

Поскольку для разных направлений подготовки специалистов или бакалавров отводится различное число часов на усвоение дисциплины и предусматриваются различные формы отчетности – курсовые проекты, курсовые работы, расчетно-графические и контрольные работы – преподаватель может варьировать сложность выдаваемых заданий по следующим направлениям:

- упрощение (усложнение) структурных схем приводов путем назначения определенного количества основных узлов, вида и количества ступеней редукторов, количества участков на графиках нагрузки, заданием типовых графиков нагрузки;

- освобождение студентов от определенных проверочных расчетов принципиального характера;

- привлечение к проведению громоздких однообразных расчетов средств автоматизированного проектирования;

- ограничение общего количества чертежей, их вида и форматов, например замена чертежа общего вида габаритным или эскизным чертежом;

- ограничение количества видов на чертежах, упрощение требований по их информативной загруженности, касающихся нанесения указаний технологического характера: точности обработки поверхностей, допусков формы, посадок и др.

Работа с данным пособием не исключает необходимости использования других, более объемных специализированных источников информации, рекомендуемый список которых приведен в конце пособия. Сказанное особо относится к заключительному этапу – оформлению графической части работы, где большую помощь могут оказать атласы типовых машиностроительных конструкций, имеющие удобный увеличенный формат и содержащие образцы выполнения сборочных и рабочих чертежей наиболее часто встречающихся узлов и деталей.

**Конкретные примеры расчетов приводятся на правых (нечетных) страницах пособия. Для адекватного восприятия учебного материала с экрана монитора рекомендуется включить просмотр в *двухстраничном режиме*.**

## **1 Кинематический расчет привода**

Цель кинематического расчета привода несколько шире той, которую подразумевает название раздела, поскольку помимо чисто кинематических параметров, таких как передаточные числа и частоты вращения, в ходе расчета определяют также энергетические и силовые параметры – передаваемые мощности и вращающие моменты на валах.

### **1.1 Исходные данные расчета**

Кинематический расчет проводят в соответствии со схемой привода и исходными данными из технического задания. На основе схемы задания необходимо подготовить ее рабочий вариант, что заключается в перерисовке и проставлении необходимых обозначений, которые в некоторых случаях могут радикально отличаться от приводимых на бланке задания. Цифрами нумеруют детали передач, входящих в состав привода, – зубчатые колеса, шкивы, звездочки – в порядке, определяемом логикой последовательной передачи движения от двигателя к приводному валу. Детали на приводном (выходном) валу, не входящие в состав передач привода (тяговые звездочки, барабан, ...), не нумеруют. По такому же принципу, используя цифры в кружочках, нумеруют валы привода, причем валу двигателя присваивают нулевой номер, иногда не указываемый на схеме. Рабочий вариант типовой кинематической схемы привода изображен на рис. 1.

Ниже, под кинематической схемой, изображают линейную структурную цепь привода, узлам которой присваивают по возможности краткие, mnemonicчески понятные обозначения, например: мф – муфта; ред – редуктор; Б – быстроходная ступень редуктора; Т – тихоходная ступень редуктора; РП – ременная передача; ЦП – цепная передача; ЧП – червячная передача; ОП – открытая передача (без указания типа); ОК – открытая коническая передача и т. д. Структурная цепь, благодаря своему линейному

виду, позволяет не запутаться в последовательности взаимодействия узлов, определяет последовательность расчета, а также упрощает процедуру индексации параметров, относящихся к тому или иному узлу.

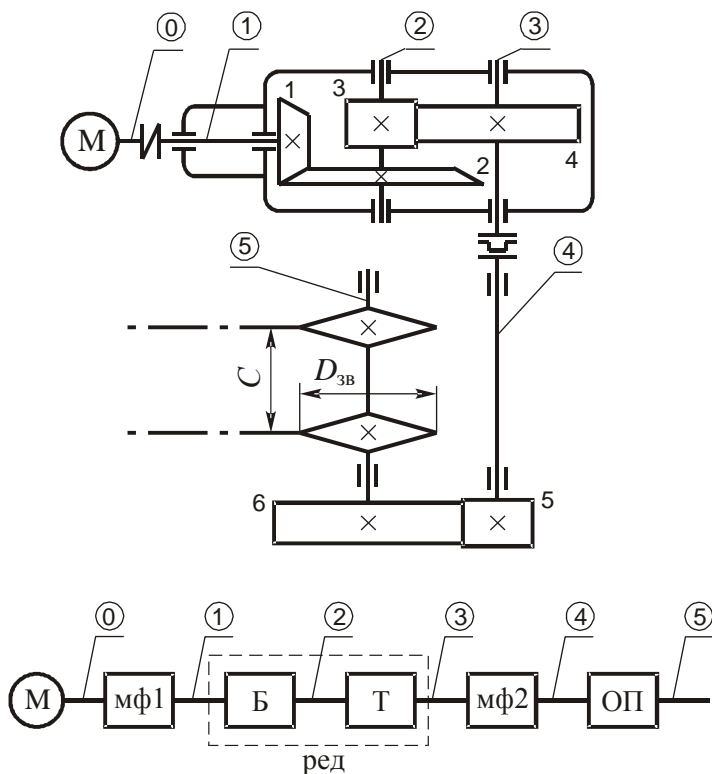


Рис. 1. Кинематическая схема и линейная структурная цепь привода

В качестве исходных данных кинематического расчета обычно выступают частота вращения выходного вала  $n_{\text{ВЫХ}}$  (об/мин) и передаваемая приводом мощность  $N_{\text{ВЫХ}}$  (кВт) либо

# Пример выполнения расчетов по проекту

ДГТУ, кафедра «Основы конструирования машин»

## ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

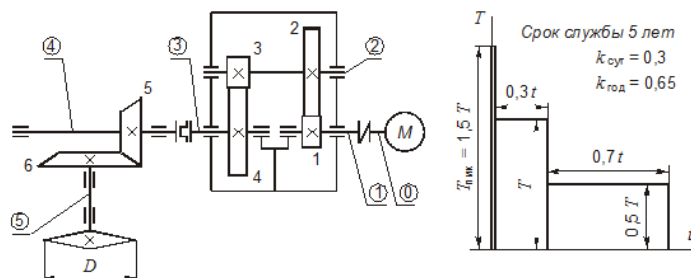
Студент Иванов И.И. группа ТКТ23

### ЗАДАНИЕ 3 ВАРИАНТ 7

Тема: «Расчет и проектирование привода к скребковому конвейеру»

Расчитать и спроектировать привод к скребковому конвейеру по приведенным кинематической схеме и графику нагрузки.

Привод состоит из электродвигателя, упругой втулочно-пальцевой муфты, двухступенчатого соосного редуктора с косозубыми колесами, кулачково-дисковой (крестовой) муфты, открытой прямозубой конической передачи, тягового органа конвейера – звездочки диаметром  $D$ . Цифрами пронумерованы детали передач, цифрами в кружках – валы.



Вариант	Исходные данные			К защите необходимо представить пояснительную записку и графическую часть, выполненную на четырех листах ватмана А1:
	Тяговое усилие $F_t$ , Н	Скорость цепи $V$ , м/с	Диаметр звездочки $D$ , мм	
1	3 000	1,20	800	- лист 1: редуктор, сборочный чертеж, А1 (три вида); - лист 2: чертеж общего вида привода, А1 (не менее двух видов); - лист 3: крышка корпуса редуктора, А1; - лист 4: вал выходной редуктора, А3; вал промежуточный редуктора, А3; колесо зубчатое редуктора, А3; крышка подшипника сквозная, А3; Обозначение проекта: ДМОК.ХХ0000.000 КП, где ХХ – две последние цифры номера зачетной книжки (или номера задания и варианта)
2	2 600	1,12	750	
3	4 300	1,08	750	
4	2 000	1,05	750	
5	5 000	1,00	750	
6	2 400	0,98	650	
7	3 800	1,10	700	
8	3 200	0,96	650	
9	3 600	1,02	700	
0	3 800	1,15	800	

Дата выдачи 11.02.19 Руководитель доц. А.М. Петров

связанные с ними иные параметры. Так, если заданы скорость движения  $V$  (м/с) тягового органа (цепи или ленты), делительный диаметр  $D_{3B}$  (мм) тяговых звездочек (или диаметр  $D_6$  барабана), полезная окружная сила  $F_t$  (Н), можно воспользоваться формулами:

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 V}{\pi D_{3B}}; \quad N_{\text{вых}} = F_t V \cdot 10^{-3}. \quad (1)$$

Если делительный диаметр звездочки не задан в условиях, его определяют по числу зубьев  $z_{3B}$  и шагу цепи  $t_{3B}$ :

$$D_{3B} = \frac{t_{3B}}{\sin(180^\circ / z_{3B})}.$$

## 1.2 Выбор электродвигателя

Чтобы перейти от параметров движения на выходном валу к параметрам движения вала двигателя, необходимо знать характеристики привода: передаточное число  $U$  и коэффициент полезного действия  $\eta$ .

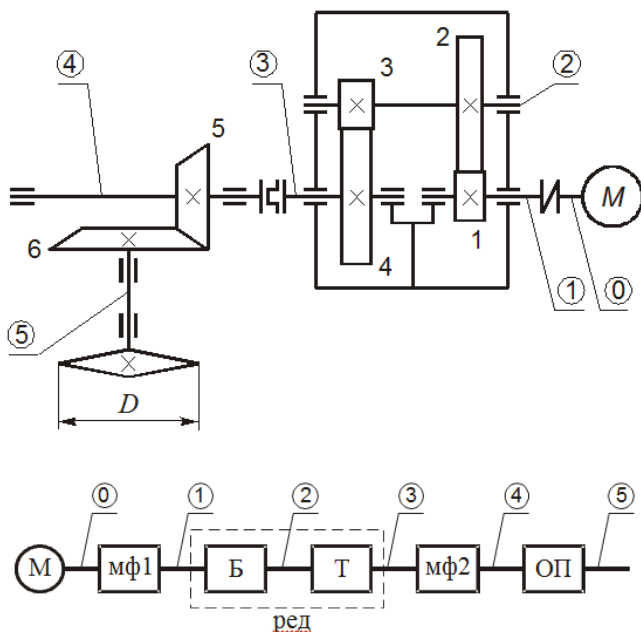
1.2.1 Предварительные значения (помечают штрихом) передаточных чисел отдельных узлов привода, составляющих линейную структурную цепь, задают по рекомендациям табл. 1. К примеру, для схемы на рис. 1 можно принять:  $u'_{\text{мф1}} = 1$ , так как муфта не изменяет частоту вращения валов;  $u'_{\text{ред}} = 18$ ;  $u'_{\text{мф2}} = 1$ ;  $u'_{\text{ОП}} = 4$ . В свою очередь, передаточное число двухступенчатого редуктора разбивают между его ступенями:

$$u'_B = \frac{\sqrt{u'_{\text{ред}}}}{k}; \quad u'_T = k \sqrt{u'_{\text{ред}}},$$

## 1 Кинематический расчет привода

### 1.1 Исходные данные расчета

Изображаем кинематическую схему и линейную структурную цепь привода. Выписываем основные данные.



Дано: тяговое усилие цепи  $F_t = 3800 \text{ Н}$ ;

скорость цепи  $V = 1,10 \text{ м/с}$ ;

делительный диаметр звездочки  $D = 700 \text{ мм}$ .

Частота вращения и мощность, передаваемая выходным валом привода:

где множитель  $k = 0,88$  для цилиндрических редукторов развернутой схемы;  $k = 0,95$  для цилиндрических соосных редукторов и  $k = 1,1$  для коническо-цилиндрических редукторов.

Общее передаточное число привода находят перемножением передаточных чисел его элементов. Соответствующая формула для рассматриваемого примера имеет вид:

$$U' = u'_{\text{мф1}}(u'_B u'_T) u'_{\text{мф2}} u'_{\text{ОП}}, \quad (2)$$

где произведение в скобках очевидно равно  $u'_{\text{ред}}$ .

Таблица 1

**Рекомендуемые значения передаточных чисел**

Вид передачи	Передаточное число	
	рекомендуемое	пределы
Редуктор цилиндрический		
- одноступенчатый	5	2 ... 8
- двухступенчатый	24	7,1 ... 50
- трехступенчатый	106	25 ... 250
Редуктор конический / коническо-цилиндрический		
- одноступенчатый	2,5	1 ... 6,3
- двухступенчатый	18	6,3 ... 40
- трехступенчатый	82	20 ... 200
Открытая цилиндрическая зубчатая передача	4	2 ... 8
Открытая коническая зубчатая передача	2,5	1 ... 6,3
Редуктор червячный		
- одноступенчатый	31,5	8 ... 80
- двухступенчатый	1000	100 ... 6300
Цепная передача	3	1,5 ... 10
Ременная передача	3	2 ... 8
Муфта механическая	1	1

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 V}{\pi D_{3\beta}}; \quad n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,10}{3,14 \cdot 700} = 30,03 \text{ об/мин};$$

$$N_{\text{вых}} = F_t V \cdot 10^{-3}; \quad N_{\text{вых}} = 3800 \cdot 1,10 \cdot 10^{-3} = 4,180 \text{ кВт}.$$

## 1.2 Выбор электродвигателя

1.2.1 По табл. 1 находим предварительные значения передаточных чисел: для двухступенчатого цилиндрического редуктора  $u'_{\text{ред}} = 24$ , а для открытой конической передачи  $u'_{\text{оп}} = 2,5$ . Передаточные числа муфт равны единице и могут просто не учитываться в расчетах.

Делим передаточное число редуктора между быст-роходной и тихоходной ступенями. В нашем случае редуктор соосный, поэтому коэффициент разделения  $k = 0,95$ .

$$u'_B = \frac{\sqrt{u'_{\text{ред}}}}{k}; \quad u'_B = \frac{\sqrt{24}}{0,95} = 5,157;$$

$$u'_T = k \sqrt{u'_{\text{ред}}}; \quad u'_B = 0,95 \sqrt{24} = 4,654.$$

Предварительное передаточное число привода

$$U' = u'_B \cdot u'_T \cdot u'_{\text{оп}}; \quad U' = 5,157 \cdot 4,654 \cdot 2,5 = 60,00.$$






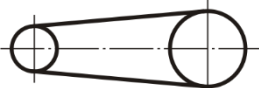
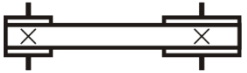

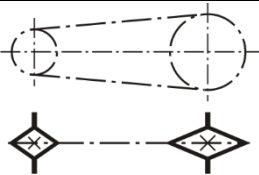
1.2.2 Коэффициент полезного действия привода определяется произведением КПД составляющих элементов:

$$\eta = \eta_{\text{мф1}}(\eta_{\text{Б}}\eta_{\text{Т}})\eta_{\text{мф2}}\eta_{\text{ОП}} \quad (3)$$

Частные значения КПД выбирают из табл. 2, где КПД элементов приведены с учетом потерь в подшипниках опор.

Таблица 2

**Условные обозначения элементов машин  
в кинематических схемах** (по ГОСТ 2.770 – 68)

Наименование элемента	Условное обозначение	КПД
Муфта упругая		0,98
Муфта кулачково-дисковая		0,98
Муфта зубчатая		0,98
Ременная передача		0,95...0,97  0,94...0,96
- плоскоремennая		
- клиноремennая		
Цепная передача		0,92...0,95 (в зависимости от условий смазки)

1.2.2 По табл. 2 выбираем КПД узлов привода, учитывая, что цилиндрические передачи в редукторе как правило косозубые, а в открытых передачах используют прямозубые цилиндрические или конические колеса.

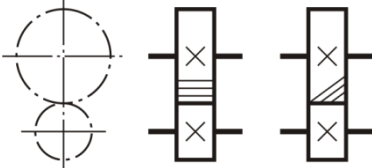
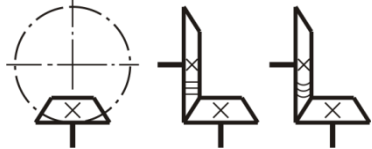
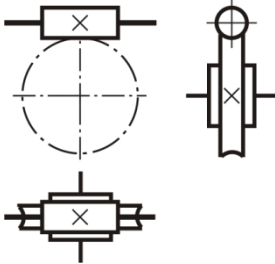

$$\eta_{мф1} = 0,98; \eta_B = 0,98; \eta_T = 0,98; \eta_{мф2} = 0,98; \eta_{оп} = 0,94.$$

Общий коэффициент полезного действия привода

$$\eta = \eta_{мф1} \eta_B \eta_T \eta_{мф2} \eta_{оп};$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,94 = 0,8670.$$

Окончание табл. 2

Наименование элемента	Условное обозначение	КПД
Цилиндрическая зубчатая передача (прямозубая и косозубая)		прямозубые: 0,95...0,98*  косозубые: 0,97...0,99
Коническая зубчатая передача (прямозубая и с круговыми зубьями)		прямозубые: 0,94...0,96* с круговыми зубьями: 0,96...0,98
Червячная передача		при $u > 40$ : 0,75...0,70*  при $u = 18...40$ : 0,82...0,75*  при $u = 10...18$ : 0,92...0,87*
Дополнительная пара подшипников - качения - скольжения		0,99 0,98

\* Меньшие значения назначают для передач открытого типа

1.2.3 Подбор электродвигателя ведут исходя из требуемой частоты вращения  $n_{\text{дв}}^{\text{тр}}$  и требуемой мощности  $N_{\text{дв}}^{\text{тр}}$ :

$$n_{\text{дв}}^{\text{тр}} = n_{\text{вых}} U'; \quad N_{\text{дв}}^{\text{тр}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta}. \quad (4)$$

1.2.3 Находим требуемые частоту вращения и мощность электродвигателя:

$$n_{дв}^{тр} = n_{вых} U'; \quad n_{дв}^{тр} = 30,03 \cdot 60,00 = 1802 \text{ об/мин};$$

$$N_{дв}^{тр} = \frac{N_{вых}}{\eta}; \quad N_{дв}^{тр} = \frac{4,180}{0,8670} = 4,821 \text{ кВт.}$$

Из табл. П1 приложений выбираем III группу двигателей с синхронной частотой вращения 1500 об/мин как наиболее близкую по частотам к  $n_{дв}^{тр} = 1802 \text{ об/мин.}$

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$ , кВт	Частота вращ. $n_{дв}$ , об/мин	Диаметр вала $d$ , мм	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Махов. мом. ротора $GD^2$ , кг·м <sup>2</sup>
<b>III. Синхронная частота <math>n = 1500</math> об/мин</b>						
4A71A4	0,55	1390	19	2	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
4A71B4	0,75	1390	19	2	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
4A80A4	1,1	1420	22	2	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4A80B4	1,5	1415	22	2	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
4A90L4	2,2	1425	24	2,08	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
4A100S4	3	1435	28	2	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
4A100L4	4	1430	28	2	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
4A112M4	5,5	1445	32	2	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A132S4	7,5	1455	38	2,2	3	0,11
4A132M4	11	1460	38	2,2	3	0,16
4A160S4	15	1465	48	1,38	2,28	0,41
4A160M4	18,5	1465	48	1,38	2,28	0,51
4A180S4	22	1470	55	1,38	2,28	0,76
4A180M4	30	1470	55	1,39	2,29	0,93
4A200M4	37	1475	60	1,4	2,5	1,47
4A200L4	45	1475	60	1,4	2,5	1,78
<b>IV. Синхронная частота <math>n = 3000</math> об/мин</b>						
4A63B2	0,55	2740	14	2,0	2,2	$36 \cdot 10^{-4}$
4A71A2	0,75	2840	19	2	2	$39 \cdot 10^{-4}$
4A71B2	1,1	2180	19	2	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$

Внутри группы выбираем ближайший двигатель, мощность которого не ниже требуемой, и выписываем его основные параметры:

Рассчитав требуемые параметры, из табл. П1 приложений выбирают одну из четырех групп двигателей, близких по частоте  $n_{\text{дв}}^{\text{тр}}$ . При этом  $n_{\text{дв}}^{\text{тр}}$  может быть как больше, так и меньше частот вращения двигателей группы. Среди двигателей группы выбирают конкретный двигатель, паспортная мощность которого не ниже требуемой. В спорных случаях допускается перегруз по мощности, не превышающий 8%.

Паспортные параметры выбранного двигателя выписывают отдельной строкой. Размеры двигателя, необходимые для габаритного чертежа или чертежа общего вида, приводятся в табл. П2.

1.2.4 Поскольку паспортная частота вращения может заметно отличаться от требуемой, после выбора электродвигателя необходимо уточнить передаточные числа привода. Общее *фактическое* передаточное число находят по формуле

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}. \quad (5)$$

Далее уточняют передаточные числа узлов. Наиболее простой, хотя и не всеми рекомендуемый способ, – произвести уточнение за счет передаточного числа одной из имеющихся открытых передач, в данном случае – за счет открытой цилиндрической передачи, оставив остальные передаточные числа прежними:

$$u_{\text{оп}} = \frac{U}{U'} u'_{\text{оп}}.$$

Уточненные передаточные числа передач рекомендуется занести в табличную форму:

$u_{\text{Б}}$	$u_{\text{Т}}$	$u_{\text{оп}}$	$U$

Тип – 4А112М4;  $N_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт}$ ;  $n_{\text{дв}} = 1445 \text{ об/мин}$ ;  
присоединительный диаметр вала двигателя  $d = 32 \text{ мм}$ .

#### 1.2.4 Уточнение передаточных чисел

Уточненное передаточное число привода

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}; \quad U = \frac{1445}{30,03} = 48,12.$$

Коррекцию передаточного числа привода произведем за счет коррекции передаточного числа открытой конической передачи:

$$u_{\text{оп}} = \frac{U}{U'}, \quad u'_{\text{оп}}; \quad u_{\text{оп}} = \frac{48,12}{60,00} \cdot 2,5 = 2,005.$$

Окончательно имеем:

$u_{\text{Б}}$	$u_{\text{Т}}$	$u_{\text{оп}}$	$U$
5,157	4,654	2,005	48,12

### 1.3 Расчет частот вращения, передаваемых мощностей и вращающих моментов на валах привода

1.3.1 Расчет частот вращения валов привода ведут исходя из его структуры (см. рис 1). Частота вращения каждого последующего вала отличается от частоты вращения предыдущего на передаточное число того узла, который разъединяет данные валы:

$$n_0 = n_{\text{дв}}; \quad n_1 = \frac{n_0}{u_{\text{мф1}}}; \quad n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{Б}}};$$
$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{Т}}}; \quad n_4 = \frac{n_3}{u_{\text{мф2}}}; \quad n_5 = \frac{n_4}{u_{\text{ОП}}}.$$

Последнее значение, очевидно, должно совпасть с  $n_{\text{вых}}$ .

1.3.2 Мощности, передаваемые валами, необходимо рассчитывать не по паспортной мощности двигателя, а по реально потребляемой приводом, т. е. по требуемой мощности  $N_{\text{дв}}^{\text{тр}}$ . От вала к валу мощность падает, поскольку ее умножают на КПД того узла, который разъединяет валы:

$$N_0 = N_{\text{дв}}^{\text{тр}}; \quad N_1 = N_0 \eta_{\text{мф1}}; \quad N_2 = N_1 \eta_{\text{Б}};$$
$$N_3 = N_2 \eta_{\text{Т}}; \quad N_4 = N_3 \eta_{\text{мф2}}; \quad N_5 = N_4 \eta_{\text{ОП}}.$$

Последнее значение должно совпасть с  $N_{\text{вых}}$ .

1.3.3 Вращающие моменты (Н·м) на каждом  $k$ -м валу находят по формуле

$$T_k = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \frac{N_k}{n_k}.$$

### 1.3 Расчет частот вращения, передаваемых мощностей и вращающих моментов на валах привода

#### 1.3.1 Частоты вращения валов

$$n_0 = n_{\text{дв}}; \quad n_0 = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = \frac{n_0}{u_{\text{мф1}}}; \quad n_1 = \frac{1445}{1} = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_5}; \quad n_2 = \frac{1445}{5,157} = 280,2 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_T}; \quad n_3 = \frac{280,2}{4,654} = 60,21 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{\text{мф2}}}; \quad n_4 = \frac{60,21}{1} = 60,21 \text{ об/мин};$$

$$n_5 = \frac{n_4}{u_{\text{оп}}}; \quad n_5 = \frac{60,21}{2,005} = 30,03 \text{ об/мин}.$$

В качестве проверки должно выполняться равенство  $n_5 = n_{\text{вых}}$ , что и имеет место в данном случае.

#### 1.3.2 Мощности, передаваемые валами

$$N_0 = N_{\text{дв}}^{\text{тр}}; \quad N_0 = 4,821 \text{ кВт};$$

$$N_1 = N_0 \eta_{\text{мф1}}; \quad N_1 = 4,821 \cdot 0,98 = 4,725 \text{ кВт};$$

$$N_2 = N_1 \eta_5; \quad N_2 = 4,725 \cdot 0,98 = 4,631 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_2 \eta_T; \quad N_3 = 4,631 \cdot 0,98 = 4,538 \text{ кВт};$$

$$N_4 = N_3 \eta_{\text{мф2}}; \quad N_4 = 4,538 \cdot 0,98 = 4,447 \text{ кВт};$$

$$N_5 = N_4 \eta_{\text{оп}}; \quad N_5 = 4,447 \cdot 0,94 = 4,180 \text{ кВт},$$

что в точности совпадает с ранее найденным значением

$N_{\text{вых}}$ .



1.3.4 Результаты расчета параметров движения на валах заносят в приведенную ниже табличную форму. Столбец «Колесо» заполняют в последнюю очередь. В этом столбце указывают номера зубчатых колес, шкивов или звездочек (кроме тяговых), закрепленных на данном валу. Такая запись позволяет не задумываясь утверждать, что, к примеру, частота вращения шестерни 5 равна значению параметра  $n_4$ , а вращающие моменты на шестерне 3 и колесе 2 равны между собой и определяются параметром  $T_2$ .

Вал	Колесо	$n$ , об/мин	$N$ , кВт	$T$ , Н·м
0	—			
1	1(ш*)			
2	2(к), 3(ш)			
3	4(к)			
4	5(ш)			
5	6(к)			

\* Буквой «ш» в таблице обозначены шестерни, а буквой «к» - колеса.

### 1.3.3 Вращающие моменты на валах:

$$T_k = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \frac{N_k}{n_k} = 9554 \frac{N_k}{n_k}.$$

$$T_0 = 9554 \frac{N_0}{n_0}; \quad T_0 = 9554 \frac{4,821}{1445} = 31,88 \text{ Н·м};$$

$$T_1 = 9554 \frac{N_1}{n_1}; \quad T_1 = 9554 \frac{4,725}{1445} = 31,24 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 9554 \frac{N_2}{n_2}; \quad T_2 = 9554 \frac{4,631}{280,2} = 157,9 \text{ Н·м};$$

$$T_3 = 9554 \frac{N_3}{n_3}; \quad T_3 = 9554 \frac{4,538}{60,21} = 720,1 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = 9554 \frac{N_4}{n_4}; \quad T_4 = 9554 \frac{4,447}{60,21} = 705,6 \text{ Н·м};$$

$$T_5 = 9554 \frac{N_5}{n_5}; \quad T_5 = 9554 \frac{4,180}{30,03} = 1330 \text{ Н·м}.$$

Результаты расчетов заносим в таблицу:

Вал	Колесо	$n$ , об/мин	$N$ , кВт	$T$ , Н·м
0	—	1445	4,821	31,88
1	1(ш)	1445	4,725	31,24
2	2(к), 3(ш)	280,2	4,631	157,9
3	4(к)	60,21	4,538	720,1
4	5(ш)	60,21	4,447	705,6
5	6(к)	30,03	4,180	1330