

Министерство образования Российской Федерации
Томский государственный
архитектурно-строительный университет

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТ
МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА**

Методические указания к практическим занятиям

Составитель Д.В. Шабанов

Томск 2010

Кинематический и силовой расчёт механического привода: методические указания / Сост. Д.В. Шабанов. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2010. – 22 с.

Рецензент к.т.н А.А. Никифоров

Редактор Е.Ю. Глотова

Методические указания к практическому изучению дисциплины СД.Ф.6 «Детали машин» для студентов специальностей: 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство»; 270113 «Механизация и автоматизация строительства»; 190205 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»; 150405 «Машины и оборудование лесного комплекса»; 250303 «Технология деревообработки» очной формы обучения.

Печатаются по решению методического семинара кафедры прикладной механики и материаловедения № 8 от 03.11. 2010.

Утверждены и введены в действие проректором по учебной работе В.В. Дзюбо

с 01.01.2011
до 30.12.2016

Оригинал-макет подготовлен автором.

Подписано в печать
Формат 60×84. Бумага офсет. Гарнитура Таймс.
Уч.-изд. л. 1,16. Тираж 50 экз. Заказ №

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.
Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.
634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15.

ВВЕДЕНИЕ

Практическая работа студентов является неотъемлемой составляющей целостного процесса обучения, которая организуется, направляется, регламентируется и контролируется учебным процессом, основанным на государственном стандарте.

Профессиональная подготовка будущих специалистов зависит не только от объёма полученных знаний, но и от умения студентов самостоятельно применить эти знания на практике, умения анализировать научную и методическую литературу, делать выводы.

Государственные образовательные стандарты определяют практическую работу студентов как эффективное направление повышения качества образования. Практическая работа способствует формированию у будущих специалистов самостоятельных навыков в приобретении новых знаний и их использовании в своей будущей профессиональной деятельности, развивает творческие способности студентов, является стимулом к самообразованию.

Видами практической работы являются: выполнение курсовых проектов, курсовых работ, контрольных работ, подготовка к лабораторным работам.

Работая самостоятельно над решением поставленных преподавателем задач, студент закрепляет свои теоретические знания и практические навыки.

При изучении дисциплины «Детали машин» применяются различные виды контроля практической работы студентов:

- текущий контроль по каждой теме (осуществляется на каждом практическом занятии в виде выдачи преподавателем контрольной работы, проверки плана выполнения курсового проекта, курсовой работы, уровня готовности к лабораторным и практическим занятиям;

- промежуточный контроль знаний по завершении выполнения контрольной работы, очередного раздела курсового проекта, курсовой работы, лабораторной работы проводится в виде индивидуального опроса;

- итоговый контроль проходит в виде семестровой защиты курсового проекта, курсовой работы, сдачи зачёта, экзамена.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЁТЫ

Техническое задание на проектирование механизма или машины студент получает у преподавателя. В техническом задании могут быть заявлены основные требования: силовые, габаритные, экономические, эргономические или часть из них, которые должны быть обеспечены при проектировании.

Расчёт механического привода для машины обычно начинают с выбора электродвигателя и определения общего передаточного числа.

Затем по выбранной или заданной кинематической схеме разбивают общее передаточное число по отдельным ступеням. Исходными данными для разбивки служат вращающий момент и угловая скорость рабочего вала, указываемые в задании на проектирование. Иногда эти величины не даны, но могут быть определены по другим характеристикам: например, для конвейера могут быть заданы скорость цепи, её натяжение и диаметр звёздочки. Задание на проектирование привода может содержать некоторые дополнительные сведения, в частности, характер нагрузки, режим работы машины, привод к которой проектируют, кинематическая схема привода.

В процессе проектирования следует выполнить необходимые расчёты, выбрать наилучшие параметры схемы и разработать **конструкторскую документацию** (сборочный чертёж, чертежи трёх сборочных деталей, пояснительную записку и др.), необходимых для изготовления элементов привода.

И с х о д н ы е д а н н ы е (рис. 1.1, $a-z$): F_t (Н) — окружная сила на барабане ленточного или на звёздочке цепного конвейера; V (м/с) — скорость движения ленты или цепи; D_6 (мм) — диаметр приводного барабана; $z_{зв}$ — число зубьев и $p_{зв}$ (мм) — шаг тяговой звёздочки;

(рис. 1.1, $d-ж$): T_B (Н·м) — вращающий момент на выходном валу; n_B (мин⁻¹) — частота вращения выходного вала редуктора.

Выбор электродвигателя. Для выбора электродвигателя определяют его требуемую мощность $P_{э.тр}$ и частоту вращения $n_{э.тр}$.

Потребляемую мощность P_B (кВт) привода (мощность на выходе) определяют по формуле

$$P_B = F_t v / 10^3 \text{ или}$$

$$P_B = \omega \cdot T, \text{ где } \omega = \frac{\pi \cdot n_B}{30}.$$

Тогда требуемая мощность электродвигателя (кВт)

$$P_{\text{э.тр}} = \frac{P_B}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n$ – общее КПД привода.

Здесь $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n$ – КПД отдельных звеньев кинематической цепи, ориентировочные значения которых с учетом потерь в подшипниках можно принимать по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Тип передачи	η
Зубчатая (с опорами, закрытая):	
цилиндрическая	0,96...0,98
коническая	0,95...0,97
Планетарная (закрытая):	
одноступенчатая	0,9...0,95
двухступенчатая	0,85...0,9
Червячная (закрытая) при передаточном числе:	
свыше 30	0,7...0,8
свыше 14 до 30	0,75...0,85
свыше 8 до 14	0,8...0,9
Ремённая (все типы)	0,94...0,96
Цепная	0,92...0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99

Если на данном этапе работы затруднительно определить передаточное число червячной передачи, то предварительно можно принять $\eta = 0,8$.

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{э.тр}} = n_B \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdots,$$

где u_1, u_2, u_3 — передаточные числа кинематических пар привода.

Предварительно вычисляют частоту вращения n_b , мин⁻¹, приводного вала (рис. 1.1, а—з) или выходного вала редуктора (рис. 1.1, д—ж):

$$n_b = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot \nu}{\pi \cdot D_{\delta}} \quad \text{или} \quad n_b = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot \nu}{\pi \cdot D_{зв}}$$

где $D_{зв} = \frac{P_{зв}}{\sin(180^\circ/z_{зв})}$ — диаметр тяговой звездочки, мм.

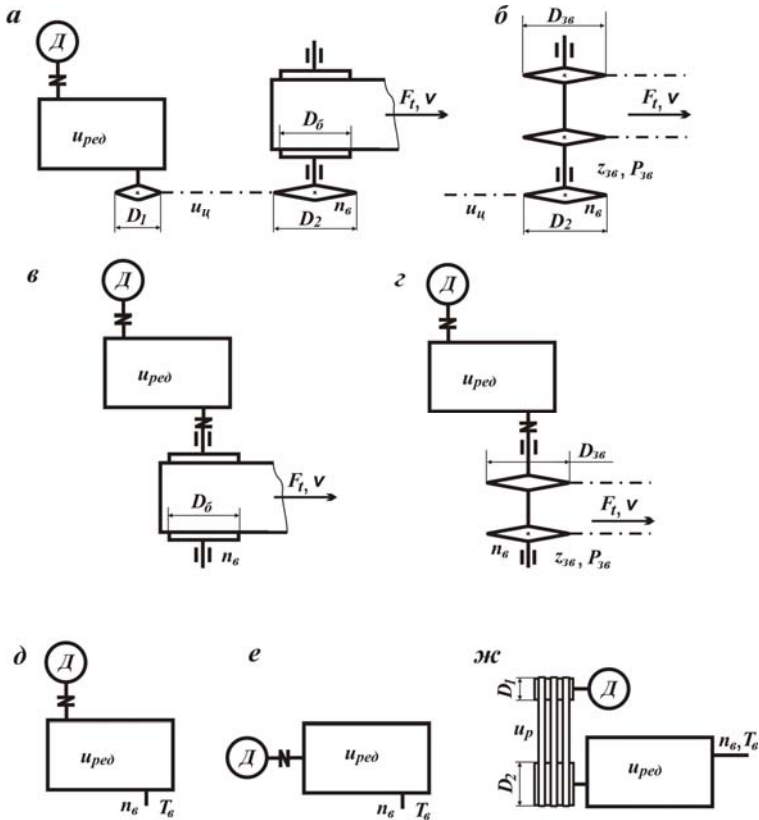


Рис. 1.1

Разбивку передаточного числа привода по ступеням с учётом кинематических возможностей передачи осуществляют согласно

табл. 1.2. На данном этапе расчёта следует руководствоваться рекомендуемыми значениями передаточных чисел из графы $u_{рек}$.

Таблица 1.2

Вид передачи	Твёрдость зубьев	Передаточное число	
		$u_{рек}$	$u_{пред}$
Зубчатая цилиндрическая:			
тихоходная ступень во всех редукторах (u_m)	≤ 350 HB	2,5...5,6	6,3
	40...56 HRC	2,5...5,6	6,3
	56...63 HRC	2...3	5,6
быстроходная ступень в редукторах по развёрну- той схеме (u_6)	≤ 350 HB	3,15...5,6	8
	40...56 HRC	3,15...5	7,1
	56...63 HRC	2,5...4	6,3
быстроходная ступень в соосном редукторе (u_6)	≤ 350 HB	4...6,3	8
	40...56 HRC	4...6,3	7,1
	56...63 HRC	3,15...5	6,3
Коробка передач	Любая	1...2,5	3,15
Коническая зубчатая	≤ 350 HB	1...4	6,3
	≥ 40 HRC	1...4	5
Червячная	—	16...50	80
Цепная	—	1,5...3	4
Ремённая	—	2...3	5

Передаточные числа зависят от скорости передачи и твёрдости колёс. Поэтому на данном этапе расчёта твёрдость колёс можно принять среднюю, если в задании она не задана. Передаточное число также можно брать ближе к среднему из приведённого диапазона. При этом следует учитывать, что для стандартных редукторов и выпускаемых крупной серией значения передаточных чисел следует согласовывать с рядом передаточных чисел зубчатых передач согласно ГОСТ 2185—66*, табл. 1.3, и червячных передач согласно ГОСТ 2144—76*, табл. 1.4. Для редукторов, выпускаемых единично или мелкой серией, значения передаточных чисел могут быть нестандартные.

Таблица 1.3

Значения передаточных чисел зубчатых передач ГОСТ 2185—66*									
1-й ряд	1,00	1,25	1,6	2,00	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	1,12	1,40	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

Таблица 1.4

Значения передаточных чисел червячных передач ГОСТ 2144—76*											
1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	53	80
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	33,5	45	56	71	

Далее по выбранным параметрам и по табл. 1.5 (Технические данные двигателей серии АИР (тип/асинхронная частота вращения, мин⁻¹)) подбирают электродвигатель с мощностью P , кВт, и частотой вращения n , мин⁻¹, ротора ближайшими к $P_{э,тр}$ и $n_{э,тр}$. При подборе P допускается перегрузка двигателя до 8 % при постоянной и до 12 % при переменной нагрузке.

Таблица 1.5

Мощность P , кВт	Синхронная частота, мин ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
0,37	—	—	71A6/915	—
0,55	—	71A4/1357	71B6/915	—
0,75	71A2/2820	71B4/1350	80A6/920	90LA8/695
1,1	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/695
1,5	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,2	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112MA8/709
3	90L2/2850	100S4/1410	112MA6/950	112MB8/709
4	100S2/2850	100L4/1410	112MB/950	132S8/716
5,5	100L2/2850	112M4/1432	132S6/960	132M8/712
7,5	112M2/2895	132S4/1440	132M6/960	160S8/727 ³
11	132M2/2910	132M4/1447	160S6/970 ⁴	160M8/727 ³
15	160S2/2910 ¹	160S4/1455 ²	160M6/970 ⁵	180M8/731
18,5	160M2/2910 ¹	160M4/1455 ²	180M6/980 ³	—
22	180S2/2919 ¹	180S4/1462 ³	—	—
30	180M2/2925 ¹	180M4/1470 ¹	—	—

Примечания. 1. Отношение максимального вращающего момента к номинальному $T_{\max}/T = 2,2$; отмеченных знаками: ¹ $T_{\max}/T = 2,7$; ² $T_{\max}/T = 2,9$; ³ $T_{\max}/T = 2,4$; ⁴ $T_{\max}/T = 2,5$; ⁵ $T_{\max}/T = 2,6$.
 2. Пример обозначения двигателя «Двигатель АИР100L2 ТУ 16-525.564-84»

Может получиться так, что требуемая частота $n_{\text{э.тр}}$ окажется примерно в середине между двумя стандартными значениями. Тогда следует сравнить размеры обоих двигателей. Обозначения двигателей в табл. 1.5 содержат две или три цифры, после которых приведены буквы, затем снова цифра, например: 90L2, 100S4, 112M6. Цифрами обозначен размер h — высота оси вала от опорной поверхности лапок двигателя. Буквы обозначают установочный размер по длине станины: S — короткая станина, M — средняя станина, L — длинная станина, A — короткий сердечник, B — длинный сердечник, и цифра после букв обозначает число полюсов. Рекомендуют выбирать электродвигатель с меньшим числом в обозначении (с меньшей высотой h). Масса, размеры и стоимость такого двигателя меньше.

Если же это число у обоих двигателей одинаковое, надо выбрать двигатель с меньшей частотой вращения вала. Масса, размеры и стоимость обоих двигателей примерно одинаковые, а передаточные числа и, следовательно, размеры элементов передачи будут меньше.

Пример. Выбрать электродвигатель для привода ленточного конвейера (рис. 1.2): $F_t = 10\,000$ Н; $v = 0,63$ м/с; $D_6 = 500$ мм. Термообработка зубчатых колес редуктора — улучшение (твердость зубьев < 350 НВ).

Решение. Определяем мощность на выходе

$$P_{\text{в}} = F_t v / 10^3 = 10\,000 \cdot 0,63 / 10^3 = 6,3 \text{ кВт.}$$

Общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{з}}^2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{оп}},$$

где $\eta_{\text{ц}}$ — КПД цепной передачи; $\eta_{\text{з}}$ — КПД зубчатой передачи; $\eta_{\text{м}}$ — КПД муфты; $\eta_{\text{оп}}$ — КПД опор приводного вала.

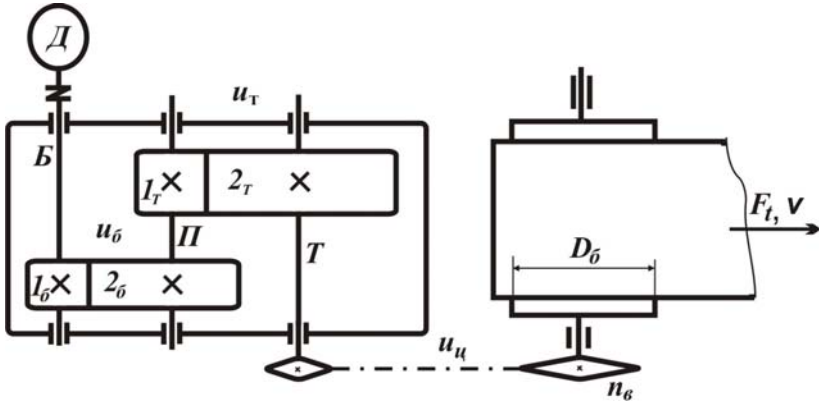


Рис. 1.2

По табл. 1.1: $\eta_{ц} = 0,93$; $\eta_{з} = 0,97$; $\eta_{м} = 0,98$; $\eta_{оп} = 0,99$.

Тогда

$$\eta_{общ} = 0,93 \cdot 0,97^2 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,849.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{э.тр} = \frac{P_{в}}{\eta_{общ}} = 6,3 / 0,849 = 7,42 \text{ кВт}.$$

Определяем частоту вращения приводного вала

$$n_{в} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v}{\pi \cdot D_{б}} = 6 \cdot 10^4 \cdot 0,63 / (3,14 \cdot 500) = 24,1 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемую частоту вращения вала электродвигателя вычислим, подставляя в формулу для $n_{э.тр}$ средние значения передаточных чисел из рекомендуемого диапазона для цепной и двух зубчатых передач из рекомендуемого ряда (табл. 1.2).

Принимаем $u_{ц} = 2,25$ – передаточное число цепной передачи, $u_{г} = 3,7$ – передаточное число тихоходной и $u_{б} = 4,4$ – передаточное число быстроходной ступеней цилиндрического двухступенчатого редуктора.

$$n_{\text{э.тр}} = n_{\text{в}} \cdot u_{\text{ц}} \cdot u_{\text{т}} \cdot u_{\text{б}} = 24,1 \cdot 2,25 \cdot 3,7 \cdot 4,4 = 882,78 \text{ мин}^{-1},$$

По табл. 1.5 выбираем *двигатель АИР132М6 ТУ 16 – 525.564 – 84*:
 $P_{\text{дв}} = 7,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 960 \text{ мин}^{-1}$.

Уточнение передаточных чисел привода

После выбора $n_{\text{дв}}$ определяют общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{в}}}.$$

Полученное расчетом общее передаточное число распределяют между редуктором и другими передачами, между отдельными ступенями редуктора.

Если в кинематической схеме, кроме редуктора (коробки передач), имеется цепная или ременная передача, то предварительно назначенное передаточное число передачи $u_{\text{предв}}$ не изменяют, принимая $u_{\text{предв}} = u_{\text{ц}}$ или $u_{\text{предв}} = u_{\text{р}}$, а уточняют передаточное число редуктора

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{предв}}}.$$

Если в схеме привода отсутствует ременная или цепная передача, то передаточное число редуктора

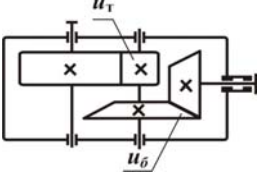
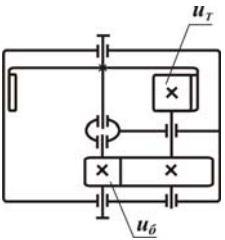
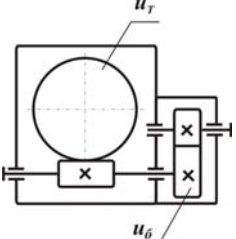
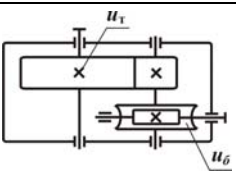
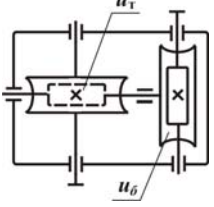
$$u_{\text{ред}} = u_{\text{общ}}.$$

Передаточные числа $u_{\text{б}}$ быстроходной, $u_{\text{п}}$ промежуточной, и $u_{\text{т}}$ тихоходной ступеней двухступенчатых и трёхступенчатых редукторов определяют по соотношениям табл. 1.6.

Таблица 1.6

Редуктор	Кинематическая схема	Передаточное число		
		u_B	u_{II}	u_T
1. Двухступенчатый цилиндрический по развёрнутой схеме		$\frac{u_{ред}}{u_T}$		$0,88\sqrt{u_{ред}}$
2. Двухступенчатый цилиндрический. Быстрходная передача выполнена с раздвоенным потоком мощности		$\frac{u_{ред}}{u_T}$		$0,88\sqrt{u_{ред}}$
3. Двухступенчатый цилиндрический соосный		$\frac{u_{ред}}{u_T}$		$0,9\sqrt{u_{ред}}$
4. Соосный двухпоточный цилиндрический		$\frac{u_{ред}}{u_T}$		$0,9\sqrt{u_{ред}}$
5. Трёхступенчатый цилиндрический по развёрнутой схеме		$\frac{u_{ред}}{u_{II} \cdot u_T}$	$\sqrt[3]{u_{ред}}$	$0,88 \cdot u_{II}$

Продолжение табл. 1.6

Редуктор	Кинематическая схема	Передаточное число		
		u_B	u_{II}	u_T
6. Коническо-цилиндрический		$\frac{u_{ред}}{u_T}$		$0,63\sqrt[3]{u_{ред}^2}$
6. Двухступенчатый цилиндрический соосный с внутренним зацеплением		$2\sqrt[3]{u_{ред}}$		$\frac{u_{ред}}{u_B}$
7. Цилиндрическо-червячный		$1,6\div 3,15$		$\frac{u_{ред}}{u_B}$
8. Червячно-цилиндрический		$\frac{u_{ред}}{u_T}$		$1,6\div 3,15$
9. Червячный двухступенчатый		$\frac{u_{ред}}{u_T}$		$0,88\sqrt{u_{ред}}$

Редуктор	Кинематическая схема	Передаточное число		
		u_B	u_{II}	u_T
10. Планетарный двухступенчатый $u_{ред} \leq 25$ $25 < u_{ред} \leq 63$ $u_{ред} > 63$		4 $u_{ред}/6,3$ 10		$u_{ред}/4$ 6,3 $0,1 u_{ред}$

Пример. Уточнить передаточные числа привода по результатам предыдущего примера (рис. 1.2).

Решение. Имеем $n_B = 24,1 \text{ мин}^{-1}$, $n_{дв} = 960 \text{ мин}^{-1}$.

Тогда

$$u_{общ} = \frac{n_{дв}}{n_B} = 960/24,1 = 39,83.$$

Передаточное число цепной передачи принимаем по $u_{ц} = 2,25$, тогда передаточное число редуктора

$$u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_{ц}} = 39,83/2,25 = 17,70.$$

По формулам из табл. 1.4 имеем:

$$u_T = 0,88\sqrt{u_{ред}} = 0,88\sqrt{17,7} = 3,7;$$

$$u_B = \frac{u_{ред}}{u_T} = 17,7/3,7 = 4,78.$$

В случае, если редуктор трёхступенчатый (табл. 1.6) уточнение передаточных чисел осуществляется следующим образом:

$$u_{общ} = \frac{n_{дв}}{n_B}.$$

Передаточное число цепной передачи $u_{ц}$ не меняем, тогда передаточное число редуктора

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{ц}}}.$$

По формулам из табл. 1.6 находим:

$$u_{\text{II}} = \sqrt[3]{u_{\text{ред}}};$$

$$u_{\text{T}} = 0,88 \cdot u_{\text{II}};$$

$$u_{\text{Б}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{II}} \cdot u_{\text{T}}}.$$

Определение частоты вращения и вращающих моментов на валах привода

Частота вращения быстроходного вала, $n_{\text{Б}}$, двух- и трёхступенчатых редукторов (шестерни быстроходной передачи $n_{1\text{Б}}$)

$$n_{\text{Б}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{ц}}}.$$

Если в заданной схеме между двигателем и редуктором отсутствует ремённая или цепная передача, то $n_{\text{Б}} = n_{\text{дв}}$.

Частота вращения промежуточного вала n_{II} двухступенчатого редуктора (колеса быстроходной передачи $n_{2\text{Б}}$, шестерни тихоходной передачи $n_{1\text{T}}$)

$$n_{\text{II}} = \frac{n_{\text{Б}}}{u_{\text{Б}}}.$$

Частота вращения тихоходного вала n_{T} двухступенчатого редуктора (колеса тихоходной передачи $n_{2\text{T}}$)

$$n_{\text{T}} = \frac{n_{\text{II}}}{u_{\text{T}}}.$$

Частота вращения промежуточного быстроходного вала $n_{\text{ПБ}}$ трёхступенчатого редуктора (колеса быстроходной передачи $n_{2\text{Б}}$, шестерни промежуточной передачи $n_{1\text{П}}$):

$$n_{\text{ПБ}} = \frac{n_{\text{Б}}}{u_{\text{Б}}}.$$

Частота вращения промежуточного тихоходного вала $n_{\text{ПТ}}$ трёхступенчатого редуктора (колеса промежуточной передачи $n_{2\text{П}}$, шестерни тихоходной передачи $n_{1\text{Т}}$):

$$n_{\text{ПТ}} = \frac{n_{\text{ПБ}}}{u_{\text{П}}}.$$

Частота вращения тихоходного вала $n_{\text{Т}}$ трёхступенчатого редуктора (колеса тихоходной передачи $n_{2\text{Т}}$):

$$n_{\text{Т}} = \frac{n_{\text{ПТ}}}{u_{\text{Т}}}.$$

Для проверки правильности вычислений определяем частоту вращения приводного вала привода:

$$n_{\text{в}} = \frac{n_{\text{Т}}}{u_{\text{ц}}}$$

Если в заданной схеме между редуктором и ведомым валом отсутствует ремённая или цепная передача, то $n_{\text{в}} = n_{\text{Т}}$.

Если полученное значение отличается от заданного не более чем на 3 %, то расчёт выполнен верно.

Вращающий момент $T_{\text{в}}$ (Н·м) на приводном валу:

$$T_{\text{в}} = \frac{10^{-3} F_t D_6}{2} \text{ или } T_{\text{в}} = \frac{10^{-3} F_t D_{3\text{в}}}{2}.$$

Момент на тихоходном валу T_T (колесе тихоходной передачи T_{2T}):

$$T_T = \frac{T_B}{\eta_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot u_{\text{ц}}} \quad \text{или} \quad T_T = \frac{T_B}{\eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot u_{\text{р}}},$$

где: $\eta_{\text{оп}}$ – КПД опор приводного вала; $\eta_{\text{ц}}, \eta_{\text{р}}$ и $u_{\text{ц}}, u_{\text{р}}$ – соответственно КПД и передаточное число цепной или ремённой передачи.

Если в заданной схеме между редуктором и ведомым валом отсутствует ремённая или цепная передача,

$$T_T = \frac{T_B}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{оп}}},$$

где $\eta_{\text{м}}$ – КПД муфты.

Момент на промежуточном валу T_{II} двухступенчатого редуктора (колесе быстроходной передачи $T_{2Б}$, шестерне тихоходной передачи T_{1T}):

$$T_{\text{II}} = \frac{T_T}{\eta_{3T} \cdot u_T}.$$

Момент на промежуточном тихоходном валу T_{III} трёхступенчатого редуктора (колесе промежуточной передачи $T_{2\text{II}}$, шестерне тихоходной передачи T_{1T}):

$$T_{\text{III}} = \frac{T_T}{\eta_{3T} \cdot u_T},$$

где η_{3T} – КПД зубчатой передачи тихоходной ступени.

Момент на промежуточном быстроходном валу T_{IV} трёхступенчатого редуктора (колесе быстроходной передачи $T_{2Б}$, шестерне промежуточной передачи $T_{1\text{II}}$):

$$T_{\text{ПБ}} = \frac{T_{\text{ПТ}}}{\eta_{\text{ЗП}} \cdot u_{\text{П}}},$$

где $\eta_{\text{ЗП}}$ – КПД зубчатой передачи промежуточной ступени.

Момент на быстроходном валу $T_{\text{Б}}$ трёхступенчатого редуктора (шестерне быстроходной передачи $T_{\text{ИБ}}$):

$$T_{\text{Б}} = \frac{T_{\text{ПБ}}}{\eta_{\text{ЗБ}} \cdot u_{\text{Б}}},$$

где: $\eta_{\text{ЗБ}}$ – КПД зубчатой передачи быстроходной ступени.

Момент на быстроходном валу $T_{\text{Б}}$ двухступенчатого редуктора (шестерне быстроходной передачи $T_{\text{ИБ}}$):

$$T_{\text{Б}} = \frac{T_{\text{П}}}{\eta_{\text{ЗБ}} \cdot u_{\text{Б}}}.$$

Пример. Рассчитать частоты вращения и вращающиеся моменты на валах привода по результатам предыдущего примера (рис. 1.2).

Определяем частоту вращения быстроходного вала $n_{\text{Б}}$:

$$n_{\text{Б}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{u_{\text{и}}} = \frac{960}{2,25} = 426,77 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем частоту вращения промежуточного вала $n_{\text{П}}$:

$$n_{\text{П}} = \frac{n_{\text{Б}}}{u_{\text{Б}}} = \frac{426,77}{4,78} = 89,26 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем частоту вращения тихоходного вала $n_{\text{Т}}$:

$$n_{\text{Т}} = \frac{n_{\text{П}}}{u_{\text{Т}}} = \frac{89,26}{3,7} = 24,12 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем погрешность расчёта:

$$\Delta = \frac{n_T - n_B}{n_B} 100 \% = \frac{24,12 - 24,1}{24,1} 100 \% = 0,1 \%$$

Поскольку $0,1 \% < 3 \%$, следовательно, расчёт выполнен верно.

Определяем вращающий момент T_B (Н·м) на приводном валу:

$$T_B = \frac{10^{-3} F_t D_6}{2} = \frac{10^{-3} \cdot 10000 \cdot 500}{2} = 2500 \text{ Нм.}$$

Определяем вращающий момент T_T (Н·м) на тихоходном валу:

$$T_T = \frac{T_B}{\eta_{ц} \cdot \eta_{оп} \cdot u_{ц}} = \frac{2500}{0,93 \cdot 0,99 \cdot 2,25} = 1206,81 \text{ Нм.}$$

Определяем вращающий момент T_{Π} (Н·м) на промежуточном валу:

$$T_{\Pi} = \frac{T_T}{\eta_{зт} \cdot u_T} = \frac{1206,81}{0,97 \cdot 3,7} = 336,25 \text{ Нм.}$$

Определяем вращающий момент T_B (Н·м) на быстроходном валу:

$$T_B = \frac{T_{\Pi}}{\eta_{зб} \cdot u_B} = \frac{336,25}{0,97 \cdot 4,78} = 72,52 \text{ Нм.}$$

Вопросы для самопроверки

1. Каково назначение механических передач?
2. Дайте классификацию механических передач.
3. Как определяют передаточное отношение и КПД механических передач?
4. Почему передаточное число быстроходной передачи обычно больше тихоходной?
5. Почему КПД червячной передачи существенно ниже цилиндрической передачи?
6. Можно ли перегружать электрический двигатель и, если можно, то насколько?

7. Зачем делают уточнение передаточных чисел привода?
8. Какие потери имеют место в зубчатой передаче и чему равен её КПД?
9. Из какого материала изготавливают зубчатые колеса и их зубья?
10. Преимущества и недостатки цилиндрических зубчатых передач, область их применения.
11. Преимущества и недостатки конических зубчатых передач, область их применения.
12. Преимущества и недостатки червячных зубчатых передач, область их применения.
13. Преимущества и недостатки ременных передач, область их применения.
14. Преимущества и недостатки цепных передач, область их применения.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 447 с.

2. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 8-е изд., испр., – М.: Высшая школа, 2003. – 408 с.

Дополнительная литература

3. Дианов, Х.А. Детали машин: курс лекций / Х.А. Дианов, Н.Г. Ефремов, В.Г. Мицкевич. – М.: РГОТУПС, 2003. –124 с.

4. Детали машин и основы конструирования / Ерохин М.А. [и др.]. – М.: КолосС, 2004. – 463 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Кинематические расчёты	4
Техническое задание	4
Выбор электродвигателя	4
Уточнение передаточных чисел привода	11
Определение частоты вращения и вращающих моментов на валах привода	15
Вопросы для самопроверки	20
Список рекомендуемой литературы	21
Оглавление	22