

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ



ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ

Ю.А.Бойцов

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДОВ

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург

2012

УДК 621.81

ББК 34.44

Авторский шифр Б-77

Бойцов Ю.А. Предварительный расчет приводов. – СПб: НИУ ИТМО, 2012. – 26 с.

Изложена методика выбора электродвигателей, определения передаточных чисел всех передач, частот вращения в элементах привода.

Курсовое проектирование по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов всех специальностей всех форм обучения.

Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом Института холода и биотехнологий.



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики»

© Санкт-Петербургский технологический институт холодильной промышленности, 1992

© Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2003

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2012

© Ю.А.Бойцов, 2012

Цель работы

Выбор электродвигателя. Определение передаточных чисел всех передач и расчет частот вращения и моментов для элементов привода. Полученные на этом этапе результаты являются исходными данными для расчета привода.

1. Выбор электродвигателя

Для выбора электродвигателя надо определить потребную мощность привода и ориентироваться на заданную частоту вращения вала двигателя.

1.1. Полезная мощность привода P_n , измеряемая в киловаттах, приводится в задании. Для конвейеров P_n определяется:

$$P_n = W_0 v \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

где W_0 – тяговое усилие на приводном барабане или звездочках конвейера, Н;

v – скорость движения тягового элемента, м/с.

Это мощность на n -м (последнем) валу привода, например на валу приводного барабана конвейера.

1.2. Коэффициент полезного действия (КПД) привода, содержащего n валов,

$$\eta_{пр} = \eta_{1-n} = \eta_{1-2} \eta_{2-3} \eta_{(n-1)-n} \eta_{п.к}^p \eta_{п.с}^q, \quad (2)$$

где η_{1-2} – КПД передачи между 1-м и 2-м валами;

η_{2-3} – КПД передачи между 2-м и 3-м валами;

$\eta_{(n-1)-n}$ – КПД передачи между предпоследним и последним валами;

$\eta_{п.к}$ – КПД одной пары подшипников качения;

p – число пар подшипников качения в приводе;

$\eta_{п.с}$ – КПД одной пары подшипников скольжения;

q – число пар подшипников скольжения.

В табл. 1 приведены диапазоны приблизительных значений КПД различных механических передач, подшипников и соединительных муфт при номинальной их нагрузке. Из этой таблицы следует выбрать значения КПД передач, подшипников и муфт, входящих в заданную схему, и по формуле (2) определить КПД привода.

Таблица 1

Средние значения КПД механических передач, подшипников и соединительных муфт

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая с цилиндрическими колесами	0,96–0,98	0,93–0,95
Зубчатая с коническими колесами	0,95–0,97	0,92–0,94
Червячная с числом заходов на червяке:		
$z_1 = 1$	0,65–0,70	0,50–0,60
$z_1 = 2$	0,70–0,75	0,60–0,70
$z_1 = 4$	0,85–0,90	—
Цепная передача	0,95–0,97	0,90–0,93
Фрикционная передача	0,90–0,96	0,70–0,88
Ременная передача	—	0,95–0,97
Пара подшипников качения	0,99–0,995	
Пара подшипников скольжения	0,98–0,99	
Соединительная муфта	0,97–0,99	

Примечание. Значение КПД закрытых передач соответствует 8-й степени точности их изготовления; для передач, изготовленных по 7-й степени точности, КПД повышается на 1–1,5 %, по 9-й степени точности — понижается на 1–2 %.

Например, в схеме привода ленточного конвейера на рис. 1 имеются:

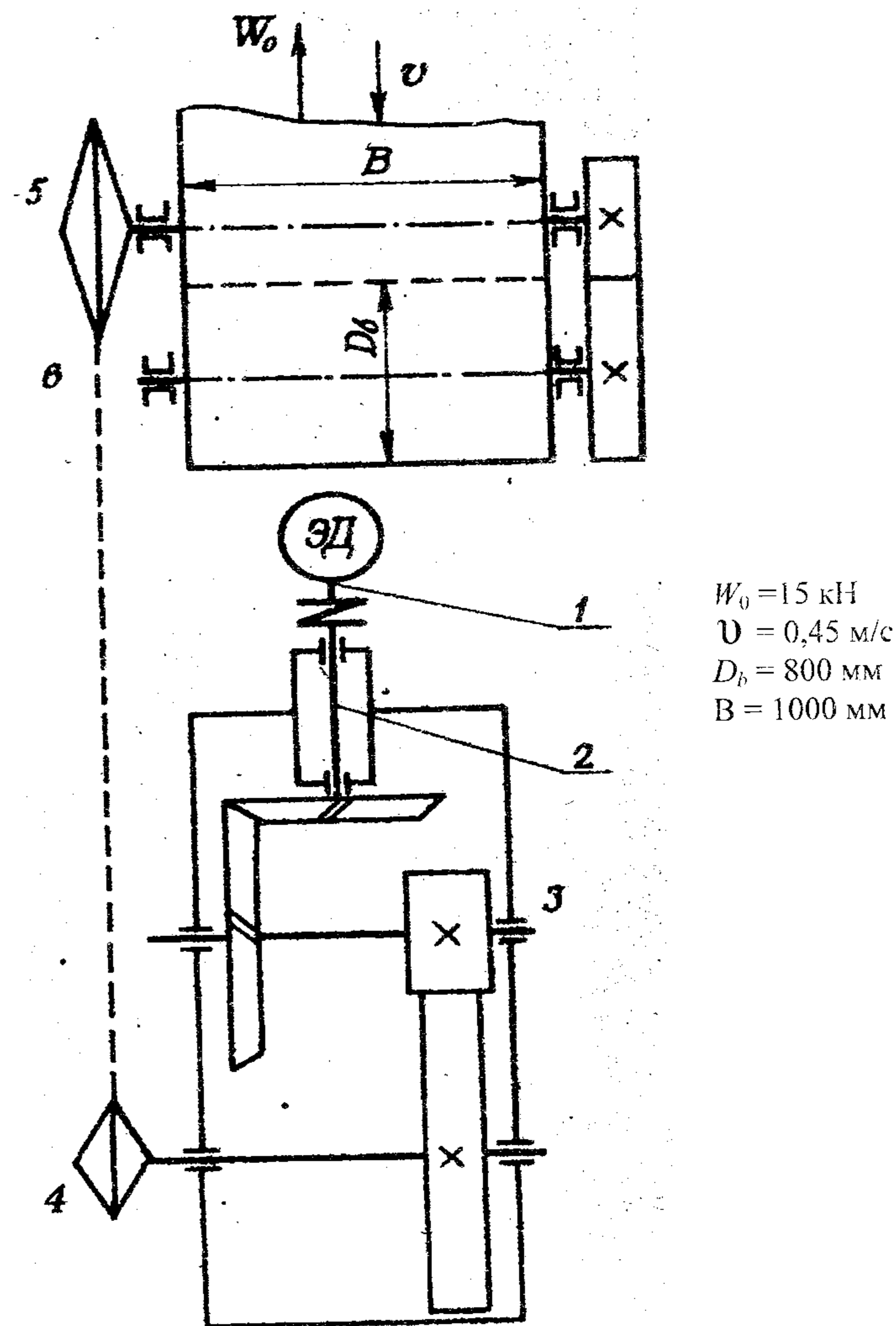


Рис. 1. Схема привода ленточного конвейера

– муфта упругая втулочно-пальцевая между 1-м и 2-м валами: для нее по табл. 1 можно принять $\eta_{1-2} = 0,99$;

– зубчатая коническая закрытая передача между валами 2 и 3; для нее примем $\eta_{2-3} = 0,96$;

– зубчатая цилиндрическая закрытая передача между валами 3 и 4; для нее примем $\eta_{3-4} = 0,97$;

– цепная открытая передача между валами 4 и 5; для нее $\eta_{4-5} = 0,93$;

– зубчатая цилиндрическая открытая передача между валами 5 и 6; для нее выберем $\eta_{5-6} = 0,95$;

– в приводе имеется три пары ($p = 3$) подшипников качения на валах 2, 3 и 4; для одной пары $\eta_{п.к} = 0,99$;

– на валах 5 и 6 установлены подшипники скольжения – всего 2 пары ($q = 2$), для них назначим $\eta_{п.с} = 0,98$.

Теперь КПД привода, выполненного по указанной схеме,

$$\begin{aligned}\eta_{пр} &= \eta_{1-6} = \eta_{1-2} \eta_{2-3} \eta_{3-4} \eta_{4-5} \eta_{5-6} \eta_{п.к}^3 \eta_{п.с}^2 = \\ &= 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98^2 = 0,758.\end{aligned}$$

Округлять полученный результат не следует, так как это внесет несогласованность в последующие вычисления.

1.3. Потребная мощность электродвигателя (мощность на 1-м валу) P_1 , измеряемая в киловаттах,

$$P_1 = \frac{P_n}{\eta_{пр}}, \quad (3)$$

или с учетом выражения (1)

$$P_1 = \frac{W_0 \cdot v \cdot 10^{-3}}{\eta_{пр}}.$$

Например, на рис. 1 потребная мощность

$$P_1 = \frac{15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,45 \cdot 10^{-3}}{0,758} = 8,90 \text{ кВт.}$$

1.4. Выбор электродвигателя.

По условиям работы (редкие пуски, отсутствие значительных динамических нагрузок) для общепромышленных приводов используют в основном трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором общего назначения единой серии 4А. Эти двигатели изготавливают в трех исполнениях:

1) исполнение 1М1081 предусматривает крепление двигателя на лапах;

2) исполнение 1М2081 допускает крепление на лапах или с помощью фланца;

3) исполнение 1М3081 предполагает только фланцевое крепление.

В табл. 2 даны технические характеристики двигателей. Для каждой марки электродвигателей указаны номинальная мощность $P_{ном}$ в киловаттах, номинальная частота вращения $n_{ном}$ в оборотах в минуту и отношение пускового момента к номинальному $T_{пуск}/T_{ном}$, которое определяет пусковые свойства двигателя: чем оно больше, тем надежнее осуществляется пуск приводимой машины и меньше времени занимает процесс пуска.

В табл. 3 и на рис. 2 приведены характерные размеры электродвигателей – габаритные, конструктивные и присоединительные.

В табл. 2 и 3 приведены данные, необходимые для выполнения курсового проекта.

Выбор двигателя производят по табл. 2. Выбираемый двигатель должен иметь номинальную мощность ближайшую большую по сравнению с определенной в п. 3, и синхронную частоту вращения, соответствующую заданию.

Условное обозначение двигателя включает следующие символы и обозначения: цифра 4 указывает порядковый номер се-

Таблица 2

Электродвигатели асинхронные серии 4А закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, мин ⁻¹														
	3000				1500				1000				750		
	Типо-размер	$n_{ном}$, мин ⁻¹	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типо-размер	$n_{ном}$, мин ⁻¹	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типо-размер	$n_{ном}$, мин ⁻¹	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типо-размер	$n_{ном}$, мин ⁻¹	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типо-размер	$n_{ном}$, мин ⁻¹	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$
0,75	71A2	2840		71B4	1390		80A6	915		90LA8	700		90LB8	700	1,6
1,10	71B2	2810		80A4	1420		90L6	935		100L8	700		112MA8	700	
1,50	80A2	2850		80B4	1415		100L6	950	2,0	112MB8	700		132S8	720	1,8
2,20	80B2	2850	2,0	90L4	1425		112MA6	955		132M8	720		160S8	730	1,4
3,00	90L2	2840		100S4	1435		112MB6	970		160M8	730		180M8	730	1,4
4,00	100S2	2880		100L4	1430		132S2	965		200L8	728		225M8	735	
5,50	100L2	2880		112M4	1445		132M6	975							
7,50	112M2	2900		132S4	1455		160S6	975							
11,0	132M2	2900	1,6	132M4	1460		160M6	975							
15,0	160S2	2940		160S4	1465	1,4	180M6	975							
18,5	160M2	2940	1,4	160M4	1465		200M6	975	1,2						
22,0	180S2	2945		180S4	1470		200L6	980							
30,00	180M2	2945		180M4	1470										

∞

Таблица 3

Основные размеры электродвигателей, мм

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																		
		IM1081, IM2081, IM3081									M1081 и IM2081									IM2081 и IM3081
		d_{30}	l_2	l_{30}	d_1	b_1	h_2	l_{20}	l_{22}	d_{20}	b_{10}	h	h_{10}	h_{21}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{22}
71A, B		170	40	285	19		90	45	7	112	71	9	201							
80A		186	50	300	22	6	100	50	10	125	80	10	218	3,5	10	165	12	200		
80B				320			125	56		140	90	11	243							
90L		208	60	350	24		112	63		160	100	12	263	4	14	215	15	250		
100S	2, 4, 6, 8	235	60	362	28	8	140	70	12	190	112	13	310							
100L		260		392			178	89		216	132	13	350							
112M		302	80	480	38	10								5	15	300	19	350		250
132M				530					15											
160S	2, 4, 6, 8		110	624	42	12		108		254	160	18	430							
		358			48	14	210													
160M	2, 4, 6, 8		667		42	8														
					48	14	9													
180S	2, 4, 6, 8		662		48	14	203													
		410			55	16	10	121		279	180	20	470		18	350		400		300

9

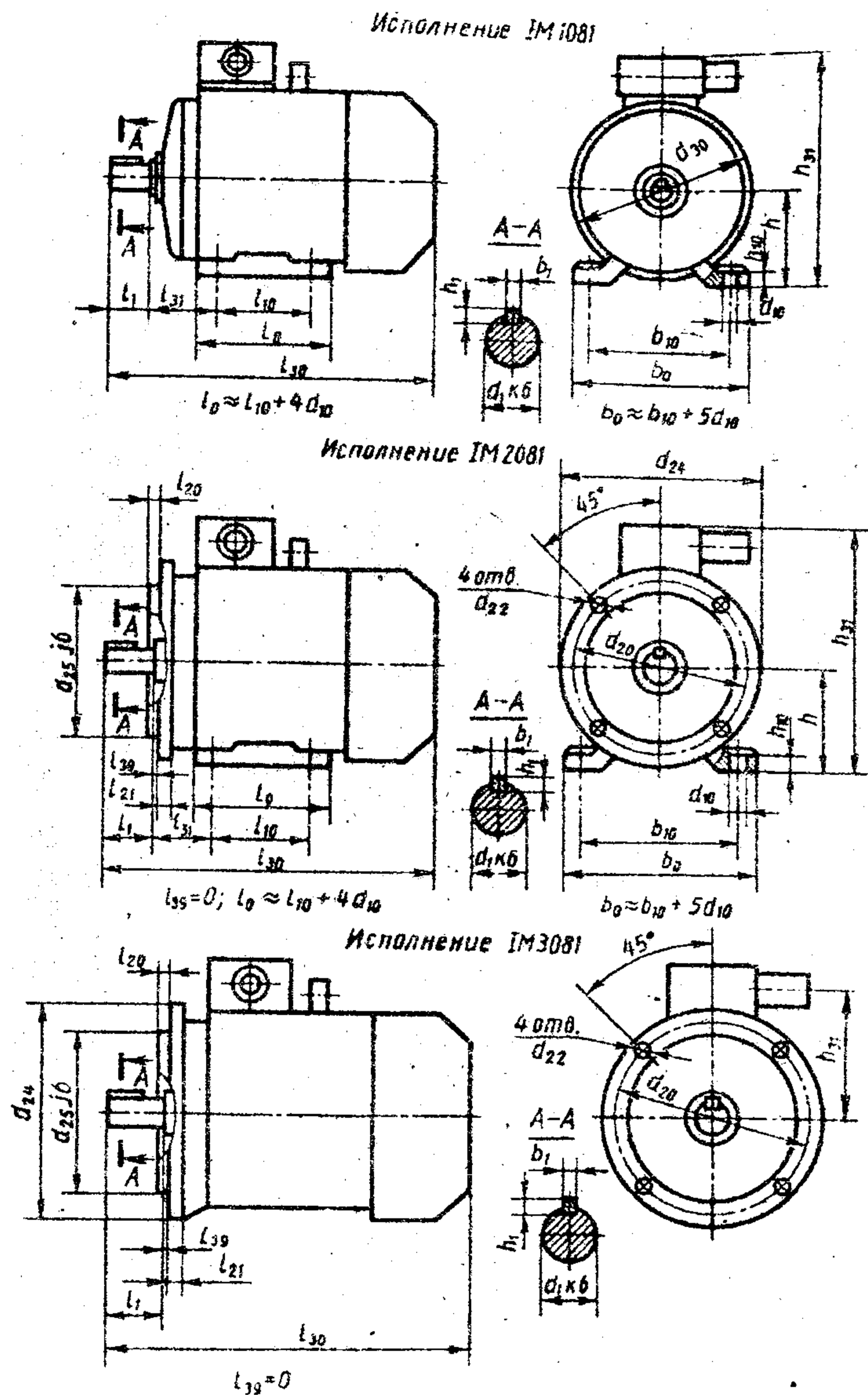


Рис. 2. Основные размеры электродвигателей

рии; буква А – род двигателя – асинхронный; следующие за буквой А цифры (двух - или трехзначные) соответствуют высоте оси вращения (в мм); буквы L, S и M относятся к установочным размерам по длине сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Далее следует знак, обозначающий, для эксплуатации в какой климатической зоне предназначен двигатель. Например, УЗ показывает, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

Для выбранного двигателя, кроме его условного обозначения, необходимо выписать его мощность, номинальную частоту вращения и отношение $T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$. В частности, для привода по схеме рис. 1 выберем двигатель 4А132М2УЗ мощностью 11 кВт с номинальной частотой вращения $n_{\text{ном}} = 2900 \text{ мин}^{-1}$ и $T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}} = 1,6$.

2. Кинематический расчет привода

В этом разделе определяют передаточное число привода, производят его разбивку по ступеням передачи и определяют частоты вращения всех валов. Выполняют кинематический расчет в последовательности, приведенной ниже.

2.1. Определение частоты вращения вала приводного барабана (звездочек) конвейера – последнего (n-го) вала в приводе. Частота вращения последнего вала привода n_n может быть задана.

Для ленточного конвейера

$$n_n = \frac{60 v}{\pi D_b}, \quad (4)$$

для цепного конвейера

$$n_n = \frac{60 v}{z t}, \quad (5)$$

где v – скорость движения тягового элемента, м/с;
 D_b – диаметр приводного барабана, м;
 z – число зубьев на приводной звездочке;
 t – шаг тяговой цепи, м.

Для примера, приведенного на рис.1 ($n = 6$),

$$n_6 = \frac{60 \cdot 0,45}{\pi \cdot 0,8} = 10,74 \text{ мин}^{-1}.$$

2.2. Определение передаточного числа привода – отношение частоты вращения первого вала в приводе (вал электродвигателя) к частоте вращения последнего (n -го) вала

$$i_{\text{пр}} = i_{1-n} = \frac{n_1}{n_n}. \quad (6)$$

Для рассматриваемого примера привода по схеме (рис. 1) при предварительно выбранной марке электродвигателя передаточное число привода

$$i_{\text{пр}} = i_{1-6} = \frac{2900}{10,74} = 270,03.$$

2.3. Разбивка передаточного числа привода по ступеням. Передаточное число привода, состоящего из последовательно соединенных передач,

$$i_{\text{пр}} = i_{1-6} = i_{1-2} i_{2-3} \dots i_{(n-1)-n}, \quad (7)$$

где i_{1-2} – передаточное число передачи между 1-м и 2-м валами;
 i_{2-3} – передаточное число передачи между 2-м и 3-м валами;
 $i_{(n-1)-n}$ – передаточное число между предпоследним ($n-1$) и последним (n -м) валами.

Практикой выработаны рекомендации по значениям передаточных чисел, которые могут быть осуществлены в различных передачах (табл. 4). Кроме того, для зубчатых и червячных передач выполняются требования стандартов, которыми необходимо руководствоваться. Соответствующие данные приведены в табл. 5, 6, 7.

Задача разбивки передаточного числа привода по ступеням состоит в обоснованном выборе передаточных чисел передач, входящих в привод, так, чтобы удовлетворялось уравнение (7) и одновременно с этим получался привод, оптимальный по весу, габаритам и стоимости.

Решение этой задачи достигается проработкой ряда вариантов разбивки, из которых выбирается наиболее подходящий. При выполнении курсового проекта достаточно выполнить один вариант.

Таблица 4

Значения передаточных чисел, рекомендуемых для различных понижающих передач

Тип передачи	Среднее значение	Наибольшее значение
Закрытая зубчатая передача:		
– с цилиндрическими колесами:		
прямозубыми	3–5	12,5
непрямозубыми	4–6	12,5
– с коническими колесами:		
прямозубыми	2–3	6,3
непрямозубыми	3–5	6,3
Открытая зубчатая передача:		
– с цилиндрическими колесами	3–6	20
– с коническими колесами	2–5	15
Червячная передача:		
– закрытая	10–40	80
– открытая	10–60	120
Плоскоремennая передача:		
– открытая	2–4	6
– с натяжным роликом	3–6	10

Тип передачи	Среднее значение	Наибольшее значение
Клиноременная передача	2-5	10
Цепная передача	3-6	8
Фрикционная передача	2-4	8

Таблица 5

Номинальные передаточные числа зубчатых цилиндрических передач (по ГОСТ 2185-66)

1-й ряд	1,0	-	1,25	-	1,6	-	2,0	-	2,5	-	3,15	-
2-й ряд	-	1,12	-	1,4	-	1,8	-	2,24	-	2,8	-	3,55

1-й ряд	4,0	-	5,0	-	6,3	-	8,0	-	10,0	-	12,5
2-й ряд	-	4,5	-	5,6	-	7,1	-	9,0	-	11,2	-

Примечания:

- 1-й ряд предпочтительнее 2-го.
- Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5 % при $i \leq 4,5$ и на 4 % при $i > 4,5$.

Таблица 6

Номинальные передаточные числа зубчатых конических передач (по ГОСТ 12289-76)

1-й ряд	1,0	-	1,25	-	1,6	-	2,0	-	2,5	-	3,15	-
2-й ряд	-	1,12	-	1,4	-	1,8	-	2,24	-	2,8	-	3,55

1-й ряд	4,0	-	5,0	-	6,3
2-й ряд	-	4,5	-	5,6	-

Примечания:

- 1-й ряд предпочтительней 2-го.
- Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 3 %.

Номинальные передаточные числа червячных цилиндрических передач (по ГОСТ 2144-76)

1-й ряд	8	-	10	-	12,5	-	16	-	20	-	25
2-й ряд	-	9	-	11,2	-	14	-	18	-	22,4	-

1-й ряд	-	31,5	-	40	-	50	-	63	-	80
2-й ряд	28	-	35,5	-	45	-	56	-	71	-

Примечания:

- 1-й ряд предпочтительней 2-го.
- Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 3 %.

Разбивка передаточного числа в двухступенчатом коническо-цилиндрическом редукторе

На рис. 3 приведена номограмма зависимости i_b (коническая ступень) от i_p . При этом следует иметь в виду, что для конической передачи $i_{\max} = 6,3$. На практике, однако, принимают для прямозубых передач $i \leq 3$, а для передач косозубых и с криволинейным зубом $i \leq 5$.

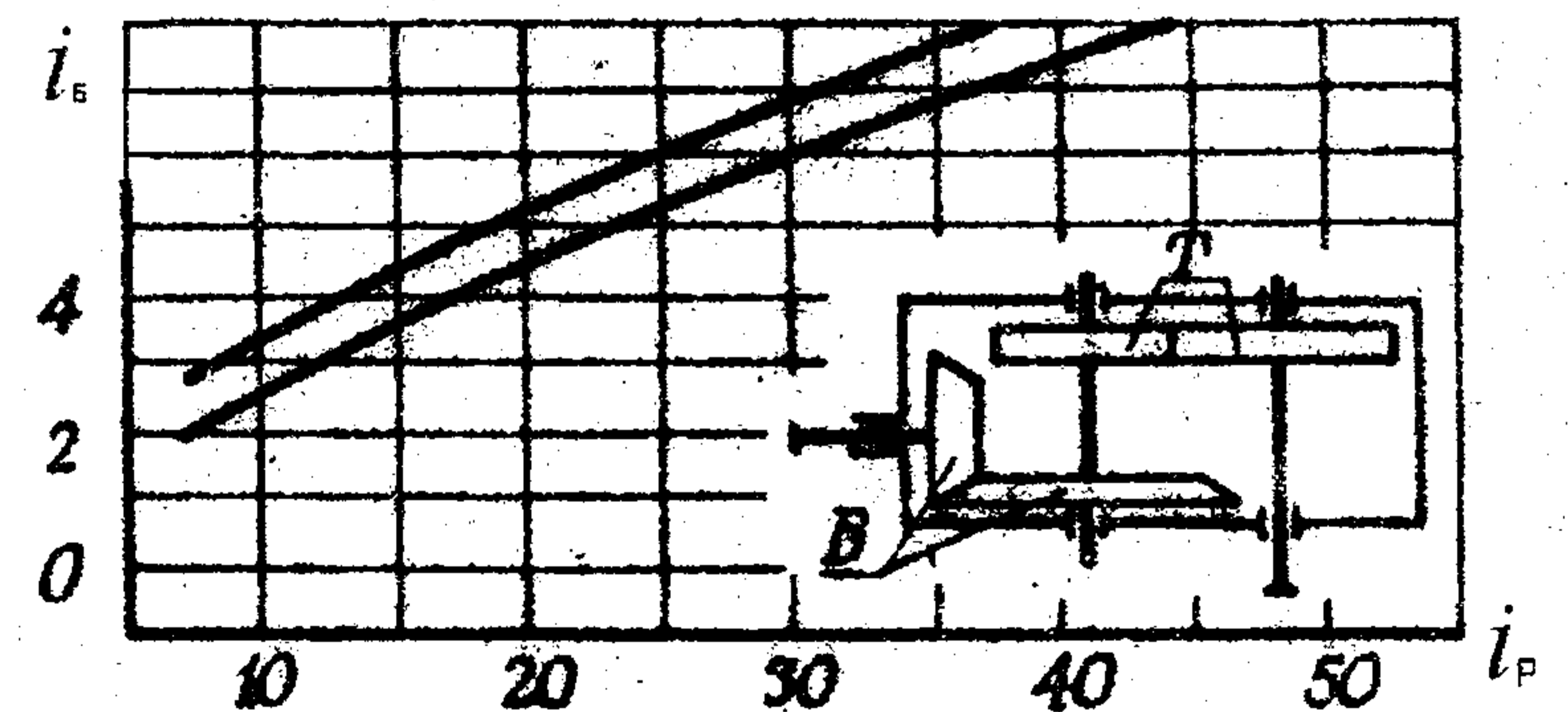


Рис. 3. Номограмма для определения передаточного числа быстроходной ступени коническо-цилиндрического редуктора

Пример разбивки. Положим $i_p = 20$. По графику (рис. 3) найдем: $i_B = 4,5 + 5,2$; тогда $i_T = 4,4 + 3,9$. В соответствии с ГОСТом (табл. 5 и 6) можно принять два варианта разбивки:

- 1) $i_B = i_T = 4,5$ и $i_p = 20,3$ – отклонение от заданного значения 1,5%, что допустимо;
- 2) $i_B = 5$; $i_T = 4$ и $i_p = 20$ – точное совпадение.

Разбивка передаточного числа в двухступенчатом цилиндрическом редукторе развернутой схемы

На рис. 4 дана номограмма для ориентировочного определения передаточного числа быстроходной ступени i_B в зависимости от передаточного числа редуктора i_p .

Этот график построен при условии

$$\frac{\varphi_{a_w T}}{\varphi_{a_w B}} \approx 2, \text{ при этом } \varphi_{a_w B} \geq 0,2, \quad (8)$$

где $\varphi_{a_w} = \frac{b}{a_w}$ – отношение ширины колеса к межосевому расстоянию для тихоходной и быстроходной ступеней.

Условие (8) следует иметь в виду при проектировании редуктора.

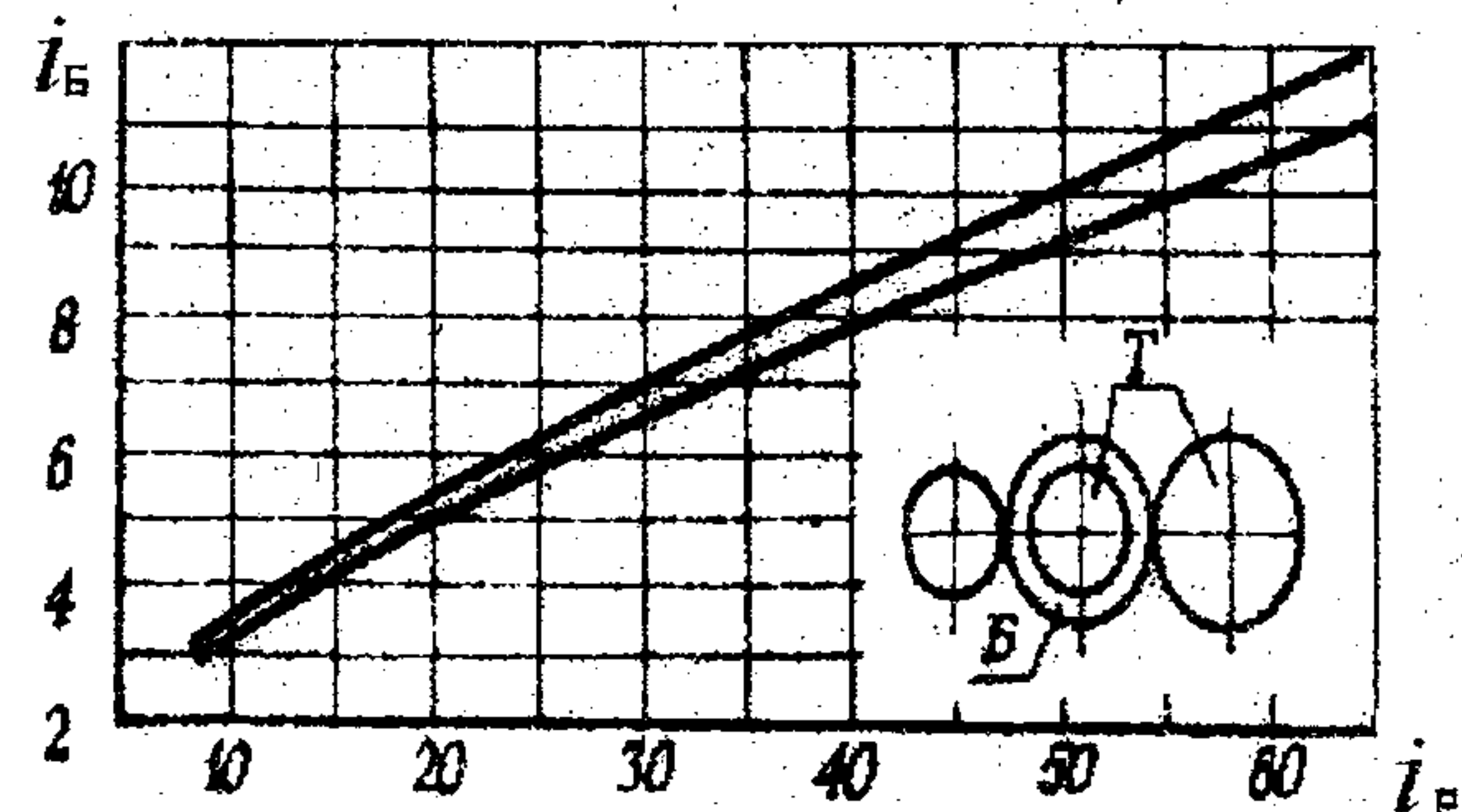


Рис. 4. Номограмма для определения передаточного числа быстроходной ступени двухступенчатого цилиндрического редуктора развернутой схемы

Пример разбивки. Положим, например, что $i_p = 40$. Тогда из графика 4 найдем: $i_B = 8 - 8,5$, а стало быть, $i_T = i_p/i_B = 5 - 4,7$. Учитывая нормы, ГОСТ 12289–76 (табл. 5), можно видеть, что наиболее подходящим вариантом разбивки будет $i_B = 8$ и $i_T = 5$.

Разбивка передаточного числа в двухступенчатом цилиндрическом соосном редукторе

На рис. 5 дана номограмма зависимости i_B от i_p для двухступенчатого соосного редуктора.

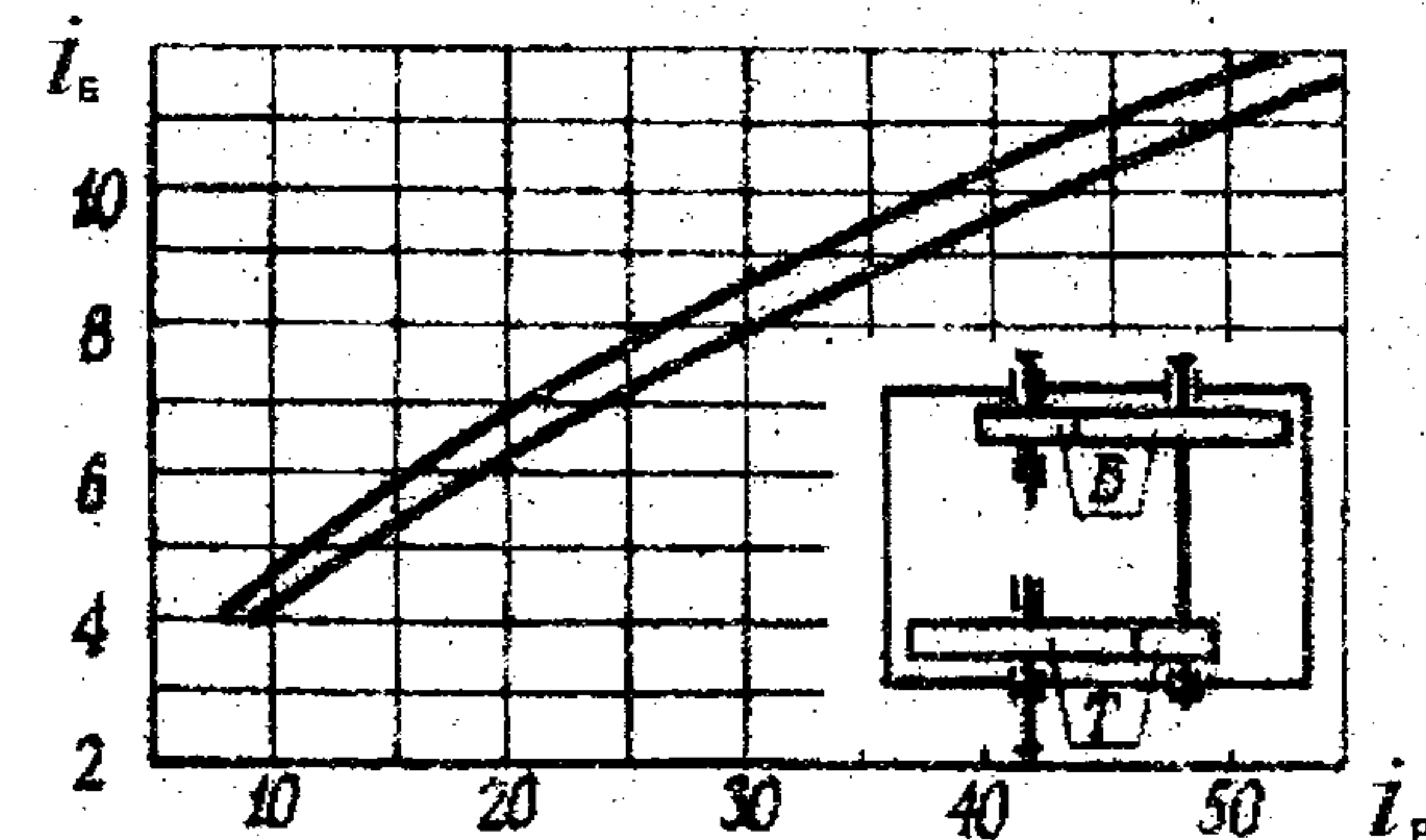


Рис. 5. Номограмма для определения передаточного числа быстроходной ступени двухступенчатого соосного редуктора

Пример разбивки. Положим $i_p = 31,5$. По номограмме (рис. 5) находим $i_B = 8,2 - 8,8$, тогда $i_T = i_p/i_B = 3,8 - 3,6$. Ближайшие значения по ГОСТ 12289–76 (табл. 5) могут быть приняты: $i_B = 8$ и $i_T = 4$. При этом $i_p = i_B i_T = 8 \cdot 4 = 32$. Отклонение заданного значения от стандартного составляет

$$\frac{32 - 31,5}{31,5} 100 = 1,6\%.$$

Допускается 4 % (см. табл. 5).

В зубчато-червячных и червячно-зубчатых редукторах передаточное число зубчатой ступени ориентировочно оценивают по соотношению

$$i_{3,II} = (0,03 - 0,06) i_p, \quad (9)$$

при этом $i_{3,II} \leq 2,5 - 3$.

В двухступенчатых червячных редукторах наиболее рациональная компоновка получается при одинаковых передаточных числах быстроходной и тихоходной ступеней, которые выбирают в соответствии с табл. 7.

В нашем примере найденное в п. 2.2 передаточное число привода может быть разбито следующим образом:

$$i_{1-V} = 270; i_{1-2} = 1,0; i_{2-3} = 4,0; i_{3-4} = 4,0; i_{4-5} = 4,22; i_{5-6} = 4,0.$$

Разбивка осуществляется в полном соответствии с изложенными выше указаниями.

2.4. Частота вращения валов

$n_1 = n_{\text{НОМ}}$ — по каталогу для выбранного электродвигателя.

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1-2}}$$

.....

$$n_n = \frac{n_{n-1}}{i_{(n-1)-n}}$$

Полученное значение n_n должно совпадать с найденным в п. 2.1.

Для нашего примера

$$n_1 = n_{\text{НОМ}} = 2900 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1-2}} = 2900 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{2-3}} = \frac{2900}{4} = 725 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{3-4}} = \frac{720}{4} = 181 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_5 = \frac{n_4}{i_{4-5}} = \frac{181}{4,22} = 43 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_6 = \frac{n_5}{i_{5-6}} = \frac{43}{4} = 10,74 \text{ мин}^{-1},$$

что совпадает со значением n_6 , найденным в п. 2.1. Это свидетельствует о правильности вычислений.

Примечание. Значения n_4 и n_5 записаны с округлением.

3. Определение вращающих моментов, действующих на валах привода

3.1. Вращающий момент, действующий на 1-м валу привода, Н·мм,

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} \quad (10)$$

где P_1 — потребляемая мощность электродвигателя из п. 1.3, кВт,

n_1 — частота вращения 1-го вала из п. 2.4, мин^{-1} .

3.2. Вращающий момент на 2-м валу

$$T_2 = T_1 i_{1-2} \eta'_{1-2}$$

3.3. Вращающий момент на 3-м валу

$$T_3 = T_2 i_{2-3} \eta'_{2-3}$$

3.4. Вращающий момент на последнем (n -м) валу

$$T_n = T_{(n-1)} i_{(n-1)-n} \eta'_{(n-1)-n} \quad (11)$$

В этих формулах $i_{1-2}, i_{2-3}, \dots, i_{(n-1)-n}$ – передаточные числа между валами; $\eta_{1-2}, \eta_{2-3}, \dots, \eta_{(n-1)-n}$ – КПД, учитывающие все потери, имеющие место при передаче энергии от предыдущего вала передачи к последующему.

Произведение $\eta_{пр} = \eta_{1-n} = \eta_{1-2} \eta_{2-3} \dots \eta_{(n-1)-n}$ – есть КПД привода (п. 1.2).

Для проверки правильности сделанных вычислений следует определить T_n по исходным данным:

для привода конвейера

$$T_n = \frac{W_0 D_b}{2}; \quad (12)$$

для редуктора

$$T_n = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_n}{n_n}. \quad (13)$$

Совпадение с результатом, полученным по формуле (11), будет свидетельствовать о правильности вычислений; в ином случае надо искать ошибку.

В нашем примере (см. рис. 1): $P_1 = 8,90$ кВт; $n_1 = 2900$ мин⁻¹.

1. Вращающий момент на 1-м валу

$$T_1 = 9,95 \cdot 10^6 \frac{8,90}{2900} = 2,93 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Вращающий момент на 2-м валу (на конической шестерне)

$$T_2 = T_1 i_{1-2} \eta_{1-2} \eta_{п.к} = 2,93 \cdot 10^4 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 2,87 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $\eta'_{1-2} = \eta_{1-2} \eta_{п.к}$.

3. Вращающий момент на 3-м валу (на шестерне закрытой цилиндрической зубчатой передачи)

$$T_3 = T_2 i_{2-3} \eta_{2-3} \eta_{п.к} = 2,87 \cdot 10^4 \cdot 4 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,09 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $\eta'_{2-3} = \eta_{2-3} \eta_{п.к}$.

4. Вращающий момент на 4-м валу (на ведущей звездочке цепной передачи)

$$T_4 = T_3 i_{3-4} \eta_{3-4} \eta_{п.к} = 1,09 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $\eta'_{3-4} = \eta_{3-4} \eta_{п.к}$.

5. Вращающий момент на 5-м валу (на шестерне открытой зубчатой передачи)

$$T_5 = T_4 i_{4-5} \eta_{4-5} \eta_{п.с} = 4,20 \cdot 10^5 \cdot 4,22 \cdot 0,93 \cdot 0,98 = 1,61 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $\eta'_{4-5} = \eta_{4-5} \eta_{п.с}$.

6. Вращающий момент на 6-м валу (на барабане)

$$T_6 = T_5 i_{5-6} \eta_{5-6} \eta_{п.с} = 1,61 \cdot 10^6 \cdot 4 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 6,0 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $\eta'_{5-6} = \eta_{5-6} \eta_{п.с}$.

Данные по значениям КПД взяты из п. 1.2, а по передаточным числам – из п. 2.3.

7. Определим T_6 по исходным данным

$$T_6 = \frac{w_0 D_b}{2} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 800}{2} = 6,0 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Совпадение результатов пп. 6 и 7 свидетельствует о правильности предыдущих вычислений.

4. Ориентировочный расчет валов

На этом этапе приближенно определяют характерные диаметры валов, которые берут за основу при конструктивной разработке валов.

Для валов с выходными концами, на которые сажают полушлицы, шкивы, звездочки, зубчатые колеса открытых передач, характерными будут как раз диаметры посадочных мест на выходных концах, т. е. наименьшие диаметры. Для валов промежуточных – это посадочные диаметры под колеса.

Диаметры определяют из расчета на кручение при пониженных допускаемых напряжениях.

4.1. Выбор допускаемых напряжений.

Требования по выносливости и жесткости валов обеспечиваются достаточно удовлетворительно, если при ориентировочном расчете независимо от марки стали, применяемой для изготовления валов, выбирают допускаемые касательные напряжения.

Для валов, располагающихся между ними, допускаемое напряжение равномерно увеличивают от наименьшего до наибольшего из принятых.

Для нашего примера назначим:

- для 2-го вала $[\tau] = 10 \text{ Н/мм}^2$;
- для 3-го вала $[\tau] = 15 \text{ Н/мм}^2$;
- для 4-го вала $[\tau] = 20 \text{ Н/мм}^2$;
- для 5-го вала $[\tau] = 25 \text{ Н/мм}^2$;
- для 6-го вала $[\tau] = 30 \text{ Н/мм}^2$.

4.2. Характерные диаметры определяют по формуле

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{5T_i}{[\tau]_i}}, \quad (14)$$

где d_i – диаметр i -го вала, мм;

T_i – вращающий (крутящий) момент на том же валу, Н·мм;

$[\tau]_i$ – допускаемое напряжение, назначенное для i -го вала, Н/мм².

Полученные значения характерных диаметров валов следует округлить до значений ряда R_{a40} : 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130.

Для нашего примера

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{5T_2}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 2,87 \cdot 10^4}{10}} = 24,3 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_2 = 25,0 \text{ мм}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{5T_3}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 1,09 \cdot 10^5}{15}} = 33,1 \text{ мм} \quad d_3 = 34,0 \text{ мм}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{5T_4}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 4,2 \cdot 10^5}{20}} = 47,2 \text{ мм} \quad d_4 = 48,0 \text{ мм}$$

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{5T_5}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 1,61 \cdot 10^6}{30}} = 77,5 \text{ мм} \quad d_5 = 75,0 \text{ мм}$$

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{5T_6}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 6 \cdot 10^6}{30}} = 100,0 \text{ мм} \quad d_6 = 100,0 \text{ мм}$$

5. Сводная таблица полученных данных

Данные, полученные в предыдущих расчетах, являются исходными для всех последующих расчетов. Для удобства использования эти данные сводят в табл. 8.

Таблица 8

Сводные данные расчета

Номер вала	$n, \text{ мин}^{-1}$	i	$T, \text{ Н·мм}$	$d, \text{ мм}$
1	n_1	i_{1-2}	T_1	d_1
2	n_2		T_2	d_2
3	n_3	i_{2-3}	T_3	d_3
...	...	i_{3-4}
$n-1$	n_{n-1}	$i_{(n-1)-n}$	T_{n-1}	d_{n-1}
n	n_n		T_n	d_n

Для нашего примера сводная таблица будет такой:

Номер вала	n , мин ⁻¹	i	T , Н·мм	d , мм
1	2900	1,0	$2,93 \cdot 10^4$	$38,0^x$
2	2900		$2,87 \cdot 10^4$	25,0
3	725,0	4,0	$1,09 \cdot 10^4$	34,0
		4,0		
4	181,0	4,22	$4,20 \cdot 10^4$	48,0
5	43,0		$1,6 \cdot 10^4$	75,0
6	10,7	4,0	$6,0 \cdot 10^4$	100,0

^x $d_1 = 38,0$ мм – диаметр вала электродвигателя.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Выбор электродвигателя.....	3
2. Кинематический расчет привода.....	11
3. Определение вращающих моментов, действующих на валах привода.....	19
4. Ориентировочный расчет валов.....	21
5. Сводная таблица полученных данных.....	23

Список литературы

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1984. – С. 96 – 129, 139–157.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – С. 150 – 191.
3. Печников А.Ф. Методические указания к курсовому проектированию по деталям машин. Общие вопросы. – Л.: ЛТИХП, 1981. – 23 с.
4. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.

Юрий Александрович Бойцов

**ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ
РАСЧЕТ ПРИВОДОВ**

Учебно-методическое пособие

Редактор
Е.О. Трусова,
Т.Г. Смирнова

Корректор
Н.И. Михайлова

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник,

Подписано в печать 30.03.2012. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 1,63 Печ. л. 1,75 Уч.-изд. л. 1,56
Тираж 100 экз. Заказ №

НИУ ИТМО 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49
ИХиБТ, ИИК , 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9