощности или Кд, проверить возможность применения передаточного отношения

$$i_{\varepsilon} = \frac{T_{нс}}{\eta_p T_{ном}} + \sqrt{(\frac{T_{нс}}{\eta_p T_{ном}}) + \frac{I_н}{I_{рот}}},$$

при котором обеспечивается максимальное быстродействие. Его можно принять при выполнении условий:

$$\omega_{ном}/i_{\varepsilon} \geq \omega_{н\,max}; \quad 2T_{ном} * i_{\varepsilon}/T_{нс} \geq \gamma;$$

$$\left(T_{ном} - \frac{T_{нс}}{\eta_p}\right) / \left[(1{,}1...1{,}3)I_{рот} + \frac{I_н}{i^2_{\varepsilon}}\right] i_{\varepsilon} \geq \varepsilon_{н\,max}.$$

9. Необходимая мощность двигателя, Вт:

$$N_{ном\,0} = 1{,}5\cdot N_{\Sigma}. \qquad (2.20)$$

и необходимый динамический коэффициент, Н·м/с^2,

$$К_{до} = 4{,}5\cdot N_{\Sigma}\cdot \varepsilon_{нmax}/\omega_{нmax}. \qquad (2.21)$$

10. Выбрать двигатель, для которого соблюдаются условия:

$$N_{ном} \geq N_{ном.0};\ K_Д = \frac{T^2_{ном}}{(1{,}1...1{,}3)I_{рот}} \geq K_{ДО}$$

11. Определить оптимальное значение передаточного отношения редуктора из условия

$$i_p = i_{ск.0} = \sqrt{\frac{N_{\Sigma}}{\omega_{н\,max} * 2 * I_{рот}\varepsilon_{н\,max}}} \leq \frac{\omega_{ном}}{\omega_{н\,max}} \qquad (2.22)$$

Если условие (2.22) не соблюдается, принять $i_p = i_{ск0} = \omega_{ном}/\omega_{н\,max}$.

После выполнения геометрического расчета редуктора следует проверить двигатель по тепловому режиму (для двигателей постоянного тока - обязательно):

$T_{ном}/T_{ср.кв.} \geq (1...1{,}08)$, где

$$T_{ср.кв.} = \sqrt{\left[(I_p + I_{рот} + \frac{I_н}{i^2_p})\varepsilon_{н\,max} * i_p\right]^2 + (\frac{T_{нс}}{i_p\eta_p})^2} \qquad (2.23)$$

Б. Для систем, отрабатывающих ступенчатые входные воздействия в оптимальном переходном режиме

($\varepsilon_{нmax}$ и $\omega_{нmax}$ совпадают во времени)

Режим используется в системах дистанционного управления, в устройствах ввода данных, блоках сравнения и согласования и др.

Заданы: значения входного воздействия (угол перестановки) Θ, рад; время переходного процесса t, с; момент инерции нагрузки $I_н$, кг·м^2, статический момент нагрузки T, Н·м; коэффициент плавности, принимаемый **γ** = 10...20.

Методика выбора электродвигателя,

1. Определить параметры оптимального переходного процесса:

максимальное угловое ускорение при пуске $\varepsilon_{нп} = 5{,}02\cdot \theta_н/t^2_п$;,

расчетную угловую скорость $\omega_{нmax} = 3{,}6\cdot\theta_н/t_п$.

2. Определить соотношение нагрузок:

$$T_{нс} \neq \frac{1}{\gamma - 1} * I_н * \varepsilon_{нп} . \qquad (2.24)$$

Если $T_{нс}$ больше правой части неравенства (2.24), выбор параметров привода выполняют согласно пп.3-5 (ниже), если меньше - используют методику А (пп. 2; 9…11).

3. Определить динамические характеристики привода:

$$K_{пко} = \frac{\gamma^2}{\gamma - 1} * \frac{T_{нс} * \omega_{н\max}}{\eta_р} \qquad (2.25)$$

$$K_{ДО} = \frac{\left(\gamma T_{нс} / \eta_р\right)^2 * \varepsilon_{НП}}{\left[(\gamma - 1) T_{нс} / \eta_р\right] - I_н \varepsilon_н} \qquad (2.26)$$

4. Выбрать двигатель, для которого

$K_{пх} = T_п \omega_х \geq K_{пхо}$ и $K_Д = T_п^2 / I_{рот} \geq K_{ДО}$.

Предпочтение следует отдавать быстроходным двигателям с номинальной частотой вращения ротора 6000 об/мин и более.

5. Определить оптимальное передаточное отношение редуктора

$$i_{оп} = \sqrt{\frac{(\gamma - 1) T_{нс} / \eta_р - I_н \varepsilon_{нп}}{I_{рот} \varepsilon_{нп}}} . \qquad (2.27)$$

В.- Для систем, отрабатывающих гармонический сигнал вида $\theta = \theta_0 \cdot \sin\omega_a t$.

Заданы: θ_0 - амплитуда сигнала, рад; круговая частота, $\omega_a = 2\pi/t$, рад/с; $I_н$, кг·м^2; $T_{нс}$, Н·м; $\gamma = 20...10$, $\eta_р$.

Требование: применять двигатели с линейной или с линеаризуемой механической характеристикой (см. таблица 2.1, группа Г).

Методика выбора электродвигателя.

Определить характеристики управления по выходу:

Максимальная расчетная угловая скорость нагрузки:

$$\omega_{н\max} = \theta_0 \omega_a \sqrt{2}. \qquad (2.28)$$

Нормальное угловое ускорение нагрузки:

$$\varepsilon_н = \theta_0 \omega_н^2 / \sqrt{2} . \qquad (2.29)$$

Нормальная угловая скорость нагрузки:

$$\omega_н = \theta_0 \omega_a / \sqrt{2}. \qquad (2.30)$$

2. Определить соотношение нагрузок:

$$T_{нс} \approx I_н \varepsilon_н / [(\gamma - 1)(1 - \omega_н / \omega_{н\max})] . \qquad (2.31)$$

Если заданный статический момент $T_{нс}$ больше динамического (правая часть неравенства (2.31)), выбор параметров привода выполняют по пп.3-5, если меньше - по пп.6…9

3. Определить необходимые динамические характеристики двигателя

$$K_{ПХО} = \gamma^2 T_{нс} \omega_{н\max} / [(\gamma - 1)\eta_р] \qquad (2.32)$$

$$K_{ДО} = \frac{\gamma^2 T_{нс}^2 \varepsilon_н}{\left[\eta_р (\gamma - 1)(1 - \omega_н / \omega_{н\max}) T_{нс}\right] - I_н \varepsilon_н \eta_р^2} . \qquad (2.33)$$

4. Выбрать двигатель, для которого

$$K_{ПХ} = T_П \omega_х \geq K_{ПХО} ; \quad K_Д = \frac{T_П^2}{(1{,}1 \ldots 1{,}3) I_{рот}} \geq K_{ДО} .$$

5. Определить оптимальное значение передаточного отношения редуктора:

$$i_{ОП} = (1 - \frac{1}{\gamma}) * \frac{\omega_х}{\omega_{н\max}} . \qquad (2.34)$$

6. Определить необходимую мощность двигателя, Вт:

$$N_{ном0} = \frac{\gamma^2}{4(\gamma - 1)\eta_р} T_{нс} \omega_{н\max} . \qquad (2.35)$$

7. Выбрать двигатель, у которого $N_{ном} \geq N_{ном\,0}$.

8. Определить оптимальное по быстродействию передаточное отношение редуктора:

$$i_\varepsilon = \frac{T_{нс}}{\eta_p T_П} + \sqrt{\left(\frac{T_{нс}}{\eta_p T_П}\right)^2 + \frac{I_н}{I_{рот}}}. \qquad (2.36)$$

9. Проверить условие обеспечения заданной максимальной угловой скорости:

$$\omega_н / i_\varepsilon > (1{,}05...1{,}1)\omega_{н\max}.$$

Если условие не выполняется, передаточное отношение редуктора

$$i_\omega = \omega_x / [(1{,}05...1{,}1)\omega_{н\max}] \qquad (2.37)$$

Запас по скорости следует принимать тем больше, чем больше относительное значение статической нагрузки.

На рисунке 2.2 изображена нагрузочная характеристика привода $T_н = T_н(\omega_н)$ в поле механической характеристики двигателя $T = T(\omega)$ при гармоническом входном сигнале.

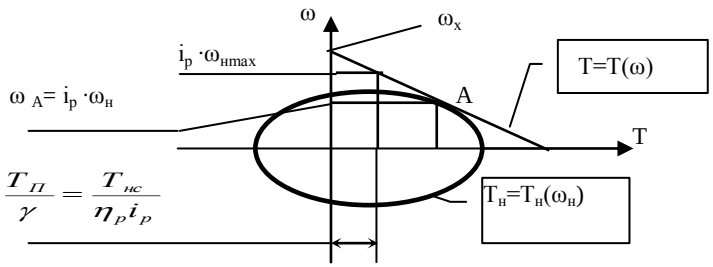


Рисунок 2.2

По относительному расположению значений ω_x и $i_p\omega_{н\max}$ можно определить необходимое значение коэффициента запаса:

$$K_\omega = \omega_x / (i_p \omega_{н\max}). \qquad (2.38)$$

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ В ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМАХ. С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ И КОНИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ.

3.1. Общее передаточное отношение механизма определяется по формуле:

$$i_\Sigma = \frac{n_{дв}}{n_{вых}}, \qquad (3.1)$$

где i_Σ - общее передаточное отношение;

$n_{дв}$ - частота вращения вала заданного или выбранного электродвигателя, об/мин,

$n_{вых}$ - частота вращение выходного вала механизма, об/мин.

Значение $n_{вых}$ определяется на основании технического задания. При этом возможны следующие варианты:

1. Значение $n_{вых}$ задано непосредственно в техническом задании.

2. Задана угловая скорость выходного $\omega_{вых}$ рад/с:

$$n_{вых} = \frac{30\omega}{\pi}. \qquad (3.2)$$

3.Задано время движения выходного вала t_p, с. При отом угол поворота выходного вала $\varphi^\circ_{вых}$, либо задан либо может быть назначен из конструктивных соображений. Тогда

$$n_{вых} = \varphi^\circ_{вых} / (6\, t_p). \qquad (3.3)$$

4. Задан закон движения выходного вала $\varphi_p = f(t_p)$:

$$n_{вых} = \frac{30}{\pi} \times \frac{d\varphi}{dt}. \qquad (3.4)$$

5. На выходе механизма осуществляется преобразование вращательного движения в поступательное реечной парой или парой с гибким звеном (лентой, тросом, цепью):

$$n_{вых} = \frac{60v}{\pi d_k}, \qquad (3.5)$$

где v -линейная скорость выходного звена, мм/с,

d_k- диаметр колеса, преобразующего вращательное движение в поступательное, мм.

6. На выходе механизма осуществляется преобразование вращательного движения в поступательное винтовой парой:

$$n_{вых} = \frac{60v}{p_h}, \qquad (3.6)$$

где p_h- ход винтовой линии, мм.

7. На выходе механизма вращательное движение преобразуется в поступательное кулачковым механизмом:

$$n_{вых} = \frac{\varphi^{\circ}_{кул}}{6t_{пост}}, \qquad (3.7)$$

где $\varphi^{\circ}_{кул}$ - угол поворота кулачка (…°), соответствующий времени цикла $t_{пост}$,с звена совершающего возвратно-поступательное движение.

8. На выходе механизма преобразование вращательного движения в поступательное осуществляется кривошипно-шатунным механизмом:

$$n_{вых} = \frac{60}{t_{пост}}, \qquad (3.8)$$

где $t_{пост}$- время цикла звена, совершающего возвратно-поступательное движение.

3.2. Выбор передаточных отношений ступеней в зависимости от функционального назначения механизма заключается в определении рациональных значений составляющих уравнения:

$$i_{\Sigma} = i_1 i_2 \ldots i_k i_{k+1} \ldots i_n, \qquad (3.9)$$

где $i_1 i_2$ -передаточные отношения первой и второй ступеней,

i_k, i_{k+1}, i_n -передаточные отношения предыдущей, последующей и последней ступени соответственно.

При распределении общего передаточного отношения по ступеням в механизмах приводов, систем управления и регулирования необходимо обеспечить:

- минимальные размеры и массу механизмов, в том случае, если к ним не предъявляется требование малоинерционности;

- минимальный момент инерции, приведенный к входному валу механизма.

3.3 В соответствии с функциональным назначением и условиями нагружения звеньев механизмы при распределении передаточных отношений между ступенями делятся на 5 типов:

- тип I: нереверсивные силовые зубчатые механизмы, у которых размеры зубчатой пары и долговечность определяются контактной прочностью рабочих поверхностей зубьев;

- тип 2: реверсивные силовые механизмы, у которых размеры зубчатой пары и долговечность определяются изгибной прочностью сердцевины зубьев;

- тип 3: малонагруженные кинематические зубчатые механизмы, размеры звеньев которых выбираются из конструктивных соображений, а напряжения в материалах настолько малы, что на размеры колес влияния практически не оказывают;

- тип 4: реверсивные силовые малоинерционные механизмы, у которых долговечность и размеры зубчатой пары определяются изгибной прочностью;

-тип 5: реверсивные малонагруженные кинематические малоинерционные зубчатые механизмы, у которых напряжения малы и на размеры колёс влияния практически не оказывают.

-тип 6: малонагруженнный кинематический механизм с минимальной суммарной кинематической погрешностью передачи.

Формулы для определения составляющих уравнения (3.10) приведены в таблице 3.1.

Они получены из условий, что все зубчатые колеса данного механизма геометрически подобны, т.е. относительная ширина зубчатых венцов $\psi_{bd} = b_w / d_W$ одинакова, а числа зубьев всех ведущих колес в зубчатых парах равны.

3.4. Выбор и определение чисел зубьев зубчатых колес в ступенях производят по формуле

$$Z_2 = Z_1 i_k, \qquad (3.11)$$

где Z_1 и $\mathbf{Z_2}$ числа зубьев ведомого и ведущего колес зубчатой пары соответственно. Числа зубьев ведущих колёс выбирают одинаковыми во всех ступенях; по конструктивным соображениям, для силовых механизмов Z_1=16…20, для кинематических Z_2= 18...24.

Таблица 3.1 Распределение суммарного передаточного отношения по ступеням

Критерий		Вид механизма			
		Силовой		Малонагруженный	
		Количество ступеней			
		задано	не задано	задано	не задано
Минимальный объем передачи	Не реверсивный	$i_{k+1}=\sqrt{2i_k+2{,}57}$	$i_1=i_2=i_3=\ldots=$ $=i_k==i=2{,}89$ $n_{опт}=0{,}942\ lni_{\Sigma}$	$i_1=i_2=i_3=\ldots=i_n=$ $i_k=1{,}895$ $n_{опт}=1{,}564\ lni_{\Sigma}$	
	реверсивный	$i_{k+1}=\sqrt{2i_k+1}$	$i_1=i_2=i_3=\ldots=$ $=i_k==i=2{,}414$ $n_{опт}=1{,}1346\ lni_{\Sigma}$		
Минимальный приведенный момент инерции передачи	Не реверсивный	$i_{k+1}=0{,}854i^{1,2}$	$i_1=i_2=i_3=\ldots==i_k=$ $=i=2{,}176$ $n_{опт}=1{,}286\ lni_{\Sigma}$	$i_{k+1}=\sqrt{\frac{i_k^4-1}{2}}$	$i_1=i_2=$ $i_3==\ldots=i_n=$ $i_k==1{,}554$ $n_{опт}=2{,}269*$ $*lni_{\Sigma}$
	Реверсивный	$i_{k+1}=\sqrt{\frac{6i_k^{7/3}-1}{7}}$	$i_1=i_2=i_3=\ldots==i_k=$ $=i=1{,}806$ $n_{опт}=1{,}692\ lni_{\Sigma}$		
Минимальная суммарная кинематическая погрешность				$i_{k+1}=\left[12\left(\frac{1}{i_k}-1\right)+\frac{1}{\sqrt{i_k}}\right]^2$ $i_{kmin}=1{,}202n_{опт}=0{,}2*lni_{\Sigma}$	

3.5. Допустимые отклонения передаточных отношений в механизмах.

При реализации разработанной кинематической схемы из-за дискретности значений чисел зубьев, которые должны быть целыми, чаще всего приходится отклоняться от расчетных значений передаточных отношений в ступенях и значения общего передаточного отношения механизма. Допускаемое отклонение общего передаточного отношения: +2%…-5 %. В кинематических механизмах отсчетных устройств погрешность общего передаточного отношения недопустима. В силовых механизмах типа 1 и 2 наиболее точно должны быть реализованы передаточные отношения последних ступеней, а в малоинерционных механизмах типа 4 и 5 - первых двух-трех ступеней.

4. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЯ.

4.1. Эвольвентные цилиндрические передачи внешнего зацепления.

Для зубчатых цилиндрических передач используются термины, определения и обозначения, установленные ГОСТ 16530-83 и ГОСТ 16531-83.

В качестве стандартной величины зубчатых передач, для обеспечения взаимозаменяемости выбран модуль зацепления m = p/π. Стандартный ряд модулей регламентирован ГОСТ 9563-60. Значения модулей в диапазоне от 0,1 до 5 мм**,** охватывающем область механизмов приборов, приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1- Стандартные ряды модулей зубчатых передач, мм

Ряд 1	0.1	0,12	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
Ряд 2	0,11	0,14	0,18.	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,7
Ряд 1	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
Ряд 2	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	

Исходнымым контуром для определения размеров и формы зубьев колес эвольвентного зацепления является теоретический исходный контур рейки, стандартизованный для передач с модулем m ≤1мм ГОСТ 9587-81, а для m > 1 мм - ГОСТ 13755-81. Стандартные параметры профилей: угол профиля α = 20°, коэффициент высоты головки зуба h^*_a= 1, радиального зазора **c*** = 0,25.

4.1.2. Смещение исходного контура в эвольвентных зубчатых передачах. Применение передач со смещением позволяет существенно повысить нагрузочную способность и долговечность передачи. Положительное смещение исходного контура увеличивает: изгибную прочность, т.к. основание зуба становится шире; контактную прочность, т. к, уменьшается кривизна контактирующих профилей зубьев; долговечность, т.к. подбором коэффициентов смещения можно уменьшить относительное скольжение сопрягаемых профилей и, следовательно, их износ. При применении оптимальных смещений повышение изгибной прочности зубьев может достигать 70 %, контактной 30 %, долговечности по износу 50 %. При этом технология и стоимость изготовления колес со смещением не изменяются по сравнению с нулевыми (без смещения). Применение смещения позволяет также наиболее простым способом получить заданное межосевое

расстояние в передаче, без использования косозубых колес, более сложных технологически и менее точных кинематически.

Поэтому эвольвентные цилиндрические передачи, у которых качественные показатели должны быть высокими, необходимо проектировать с оптимальными коэффициентами смещения.

4.2. Выбор коэффициентов смещения исходного контура X .

Значения коэффициентов смещения исходного контура зубчатых колес в паре X_1, и X_2 должны обеспечить изготовление зубьев без подрезания и заострения, а коэффициент перекрытия в передаче должен быть не менее 1,2; кроме того, они определяются назначением передачи, т.е. необходимостью получить максимальную изгибную или контактную прочность, или максимальную износостойкость, а также тем, задано межосевое расстояние или нет.

Значение минимально необходимого коэффициента смещения X_{min}, обеспечивающее отсутствие подрезания рабочего профиля, может быть рассчитано по формуле:

$$X_{min} = h_l^* - h_a^* - 0{,}5 \cdot z \cdot \sin^2 \alpha, \qquad (4.1)$$

где - h_l^*, h_a^*коэффициенты граничной высоты и высоты головки зуба,

z- число зубьев колеса,

α - угол профиля.

Для стандартных исходных контуров $h_l^* - h_a^* = 1$.

В силовых передачах с относительно низкой твердостью поверхностей зубьев HB≤350 несущая способность определяется контактной прочностью и суммарный, коэффициент смещения $\mathbf{X_\Sigma = X_1 + X_2}$ должен иметь максимально возможное значение. У зубьев с высокой твердостью критичной является изгибная прочность, при этом, для обеспечения равной прочности зубьев колес пары коэффициент смещения X_1 меньшего колеса должен быть максимальным. В точных силовых и кинематических передачах необходимо, чтобы износ зубьев обоих колес был минимальным, что обеспечивается большим коэффициентом смещения большего колеса. Если межосевое расстояние в прямозубой передаче не задано, коэффициенты смещения колес выбирают по таблице 4.2, в соответствии с критерием, который для передачи является определяющим: К - условие наибольшей контактной прочности, И - условие наибольшей изгибной прочности, ИЗ - условие наибольшей износостойкости.

При выборе коэффициентов смещения по этой таблице обеспечиваются относительная толщина эубьев на поверхности вершин $s^*_a \geq 0{,}25$ и коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha \geq 1{,}2$. Промежуточные значения коэффициентов смещения находят линейным интерполированием.

В передачах с заданным межосевым расстоянием $\mathbf{a_w}$ не равным делительному $a = 0{,}5\ m\ (z_1 + z_2)$ рассчитывают суммарный коэффициент смещения $\mathbf{X_\Sigma}$ (раздел 4.3), а затем производят его разбивку на составляющие X_1 и X_2 в соответствии с определяющими критериями для передачи, пропорционально значениям X_1 и X_2 в соответствующих графах таблицы 4.2, по формулам:

$$X_1 = X_\Sigma \frac{X_{1T}}{X_{\Sigma T}} \qquad X_2 = X_\Sigma - X_1, \qquad (4.2)$$

$X_{\Sigma T} = X_{1T} + X_{2T}$ - значение суммарного коэффициента смещения в таблице 4.2 для соответствующих значений Z_1 и Z_2.

При этом должно быть: $X_\Sigma < X_{\Sigma T}$ и, кроме того, $X_1 > X_{1min}$, $\mathbf{X_2 > X_{2min}}$.

Значения минимально необходимых коэффициентов смещения находят по формуле (4.1)

Таблица 4.2

Z_2	Крите-рий	Z_1																							
		12		14		16		18		20		22		24		26		28		30		34		38	
		X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2	X_1	X_2
18	К И ИЗ	0,60 0,45 0,49	0,20 0.41 0.36	0,69 0,48 0,50	0.21 0,47 0,45	0,63 0,52 0,52	0,39 0.52 0,51	0,55 0,55 0,55	0.55 0,55 0,55	—	—	—	---	---	—	—	---	---	—	—	---	---	—	—	---
22	К И ИЗ	0,65 0,49 0,54	0,23 0,48 0,41	0,86 0,51 0,56	0,03 0,55 0,51	0,86 0,53 0.58	0,18 0,57 0.57	0,82 0,52 0,61	0,37 0,55 0,62	0,76 0,56 0,64	0.54 0,58 0,66	0,68 0,51 0,68	068 0,51 0,68	—	—	---	---	—	—	---	---	—	—	---	---
26	К И ИЗ	0,76 0.50 0,57	0,13 0,55 0.47	0,88 0.53 0,59	0,08 0,63 0,57	0,96 0,50 0,62	0,09 0,59 0,64	1,02 0,49 0,64	0,14 0,55 0,69	0,98 0,52 0,68	0,33 0.59 0,73	0,93 0.45 0.72	050 0.48 0,76	0,86 0,47 0,76	0,67 0,49 0,78	0,80 0,43 0,80	0,80 0,43 0,80	—	—	--	—	--	—	—	—
30	К И ИЗ	0,77 0,52 0,59	0,18 0,63 0,53	0,88 0.50 0,61	0.13 0.64 0.64	0,99 0,49 0,64	0,09 0,62 0,71	1,08 0,45 0.67	0,08 0,55 0,76	1,15 0,44 0,71	0,10 0,53 0,81	1,13 0.44 0,74	0,29 0,51 0,84	1,09 0,38 0,78	0,47 0,43 0,86	1,03 0,40 0,82	0,63 0,43 0,88	0,97 0,32 0,86	0.77 0,33 0.89	0,90 0,34 0,90	0,90 0,34 0,90	—	—	—	—
34	К И ИЗ	0,76 0,50 0,61	0,27 0,67 0,59	0,90 0,50 0,62	0.17 0,69 0,70	0,98 0,42 0,65	0,18 0,56 0,78	1,06 0,39 0,69	0,19 0,51 0,85	1,20 0,39 0,72	0,06 0,50 0,88	1,22 0,39 0,76	0,17 0,48 0,91	1,26 0.33 0,80	0,25 0,40 0,94	1,22 0,33 0,84	0,44 0,39 0,96	1^9 0,29 0,88	0,59 0,32 0,97	1,13 0,28 0,92	0,73 0,30 0,98	1.00 0,27 1,00	1,00 0,27 1.00	—	---
40	К И ИЗ	0,76 0,46 0,62	0,37 0,65 0,68	0,91 0,43 0,64	0.24 0,63 0,81	1,01 0.37 0,67	0,19 0,51 0,89	1.05 0,37 0,70	0,31 0,54 0,95	1,18 0,35 0,73	0,17 0,50 1,00	1,22 0,33 0,77	0,27 0,47 1,03	1,25 0,30 0,81	0,35 0,41 1,05	1,28 0,29 0,85	0,43 0,37 1,07	1,31 0,26 0,89	0,49 0,33 1,09	1,34 0,19 0,93	0,54 0,23 1.10	1,31 0,18 1,01	0,76 0,20 1,12	1,20 0,19 1,09	1.01 0,19 1,13
50	К И ИЗ	0,80 0,43 0,64	0,40 0,70 0,83	0,90 0,39 0,66	0,31 0,64 0,97	1,02 0,34 0,68	0,29 0,56 1,07	1,11 0.28 0,71	0,26 0,44 1,13	1,15 0.29 0,75	0,38 0,49 1,18	1,20 0,24 0,78	0,43 0,38 1,22	1,23 0,23 0,82	0,52 0.37 1,24	1,26 0,22 0,86	0,60 0,34 1,26	1,29 0,23 0,90	0,67 0,30 1,28	1,32 0,17 0,94	0,72 0,26 1.30	1,37 0,13 1,01	0,82 0,19 1,31	1,42 0,09 1.10	0,90 0,13 1,32
60	К И ИЗ	0,82 0,39 0,65	0,49 0,66 0,97	0,93 0,31 0,66	0,43 0,50 1,12	1,03 0,27 0,69	0,37 0,44 1,22	1,13 0.26 0,72	0,32 0,46 1,30	1,16 0,25 0,75	0,34 0.48 1,35	1,19 0,24 0,78	0,53 0,48 1,39	1,22 0,17 0,82	0,66 0,31 1,42	1,25 0,16 0,86	0,76 0,30 1,45	1,27 0,13 0,89	0,84 0,24 1,47	1,30 0,12 0,93	0,90 0,23 1,48	1.35 0,09 1,01	1,00 0,17 1,50	1,40 0,06 1,09	1.09 0,11 1,51
80	К И ИЗ	0,83 0,30 0.65	0,66 0,47 1.23	0,93 0,26 0.69	0,60 0,44 1.40	1,04 0,21 0,69	0,54 0,38 1,52	1,12 0,21 0,72	0,47 0,47 1,60	1.12 0,19 0.75	0,24 0,43 1,67	1.13 0,17 0,78	0,26 0,41 1,72	1,20 0.10 0,81	0,87 0,23 1,75	1,20 0,11 0,84	0,71 0,30 1,77	1,22 0,12 0,88	0,75 0,34 1,80	1,25 0,08 0,92	0,92 0,23 1.82	1,32 0,10 0.99	1,28 0,30 1,84	1.37 -0,04 1.07	1,40 - 0,01 1,85
100	К И ИЗ	0.84 0,30 0,66	0.82 0,62 1,46	0,94 0,20 0,67	0,74 0,28 1,66	1,04 0,20 0.69	0.67 0,45 1,79	1,11 0,17 0,71	0.58 0,40 1,88	1,11 0,16 0,74	0,31 0,44 1,96	1,10 0,13 0,77	0,12 0,41 2.00	1,11 0,10 0,80	0,16 0,33 2,05	1,20 0,10 0,83	1,10 0,37 2,08	1,20 0,10 0.87	0,93 0,39 2,10	1,20 0,06 0,90	0,78 0,29 2,12	1,24 0,02 0,97	0,95 0,1 7 2,14	1,30 0,04 1,04	1.24 0,26 2,16
120	К И ИЗ	0,84 0,30 0,66	0,96 0,79 1,68	0,94 0,20 0.67	0,88 0.37 1,89	1,04 0,20 0.69	0,82 0,58 2,04	1,50 0.10 0,70	0,67 0,11 2,12	1,10 0,11 0,73	0,47 0,32 2,22	1,10 0,10 0,76	0,33 0,36 2,28	1,10 0,10 0,79	0,21 0,41 2.32	1,20 0.00 0,82	1,49 0,22 2,35	1,20 0,09 0,85	1,28 0,46 2,38	1,20 0,00 0,88	1,11 0,13 2,40	1,20 0,00 0,92	0,83 0,20 2,33	1,30 - 0,01 0,96	1,64 0,19 2,30
140	К И ИЗ	0,84 0,30 0,66	1.08 0,95 1,88	0,95 0.20 0,67	1,00 0,47 2,11	1,05 0.20 0,68	0,94 0,72 2,27	1,10 0,10 0,70	0,92 0,17 2,37	1,10 0,10 0,73	0.71 0,34 2,46	1,10 0,10 0,75	0,54 0,45 2,51	1,10 0,10 0,78	0,40 0,54 2,57	1,10 0,10 0.80	0,28 0,58 2,59	1,10 0,00 0,82	0,20 0,14 2.56	1,20 0,00 0,84	1,44 0,20 2,54	1,20 0,00 0:87	1.12 0,26 2.47	1,43 -0,02 0,90	-1,20 0,26 2,42
160	К И ИЗ	0,85 0,30 0,66	1,20 0,99 2,06	0,95 0,20 0,67	1,12 0,57 2,31	1,05 0,20 0,68	1,05 0,85 2,48	1,05 0,10 0,70	0,74 0,23 2,60	1,10 0,10 0,72	0,94 0,42 2,29	1,10 0,10 0,74	0,74 0,55 2,75	1,10 0,10 0,76	0,59 0,64 2,77	1,10 0,00 0.77	0,46 0,10 2,73	1,10 0,00 0,79	0,34 0,20 2,70	1,10 0,00 0,80	0,25 0,26 2,67	1,32 -0,03 0,83	-1,15 0,19 2,60	1,43 -0,02 0,86	-1,20 0,33 2,52
200	К И ИЗ	—	—	---	---	—	—	---	---	—	—	---	---	1,10 0,00 0.72	0,97 0,05 3.04	1,10 0,00 0.73	0,80 0,20 3,00	1,14 0,00 0.74	-1,07 0,31 2,94	1,10 0,00 0,75	0.54 0,39 2.91	1,32 0,00 0,77	1.16 0,49 2,82	1,43 - 0,10 0,79	- 1,21 0,02 2,75
240	К И ИЗ	—	—	---	---	—	—	---	---	—	—	---	---	1,10 0,00 0,69	1,34 0,12 3,27	1,10 0,00 070	1,14 0,29 3,21	1,14 0,01) 0,70	1,06 0.42 3.17	1,10 0.00 0.71	0,84. 0,52 3.10	1,32 - 0,10 0,72	- 1,15 - 0,07 3,02	1,43 - 0,10 0,74	-1.21 0,09 2,95

4.1.3. Расчет геометрических параметров прямозубых цилиндрических эвольвент-ных передач внешнего зацепления производится по формулам таблицы 4.3

Таблица 4.3

Наименование параметра		Обозначения, расчетные формулы, указания
Исходные данные		
Числа зубьев	Шестерни и колеса	z_1 , Z_2
Модуль, мм		m- по ГОСТ 9563-60
Нормальный исходный контур		m<1 – по ГОСТ 9587-81
		m $\geq$ 1 – по ГОСТ 13755-81
Коэффициенты смещения:	Шестерни и колеса	x_1, x_2 - в соответствии с п.4 и таблицей 4.2
Основные геометрические параметры		
Делительные диаметры, мм:	Шестерни	$d_1 = mz_1$
	Колеса	$d_2 = mz_2$
Делительное межосевое расстояние, мм		$a = 0{,}5(d_1 + d_2)$
Коэффициент суммы смещений		$x_\Sigma = x_1 + x_2$
Угол зацепления, рад		$\alpha_{tw} = 1{,}326(\frac{x_\Sigma}{z_1 + z_2} + 0{,}02334)^{0{,}2243} - 0{,}22183$
Межосевое расстояние, мм		$a_w = a\cos\alpha_t / \cos\alpha_{tw}$
Коэффициент воспринимаемого смещения		$y = (a_w - a)/m$
Диаметры вершин зубьев, мм	Шестерни	$d_{a1} = m \cdot [z_1 + 2(h_a^* + y - x_2)]$
	Колеса	$d_{a2} = m \cdot [z_2 + 2(h_a^* + y - x_1)]$
Диаметры впадин, мм	Шестерни	$d_{f1} = m \cdot [z_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)]$
	Колеса	$d_{f2} = m \cdot [z_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)]$
Высота зубьев, мм	Шестерни	$h_1 = 0{,}5(d_{a1} - d_{f1})$
	Колеса	$h_2 = 0{,}5(d_{a2} - d_{f2})$
Передаточное число		$u=z_2/z_1$
Начальные диаметры, мм	Шестерни	$d_{w1} = 2a_w/(u+1)$
	Колеса	$d_{w2} = ud_{w1}$ или $d_{w2} = 2a_w u/(u+1)$
Геометрические показатели качества зацепления		
Углы профилей на поверхностях вершин	шестерни	$\alpha_{a1} = \arccos(d_1/d_{a1}\cos\alpha_t)$
	колеса	$\alpha_{a2} = \arccos(d_2/d_{a2}\cos\alpha_t)$
Толщина зубьев на поверхностях вершин, мм:	шестерни	$S_{a1} = d_{a1}(\frac{0{,}5\pi + 2x_1 tg\alpha}{z_1} + inv\alpha_t - inv\alpha_{a1})$
	колеса	$S_{a2} = d_{a2}(\frac{0{,}5\pi + 2x_2 tg\alpha}{z_2} + inv\alpha_t - inv\alpha_{a2})$
Коэффициент торцового перекрытия		$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi}[z_1(tg\alpha_{a1} - tg\alpha_{tw}) + z_2(tg\alpha_{a2} - tg\alpha_{tw})]$

4.1.4 Размеры для контроля

По размерам для контроля определяется точность изготовления зубчатого вен-ца; эти размеры вместе с их предельными отклонениями проставляются на рабочем чертеже зубчатого колеса.

1. Размер по измерительным роликам.

Размер по роликам (шарикам) для цилиндрических прямозубых и косозубых ко-лес с внешними зубьями при их четном числе определяеся по формуле:

$$=d_D + D\ . \qquad (4.3)$$

То же при нечетном числе зубьев:

$$M= d_D\cos(90/z) + D. \qquad (4.4)$$

При этом должно выполняться условие: M>da.

В формулах (4.3) и (4.4): **D**- диаметр измерительного ролика (шарика) опреде-ляется из условия D ≥ 1,7· m. При этом стандартные значения диаметров роликов выбираются из ряда: (ГОСТ 2475-62): 0,260; 0,289; 0,346; 0,404; 0,433; 0,462; 0,577; 0,722; 0,866; 1,010; 1.023; 1,155; 1,193; 1,302; 1,432; 1,443; 1,591; 1,732; 1,790; 2.021; 2,045; 2,309; 2,387; а стандартные значения диаметров шариков из ряда: (ГОСТ 3722-8I): 0,25; 0,3; 0,36; 0,4; 0,5; 0,508; 0,6; 0,635; 0,68; 0,7; 0,8; 0,85; 1,00; 1,2; 1,3; 1,5; 1,588; 1,984; 2,0; 2,381; 2,5.

$\mathbf{d_D}$ - диаметр окружности, проходящей через центр ролика (шарика):

$$d_D = d\cos\alpha_t /\cos\alpha_D\ ; \qquad (4.5)$$

α_D - угол профиля зуба на окружности диаметра d_D, который может быть найден из системы уравнений

$$\mathrm{inv}\alpha_D = \mathrm{inv}\alpha_t + D/(z\cdot m\cdot \cos\alpha_t) - (\pi/2 - 2\cdot x\cdot \mathrm{tg}\alpha)/z\ ; \qquad (4.6)$$

$$\alpha_D = 1{,}3945(\mathrm{inv}\alpha_D + 1{,}66\ 10^{-3})^{0{,}235} - 0{,}183. \qquad (4.7)$$

2. Расчет длины общей нормали **Wm .**

Определение длины общей нормали производят, последовательно рассчитывая:

А) угол профиля α_x в точке на концентрической окружности диаметром d_x = d +2xm**:**

$$\alpha_x = \arccos\left(\frac{z\cos\alpha_t}{z+2x}\right) \qquad (4.8)$$

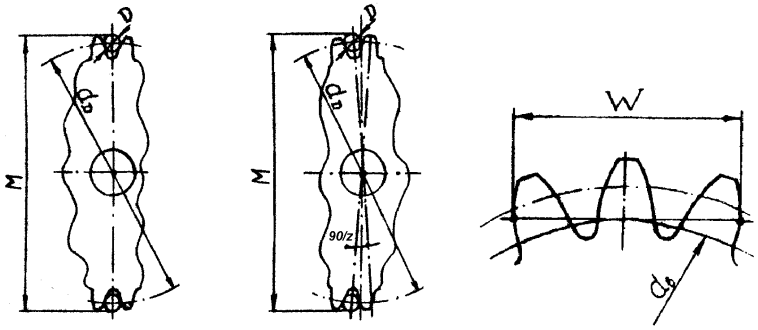


Рисунок 4.1

Б) расчетное число зубьев в длине общей нормали

$$z_{nr} = \frac{z}{\pi}\left(tg\alpha_x - \frac{2x}{z}tg\alpha_t - inv\alpha_t\right) + 0{,}5\ . \qquad (4.9)$$

В) действительное число зубьев z_n, охватываемое при контрольном замере, полу-чается округлением $\mathbf{z_{nr}}$ до ближайшего целого значения;

Г) длину общей нормали

$$W_m = \left[\pi(z_n - 0{,}5) + 2xtg\alpha_t + z\times inv\alpha_t\right]\times m\times\cos\alpha \qquad (4.10)$$

Предельные отклонения длины общей нормали и размера по роликам опреде-ляются для мелкомодульных передач - по ГОСТ 9178-81, а для передач с модулем m ≥ 1 мм – по ГОСТ 1643-81.

4.2 Расчет геометрии прямозубых цилиндрических эвольвент-ных передач внутреннего зацепления.

4.2.1. Термины, определения и обозначения, модули и параметры исходного кон-тура прямозубых цилиндрических

звольвентных передач внутреннего зацепления - по п 4.1.1 - 4.1.3.

4.2.2. Смещение исходного контура передач внутреннего зацепления выбирают по таблице 4.4.

4.2.3. Расчет геометрии прямозубых цилиндрических эвольвентных передач вну-треннего зацепления в соответствии с Г'ОСТ 19274-73 приведен в таблице 4.5,

Таблица 4.4 Коэффициенты смещения x_1/x_2 для передач внутреннего зацепле-ния при m=1…2 мм

Z_2	Z_1								
	16	20	25	32	40	50	63	80	100
63	0,5/0,6	0,5/0,6	0,4/0,6	0,4/0,6	0,4/0,6	-	-	-	-
80	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	-	-	-
100	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,5/1,0	0,6/1,2	0,6/1,2	-	-	-
125	-	0,5/1,4	0,5/1,4	0,5/1,4	0,5/1,4	0,6/1,4	0,6/1,4	-	-
160	-	-	-	0,5/1,0	0,5/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,8/1,2
200	-	-	-	0,6/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,6/1,0	0,8/1,1	1,0/1,0

Примечание: Обеспечиваются: ε_α >1,2; s^*_a> 0,3; c^*> 0,1.

Таблица 4. 5

Наименование параметра		Обозначение, расчетные формулы, указания
Исходные данные		
Числа зубьев	шестерни	Z_1
	колеса	Z_2
Модуль		по ГОСТ 9363-60, табл.4.1
Нормальный исходный контур		по ГОСТ 9587-81 по ГОСТ 13755-81
Основные геометрические параметры		
Коэффициенты смещения		См. таблицу 4.4
Делительные диаметры	шестерни	$d_1 = mz_1$
	колеса	$d_2 = mz_2$
Делительное межосевое рас-стояние		$a = 0{,}5(d_2 - d_1)$
Коэффициент разности смеще-ний		$x_d = x_2 - x_1$
Угол зацепления		$\alpha_{tw} = arcinv((x_d/(z_2 - z_1))2tg\alpha + inv\alpha_t)$
Межосевое расстояние		$a_w = a * \cos\alpha_t / \cos\alpha_{tw}$
Диаметры вершин зубьев	шестерни	$d_{a1} = m[z_1 + 2(h_a^* + x_1)]$
	колеса	$d_{a2} = m[z_2 - 2(h_a^* - x_2 - 0{,}2)]$
Диаметры впадин	шестерни	$d_{f1} = m[z_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)]$
	колеса	$d_{f2} = m[z_2 + +2(h_a^* + c^* + x_2)]$
Высота зубьев	шестерни	$h_1 = 0{,}5(d_{a1} - d_{f1})$
	колеса	$h_2 = 0{,}5(d_{f2} - d_{a2})$
Передаточное число		$u = z_2 / z_1$
Начальные диаметры	шестерни	$d_{w1} = 2a_w/(u-1)$
	колеса	$d_{w2} = d_{w1}u$
Геометрические показатели качества зацепления		
Углы профилей на поверхностях вершин	шестерни	$\alpha_{a1} = \arccos(d_1 \cos\alpha_t / d_{a1})$
	колеса	$\alpha_{a2} = \arccos(d_2 \cos\alpha_t / d_{a2})$

Наименование параметра		Обозначение, расчетные формулы, указания
Толщина зубьев на поверхностях вершин	шестерни	$s_{a1} = d_{a1}\left[\left(0{,}5\pi + 2x_1 tg\alpha\right)/z_1 + inv\alpha_t - inv\alpha_{a1}\right]$
	колеса	$s_{a2} = d_{a2}\left[\left(0{,}5\pi - 2x_2 tg\alpha\right)/z_2 - inv\alpha_t + inv\alpha_2\right]$
Коэффициент торцового перетия		$\varepsilon_\alpha = \left[z_1\left(tg\alpha_{a1} - tg\alpha_{tw}\right) - z_2\left(tg\alpha_{a2} - tg\alpha_{tw}\right)\right]$

Примечание. Для стандартных исходных контуров: $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}25$

Определение угла зацепления α_{tw} производят так же как и для передач внешнего зацеп-ления в соответствии с формулой в таблице 4.3, принимая =$x_d/(z_2 - z_1)$.

4.3. Расчет геометрии реечных цилиндрических прямозубых передач

4.3.1. Тернины, определения и обозначения, модули и параметры исходных конту-ров реечных передач - по пп . 4.1.1- 4.1.3.

4.3.2 Расчет геометрии зубчатого колеса и рейки приведен в таблице 4.6.

Таблица 4.6. Реечные цилиндрические прямозубые передачи.

Расчет геометрических параметров

Наименование параметра	Обозначения, расчетные формулы, указания
Исходные данные	
Число зубьев зубчатого колеса	Z_1
Модуль, мм	m-- по ГОСТ 9563-75
Нормальный исходный контур	m <1мм по ГОСТ 9587-8I;m>1 по ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения зубчатого колеса	$x_1 = 0{,}284 + \left[\left(41{,}2 - z\right)/55{,}2\right]^2$
Высота рейки, мм	H
Длина нарезанной части рейки, мм	L
Основные геометрические параметры	
Рейка	
Нормальный шаг, мм	$p_n = \pi m$
Число зубьев	$z = L/p_n + 0{,}5$
Уточненная длина нарезанной части	$L = \left(z - 0{,}5\right)/p_n$
Высота зуба, мм	$h = 2\left(h_a^* + c^*\right)m$
Высота головки зуба, мм	$h_a = \left(h_a^* - x_1\right)m$
Толщина зуба, мм	$s_y = 0{,}5\pi m$
Расстояние от базовой плоскости рейки до оси колеса, мм	$a_w = H + m\left(0{,}5z_1 + x_1 - h_a^*\right)$
Диаметр измерительного ролика, мм	$D \geq 1{,}67m$; принимают по ГОСТ 2475-62
Расстояние от базовой поверхности до ролика, мм	$M = H + 0{,}5D\left(1/\sin\alpha + 1\right) - \left[\pi/\left(4tg\alpha\right) + 1\right]m$
Зубчатое колесо	
Делительный диаметр, мм	$d_1 = mz_1$
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_{a1} = m\left[z_1 + 2\left(h_a^* + x_1\right)\right]$
Диаметр впадин, мм	$d_{f1} = m\left[z_1 - 2\left(h_a^* + c^* - x_1\right)\right]$
Геометрические показатели качества задапления	
Толщина зубьев на поверности вершин, мм	$s_a = d_{a1}\left[\left(0{,}5\pi + 2x_1 tg\alpha\right)/z_1\right]$
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_\alpha = \dfrac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_1^2\cos^2\alpha} - d_1\sin\alpha + 2h_a\csc\alpha}{2\pi m\cos\alpha}$

4.4. Расчет геометрии конических прямозубых передач

4.4.1. Термины, определения и обозначения, относящиеся к этим передачам, уста-новлены ГОСТ 16530-83 и ГОСТ 19325-73.

4.4.2. Модули конических передач соответствуют модулям цилиндрических и установлены ГОСТ 9563-75.

4.4.3. Исходный контур конической передачи. Аналогом зубчатой рейки для кони-ческой передачи является плоское коническое колесо с углом делительного конуса

δ = 90°, профиль зубьев которого на внешнем делительном диаметре соответствует профилю исходного контура. Исходные контуры: для m< I мм - по ГОСТ 9587-81, для m>1мм ГОСТ I3754-8I (последний практически совпадает с контуром цилиндрических передач по ГОСТ I3755-8I) .

4.4.4. Осевая форма зубьев. В соответствии с ГОСТ 19325-73 различают три фор-мы зубьев конических колес, определяемые положением вершин конусов делительного *8* , выступов δ_n и впадин δ_f на оси колеса. Наиболее часто применяют форму I – пропорционально понижающиеся зубья - все вершины конусов совпадают.

4.4.5. Выбор чисел зубьев колес в конических передачах. Понижающие кониче-ские передачи следует выполнять с передаточным числом до 10, повышающие - до 3,15. Для ортогональных конических передач (угол пересечения осей Σ = 90°) числа зубьев шестерни и колеса дожны соответствовать друг другу:

число зубьев шестерни	12	13	14	15	16	17
минимальное число зубьев колеса	30	26	20	19	18	17

4.6.6. Смещение исходного контура. Для обеспечения максимальной износостой-кости применяют положительное смещение производящего колеса для шестерни и отрицательное, равное по модулю предыдущему, для колеса: $x_1 = -x_2$ (табл. 4.8).

4.4.7. Расчет геометрии прямозубых конических передач с осевой формой зубьев I в соответствии с ГОСТ 19624-74 приведен в таблице 4.7.

Таблипа 4.7. Конические прямозубые передачи Расчет геометрических параметров

Наименование параметра		Обозначение, расчетные формулы указания
Исходные данные		
Числа зубьев	шестерни	Z_1
	колеса	Z_2
Модуль, мм		m_e- по ГОСТ 9563-60,
Нормальный исходный контур		m_e< по ГОСТ 9587-81; m_e>1 по ГОСТ 13754-81
Коэффициенты смещения	шестерни	$x_1 = 2\left(1-u^{-2}\right)/\sqrt{z_1}$
	колеса	$x_2=-x_1$
Межосевой угол		Σ
Основные геометрические параметры		
Число зубьев плоского колеса		$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1z_2\cos\Sigma}/\sin\Sigma$
Внешнее конусное расстояние, мм		$R_e = 0{,}5m_ez_c$
Ширина зубчатого венца, мм		$b \le 0{,}3R_e$; $b \le 10m_e$
Среднее конусное расстояние,мм		$R = R_e - 0{,}5b$
Средний окружной модуль, мм		$m = m_eR/R_e$
Внешний делительный диаметр, мм	шестерни	$d_{e1} = m_ez_1$
	колеса	$d_{e2} = m_ez_2$
Средний делительный диаметр, мм	шестерни	$d_1 = mz_1$
	колеса	$d_2 = mz_2$
Передаточное число		$u = z_2/z_1$
Угол делительного конуса	шестерни	$\delta_1 = arctg\left(\sin\Sigma/\left(u+\cos\Sigma\right)\right)$
	колеса	$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$
Внешняя высота головки зуба, мм	шестерни	$h_{ae1} = \left(h_a^* + x_1\right)m_e$
	колеса	$h_{ae2} = \left(h_a^* - x_1\right)m_e$
Внешняя высота но-	шестерни	$h_{fe1} = h_{ae2} + c^*m_e$

Наименование параметра		Обозначение, расчетные формулы указания
жки зуба, мм	колеса	$h_{fe2} = h_{ae1} + c^* m_e$
Внешняя высота зуба, мм	шестерни	$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}$
	колеса	$h_{e2} = h_{ae2} + h_{f2}$
Угол ножки зуба	шестерни	$\theta_{f1} = arctg\left(h_{fe1}/R_e\right)$
	колеса	$\theta_{f2} = arctg\left(h_{fe2}/R_e\right)$
Угол головки зуба	шестерни	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$
	колеса	$\theta_{a2} = \theta_{f1}$
Угол конуса вершин	шестерни	$\delta_1 = \delta_1 + \theta_{a1}$
	колеса	$\delta_2 = \delta_2 + \theta_{a2}$
Угол конуса впадин	шестерни	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$
	колеса	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Внешний диаметр вершин, мм	шестерни	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1$
	Колеса	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2$
Расстояние от вершины до плоскости внешней, окружности зубьев, мм	шестерни	$B_1 = R_{e1}\cos\delta_1 - h_{ae1}\sin\delta_1$
	колеса	$B_2 = R_{e2}\cos\delta_2 - h_{ae2}\sin\delta_2$

Примечание. Для стандартных исходных контуров: $h_a^* = 1;\ c^* = 0{,}25$

4.5 Расчет геометрии червячных цилиндрических передач

4.5.1 Термины, определения и обозначения, относящиеся к червячным передачам, установлены ГОСТ 16530-83 и ГОСТ 18498-73. В механизмах приборов применяются, главным образом, ортогональные червячные передачи с архимедовым червяком (передача ZA).

4.5.2 Модули (в осевом сечении) и коэффициенты диаметра червяка, - эти пара-метры, определяющие размеры червяка, устанавливает ГОСТ I9672-74, значения моду-лей в диапазоне от 0,1…5 мм: 0.10; 0.125; 0,16; 0,20, 0,25; 0,315? 0,40; 0,50; 0,63; 0.80; 1,0;1,25; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0.

Коэффициенты диаметра червяка приведены в таблице 4.8. Ряд I следует пред-почитать ряду 2.

Таблица 4.8. Коэффициенты диаметра червяка

Ряд I	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20.0	25,0
Ряд 2	7,1	9.0	11,2	14,0	18,0	22,4	-

4.5.3 Исходный червяк. Параметры профиля червяка, определяющие форму вит-ков и зубьев червячного колеса и образующие профиль исходного червяка, установ-лены для m<I мм ГОСТ 19036-81, для m> I мм ГОСТ 20184-81.

4.5.4. Число витков червяка принимают обычно z_1 = 1…4; число зубьев на колесе z_2>24.

4.5.5. Смещение в червячной паре. Применяется для изменения межосевого рас-стояния и определяется коэффициентом смещения червяка $x=(a_w-a)/m$; при этом гео-метрия червяка не меняется; изменяются только размеры венца зубчатого колеса. Пре-дельные значения коэффициентов смещения, исходя из условий подрезания и заострения зубьев, рассчитывают по формулам:

$$x_{min}=1-0{,}0585z_2 \quad (4.11)$$

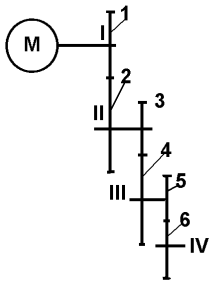
$$x_{max}=0{,}05z_2-0{,}12 \quad (4.12)$$

4.5.6. Расчет геометрии цилиндрических ортогональных передач SA, в соответ-ствии с ГОСТ 19650-74, приведен в таблице 4.9.

Таблица 4. 9 Цилиндрические ортогональные червячные передачи

Расчет геометрических параметров

Наименование параметра		Обозначения, расчетные формулы, указания
Исходные данные		
Число витков червяка		z_1
Число зубьев колеса		z_2
Модуль, мм		m- по ГОСТ 19672-74
Исходный червяк		m<1 по ГОСТ 20184-81 m>1по ГОСТ 19036-81
Коэффициент диаметра червяка		q- по ГОСТ 19672-74
Межосевое расстояние, мм		a_w
Основные геометрические параметры червяк		
Делительный угол подъема витка		$\gamma = arctg(z_1/q)$
Делительный диаметр, мм		$d_1 = qm$
Расчетный шаг, мм		$p_1 = \pi m$
Диаметр вершин витков, мм		$d_{a1} = (q + 2h_a^*)m$
Диаметр впадин, мм		$d_{f1} = [q - 2(h_a^* + c^*)]m$
Высота витка, мм		$h_1 = (2h_a^* + c^*)m$
Длина нарезанной части, мм		$b_1 \geq 2m(\sqrt{z_2} + 1)$
Колесо		
Коэффициент смещения		$x = a_w/m - 0{,}5(z_2 + q)$
Делительный диаметр, мм		$d_2 = mz_2$
Диаметр вершин зубьев, мм		$d_{a2} = m[z_2 + 2(h_a^* + x)]$
Диаметр впадин, мм		$d_{f1} = m[z_2 - 2(h_a^* + c^* - x)]$
Наибольший диаметр, мм		$d_{aM2} \leq d_{f2} + 6m/(z_1 + 2)$
Угол бокового скоса зубьев, (…˚)		$\gamma_c = 0{,}85(z_2 + 120)/\sqrt{q}$; округлить до 5˚
Ширина венца, мм		$b_2 \leq 0{,}75 d_{a1} при z_1 \leq 3$ $b_2 \leq 0{,}67 d_{a1} при z_2 = 4$
Передача		
Делительное межосевое расстояние, мм		$a = 0{,}5m(q + z_2)$
Межосевое расстояние, мм		$a_w = a + xm$
Передаточное число		$u = z_2/z_1$
Начальный диаметр, мм	червяка	$d_{w1} = m(q + 2x)$
	колеса	$d_{w2} = d_2$
Контрольные размеры червяка		
Ход витка, мм		$p_{z1} = p_1 z_1$
Делительная толщина по хорде витка, мм		$\bar{S}_{a1} = s^* m \cos\gamma$
Высота до хорды витка, мм		$\bar{h}_{a1} = h_a^* m + 0{,}5\bar{S}_{a1} tg[0{,}5 \arcsin(\bar{s}_{a1} \sin^2\gamma/d_1)]$
Диаметр измерительного ролика, мм		$D \geq 1{,}67m$; принимают по ГОСТ 2475-62
Размер червяка по роликам, мм		$M_1 = d_1 - \frac{p_1 - s^* m}{tg\alpha} + D\left[\frac{1}{\sin\left(arctg\frac{tg\alpha}{\cos\gamma}\right)} + 1\right]$



Примечание. Для стандартных исходных червяков: $h_a^* = 1; c^* = 0{,}25$ при m<1 мм и c^*=0,2 при m>1 мм.

5. РАСЧЕТ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ.

5.1. **Моменты сил**, передаваемые соседними валами связаны соотношением:

$$T_I = \frac{T_{II}}{i_{I-II}\eta_{1-2}}, \qquad (5.1)$$

где T_I и T_{II} - моменты сил на валах I и II соответственно,

$i_{I\text{-}II}$ - передаточное отношение между валом I и II;

$\eta_{1\text{-}2}$ - КПД зубчатой пары при передаче мощности от колеса 1 к колесу.

Аналогичное соотношение связывает моменты сил любых двух соседних валов. Связь между моментами входного вала I и выходного вала IV (рисунок.5.1) определяется формулой:

$$T_I = \frac{T_{IV}}{i_{I-II}\, i_{II-III}\, i_{III-IV}\, i\, \eta_{1-2}\eta_{3-4}\eta_{5-6}}, \qquad (5.2)$$

где T_{IV} - момент сил на вале IV;

$i_{I\text{-}II}$,$i_{II\text{-}III}$,$i_{III\text{-}IV}$ - передаточные отношения между соседними валами,

$\eta_{1\text{-}2}$, $\eta_{3\text{-}4}$, $\eta_{5\text{-}6}$, - КПД зубчатых пар

5..2. Формулы для определения **усилий в зацеп-лении зубчатых колес** приведены в таблице 5.1.

Рисунок 5.1

Таблица 5.1 Усилия в зацеплениях зубчатых колес.

Вид зубчатой передачи	Усилие, Н			
	Окружное	радиальное	осевое	нормальное
Цилиндрическая, прямозубая	$F_t = \frac{2000T_1}{d_{W1}} = \frac{2000T_2}{d_{W2}}$	$F_r = F_t tg\alpha_W$		$F_N = \frac{F_t}{\cos\alpha}$
Коническая прямозубая	$F_t = \frac{2000T_1}{d_{m1}} = \frac{2000T_2}{d_{m2}}$	$F_{r1} = F_t tg\alpha \times \cos\delta_1$ $F_{r2} = F_t tg\alpha \times \cos\delta_2$	$F_{x1} = F_t tg\alpha \times \sin\delta_1$ $F_{x2} = F_t tg\alpha \times \sin\delta_2$	$F_N = \frac{F_t}{\cos\alpha}$
червячная-цилиндрическая	$F_{t1} = F_{t2} \times tg(\gamma \mp \varphi_T)$ $F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2}$	$F_{r1} = F_{r2} = \frac{2000T_2}{d_2\cos\alpha\cos\gamma} \times \frac{1}{(1 \mp tg\gamma tg\varphi_T)}$	$F_{x1} = F_{t2}$ $F_{x2} = F_{t1}$	$F_{N1} = F_{N2} = \frac{2000T_2}{d_2\cos\alpha_n\cos\gamma} \times \frac{1}{(1 \mp tg\gamma tg\varphi_T)}$
Примечание: В формулах T_1 и T_2 - моменты сил на ведущем и ведомом колесе соответственно; Диаметры d_{W1} и d_{W2} в мм; в формулах для червячнх передач верхний знак - при ведущем червяке, нижний - при ведущем колесе, φ_T - приведенный угол трения профилей в червячной паре: $\varphi_T = arctgf_{пр}$.				

Значения приведенного коэффициента трения $f_{пр}$ и соответствующие им значения углов трения φ_T зависят от скорости

относительного скольжения:

$$v_s = \frac{\pi}{6} \cdot 10^{-4} d_{W1} n_1 \Big/ \cos\gamma \,, \qquad (5.4)$$

где n_1 - частота вращения червяка, об/мин.

Значения fпр и φ_T приведены в таблице 5.2

Таблица 5.2

v_s, м/с	$f_{пр}$	$\varphi_{T,(\ldots^\circ)}$	v_s, м/с	$f_{пр}$	$\varphi_{T,(\ldots^\circ)}$
0,01	0,11…0.12	6,3…6,8	1,5	0,0400,050	2,3…2,9
0,1	0,08…0.09	4,5…5,2	2,0	0,035…0,045	2,0…2,6
0,25	0,063…0,075	3,7…4,3	2,5	0,030…0,040	1,7…2,3
0,5	0,055…0,065	3,2…3,7	3,0	0,028…0,035	1,6…2,0
1,0	0,045…0,055	2,6…3,2	4,0	0,023…0,030	1,3…1,7

5.3. Определение КПД

Формулы для определение КПД приведены в таблице 5.3

Таблица 5.3

Вид зубчатой передачи		Расчетная формула	Коэффициент нагрузки
Цилиндрическая прямозубая		$\eta_{1-2} = 1 - Cf\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)$	$C = \frac{F_N + 3}{F_N + 0{,}18}$
Коническая прямозубая		$\eta_{1-2} = 1 - 1{,}б2C\pi f \times \left(\frac{\cos\delta_1}{z_1} + \frac{\cos\delta_2}{z_2}\right)$	
Червячная цилиндрическая при ведущем:	Червяке	$\eta_{1-2} = C\frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi_T)}$	$C = \frac{F_N + 1{,}05}{F_N + 2{,}4}$
	колесе	$\eta_{2-1} = C\frac{tg(\gamma - \varphi_T)}{tg\gamma}$	

Примечание:В формулах: для цилиндрических и конических зубчатых передач:
f - коэффициент трения на новерхностм профилей зубьев. Ориентировочные значения f зависят от сочетания материалов колес в зубчатой паре и приведены ниже:

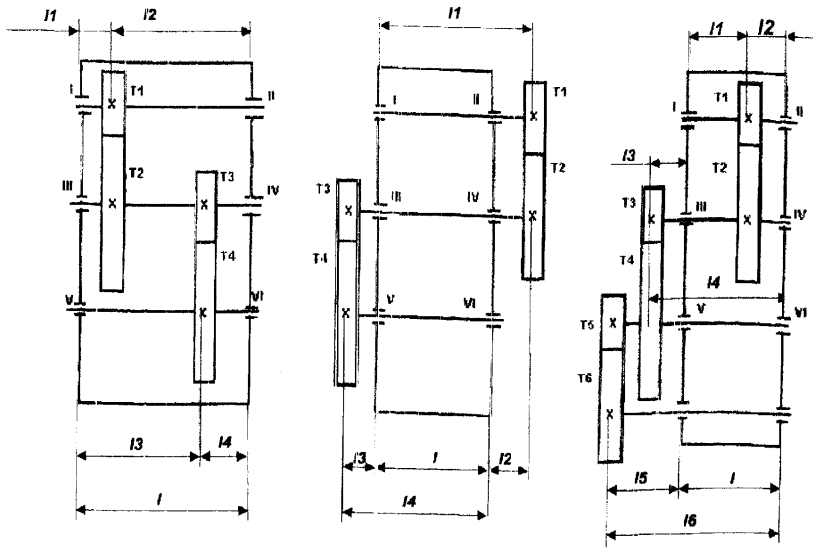
Закаленная сталь по закаленной стали	0,06
Сталь по стали	0,05…0,1
Сталь uo бронзе, бронза по бронзе	0,07…0,1
Сталь но текстолиту	0,12
Сталь по полимерным материалам	0,06…0,1

5.4 **Реакции в опорах**

При работе механизмов в опорах валов зубчатых передач возникают реакции, значения которых зависят от вида передачи, усилий в зацеплениях зубчатых пар и распо ложения зубчатых колес относительно опор.

1. Опоры валов прямозубых передач внешнего зацепления.

Возможны три варианта расположения колес относительно опор: в пролете (рисунок5.2а), консольное (рисунок 5.2б), комбинированное (рисунок 5.2в).



а б в

Рисунок 5.2

Нагрузка в опорах при расположении колес по рисунку 5.2а:

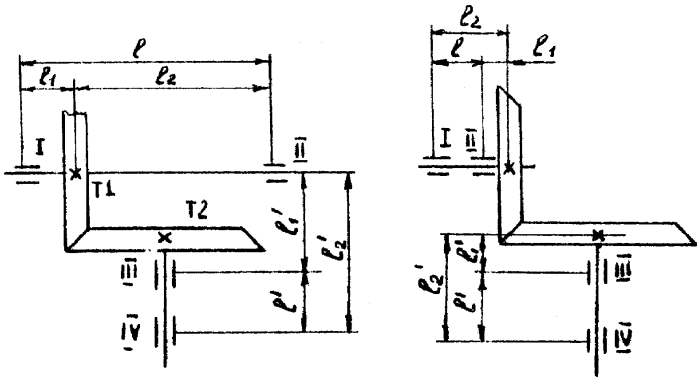
Номер опоры	Радиальная нагрузка, Н
I	$Q_1 = l_2 \sqrt{F_{t21}^2 + F_{r21}^2} / l$
II	$Q_{II} = l_1 \sqrt{F_{t21}^2 + F_{r21}^2} / l$
III	$Q_{III} = \sqrt{(F_{1-2} l_2 - F_{43} l_4)^2 + (F_{r12} l_2 + F_{r43} l_4)^2} / l$
IV	$Q_{IV} = \sqrt{(F_{1-2} l_1 - F_{43} l_3)^2 + (F_{r12} l_1 + F_{r43} l_4)^2} / l$
V	$Q_V = l_4 \sqrt{F_{t34}^2 + F_{r34}^2} / l$
VI	$Q_{VI} = l_3 \sqrt{F_{t34}^2 + F_{r34}^2} / l$

Нагрузки в опорах при расположении колес по рисунку 5.2б:

Номер опоры	Радиальная нагрузка, Н
I	$Q_1 = l_2 \sqrt{F_{t21}^2 + F_{r21}^2} / l$
II	$Q_{II} = l_1 \sqrt{F_{t21}^2 + F_{r21}^2} / l$
III	$Q_{III} = \sqrt{(F_{1-2} l_2 - F_{43} l_4)^2 + (F_{r12} l_2 + F_{r43} l_4)^2} / l$
IV	$Q_{IV} = \sqrt{(F_{1-2} l_1 - F_{43} l_3)^2 + (F_{r12} l_1 + F_{r43} l_3)^2} / l$
V	$Q_V = l_4 \sqrt{F_{t34}^2 + F_{r34}^2} / l$
VI	$Q_{VI} = l_3 \sqrt{F_{t34}^2 + F_{r34}^2} / l$

Нагрузки в опорах при расположении колес по рисунку 5.2в:

Номер опоры	Радиальная нагрузка, Н
I	$Q_1 = l_2 \sqrt{F_{t21}^2 + F_{r21}^2} / l$
II	$Q_{II} = l_1 \sqrt{F_{t21}^2 + F_{r21}^2} / l$
III	$Q_{III} = \sqrt{(F_{1-2} l_2 - F_{43} l_4)^2 + (F_{r12} l_2 + F_{r43} l_4)^2} / l$
IV	$Q_{IV} = \sqrt{(F_{1-2} l_1 - F_{43} l_3)^2 + (F_{r12} l_1 + F_{r43} l_3)^2} / l$
V	$Q_V = \sqrt{(F_{34} l_4 + F_{65} l_5)^2 + (F_{r65} l_6 - F_{r34} l_4)^2} / l$
VI	$Q_{VI} = \sqrt{(F_{34} l_3 + F_{65} l_5)^2 + (F_{r65} l_5 - F_{r34} l_3)^2} / l$
VII	$Q_{VII} = l_6 \sqrt{F_{t56}^2 + F_{r56}^2} / l$
VIII	$Q_{VIII} = l_5 \sqrt{F_{t56}^2 + F_{r56}^2} / l$



5.5.Конические передачи. (рисунок 5.3)

а **б**

Рисунок 5.3

Нагрузки в опорах при расположении колес по рисунку 5.3а

Номер опоры	Радиальная нагрузка	Осевая нагрузка
I	$Q_1 = \sqrt{(0{,}5F_{x1}d_{m1} + F_{r1}l_2)^2 + (F_1 l_2)^2} / l$	F_{x1}
II	$Q_{II} = \sqrt{(0{,}5F_{x1}d_{m1} + F_{r1}l_1)^2 + (F_1 l_1)^2} / l$	
III	$Q_{III} = \sqrt{(F_{r2}l_2' - 0{,}5F_{x2}d_{m2})^2 + (F_2 l_2')^2} / l'$	F_{x2}
IV	$Q_{III} = \sqrt{(F_{r2}l_1' - 0{,}5F_{x2}d_{m2})^2 + (F_2 l_1')^2} / l'$	

Нагрузки в опорах при расположении колес по рисунку 5.3б:

Номер опоры	Радиальная нагрузка	Осевая нагрузка
I	$Q_I = \sqrt{(0{,}5F_{x1}d_{m1} - F_{r2}l_2)^2 + (F_1 l_2)^2} / l$	F_{x1}
II	$Q_{II} = \sqrt{(0{,}5F_{x1}d_{m1} - F_{r1}l_1)^2 + (F_1 l_1)^2} / l$	
III	$Q_{III} = \sqrt{(F_{r2}l_2' - 0{,}5F_{x2}d_{m2})^2 + (F_2 l_2')^2} / l'$	F_{x2}
IV	$Q_{III} = \sqrt{(F_{r2}l_1' - 0{,}5F_{x2}d_{m2})^2 + (F_2 l_1')^2} / l'$	

5.6 Червячная передача (рисунок 5.4).

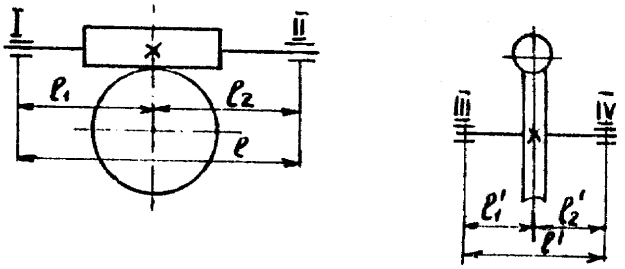


Рисунок 5.4

Составляющие полных нагрузок:

Номер опоры	Составляющие от силы		
	F_t	F_r	F_x
I	$R_I = R_{II} = F_{t2}\dfrac{d_1}{2l}$	$R'_I = F_r\, l_2/l$	$P_I = F_{x2}\, l_2/l$
II		$R'_{II} = F_r\, l_1/l$	$P_{II} = F_{x2}\, l_1/l$
III	$R_{III} = R_{IV} = F_{t1}\dfrac{d_2}{2l'}$	$R'_{III} = F_r\, l'_2/l$	$P_{III} = F_{x1}\, l'_2/l$
IV		$R'_{IV} = F_r\, l'_1/l$	$P_{VI} = F_{x1}\, l'_1/l$

Результирующие нагрузки на опоры:

Номер опо-ры	Правое направление линии витка червяка при вращении			
	по часовой стрелке		против часовой стрелки	
	Радиальная нагрузка, Н	Осевая нагрузка, Н	Радиальная нагрузка, Н	Осевая нагрузка, Н
I	$Q_I = \sqrt{P_I^2 + (R_I - R'_1)^2}$	F_{t2}	$Q_I = \sqrt{P_I^2 + (R_I + R'_1)^2}$	F_{t2}
II	$Q_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + (R_{II} + R'_{II})^2}$		$Q_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + (R_{II} - R'_{II})^2}$	
III	$Q_{III} = \sqrt{P_{III}^2 + (R_{III} - R'_{III})^2}$	F_{t1}	$Q_{III} = \sqrt{P_{III}^2 + (R_{III} + R'_{III})^2}$	F_{t1}
IV	$Q_{IV} = \sqrt{P_{IV}^2 + (R_{IV} + R'_{1V})^2}$		$Q_{IV} = \sqrt{P_{IV}^2 + (R_{IV} - R'_{1V})^2}$	

Номер опо-ры	Левое направление линии витка червяка при вращении			
	по часовой стрелке		против часовой стрелки	
	Радиальная нагрузка, Н	Осевая нагрузка, Н	Радиальная нагрузка, Н	Осевая нагрузка, Н
I	$Q_I = \sqrt{P_I^2 + (R_I + R'_1)^2}$	F_{t2}	$Q_I = \sqrt{P_I^2 + (R_I - R'_1)^2}$	F_{t2}
II	$Q_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + (R_{II} - R'_{II})^2}$		$Q_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + (R_{II} + R'_{II})^2}$	
III	$Q_{III} = \sqrt{P_{III}^2 + (R_{III} + R'_{III})^2}$	F_{t1}	$Q_{III} = \sqrt{P_{III}^2 + (R_{III} - R'_{1III})^2}$	F_{t1}
IV	$Q_{IV} = \sqrt{P_{IV}^2 + (R_{IV} - R'_{1V})^2}$		$Q_{IV} = \sqrt{P_{IV}^2 + (R_{IV} + R'_{1V})^2}$	

Электродвигатели

Электродвигатели - генераторы типа ДГ

Технические характеристики		ДГ-0,1А	ДГ-0.5ТА	ДГ-1ТА	ДГ-2ТА	ДГ-3ТА	ДГ-5ТА
Напряжение питнания, В	обмоток возбуждения двигателя и тахогенератора	36	36	36	36	36	36
	управления двигателя	30	30	30	30	30	30
Частота, Гц		400	400	400	400	400	400
Полезная мощность двигателя, Вт		0,07	0,5	1,0	2,0	3,0	5,0
Вращающий момент • 10^4 , Н м		0,83	3,67	6,37	11,94	35,8	79,6
Пусковой момент • 10^4 Н·м при температуре	(+20 ±5)°С	2,548	9,8	15,68	33,32	88,2	215,6
	(+100±5)°С	1,96	8,82	15,68	31,36	78,4	215,6
Момент инерции вращающихся частей •10^8 ,кг·м²		4,9	12,74	7,84	10,78	36,26	39,2
Электромеханическая постоянная времени, мс		120	100	68	68	36	30
Скорость вращения, об/мин	при нормальной температуре	8000	13000	15000	16000	8000	6000
	при температуре + 100 °С	7000	12000	14000	15000	6000	5000
Гарантийный срок службы, ч: при температуре	от −60°С до+100°С	500	500	500	500	500	500
	от 60°С до + 70°С	1500	1500	1500	1500	1500	1500

Электродвигатели - генераторы типа АДТ

Технические характеристики		АДТ-1	АДТ-1А	АДТ-1Б	АДТ-С
Напряжение питания обмоток,В	тахогенератора	110	5 5	110	110
	управления двигателя	110	110	110	110
Частота, Гц		400 - 500	400 - 500	400 - 500	400 - 500
Полезная мощность двигателя,Вт		32	32	13	13
Вращающий момент • 10^4, Н м		78,4	78,4	194	194
Пусковой момент •10^4 ,Н·м		147	147	296	296
Момент инерции вращающихся частей •10^8 ,кг м^2					
Скорость вращения, об/мин		4000	4000	4000	4000
Гарантийный срок службы,ч		2000	2000	2000	2000

Электродвигатель асинхронный с полым ротором управляемый типа ДИД

Технические характеристики		ДИД-0. 1ТА	ДИД-0,5ТА	ДИД-0,6ТА	ДИД--1ТА	ДИД-2ТА	ДИД-3ТА	ДИД-5ТА
Напряжение питания обмоток, В	возбуждения	36 ±2, 9	36±2,9	36±2.9	36±2,9	36±2,9	36±2,9	36±2,9
	управления	30	30	30	30	30	30	30
Частота, Гц		400	400±8	400±8	400±8	400±8	400±8	400±8
Полезная мощность двигателя, Вт		0,1	0,5	0,6	1, 0	2,0	3,0	5
Вращающий момент • 10^{4}, Н ▪ м		1, 47	3,43	6,37	8,82	18,. 0	54,8	117,6
Пусковой момент • 10^{4}, Н ▪ м		2,55		9,8		34, 0		215,6
при температуре +20 ±5 °С			6,86		15.68		88,2	
при температуре +100 5 °С			2,548		13,72		78,4	
Момент инерции вращающихся частей • 10^{8}, кг.▪ м²		2.,205	4,41	7,35	6,86	8,8	23,5	245
Электромеханическая пост. времени , мс		90	80	50	38	32	26	52
Скорость вращения, об / мин при температуре +20±5 °С		12000	14000	16000	18000	18000	8000	6000
Гарантийный срок службы ,ч при температуре, °С	+100	500	500	500	500	500	500	250
	от -60 до +70	1500	1000		1500	1500	1500	

Асинхронный управляемый электродвигатель с полым ротором типа АДП

Технические характеристики	АДП – 024А	АДП 023	АДП 023Б	АДП-023А	АДП -120	АДП-123	АДП 123Б	АДП-1	АДП-124А	АДП-124Б	АДП-262	АДП-263А	АДП-362	АДП-363	АДП –563
Напряжение питания, В	40	110	110	40	110	110	110	120	40	110	110	36	110	36	36
Частота, Гц	1000	500	500	500	400	400	400	500	1000	1000	50	500	50	500	500
Полезная мощность двигателя, Вт	4,5	2,1	4,3	4,3	2,4	4,1	8,9	3,7	5,35	15	9,5	27,7	19	46,4	62
Вращающий момент • 10^4 , Н • м	53,9	44,1	58,9	58,9	58,8	98	142	39,2	63,76	122,6	490	392	931	735	981
Пусковой момент • 10^4 , Н • м		73,5	73,5	73,5			167	53,9	142	186,4	833	588	1666	833	
Момент инерции вращающихся частей • 10^8 , кг • м ^{2}								765			1660	1660	3900	3900	11800
Электромеханическая постоянная времени, мс								48			55	32	6	50	82
Скорость вращения, об / мин	8000	4500	7000	7000	4000	4000	6000	9000	8000	12000	1850	6000	1950	6000	6000
Гарантийный срок службы, ч	50	2000	2000	2000	2000	1500	1500	200	50	50	2000	1500	2000	1500	

Электродвигатель асинхронный с полым ротором управляемый типа ЭМ

Технические характеристики	ЭМ-0,2	ЭМ-0,5	ЭМ-1МТ	ЭМ-2МТ	ЭМ-2М	эм-2-12	эм-4А	эм-4м	эм-8м	эм-8-12	эм-15 м	ЭМ-15 МТ	ЭМ-25М	ЭМ-50М
Напряжение питания обмоток возбуждения , В	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115
Частота, Гц	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
Полезная мощность, Вт:	0,2	0,5	1,0	2,0	2,0	2,0	4,0	4,0	8,0	8,0	15,0	15,0	25	50
Вращающий момент•10^4, Н• м	9,8	24,5	44,1	44,1	47,7	38,2	137,2	117,6	196,0	127,4	362,6	362,6	568,4	490
Пусковой момент•10^4, Н• м	19,6	49,0	63,7	147	117,6	63,7	274,0	215,6	313,6	176,4	588	588	882	1176
Момент инерции вращающихся частей •10^8, кг •	6,5	20,0	23,7	51,0	51,0	51,0	127,4	127,4	205,8	205,8	345	345	519,14	1421
Электромеханическая постоян-ная времени, с	0,02	0,015	0,015	0,020	0,025	0,04	0,04	0,025	0,030	0,045	0,04	0,035	0,04	0,05
Скорость вращения, об/мин	2500	2000	2500	4000	4000	5000	3300	3300	4000	6000	4000	4000	4200	5000
Гарантийный срок службы, ч :		400	400	400	400	500	400	500	400	500	400	400	400	400

Электродвигатель синхронный гистерезисный типа Г

Технические характеристики	**Г-31**	**Г32**	**Г-33**	**Г- 201**	**Г-202**	**Г-203**	**Г-205**	**Г-210**	**ЭГ-10**	**ГСД-321-6**			**ГСД-322-6**		**МГ-30-400**
Напряжение питания, В	220	40(32)	220	115	127	127	220	40	40	40	36	60	55	30	115
Частота, Гц	50	500(400)	50	400	50	50	50	500	500	360	300	400	400	200	400
Полезная мощность, Вт	4,0	16(12,8)	7,0	2,0	2	1,5	1,0	3,5	8,2	10	8	15	10	5	30
Вращающий момент •10^4, Н•м	127,3	206	223	24,5	63,7	49	31,9	44,1	78	530	429	119	716	119	265
Скорость вращения, об/мин	3000	7500 (6000)	3000	8000	3000	3000	3000	7500	10000	7200	6000	8000	8000	4000	11000
Гарантийный срок службы, ч	3000	1000	5000	500	5000	5000	5000	1000	500	2000	2000	2000	600	600	500

Электродвигатели синхронные

Технические характеристики	**ДС -1**	**СРД-2**	ДСД60	ДСД 1/300	ДСД2	СД-09М
Напряжение питания, В	220	24	220	220	220	127/220
Частота, Гц	50	50	50	50	50	50
Полезная мощность двигателя, Вт	0,02	0,012	0,0123	$6{,}85.10^{-5}$	0,014	
Номинальный вращающий момент, Н •м	0,098		$1{,}96.10^{-3}$	0,196	0,0687	0.028
Максимальный вращающий момент, Н•м		0,0686				0.078
Пусковой момент, Н•м	0,098	0,049				
Скорость вращения, об / мин	2,0	2,0	60	1/300	2,0	3000
Гарантийный срок службы, ч:	длит.	1 год				

Электродвигатели постоянного тока типа ДПР

Тип электродвигателя	Скорость вращения, об/ми	Момент инерции ротора •10^8 кг·м^2	Напряжение питания, В									
			3,0		6,0		12,0		14,0		27,0	
			N,Вт	T•10^4 Н·м.	N,Вт	T•10^4 Н·м.	N,Вт	T•10^4 Н·м.	N,Вт	T•10^4 Н·м.	N,Вт	T•10^4 Н·м.
ДПР-1	9000		0,185	1,962	0,185	1,962						
	6000		0,123		0,123							
	4500		0,092		—	—						
	2500		0,051		—	—						
ДПР-2	9000	7,0	0,74	7,848	0,924	9,81	0,924	9,81				
	6000		0,493		0,616		0,616					
	4500		0,37		0,462		0,462					
	2500		0,205		0,257		—	—				
ДПР-3	9000	20,0			1,387	14,71	1,85	19,62	1,85	19,62	1,85	19,62
	6000				0,924		1,233		1,233		1,233	
	4500				0,693		0,924		0,924		0,924	
	2500				0,385		0,514		0,514		—	—
ДПР-4	9000	57,0			3,698	39,24	4,62	49,05	4,62	49,05	4,62	49,05
	6000				2,465		3,082		3,082		3,082	
	4500				1,85		2,311		2,311		2,311	
	2500				1,027		1,284		1,284		1,284	
ДПР-5	9000	170,0			—	—	9,245	98,10	9,245	98,1	9,245	98,1
	6000				4,93	78,48	6,164		6,164		6,164	
	4500				3,698		4,623		4,623		4,623	
	2500				2,055		2,568		2,568		2,568	
ДПР-6	9000	360,0			—	—	14,79	157,0	14,79	157,0	18,49	196,2
	6000				9,862	157,0	12,33	196,2	12,33	196,2	12,33	
	4500				7,396		9,25		9,25		9,25	
	2500				4,109		5,136		5,136		5,136	
ДПР-7	9000	780,0			—	—	27,74	284,3	27,73	294,3	36,98	392,4
	6000				—	—	24,65	392,4	24,65	392,4	24,65	
	4500				13,87	294,3	18,49		18,49		18,49	
	2500				10,27	392,4	10,27		10,27		10,27	

Электродвигатели постоянного тока типа СД, ОД

Технические характеристики	**ОД-7**	**СД-8**	**СД-10А**	**СД-20**	**СД-10В**	**СД-10Г**	**СД-10Л**
Напряжение питания, В	27	27	27	27	27	27	27
Номинальная мощность, Вт	7	8	20	20	20	20	20
Вращающий момент ·10^4,Н · м	102	127	324	319	324	324	324
Скорость вращения, об/мин	7000	5500	6000	6000	6000	6000	6000
Режим работы	Длит.	Длит.	П/кр.	Длит.	П/кр.	Длит.	П/кр.
Гарантийный срок службы, ч	1000	400	500	500	400	450	500
Масса, кг	0,4	0,5	0,5	0,9	0,4	0,5	0,4
Момент инерции вращающихся частей ·10^8, кг · м^2			39	125	39		42
Электромех. постоянная, с			0,02	0,011	0,02	0,02	0,02

Электродвигатели постоянного тока типа СЛ

Технические характеристики	СЛ-121	СЛ-161	СЛ-163	СЛ-221	СЛ-329	СЛ-261	СЛ-281	СЛ-267	СЛ-367
Напряжение питания, В:	110	110	110	110	24	110	24	110	110
Полезная мощность, Вт	5	7,5	8,3	13	23,5	24	26	27	32
Вращающий момент • 10^4 ,Н • м	137,3	206	225,6	343	981	637,6	490,5	637,6	1226
Скорость вращения, об/мин	3500-5500	3500-5500	3500-5500	3600-4200	2300-2900	3600-4600	5200-6200	3800-4400	2500-3000
Гарантийный срок службы, ч	1500	1500	1500	2000	2000	2000	2000	2000	2000

Технические характеристики	СЛ-569К	СЛ-361	СЛ-369	СЛ-365	СЛ-525	СЛ-571К	СЛ-563	СЛ-569	СЛ-621	СЛ-661
Напряжение питания, В:	110	110	110	110	110	24	110	110	110	110
Полезная мощность, Вт	36	50	55	56	78	95	110	160	172	230
Вращающий момент • 10^4 ,Н • м	4120	1570	1472	1668	1962	4120	2747	4660	6867	9074
Скорость вращения, об/мин	850-1050	3000 3600	3000-4200	3240-3960	3800-4400	2200	3800-4400	3300-4000	2400-2700	2400-2750
Гарантийный срок службы, ч	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000

Электродвигатели постоянного тока с регулятором скорости типа ДРВ

Технические характеристики	ДРВ-0,5	ДРВ-3К	ДРВ-5	ДРВ-8	ДРВ-20	ДРВ-25	ДРВ-45	ДРВ-60	ДРВ--150	ДРВ-300
Напряжение питания, В	27									
Полезная мощность, Вт	0,515	3,08	5	8	20,5	25	45	61,5	150	300
Вращающий момент•10^4, Н • м	4,9	29,4	47,6	76,5	196	402	613	589	1913	3826
Скорость вращения, об/мин	10000	10000	10000	10000	10000	6000	7000	10000	7500	7500
Момент инерции вращающихся частей•10^6,кг•$м^2$	27,47	2,75	2,2	2,94	14,7	24,5	72,6	72,6	179,5	571,9
Электромеханическая постоянная времени, с	0,3	0,18	0,2	0,25	0,48	0,28	0,45	0,31	1,43	1,28
Гарантийный срок службы, ч	200	75	200	100цкл	400	400	500	500	400	400
Масса, кг	0,35	0,22	0,35		0,8	1,5			3,2	4,7
Режим работы	длит	П-к	длит	Кратк.	Длит.	Прод.	Длит.	Длит.	Прод.	Прод.

Электродвигатели постоянного тока типа Д

Технические характеристики	Д-0,1	Д-0,16 А	Д-5	Д-7	Д-25А	Д-25-1С	Д-40	Д-50А	Д-55
Напряжение питания, В	2,8	4,5	27	27,5	27	27	27	27	27
Номинальный момент •10 ^{4},Н · м	4,9	6,37	41,2	102	399	285	687	412	952
Номинальная мощность, Вт	0,092	0,2	5	7	25	20	50	50	55
Скорость вращения, об/мин	1500	3000	12000	7000	6000	8400	7000	11400	4500
Режим работы	Длит.	Цикл.	Длит.	Длит	Длит.	Прод	Прод.	П/кр.	Длит.
Гарантийный срок службы, ч	200		250	1500	1000	1000	70	500	1080
Масса, кг	0,1				0,7	0.9	0,8	1,3	1,5

Технические характеристики	**Д-75**	**Д-100-3**	**Д-100-8**	**Д-100-10**	**Д-120**	**Д-160**	**Д-200-8**
Напряжение питания, В	27	27	27	27	27	27	27
Номинальный момент •10 ^{4} ,Нм	956	2649	1080	814	7848	2060	2354
Номинальная мощность, Вт	75	100	90	80	120	160	200
Скорость вращения, об/мин	7500	3000	8000	9500	1200	5500	8000
Режим работы	П/кр.	Прод.	Прод.	Прод.		П/кр.	Прод..
Гарантийный срок службы, ч	500	500	500	400	50	25цикл	10
Масса, кг	1,4	2,6	3,0	2,0		1,8	3,5

Технические характеристики	**Д-250-8**	**2Д-7**	**3Д-7**
Напряжение питания, В	27	27,5	27,5
Номинальный момент •10^{4} ,Н · м	2943	102	102
Номинальная мощность, Вт	250	7	7
Скорость вращения, об/мин	8000	7000	7000
Режим работы	Прод.	Длит.	П/кр.
Гарантийный срок службы, ч	500	500	50000цикл
Масса, кг	3,6		