

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ**

---

**С.Н. Луканин, О.Ф. Машошин**

**ДЕТАЛИ МАШИН**

**ПОСОБИЕ**

по выполнению курсового проекта

*для студентов III курса  
направления 162300, 25.03.01  
очной формы обучения*

**Москва - 2013**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ  
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ» (МГТУ ГА)**

---

**Кафедра технической механики**

**С.Н. Луканин, О.Ф. Машошин**

## **ДЕТАЛИ МАШИН**

**ПОСОБИЕ**

**по выполнению курсового проекта**

*для студентов III курса  
направления 162300, 25.03.01  
очной формы обучения*

**Москва – 2013**

Рецензент канд. техн. наук, доц. З.А. Сазонова

Луканин С.Н., Машошин О.Ф.

Детали машин. Пособие по выполнению курсового проекта. – М.: МГТУ ГА, 2013. – 66 с.

Данное пособие издается в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Детали машин» по учебному плану для студентов III курса направления 162300 очной формы обучения.

Рассмотрено и одобрено на заседаниях кафедры 06.06.13 г. и методического совета 25.06.13 г.

## Содержание

Введение.....	4
1. Задания на курсовой проект (КП).....	4
2. Кинематический и силовой расчет редуктора. Выбор электродвигателя.....	14
3. Расчет цилиндрической косозубой передачи (тихоходной ступени в заданиях № 0 - № 8) .....	15
4. Особенности расчетов цилиндрических быстроходных ступеней в заданиях № 0 - № 5 и № 9 .....	25
5. Расчет конической зубчатой передачи – быстроходной ступени в заданиях № 6 и № 7.....	26
6. Расчет червячной передачи в заданиях № 8 и № 9.....	31
7. Эскизная разработка чертежа редуктора.....	36
8. Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на прочность.....	48
9. Определение долговечности подшипников тихоходного вала редуктора.....	55
10. Проверочный расчет шпоночных соединений.....	56
11. Назначение посадок деталей редуктора.....	56
12. Выполнение рабочих чертежей деталей.....	57
13. Вопросы для самоподготовки студентов к защите курсового проекта.....	59
Литература.....	66

## Введение

Студенты третьего курса, обучающиеся по направлению подготовки 162300 (25.03.01) должны выполнить и защитить по дисциплине «Детали машин» курсовой проект (КП) по теме «Проектирование двухступенчатого механического редуктора», в котором используются в различных сочетаниях цилиндрические конические и червячные передачи.

КП состоит из расчетной части, представленной в виде пояснительной записки, и графической части.

Пояснительная записка должна содержать расчеты основных деталей и узлов редуктора со всеми необходимыми комментариями, ссылками на источник определения расчетных параметров и пояснительными иллюстрациями. При оформлении расчета должна быть записана расчетная формула, подставлены числовые параметры в той же последовательности, в какой они приведены в формуле, дан результат расчетов с размерностью. Точность расчетов (за исключением особо указанных) должна соответствовать «двум знакам после запятой». Записка должна быть написана (или напечатана по согласованию с преподавателем) на одной стороне писчей бумаги формата А-4 четким, понятным почерком. Листы записки должны быть сброшюрованы в виде тетради с титульным листом по образцу, представленному на рисунке 23.6 [2]. В конце записки должен быть приведен список использованных источников.

Графическая часть КП состоит из сборочного чертежа редуктора на листе формата А-1 в масштабе 1:1, как минимум в двух проекциях, со всеми необходимыми размерами и технической характеристикой привода и двух рабочих чертежей деталей редуктора на листах формата А-3, указанных преподавателем.

Подписанный ведущим преподавателем КП должен быть защищен студентом перед комиссией из двух преподавателей, утвержденной кафедрой.

### 1 Задания на курсовой проект (КП)

Ниже на рисунке 1 приведены десять схем механических редукторов в качестве заданий на КП.

Задания №0 и №1. Горизонтальный и вертикальный двухступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы по развернутой схеме. Обе ступени косозубые.

Задания №2 и №3. Горизонтальный и вертикальный двухступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью. Обе ступени косозубые.

Задания №4 и №5. Горизонтальный и вертикальный двухступенчатые цилиндрические редукторы по соосной схеме. Обе ступени косозубые.

Задание №6. Коническо - цилиндрический зубчатый редуктор. Цилиндрическая ступень косозубая. Коническая ступень – с прямозубыми колесами.

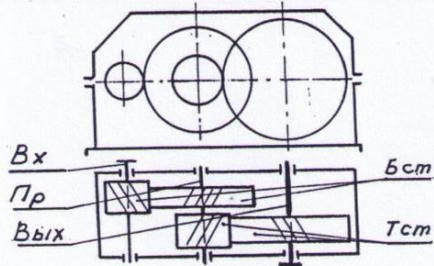
Задание №7. Коническо – цилиндрический зубчатый редуктор. Цилиндрическая ступень косозубая. Коническая ступень – с криволинейными зубьями.

Задание №8. Червячно - цилиндрический редуктор. Цилиндрическая ступень косозубая.

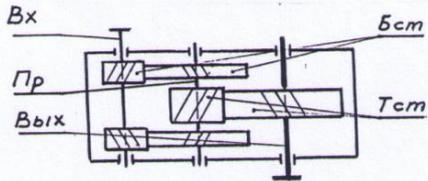
Задание №9. Цилиндрическо – червячный редуктор. Цилиндрическая ступень косозубая.

На схемах редукторов обозначены: Вх – входной (быстроходный) вал; Пр – промежуточный вал; Вых – выходной (тихоходный вал); Б<sub>ст</sub> – быстроходная ступень редуктора; Т<sub>ст</sub> – тихоходная ступень.

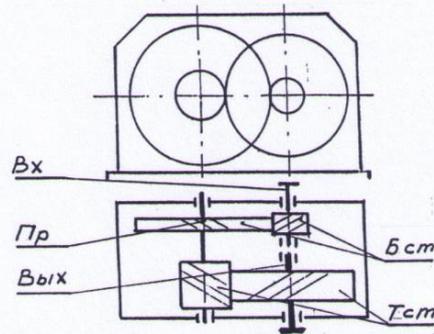
Задание на КП (номер схемы на рисунке 1) каждому студенту персонально выдает преподаватель. Вариант КП (исходные данные для расчетов) студент должен выбрать по двум последним цифрам шифра в одной из таблиц 1- 4.



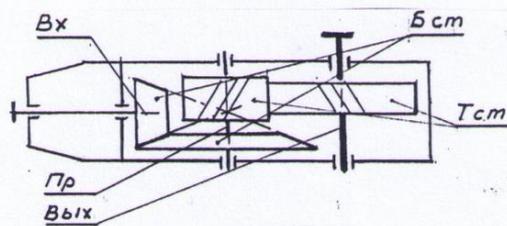
Задание №0



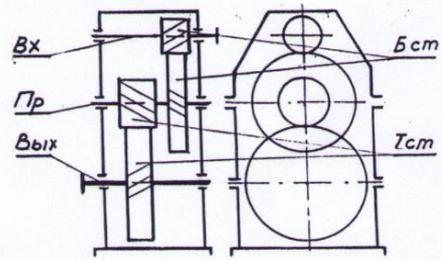
Задание №2



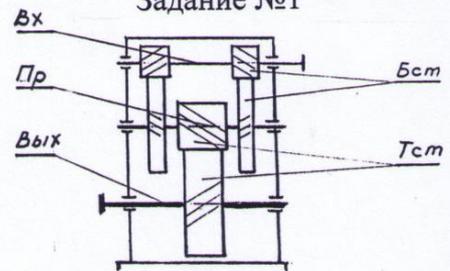
Задание №4



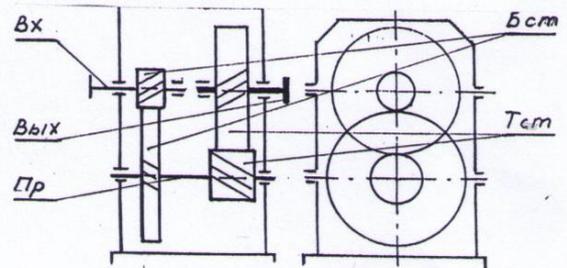
Задания №6 и №7



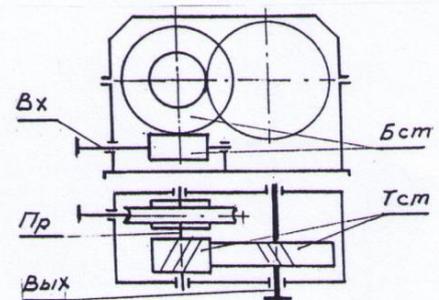
Задание №1



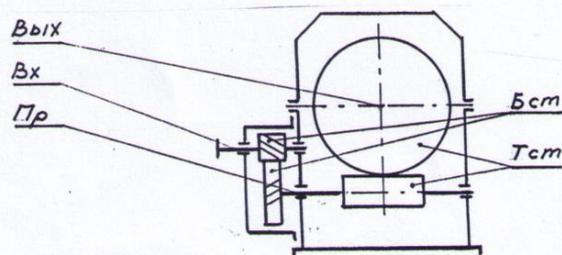
Задание №3



Задание №5



Задание №8



Задание №9

Рис. 1

Таблица 1

Исходные данные для расчётов двухступенчатых цилиндрических редукторов  
по заданиям № 0 - № 5

Вар.	$T_{\text{вых}},$ НМ	$n_{\text{вых}},$ об/М	Гр м	$L_{\text{год}}$	$K_{\text{год}}$	$K_{\text{сут}}$	$\frac{t_1}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{II}}{T_I}$	$\frac{t_2}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{III}}{T_I}$	$\frac{t_3}{t_{\Sigma}}$
00	120	144	I	7,5	0,7	0,5	0,4	0,8	0,4	0,8	0,2
01	150	100		7,0	0,7	0,5	0,4	0,8	0,4	0,7	0,2
02	190	76	II	7,5	0,7	0,5	0,5	0,8	0,3	0,7	0,2
03	240	61		6,5	0,7	0,5	0,4	0,7	0,3	0,6	0,3
04	280	52		6,5	0,7	0,7	0,5	0,7	0,2	0,7	0,3
05	200	144		6,5	0,7	0,7	0,4	0,7	0,3	0,5	0,3
06	250	116		7,0	0,7	0,8	0,4	0,8	0,3	0,6	0,3
07	300	96		7,0	0,7	0,75	0,4	0,8	0,3	0,6	0,3
08	320	144	III	7,5	0,7	0,75	0,4	0,8	0,4	0,7	0,2
09	360	120		7,5	0,7	0,75	0,3	0,8	0,2	0,6	0,5
10	400	144		6,5	0,7	0,75	0,3	0,7	0,6	0,2	0,5
11	160	90	II	8,0	0,8	0,8	0,5	0,8	0,2	0,6	0,3
12	190	76		7,5	0,8	0,8	0,5	0,8	0,2	0,5	0,3
13	220	66		7,0	0,8	0,8	0,4	0,7	0,2	0,6	0,4
14	250	58		7,0	0,8	0,8	0,5	0,7	0,3	0,5	0,2
15	280	52	III	6,5	0,8	0,8	0,5	0,7	0,2	0,5	0,3
16	310	47		6,0	0,7	0,8	0,4	0,7	0,2	0,5	0,4
17	340	42		6,0	0,8	0,7	0,4	0,8	0,3	0,6	0,3
18	370	39		5,5	0,7	0,8	0,4	0,7	0,2	0,6	0,4
19	400	36		5,5	0,7	0,8	0,3	0,7	0,3	0,5	0,4
20	430	34		5,5	0,7	0,8	0,3	0,6	0,3	0,5	0,4
21	460	31	IV	5,5	0,7	0,8	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3
22	490	30		5,0	0,8	0,6	0,3	0,6	0,3	0,5	0,4
23	220	160		7,0	0,8	0,8	0,5	0,8	0,2	0,6	0,3
24	240	120	II	7,5	0,8	0,8	0,4	0,7	0,3	0,6	0,3
25	300	96		5,5	0,8	0,7	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
26	360	80		5,5	0,8	0,7	0,4	0,7	0,2	0,6	0,4
27	420	69	III	5,0	0,8	0,8	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4
28	480	60		5,5	0,8	0,7	0,3	0,6	0,2	0,5	0,5
29	270	160		5,8	0,8	0,7	0,4	0,7	0,3	0,5	0,3
30	360	120		6,0	0,7	0,3	0,4	0,6	0,3	0,4	0,3
31	450	96		6,5	0,7	0,3	0,4	0,7	0,3	0,5	0,3
32	520	80		4,5	0,8	0,2	0,3	0,6	0,2	0,4	0,5
33	630	96	IV	4,5	0,7	0,2	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5
34	360	160		4,0	0,7	0,2	0,3	0,6	0,2	0,4	0,5
35	480	120		4,5	0,7	0,2	0,3	0,7	0,4	0,6	0,3
36	580	96		5,0	0,7	0,2	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5
37	460	160		5,5	0,7	0,3	0,3	0,7	0,4	0,5	0,3
38	570	120		4,5	0,6	0,3	0,2	0,6	0,3	0,5	0,5
39	510	160		4,5	0,7	0,3	0,2	0,6	0,4	0,5	0,4
40	330	58		5,5	0,7	0,3	0,3	0,7	0,4	0,4	0,3
41	400	45		6,0	0,7	0,3	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4
42	470	41		5,5	0,7	0,3	0,3	0,7	0,2	0,5	0,5
43	540	36		5,0	0,6	0,2	0,3	0,7	0,2	0,6	0,5
44	600	32		5,0	0,6	0,2	0,3	0,6	0,2	0,5	0,5
45	670	29		4,5	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,4	0,6
46	270	144		III	5,0	0,7	0,3	0,3	0,8	0,4	0,4
47	400	96	5,5		0,7	0,3	0,4	0,7	0,2	0,5	0,4
48	530	72	IV	4,5	0,7	0,2	0,4	0,6	0,3	0,4	0,3
49	680	58		4,5	0,6	0,2	0,3	0,5	0,3	0,4	0,4
50	800	48		4,0	0,6	0,2	0,3	0,5	0,4	0,4	0,3
51	375	144		4,5	0,7	0,2	0,4	0,7	0,2	0,4	0,4

Продолжение табл. 1

Вар.	$T_{\text{вых}},$ НМ	$n_{\text{вых}},$ об/М	Гр м	$L_{\text{год}}$	$K_{\text{год}}$	$K_{\text{сут}}$	$\frac{t_1}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{II}}{T_I}$	$\frac{t_2}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{III}}{T_I}$	$\frac{t_3}{t_{\Sigma}}$
52	600	96	V	4,0	0,6	0,2	0,3	0,6	0,3	0,5	0,4
53	740	71		3,5	0,6	0,2	0,3	0,5	0,4	0,4	0,3
54	870	58		3,5	0,6	0,2	0,2	0,5	0,3	0,4	0,5
55	533	142		4,0	0,7	0,3	0,3	0,6	0,4	0,4	0,3
56	810	92		4,0	0,6	0,2	0,2	0,5	0,3	0,4	0,5
57	600	158		3,5	0,6	0,2	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4
58	360	56	IV	6,5	0,7	0,3	0,4	0,7	0,2	0,5	0,4
59	405	47		6,0	0,7	0,3	0,4	0,7	0,2	0,5	0,4
60	490	42		5,3	0,7	0,3	0,3	0,6	0,4	0,4	0,3
61	550	37	V	5,0	0,7	0,3	0,4	0,7	0,2	0,4	0,4
62	610	33		5,0	0,7	0,3	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3
63	660	28		4,5	0,6	0,3	0,3	0,6	0,2	0,4	0,5
64	390	97		5,0	0,7	0,3	0,4	0,8	0,3	0,4	0,3
65	520	71		5,5	0,7	0,3	0,4	0,7	0,2	0,5	0,4
66	660	56		4,5	0,6	0,3	0,3	0,6	0,2	0,4	0,5
67	730	49		4,0	0,6	0,2	0,2	0,5	0,2	0,4	0,6
68	810	39		4,0	0,6	0,2	0,2	0,5	0,3	0,3	0,5
69	410	140	IV	4,5	0,7	0,3	0,3	0,6	0,4	0,4	0,3
70	580	93		4,5	0,6	0,3	0,3	0,7	0,3	0,6	0,4
71	760	71	V	4,0	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,5	0,6
72	880	57		3,5	0,6	0,2	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5
73	890	47		3,5	0,6	0,2	0,2	0,5	0,2	0,4	0,6
74	550	125		4,0	0,7	0,3	0,3	0,6	0,3	0,5	0,4
75	730	89		4,0	0,6	0,2	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5
76	830	68		4,0	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,5	0,6
77	640	139		4,5	0,6	0,3	0,3	0,6	0,2	0,5	0,5
78	500	60		4,5	0,6	0,3	0,4	0,8	0,3	0,4	0,3
79	560	48		4,5	0,7	0,3	0,3	0,8	0,2	0,5	0,5
80	700	41		4,0	0,6	0,2	0,2	0,7	0,2	0,5	0,6
81	750	38		4,0	0,6	0,2	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5
82	840	36		3,5	0,6	0,2	0,2	0,7	0,2	0,5	0,6
83	850	29		3,5	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,4	0,6
84	570	93		4,0	0,7	0,3	0,3	0,7	0,2	0,5	0,5
85	700	72		4,5	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,3	0,6
86	730	57		3,5	0,6	0,2	0,2	0,7	0,3	0,3	0,5
87	810	47		3,5	0,6	0,2	0,2	0,7	0,2	0,4	0,6
88	870	45		4,0	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,3	0,6
89	550	141		4,0	0,7	0,3	0,3	0,7	0,2	0,4	0,5
90	710	94		3,8	0,6	0,2	0,3	0,7	0,3	0,4	0,4
91	780	66		3,5	0,6	0,2	0,2	0,7	0,2	0,3	0,6
92	830	59		4,0	0,6	0,2	0,2	0,7	0,3	0,3	0,5
93	720	132		4,0	0,6	0,2	0,2	0,7	0,2	0,4	0,6
94	810	91		4,0	0,6	0,2	0,2	0,7	0,2	0,3	0,6
95	710	80		4,0	0,6	0,2	0,2	0,7	0,3	0,3	0,5
96	700	131		4,0	0,6	0,2	0,2	0,8	0,3	0,3	0,5
97	800	94		3,5	0,6	0,2	0,2	0,7	0,3	0,3	0,5
98	870	118		3,5	0,6	0,2	0,2	0,6	0,3	0,3	0,5
99	910	150		3,5	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,3	0,6



Таблица 2

Исходные данные для расчётов коническо - цилиндрических редукторов  
по заданиям № 6 и № 7

Вар.	$T_{\text{ВЫХ}},$ НМ	$n_{\text{ВЫХ}},$ об/М	Гр м	$L_{\text{год}}$	$K_{\text{год}}$	$K_{\text{сут}}$	$\frac{t_1}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{II}}{T_I}$	$\frac{t_2}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{III}}{T_I}$	$\frac{t_3}{t_{\Sigma}}$	
00	200	288	II	4,0	0,7	0,5	0,4	0,8	0,3	0,6	0,3	
01	200	144		4,0	0,7	0,5	0,3	0,7	0,4	0,4	0,3	
02	200	95		4,0	0,7	0,5	0,25	0,7	0,35	0,5	0,4	
03	150	288	I	5,0	0,7	0,3	0,3	0,6	0,4	0,6	0,3	
04	150	144		5,0	0,7	0,3	0,4	0,6	0,2	0,5	0,4	
05	150	96		5,0	0,7	0,3	0,5	0,5	0,2	0,4	0,3	
06	150	72		5,0	0,7	0,25	0,6	0,5	0,2	0,4	0,2	
07	150	58		5,0	0,7	0,25	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5	
08	150	48		5,0	0,7	0,25	0,2	0,7	0,3	0,5	0,5	
09	120	288		6,0	0,8	0,7	0,4	0,8	0,2	0,6	0,4	
10	120	144		6,0	0,8	0,7	0,5	0,6	0,2	0,5	0,3	
11	120	96		6,0	0,8	0,7	0,5	0,7	0,2	0,6	0,3	
12	120	72		6,0	0,8	0,75	0,2	0,8	0,3	0,5	0,5	
13	120	58		6,0	0,8	0,75	0,3	0,8	0,3	0,7	0,4	
14	95	288		6,0	0,8	0,8	0,3	0,7	0,3	0,6	0,4	
15	95	144		6,0	0,8	0,7	0,3	0,7	0,4	0,6	0,3	
16	95	96		III	6,0	0,8	0,7	0,4	0,8	0,4	0,5	0,2
17	95	72			5,0	0,8	0,7	0,3	0,6	0,4	0,4	0,3
18	100	288	5,5		0,8	0,7	0,2	0,6	0,4	0,5	0,4	
19	100	144	5,5		0,8	0,7	0,2	0,7	0,3	0,6	0,5	
20	250	288	4,0		0,7	0,5	0,3	0,7	0,3	0,5	0,4	
21	250	144	4,5		0,7	0,5	0,2	0,8	0,2	0,5	0,6	
22	260	288	4,5		0,7	0,5	0,5	0,7	0,2	0,4	0,3	
23	260	144	4,5		0,7	0,5	0,3	0,6	0,2	0,3	0,5	
24	260	96	4,5		0,7	0,3	0,4	0,7	0,2	0,5	0,4	
25	260	72	4,5		0,7	0,3	0,3	0,6	0,2	0,4	0,5	
26	260	58	4,5		0,7	0,3	0,2	0,6	0,4	0,5	0,4	
27	200	240	4,5		0,7	0,3	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4	
28	200	108	5,0		0,7	0,5	0,3	0,6	0,3	0,5	0,4	
29	190	69	5,0		0,7	0,5	0,2	0,6	0,3	0,5	0,5	
30	180	51	5,0		0,7	0,6	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3	
31	170	40	5,0	0,7	0,6	0,3	0,7	0,3	0,4	0,4		
32	155	288	4,5	0,7	0,8	0,2	0,7	0,3	0,4	0,5		
33	160	144	4,5	0,7	0,8	0,2	0,8	0,3	0,6	0,5		
34	145	96	I	4,5	0,7	0,8	0,3	0,8	0,3	0,6	0,4	
35	150	72		4,5	0,7	0,7	0,3	0,8	0,3	0,6	0,4	
36	155	58		4,5	0,6	0,7	0,2	0,7	0,2	0,5	0,6	
37	105	144		5,0	0,6	0,7	0,3	0,7	0,4	0,5	0,3	
38	110	96		5,0	0,8	0,8	0,4	0,8	0,3	0,5	0,3	
39	105	72		4,5	0,8	1,0	0,3	0,8	0,3	0,5	0,4	
40	320	240	III	4,5	0,7	0,5	0,2	0,6	0,3	0,5	0,5	
41	330	96		4,5	0,7	0,5	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3	
42	340	60		4,0	0,7	0,3	0,3	0,5	0,3	0,4	0,4	
43	350	240		4,0	0,7	0,3	0,4	0,6	0,3	0,4	0,3	
44	355	90		3,5	0,7	0,3	0,3	0,7	0,3	0,4	0,4	
45	360	55		3,5	0,7	0,2	0,2	0,6	0,3	0,5	0,5	
46	365	42		3,5	0,6	0,2	0,4	0,7	0,3	0,5	0,3	
47	320	240		3,5	0,6	0,2	0,3	0,7	0,2	0,6	0,5	
48	280	109		4,0	0,7	0,3	0,3	0,7	0,2	0,4	0,5	
49	290	71		4,0	0,7	0,3	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5	
50	300	51		4,5	0,7	0,3	0,4	0,8	0,2	0,5	0,4	
51	310	40		4,5	0,7	0,3	0,3	0,8	0,3	0,3	0,4	

Продолжение табл. 2

Вар.	$T_{\text{ВЫХ}},$ НМ	$n_{\text{ВЫХ}},$ об/М	Гр м	$L_{\text{год}}$	$K_{\text{год}}$	0,3	$\frac{t_1}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{II}}{T_I}$	$\frac{t_2}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{III}}{T_I}$	$\frac{t_3}{t_{\Sigma}}$
52	240	288	II	4,5	0,8	0,5	0,25	0,8	0,15	0,5	0,6
53	230	96		4,5	0,8	0,5	0,4	0,8	0,4	0,5	0,2
54	220	58		4,0	1,0	0,5	0,35	0,7	0,25	0,6	0,4
55	200	41		4,0	1,0	0,5	0,3	0,7	0,2	0,6	0,5
56	270	240		3,5	1,0	0,6	0,45	0,8	0,15	0,6	0,4
57	240	120		4,0	1,0	0,6	0,2	0,8	0,3	0,7	0,5
58	150	80	I	5,0	1,0	1,0	0,2	0,8	0,3	0,4	0,5
59	140	60		5,5	0,8	0,7	0,4	0,8	0,3	0,4	0,3
60	400	144	IV	3,0	0,5	0,5	0,2	0,6	0,4	0,5	0,4
61	390	96		3,0	0,6	0,4	0,2	0,6	0,4	0,5	0,4
62	380	240		3,0	0,6	0,3	0,3	0,55	0,3	0,4	0,4
63	370	120		3,5	0,6	0,25	0,2	0,55	0,3	0,4	0,5
64	350	80		3,5	0,7	0,2	0,2	0,55	0,3	0,4	0,5
65	340	60		3,5	0,8	0,3	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5
66	330	48		3,0	0,8	0,4	0,2	0,6	0,3	0,5	0,5
67	360	206		3,0	0,8	0,4	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3
68	350	108		3,5	0,8	0,3	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
69	340	69		3,6	0,7	0,25	0,3	0,7	0,3	0,6	0,4
70	320	51		3,7	0,7	0,25	0,2	0,7	0,2	0,5	0,6
71	310	40		3,8	0,8	0,2	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3
72	270	240		3,9	0,8	0,2	0,3	0,7	0,4	0,5	0,3
73	265	120		4,0	0,6	0,5	0,3	0,6	0,3	0,6	0,4
74	250	80		4,0	0,6	0,5	0,35	0,7	0,25	0,6	0,4
75	240	60		II	4,0	0,6	0,5	0,2	0,7	0,3	0,5
76	230	48	4,5		0,7	0,4	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4
77	210	40	4,2		0,7	0,4	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3
78	190	72	4,3		0,7	0,3	0,3	0,8	0,4	0,5	0,3
79	195	48	4,3		0,7	0,3	0,3	0,8	0,3	0,5	0,4
80	400	96	V	3,5	0,7	0,3	0,3	0,6	0,4	0,4	0,4
81	700	72		3,0	0,6	0,2	0,2	0,5	0,2	0,4	0,3
82	670	96		3,0	0,6	0,2	0,2	0,5	0,2	0,4	0,3
83	660	72		3,0	0,6	0,2	0,2	0,5	0,5	0,4	0,3
84	650	58		3,0	0,6	0,2	0,3	0,5	0,4	0,4	0,3
85	640	48		3,0	0,6	0,2	0,3	0,5	0,4	0,5	0,3
86	550	144		3,5	0,7	0,2	0,3	0,6	0,3	0,5	0,4
87	560	96		3,5	0,7	0,3	0,2	0,6	0,4	0,5	0,3
88	530	72		3,5	0,8	0,2	0,2	0,6	0,4	0,5	0,4
89	520	58		3,5	0,8	0,2	0,2	0,6	0,4	0,5	0,4
90	510	48		3,5	0,8	0,3	0,2	0,6	0,3	0,5	0,5
91	500	41		3,5	0,8	0,3	0,2	0,6	0,4	0,5	0,4
92	480	144		3,5	0,8	0,2	0,2	0,7	0,2	0,4	0,6
93	460	96		3,6	0,8	0,2	0,2	0,7	0,2	0,4	0,6
94	440	72		3,7	0,8	0,2	0,2	0,6	0,4	0,3	0,4
95	430	58		3,8	0,8	0,2	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5
96	420	48		3,9	0,7	0,3	0,2	0,6	0,2	0,3	0,6
97	410	41		4,0	0,7	0,2	0,3	0,7	0,2	0,4	0,5
98	430	72		4,5	0,7	0,2	0,3	0,7	0,3	0,5	0,4
99	280	41	III	4,6	0,7	0,5	0,3	0,8	0,2	0,4	0,5

Таблица 3

Исходные данные для расчёта червячно-цилиндрического редуктора по заданию № 8

Вар.	$T_{\text{ВЫХ}},$ НМ	$n_{\text{ВЫХ}},$ об/М	Гр м	$L_{\text{ГОД}}$	$K_{\text{ГОД}}$	$K_{\text{СУТ}}$	$\frac{t_1}{t_2}$	$\frac{T_{II}}{T_I}$	$\frac{t_2}{t_3}$	$\frac{T_{III}}{T_I}$	$\frac{t_3}{t_2}$
00	450	72	IV	4,0	0,7	0,2	0,3	0,8	0,4	0,5	0,3
01	490	62		4,5	0,7	0,25	0,3	0,7	0,4	0,6	0,3
02	500	55		4,5	0,7	0,3	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3
03	550	49		4,0	0,5	0,4	0,3	0,8	0,4	0,4	0,3
04	570	44		3,5	0,5	0,45	0,3	0,9	0,5	0,5	0,2
05	590	40		3,5	0,6	0,5	0,3	0,8	0,5	0,5	0,2
06	600	37		3,6	0,6	0,55	0,3	0,7	0,5	0,5	0,2
07	620	34		3,7	0,6	0,6	0,3	0,6	0,5	0,5	0,2
08	640	32		3,8	0,5	0,65	0,3	0,5	0,4	0,3	0,3
09	650	29,5		3,5	0,7	0,7	0,3	0,6	0,5	0,4	0,2
10	660	25		3,5	0,8	0,75	0,3	0,7	0,5	0,5	0,2
11	680	18		3,2	0,75	0,8	0,3	0,8	0,4	0,6	0,3
12	700	13		3,4	0,7	0,75	0,3	0,8	0,5	0,7	0,2
13	710	11		3,5	0,5	0,7	0,3	0,7	0,4	0,6	0,3
14	720	9		3,6	0,6	0,65	0,3	0,6	0,3	0,5	0,4
15	730	8		3,7	0,6	0,6	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4
16	750	7		3,5	0,7	0,55	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4
17	770	6		3,8	0,7	0,5	0,3	0,7	0,4	0,4	0,3
18	800	5,6		4,0	0,5	0,45	0,2	0,6	0,3	0,4	0,5
19	820	5	4,2	0,6	0,4	0,2	0,7	0,3	0,5	0,5	
20	390	72	III	4,8	0,6	0,35	0,3	0,8	0,4	0,6	0,3
21	440	62		4,5	0,7	0,3	0,3	0,9	0,3	0,7	0,4
22	450	54,5		4,8	0,7	0,25	0,3	0,8	0,3	0,7	0,4
23	470	49		4,9	0,7	0,2	0,3	0,8	0,4	0,6	0,3
24	480	44		5,0	0,8	0,25	0,4	0,8	0,4	0,6	0,2
25	560	40	IV	5,2	0,7	0,3	0,4	0,7	0,5	0,6	0,1
26	570	37		5,3	0,7	0,35	0,4	0,6	0,4	0,5	0,2
27	580	34		5,2	0,7	0,4	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
28	600	32		5,4	0,7	0,45	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
29	620	29,5		5,5	0,7	0,5	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
30	650	25,4		5,4	0,6	0,55	0,4	0,5	0,3	0,4	0,3
31	660	18		5,0	0,6	0,6	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
32	700	13		4,8	0,6	0,65	0,4	0,6	0,3	0,4	0,3
33	720	11		4,7	0,7	0,7	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3
34	750	9		4,5	0,6	0,75	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3
35	760	8		4,5	0,6	0,7	0,4	0,7	0,3	0,5	0,3
36	770	7		4,2	0,6	0,65	0,4	0,7	0,3	0,5	0,3
37	780	6		4,1	0,6	0,6	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
38	800	5,6		4,0	0,6	0,55	0,3	0,7	0,3	0,6	0,4
39	840	5		3,8	0,7	0,5	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3
40	300	72	III	4,2	0,7	0,4	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
41	370	62		4,3	0,6	0,35	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3
42	410	54,5		4,4	0,7	0,3	0,4	0,6	0,4	0,5	0,2
43	460	48,6		4,5	0,6	0,25	0,4	0,7	0,3	0,6	0,3
44	480	44		4,6	0,7	0,2	0,4	0,6	0,4	0,5	0,2
45	490	40		4,7	0,6	0,25	0,4	0,7	0,3	0,6	0,3
46	500	36,7		4,8	0,7	0,3	0,4	0,6	0,3	0,5	0,3
47	520	34		4,9	0,7	0,35	0,3	0,7	0,4	0,6	0,3
48	540	31,6		5,0	0,5	0,4	0,3	0,7	0,3	0,6	0,4
49	570	29,5		5,2	0,6	0,45	0,3	0,7	0,4	0,5	0,3

Продолжение табл. 3

Вар.	$T_{\text{вых}},$ НМ	$n_{\text{вых}},$ об/М	Гр м	$L_{\text{год}}$	$K_{\text{год}}$	$K_{\text{сут}}$	$\frac{t_1}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{II}}{T_I}$	$\frac{t_2}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{III}}{T_I}$	$\frac{t_3}{t_{\Sigma}}$
50	580	25,4	IV	5,1	0,5	0,5	0,3	0,8	0,3	0,5	0,4
51	590	17,6		4,8	0,6	0,55	0,3	0,7	0,3	0,4	0,4
52	600	13,4		4,5	0,6	0,6	0,3	0,6	0,4	0,4	0,3
53	620	10,9		4,6	0,6	0,65	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4
54	640	9,1		4,7	0,7	0,7	0,3	0,6	0,3	0,4	0,4
55	650	7,9		5,0	0,7	0,65	0,3	0,7	0,3	0,5	0,4
56	660	6,9		5,2	0,7	0,6	0,3	0,7	0,4	0,6	0,3
57	670	6,2		5,5	0,8	0,55	0,3	0,8	0,3	0,6	0,4
58	680	5,6		5,6	0,9	0,5	0,3	0,7	0,4	0,5	0,3
59	690	5,1		6,0	0,7	0,45	0,3	0,7	0,3	0,5	0,4
60	487	72		6,2	0,7	0,4	0,4	0,8	0,3	0,5	0,3
61	565	62		V	6,1	0,7	0,35	0,5	0,8	0,2	0,5
62	643	55	6,7		0,7	0,3	0,5	0,8	0,3	0,5	0,2
63	721	48,6	6,8		0,7	0,25	0,4	0,8	0,2	0,5	0,4
64	799	43,9	6,9		0,7	0,2	0,4	0,7	0,3	0,5	0,3
65	877	40	7,0		0,7	0,25	0,4	0,8	0,2	0,6	0,4
66	955	36,7	6,5		0,7	0,3	0,4	0,7	0,3	0,6	0,3
67	500	34	6,5		0,7	0,35	0,3	0,6	0,3	0,5	0,4
68	560	31,6	6,4		0,6	0,4	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3
69	600	29,5	5,0		0,6	0,45	0,3	0,6	0,4	0,4	0,3
70	610	25,4	4,5		0,6	0,5	0,2	0,6	0,4	0,4	0,4
71	620	17,6	4,8		0,6	0,55	0,2	0,6	0,5	0,4	0,3
72	630	13,4	4,9		0,7	0,6	0,2	0,6	0,4	0,4	0,4
73	630	10,9	4,5		0,7	0,65	0,2	0,7	0,3	0,3	0,5
74	640	9,1	4,4		0,7	0,7	0,2	0,6	0,5	0,3	0,3
75	650	7,9	4,2		0,7	0,6	0,2	0,6	0,3	0,3	0,5
76	620	6,9	4,0		0,7	0,5	0,2	0,7	0,4	0,4	0,4
77	630	6,2	3,8		0,7	0,4	0,2	0,7	0,4	0,4	0,4
78	640	5,6	3,6		0,6	0,35	0,2	0,7	0,5	0,3	0,3
79	650	5,1	3,7	0,6	0,3	0,2	0,8	0,5	0,5	0,3	
80	350	72	IV	7,0	0,7	0,25	0,5	0,7	0,4	0,5	0,1
81	406	62		6,5	0,7	0,2	0,5	0,7	0,3	0,4	0,2
82	462	55		6,6	0,8	0,25	0,5	0,7	0,3	0,4	0,2
83	518	48,6	V	6,5	0,8	0,3	0,4	0,7	0,4	0,4	0,2
84	574	43,9		6,0	0,8	0,35	0,5	0,8	0,2	0,4	0,3
85	630	40		6,0	0,8	0,4	0,5	0,8	0,2	0,4	0,3
86	686	36,7		5,7	0,8	0,45	0,4	0,7	0,2	0,4	0,4
87	742	34		6,0	0,8	0,4	0,4	0,8	0,2	0,4	0,4
88	798	31,6		5,9	0,7	0,35	0,4	0,6	0,2	0,3	0,4
89	500	29,5		5,5	0,7	0,3	0,3	0,7	0,2	0,3	0,5
90	540	25,4		5,0	0,7	0,25	0,4	0,8	0,3	0,5	0,3
91	560	17,6		4,5	0,7	0,2	0,3	0,7	0,3	0,4	0,4
92	570	13,4		4,5	0,7	0,25	0,3	0,8	0,3	0,4	0,4
93	580	10,9		4,2	0,7	0,3	0,3	0,7	0,3	0,4	0,4
94	590	9,1		4,3	0,8	0,35	0,4	0,7	0,2	0,5	0,4
95	600	7,9		4,4	0,8	0,4	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3
96	610	6,9		4,2	0,9	0,45	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3
97	620	6,2		4,3	0,8	0,4	0,4	0,8	0,4	0,5	0,2
98	630	5,6		4,0	0,7	0,35	0,3	0,8	0,2	0,4	0,5
99	640	5,1		3,7	0,7	0,3	0,4	0,8	0,3	0,3	0,7

Таблица 4

Исходные данные для расчётов цилиндрическо – червячных редукторов по заданию № 9

Вар.	$T_{\text{ВЫХ}},$ НМ	$n_{\text{ВЫХ}},$ об/М	$u'_B$	$L_{\text{год}}$	$K_{\text{год}}$	$K_{\text{сут}}$	$\frac{t_1}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{II}}{T_I}$	$\frac{t_2}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{III}}{T_I}$	$\frac{t_3}{t_{\Sigma}}$
00	170	28	1,6	5,0	0,8	0,7	0,5	0,8	0,3	0,6	0,2
01	180	23		5,5	0,8	0,7	0,4	0,8	0,3	0,7	0,3
02	200	20		5,5	0,8	0,7	0,4	0,8	0,4	0,5	0,2
03	205	17		5,0	0,8	0,7	0,3	0,7	0,4	0,6	0,3
04	240	15		4,5	0,8	0,7	0,5	0,7	0,2	0,5	0,3
05	150	41		4,0	0,8	0,7	0,5	0,8	0,4	0,7	0,1
06	160	32		4,5	0,8	0,3	0,4	0,8	0,4	0,6	0,2
07	190	26		4,6	0,8	0,3	0,5	0,7	0,3	0,5	0,2
08	230	22		4,7	0,7	0,3	0,4	0,8	0,3	0,4	0,3
09	270	19		4,8	0,7	0,3	0,3	0,7	0,4	0,5	0,3
10	300	17		4,9	0,7	0,3	0,3	0,6	0,4	0,5	0,3
11	340	15		5,0	0,7	0,3	0,3	0,7	0,4	0,4	0,3
12	120	65		4,5	0,8	0,3	0,5	0,8	0,2	0,7	0,3
13	160	46		4,1	0,8	0,3	0,4	0,7	0,4	0,5	0,2
14	200	36		4,2	0,8	0,3	0,5	0,8	0,5	0,6	0,0
15	250	29		4,3	0,8	0,3	0,6	0,8	0,4	0,5	0,0
16	290	25		4,4	0,8	0,3	0,4	0,7	0,5	0,6	0,1
17	340	21		4,5	0,8	0,3	0,4	0,7	0,3	0,5	0,3
18	150	76		4,6	0,8	0,3	0,5	0,8	0,5	0,7	0,0
19	180	58		4,7	0,8	0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,0
20	240	45		4,8	0,7	0,4	0,4	0,8	0,3	0,5	0,3
21	290	38		4,9	0,7	0,4	0,3	0,7	0,4	0,4	0,3
22	380	32		5,0	0,7	0,4	0,4	0,7	0,4	0,6	0,2
23	180	90		4,9	0,7	0,3	0,5	0,8	0,4	0,6	0,1
24	220	65		4,8	0,7	0,3	0,3	0,8	0,3	0,3	0,4
25	290	50		4,7	0,7	0,3	0,4	0,7	0,4	0,5	0,2
26	350	41		4,6	0,6	0,2	0,3	0,6	0,2	0,5	0,5
27	200	90		4,5	0,7	0,3	0,4	0,7	0,5	0,5	0,1
28	360	50		4,4	0,6	0,2	0,3	0,7	0,4	0,4	0,3
29	240	90		4,3	0,6	0,3	0,4	0,8	0,3	0,5	0,3
30	340	65		4,2	0,6	0,2	0,2	0,7	0,3	0,5	0,5
31	320	80		4,1	0,6	0,2	0,3	0,7	0,2	0,4	0,5
32	210	90	4,0	0,7	0,2	0,2	0,7	0,2	0,6	0,6	
33	150	24	2,1	4,9	0,8	0,4	0,7	0,8	0,2	0,7	0,1
34	180	20		4,8	0,8	0,4	0,6	0,7	0,4	0,5	0,0
35	220	17		4,7	0,7	0,4	0,5	0,7	0,4	0,6	0,1
36	240	14		4,6	0,7	0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,0
37	280	13		4,5	0,8	0,5	0,4	0,7	0,4	0,5	0,2
38	315	11		4,4	0,7	0,3	0,5	0,6	0,2	0,5	0,3
39	300	34		4,3	0,8	0,3	0,7	0,7	0,2	0,6	0,1
40	340	27		4,2	0,8	0,4	0,6	0,7	0,5	0,5	0,0
41	230	22		4,1	0,7	0,3	0,3	0,7	0,4	0,6	0,3
42	270	19		4,0	0,7	0,3	0,4	0,8	0,3	0,3	0,3
43	360	16		3,9	0,7	0,3	0,3	0,7	0,4	0,4	0,3
44	370	14		3,8	0,7	0,2	0,4	0,7	0,5	0,5	0,1
45	390	13		3,7	0,7	0,2	0,3	0,8	0,3	0,3	0,4
46	160	50		3,6	0,7	0,7	0,4	0,9	0,4	0,5	0,2
47	210	34		3,5	0,7	0,3	0,3	0,8	0,5	0,7	0,2
48	270	27		3,4	0,7	0,3	0,4	0,7	0,4	0,3	0,2

Вар.	$T_{\text{вых}},$ НМ	$n_{\text{вых}},$ об/М	$u'_B$	$L_{\text{год}}$	$K_{\text{год}}$	$K_{\text{сут}}$	$\frac{t_1}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{II}}{T_I}$	$\frac{t_2}{t_{\Sigma}}$	$\frac{T_{III}}{T_I}$	$\frac{t_3}{t_{\Sigma}}$	
49	340	21	2,1	3,3	0,7	0,3	0,3	0,7	0,3	0,5	0,4	
50	400	18		3,4	0,7	0,2	0,2	0,7	0,2	0,4	0,6	
51	255	85		3,5	0,7	0,7	0,5	0,7	0,4	0,6	0,1	
52	450	48		3,6	0,7	0,3	0,4	0,8	0,4	0,6	0,2	
53	630	34		3,7	0,7	0,2	0,4	0,7	0,3	0,3	0,3	
54	420	26		3,8	0,7	0,2	0,3	0,6	0,2	0,3	0,5	
55	170	85		3,9	0,7	0,4	0,4	0,6	0,2	0,5	0,4	
56	270	53		4,0	0,7	0,3	0,4	0,7	0,4	0,4	0,2	
57	380	38		4,1	0,7	0,2	0,3	0,6	0,5	0,2	0,2	
58	230	85		4,2	0,7	0,2	0,3	0,6	0,7	0,4	0,0	
59	310	58		4,3	0,7	0,2	0,4	0,7	0,3	0,3	0,3	
60	420	42		4,4	0,7	0,2	0,2	0,5	0,3	0,2	0,5	
61	260	85		4,5	0,7	0,3	0,3	0,7	0,3	0,3	0,4	
62	380	58		4,6	0,7	0,3	0,2	0,6	0,3	0,2	0,5	
63	290	85		4,7	0,7	0,3	0,3	0,7	0,5	0,2	0,2	
64	370	69		4,8	0,7	0,3	0,2	0,6	0,2	0,2	0,6	
65	340	85		4,9	0,7	0,3	0,3	0,7	0,3	0,3	0,4	
66	420	69		5,0	0,6	0,2	0,3	0,7	0,7	0,3	0,0	
67	270	13		2,6	4,9	0,7	0,3	0,4	0,6	0,4	0,4	0,2
68	300	12			4,8	0,7	0,2	0,5	0,7	0,1	0,4	0,4
69	320	11	4,7		0,6	0,2	0,3	0,6	0,3	0,3	0,4	
70	350	10	4,6		0,6	0,2	0,3	0,7	0,3	0,5	0,4	
71	370	9,8	4,5		0,6	0,2	0,4	0,6	0,4	0,3	0,2	
72	390	9,2	4,4		0,6	0,3	0,3	0,6	0,4	0,2	0,3	
73	280	18,5	4,3		0,7	0,3	0,3	0,7	0,5	0,2	0,2	
74	300	16,5	4,2		0,7	0,5	0,4	0,8	0,4	0,3	0,2	
75	340	14,8	4,1		0,7	0,5	0,3	0,7	0,3	0,3	0,4	
76	370	13,6	4,0		0,7	0,2	0,4	0,6	0,3	0,3	0,3	
77	410	12,4	3,9		0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,2	0,6	
78	430	11,5	3,8		0,6	0,2	0,3	0,6	0,2	0,2	0,5	
79	280	25,3	3,7		0,7	0,3	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3	
80	330	21,5	3,6		0,7	0,2	0,5	0,7	0,5	0,3	0,0	
81	390	18,5	3,5		0,7	0,2	0,2	0,7	0,4	0,4	0,4	
82	430	16,7	3,6		0,6	0,2	0,2	0,5	0,4	0,4	0,4	
83	270	40	3,7		0,7	0,3	0,3	0,7	0,3	0,6	0,4	
84	370	33,5	3,8		0,7	0,2	0,4	0,7	0,3	0,4	0,3	
85	380	28,5	3,9		0,7	0,2	0,3	0,6	0,7	0,4	0,0	
86	430	25,3	4,0		0,7	0,2	0,2	0,6	0,2	0,2	0,6	
87	360	55,4	4,1	0,7	0,3	0,4	0,8	0,4	0,3	0,2		
88	310	46,4	4,2	0,7	0,3	0,3	0,8	0,4	0,2	0,3		
89	370	38,9	4,3	0,7	0,2	0,2	0,8	0,3	0,1	0,5		
90	420	34,3	4,4	0,6	0,2	0,2	0,7	0,2	0,2	0,6		
91	300	68,6	4,5	0,7	0,3	0,3	0,8	0,5	0,3	0,2		
92	350	51,4	4,4	0,6	0,2	0,3	0,7	0,2	0,2	0,5		
93	420	40	4,3	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,2	0,6		
94	320	68,6	4,2	0,7	0,3	0,3	0,7	0,3	0,4	0,4		
95	390	55,4	4,1	0,6	0,2	0,2	0,6	0,2	0,3	0,6		
96	420	46,4	4,0	0,6	0,2	0,3	0,5	0,2	0,3	0,5		
97	370	68,6	3,8	0,6	0,2	0,2	0,6	0,4	0,3	0,4		
98	460	55,4	3,7	0,6	0,2	0,3	0,5	0,2	0,2	0,5		
99	450	68,6	3,5	0,6	0,2	0,3	0,6	0,3	0,3	0,4		

В таблицах указаны: вариант задания; крутящий момент на выходном валу редуктора  $T_{\text{вых}}$ , Нм; частота вращения выходного вала  $n_{\text{вых}}$ , об/м; срок службы (ресурс) редуктора  $L_{\text{год}}$  в годах; параметры ступенчатого графика нагружения, пример которого показан на рис. 2; рекомендуемая (но не обязательная) группа материалов Грм для изготовления цилиндрических и конических зубчатых колес; рекомендуемый диапазон передаточных чисел  $u_T$  для тихоходной ступени червячно – цилиндрических редукторов (табл. 3); рекомендуемый диапазон передаточных чисел  $u_B$  для быстроходной ступени цилиндрическо – червячных редукторов (табл. 4).

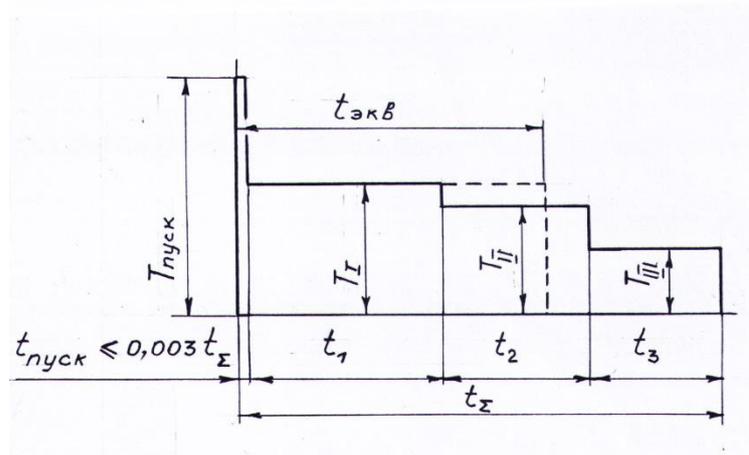


Рис. 2

Примечание. При оформлении пояснительной записки к КП на первой ее странице должна быть изображена схема редуктора, приведены исходные данные для расчета и изображен график нагружения в масштабе. Параметр  $t_{\text{экв}}$  будет определен ниже при расчете передач.

## 2 Кинематический и силовой расчет редуктора. Выбор электродвигателя

Для привода различных механизмов в современной технике наиболее часто применяют асинхронные электродвигатели переменного тока с синхронной частотой вращения (частотой вращения на холостых оборотах)  $n_{\text{синх}} = 1500$  об/м. Решено использовать такой двигатель в КП. Тогда можно ориентировочно (со знаком «штрих») определить передаточное число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\text{синх}}}{n_{\text{вых}}}$$

Передаточное число редуктора равно произведению передаточных чисел быстроходной и тихоходной ступеней, т.е.  $u'_p = u'_B u'_T$ . Назначим эти числа, обеспечивая оптимальные размеры редукторов.

Для редукторов по схемам №0...5 назначим  $u'_T = 0,88\sqrt{u'_p}$ . Тогда  $u'_B = \frac{u'_p}{u'_T}$ .

Для коническо – цилиндрических редукторов по схемам №6 и №7 назначим  $u'_T = 0,63 \sqrt[3]{(u'_p)^2}$ . Тогда  $u'_B = \frac{u'_p}{u'_T}$ .

Для червячно – цилиндрического редуктора по схеме №8 при  $u'_p \leq 50$  рекомендуется назначать  $u'_B = 8$ . Тогда  $u'_T = \frac{u'_p}{8}$ . При  $u'_p > 50$  назначим  $u'_T = 6,3$ . Тогда  $u'_B = \frac{u'_p}{6,3}$ .

Для цилиндрическо – червячного редуктора по схеме №9 можно воспользоваться рекомендациями таблицы 4 для назначения  $u'_B$ . Тогда  $u'_T = \frac{u'_p}{u'_B}$ .

Коэффициент полезного действия (КПД) двухступенчатого редуктора равен произведению КПД быстроходной и тихоходной ступеней, т.е.  $\eta_p = \eta_B \eta_T$ . Определим их.

Для цилиндрической косозубой передачи (для одной ступени, вне зависимости – быстроходная она, или тихоходная) можно принять равным  $\eta = 0,96$ . Для конической –  $\eta = 0,95$ . Для быстроходной червячной ступени в задании №8  $\eta = 0,95 \left(1 - \frac{u'_B}{200}\right)$ . Для тихоходной червячной ступени в задании №9  $\eta = 0,95 \left(1 - \frac{u'_T}{200}\right)$ .

Угловая скорость тихоходного вала,  $c^{-1}$ .  $\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{\pi n_{\text{ВЫХ}}}{30}$ .

Мощность на выходе редуктора, Вт.  $P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}}$ .

Потребная мощность на входе, Вт.  $P_{\text{ПОТР}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_p}$ .

Используя  $P_{\text{ПОТР}}$ , Вт и рекомендованную синхронную частоту 1500 об/м, выбираем ближайший по мощности электродвигатель из табл. 5.

Таблица 5

Мощность двигателя, Вт	Марка двигателя	Мощность двигателя, Вт	Марка двигателя	Мощность двигателя, Вт	Марка двигателя
550	71A4/1357	2200	90L4/1390	11000	132M4/1447
750	71B4/1350	3000	100S4/1410	15000	160S4/1455
1100	80A4/1395	4000	100L4/1410	18500	160M4/1455
1500	80B4/1395	5500	112M4/1432	22000	180S4/1462
				30000	180M4/1470

В том случае, если для привода понадобится двигатель с синхронной частотой, отличной от 1500 об/м, можно воспользоваться, например, таблицей 24.9[2].

В выбранной марке двигателя число, расположенное под наклонной чертой, представляет собой асинхронную (рабочую) частоту вращения вала. Например, для двигателя 180S4/1462 имеем  $n_{\text{асинх}} = 1462$  об/м. После выбора двигателя частоту вращения быстроходного вала следует принять  $n_{\text{ВХ}} = n_B = n_{\text{асинх}}$ .

Уточняем передаточное число редуктора  $u_p = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{n_B}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{n_{\text{асинх}}}{n_{\text{ВЫХ}}}$  и окончательно назначаем величины  $u_B$  и  $u_T$ , удовлетворяющие формулу  $u_p = u_B u_T$ .

Угловая скорость быстроходного вала,  $c^{-1}$

$$\omega_{\text{ВХ}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{ВХ}}}{30}$$

Крутящие моменты и частоты вращения валов:

$$T_{\text{ВХ}} = \frac{P_{\text{ПОТР}}}{\omega_{\text{ВХ}}}; T_{\text{ПР}} = T_{\text{ВХ}} u_B \eta_B; n_{\text{ПР}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{u_B}; T_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ПР}} u_T \eta_T; n_{\text{ВЫХ}} = \frac{n_{\text{ПР}}}{u_T}$$

Действительный крутящий момент  $T_{\text{ВЫХ}}$  и действительная частота его вращения  $n_{\text{ВЫХ}}$  не должны отличаться от указанных в задании на КП величин более чем на 5%. Результаты расчетов желательно согласовать с преподавателем.

Проектировочные расчеты передач редуктора обычно начинают с расчета тихоходной ступени, т.к. именно ее размеры определяют основные размеры всего механизма.

### 3 Расчет цилиндрической косозубой передачи (тихоходной ступени в заданиях №0 - №8)

Методику расчета для наглядности совместим с конкретным числовым примером расчета тихоходной ступени редуктора по развернутой схеме (задания №0 и №1).

Предположим, что исходные данные для расчета имеют вид:  $T_{\text{ВЫХ}} = 1940$  Нм;  $n_{\text{ВЫХ}} = 43$  об/м;  $L_{\text{ГОД}} = 3,5$  года;  $K_{\text{ГОД}} = 0,6$ ;  $K_{\text{СУТ}} = 0,2$ ;  $t_1/t_2 = 0,4$ ;  $T_{II}/T_I = 0,8$ ;  $t_2/t_3 = 0,3$ ;  $T_{III}/T_I = 0,5$ ;  $t_3/t_2 = 0,3$ .



Кинематический и силовой расчет редуктора дал следующие результаты: двигатель 132М4/1447;  $u_p = 33,6$ ;  $u_B = 6,5$ ;  $u_T = 5,2$ ;  $n_{BX} = 1447$  об/м;  $T_{BX} = 62,7$ Нм;  $n_{пр} = 222,6$  об/м;  $T_{пр} = 391$ Нм;  $n_{ВЫХ} = 42,8$  об/м;  $T_{ВЫХ} = 1952$ Нм.

В технике принято для каждой отдельно взятой зубчатой передачи параметры меньшего зубчатого колеса (“шестерни”) сопровождать индексом “1”, а параметры большего колеса (“колеса”) – индексом ”2”. Поэтому для расчёта тихоходной ступени в данном примере назначим:  $n_1 = n_{пр} = 222,6$  об/м;  $n_2 = n_{ВЫХ} = 42,8$  об/м;  $T_1 = T_{пр} = 391$ Нм;  $T_2 = T_{ВЫХ} = 1952$ Нм;  $u = u_T = 5,2$ . Срок службы и график нагрузки являются общими для быстроходной и тихоходной ступеней.

### 3.1 Расчет цилиндрической косозубой передачи на контактную выносливость

В расчетах на контактную прочность все расчетные параметры сопровождаются, наряду с другими индексами, индексом «Н».

#### 3.1.1 Выбор материалов, термообработок и твердостей зубьев зубчатых колес

Опыт проектирования и эксплуатации зубчатых механизмов позволил сгруппировать материалы колес и их термообработки в пять основных групп, представленных в табл. 6.

Вопрос о применении тех, или иных материалов решается в зависимости от специфических требований к приводу (размеры, вес, конструктивные особенности) и технических возможностей производства. При выполнении КП группу материалов следует выбрать так, чтобы чертёж общего вида редуктора, как минимум в двух проекциях, в масштабе 1:1 поместился на листе формата А1. Решить такую задачу возможно с использованием данных в табл. 1 - 4 (ориентировочная рекомендация Гр м). Не исключено, что при работе над КП группу материалов по согласованию с преподавателем придется менять.

Предположим, что в нашем примере сделан выбор на материалах группы IV. Тогда примем для колеса сталь 40Х, термообработка – улучшение + закалка токами высокой частоты (ТВЧ), твердость на поверхности  $H_2 = (45 \dots 53)HRC$  (средняя твердость  $H_{2cp} = 49 HRC$ ), предел контактной выносливости  $\sigma_{НО2} = 17H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 49 + 200 = 1033$  МПа. Для шестерни назначим сталь 40ХМНМА, термообработка – улучшение + азотирование, твердость на поверхности  $H_1 = (50 \dots 55)HRC$  (средняя твердость  $H_{1cp} = 53 HRC$ ), предел контактной выносливости  $\sigma_{НО1} = 1050$  МПа.

#### 3.1.2 Ресурс передачи в часах

$$L_h = L_{год} 365 K_{год} 24 K_{сут} = 3,5 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 24 \cdot 0,2 = 3679 \text{ч} \approx 4000 \text{ч}.$$

#### 3.1.3 Суммарные числа нагружений для каждого зуба шестерни и колеса:

$$N_{\Sigma 1} = L_h 60 n_1 = 4000 \cdot 60 \cdot 222,6 = 53 \cdot 10^6 \text{ц};$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{u} = \frac{53 \cdot 10^6}{5,2} = 10,2 \cdot 10^6 \text{ц}.$$

#### 3.1.4 Коэффициент контактной эквивалентности $K_{НЕ}$

Изображенную в масштабе по данным индивидуального задания ступенчатую диаграмму нагружения (рис. 2), заменим равноценной по усталостному действию постоянной нагрузкой, которая действует на протяжении некоторого эквивалентного периода  $t_{ЭКВ}$ . В качестве такой нагрузки обычно принимают наибольший длительно действующий момент  $T_1$ . Смысл такой условной замены можно объяснить следующим образом. На протяжении некоторого вымышленного промежутка времени  $t_{ЭКВ}$  в зубчатой передаче на поверхности зубьев под действием переменных контактных напряжений  $\sigma_H$  могут накопиться такие же усталостные контактные повреждения (выкрашивание), как и в аналогичной передаче, нагруженной реальной ступенчатой нагрузкой.

Таблица 6

Гр м	Колесо, шестерня	Термообработка	Марка стали	Твердость на поверхности H <sub>НВ</sub> или H <sub>НRC</sub>	σ <sub>НО</sub> , МПа	σ <sub>Т</sub> , МПа
I	Колесо	Улучшение	45	(235...262) HB	2H <sub>НВ</sub> + 70	540
			40X; 40XH; 35XM			640
	Шестерня	Улучшение	45	(269...302) HB	2H <sub>НВ</sub> + 70	540
			40X; 40XH; 35XM			640
II	Колесо	Улучшение	45	(269...302) HB	2H <sub>НВ</sub> + 70	540
			40X; 40XH; 35XM			640
	Шестерня	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM	(45...53) HRC	17H <sub>НRC</sub> + 200	750
III	Колесо и шестерня	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM	(45...53) HRC	17H <sub>НRC</sub> + 200	750
IV	Колесо	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM	(45...53) HRC	17H <sub>НRC</sub> + 200	750
	Шестерня	Улучшение + азотирование	40XHMA; 38X2MЮА	(50...56) HRC	1050	780
		Улучшение + цементация + закалка ТВЧ	20X; 20XH2M; 18XГТ; 12XH3A; 25XГМ	(56...63) HRC	23H <sub>НRC</sub>	800
V	Колесо и шестерня	Улучшение + азотирование	40XHMA; 38X2MЮА	(50...56) HRC	1050	780
		Улучшение + цементация + закалка ТВЧ	20X; 20XH2M; 18XГТ; 12XH3A; 25XГМ	(56...63) HRC	23H <sub>НRC</sub>	800

Коэффициент контактной эквивалентности определяется по формуле

$$K_{HE} = \sum \frac{t_i}{t_{\Sigma}} \left( \frac{T_i}{T_I} \right)^3 = \frac{t_1}{t_{\Sigma}} \left( \frac{T_I}{T_I} \right)^3 + \frac{t_2}{t_{\Sigma}} \left( \frac{T_{II}}{T_I} \right)^3 + \frac{t_3}{t_{\Sigma}} \left( \frac{T_{III}}{T_I} \right)^3 =$$

$$= 0,4 \cdot 1^3 + 0,3 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,5^3 = 0,59.$$

3.1.5 Эквивалентные числа циклов для шестерни и колеса:

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} \cdot K_{HE} = 53 \cdot 10^6 \cdot 0,59 = 31,3 \cdot 10^6 \text{ ц};$$

$$N_{HE2} = N_{\Sigma 2} \cdot K_{HE} = 10,2 \cdot 10^6 \cdot 0,59 = 6 \cdot 10^6 \text{ ц}.$$

3.1.6 Базовые числа циклов  $N_{HO}$  для зубьев шестерни  $N_{HO1}$  и для колеса  $N_{HO2}$  можно определить по формуле

$$N_{HO} = 30(H_{HB})^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7 \text{ ц}.$$

При необходимости твердость в единицах HRC переводят в твердость в единицах HB по следующим соотношениям

H <sub>HRC</sub>	45	47	48	50	51	53	55	60	62	65
H <sub>HB</sub>	425	440	460	480	495	522	540	600	620	670

Если расчетное значение  $N_{HO}$  оказывается больше, чем  $12 \cdot 10^7$  циклов, то для дальнейших расчетов следует принять  $N_{HO} = 12 \cdot 10^7$  ц.

В нашем примере:

$$H_1 = 53\text{HRC} = 522\text{HB} \text{ и } N_{HO1} = 30 \cdot 522^{2,4} = 99,9 \cdot 10^6 \text{ ц};$$

$$H_2 = 49\text{HRC} = 470\text{HB} \text{ и } N_{HO2} = 30 \cdot 470^{2,4} = 77,6 \cdot 10^6 \text{ ц}.$$

3.1.7 Коэффициенты контактной долговечности  $K_{HL}$  для шестерни и колеса:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{99,9 \cdot 10^6}{31,3 \cdot 10^6}} = 1,21;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{77,6 \cdot 10^6}{6 \cdot 10^6}} = 1,53.$$

При твердости материала колеса  $H_2 \leq 350\text{HB}$  (передача прирабатываемая) должно быть выполнено условие  $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$ . При  $H_2 > 350\text{HB}$  (передача неприрабатываемая) должно быть  $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$ . Если же расчетное значение  $K_{HL}$  окажется за пределами указанных ограничений, то для дальнейших расчетов величину  $K_{HL}$  следует принять равной ближайшему пределу слева, или справа.

3.1.8 Коэффициенты запаса контактной прочности  $S_H$  для шестерни  $S_{H1}$  и для колеса  $S_{H2}$  зависят от вида термообработки. При улучшении  $S_H = 1,1$ . При закалке ТВЧ, цементации, азотировании  $S_H = 1,2$ .

В нашем примере  $S_{H01} = S_{H02} = 1,2$ .

3.1.9 Допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{HO1} \cdot K_{HL1}}{S_{H1}} = \frac{1050 \cdot 1,21}{1,2} = 1059 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{HO2} \cdot K_{HL2}}{S_{H2}} = \frac{1033 \cdot 1,53}{1,2} = 1317 \text{ МПа}.$$

3.1.10 Допускаемое контактное напряжение для косозубой передачи

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(1059 + 1317) = 1070 \text{ МПа}.$$

3.1.11 Коэффициент относительной ширины зубчатых колес  $\psi_{ba}$  по отношению к межосевому расстоянию для тихоходной ступени в зависимости от схемы редуктора и твердости колеса  $H_2$  можно определить по табл. 7.

**Таблица 7**

Схема редуктора	$\psi_{ba}$ для тихоходной ступени	
	$H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_2 > 350\text{HB}$
Развернутая (задания № 0,1), коническо – цилиндрическая (задания № 6,7), червячно – цилиндрическая (задание №8)	0,4	0,315
С раздвоенной быстроходной ступенью (задания № 2,3)	0,6	0,5
Соосная (задания № 4,5)	0,5	0,4

После назначения  $\psi_{ba}$  определяют коэффициент ширины шестерни по отношению к ее диаметру

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1).$$

В нашем примере  $\psi_{ba} = 0,315$ . Тогда  $\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315(5,2 + 1) = 0,98$ .

3.1.12 Коэффициент  $K_{H\beta}$

Погрешности изготовления зубчатых колес (в основном – погрешности направлений зубьев) и упругие деформации колес, валов, подшипников и корпусных деталей неизбежно

приводят к некоторому перекосу зубьев шестерни и колеса друг относительно друга и, следовательно, к неравномерному распределению удельной нагрузки вдоль линии контакта зубьев. Эта неравномерность учитывается коэффициентом  $K_{H\beta}$ , который можно определить по графикам рис 3. Номера кривых на графиках соответствуют различным вариантам расположения зубчатых колес относительно подшипниковых опор, показанным над рисунком. Графики слева – для прирабатываемых передач, в которых твердость колеса  $H_2 \leq 350\text{HB}$ . Графики справа – для неприрабатываемых передач, в которых  $H_2 > 350\text{HB}$ .

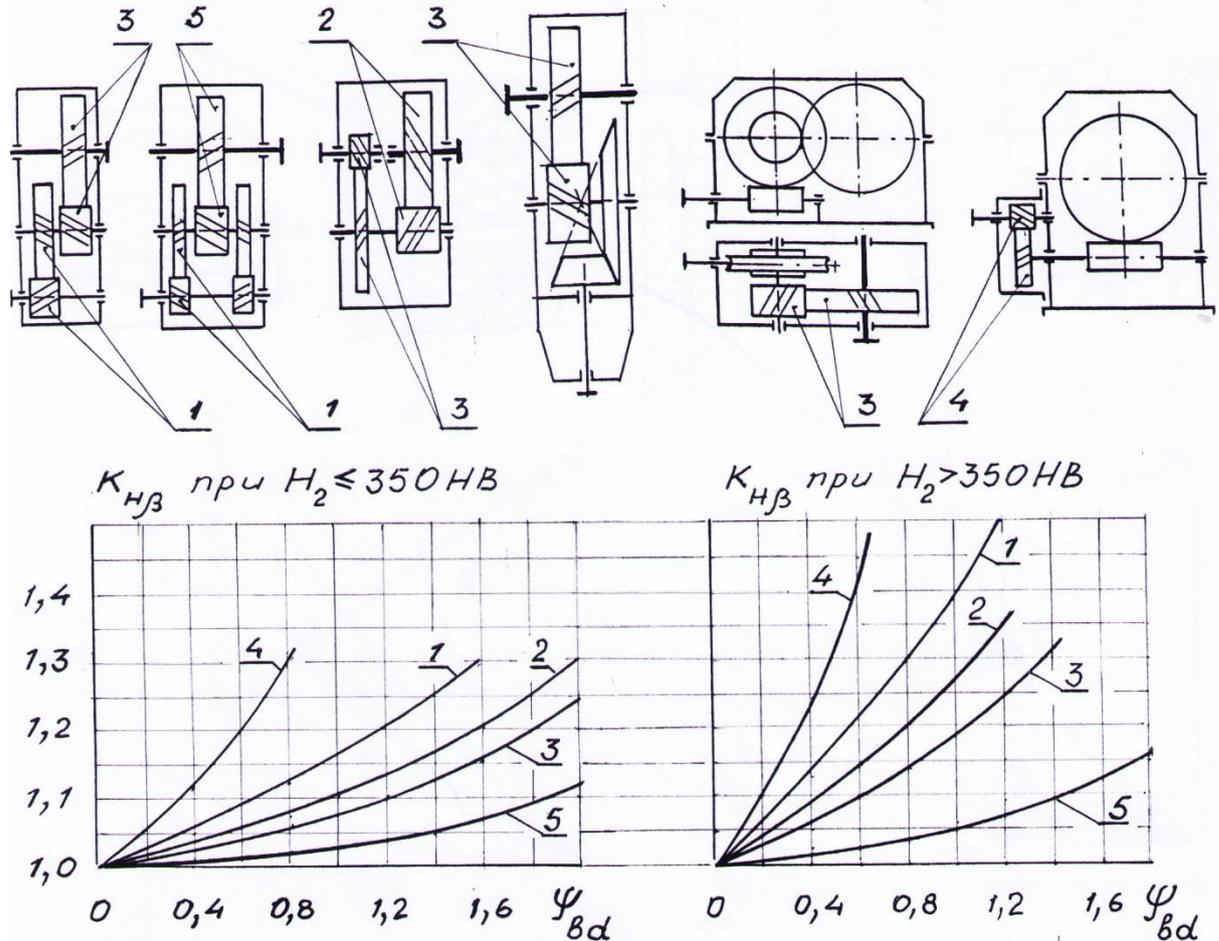


Рис. 3

В нашем примере при  $H_2 > 350\text{HB}$  по кривой III при  $\psi_{bd} = 0,98$  назначаем  $K_{H\beta} = 1,18$ .

3.1.13 Ориентировочное значение окружной скорости в зацеплении можно определить по приближенной формуле

$$V \approx \frac{n_1}{1,5 \cdot 10^4} \cdot \sqrt{\frac{T_2}{u^2 \cdot \psi_{ba}}} = \frac{222,6}{1,5 \cdot 10^4} \cdot \sqrt{\frac{1952}{5,2^2 \cdot 0,315}} = 0,22 \text{ м/с},$$

где  $n_1$  – об/м;  $T_2$  – Нм;  $V$  – м/с.

3.1.14 Степень точности передачи по нормам плавности зацепления можно назначить по следующим рекомендациям

Окружная скорость, м/с	$V \leq 5$	$5 < V \leq 8$	$V > 8$
Степень точности передачи	9	8	7

при  $V = 0,22 < 5$  м/с назначаем девятую степень точности передачи.

### 3.1.5 Коэффициент динамичности $K_{HV}$

При изготовлении зубчатых колес всегда имеются некоторые ошибки в шагах зацепления и погрешности профилей зубьев. При работе передачи с такими зубчатыми колесами появляются дополнительные динамические нагрузки в момент входа зубьев в контакт. Они должны быть учтены коэффициентом  $K_{HV}$ . Величину этого коэффициента можно определить по табл. 8.

**Таблица 8**

Степень точности передачи	Твердость зубьев колеса $H_2$	Значения $k_{HV}$ при скорости $V, \text{ м/с}$				
		1	3	5	8	10
7	$H_2 > 350\text{HB}$	1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
	$H_2 \leq 350\text{HB}$	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
8	$H_2 > 350\text{HB}$	1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
	$H_2 \leq 350\text{HB}$	1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
9	$H_2 > 350\text{HB}$	1,02	1,06	1,11	1,18	1,22
	$H_2 \leq 350\text{HB}$	1,01	1,03	1,07	1,11	1,14

В числовом примере при девятой степени точности, при  $H_2 > 350 \text{ HB}$  для  $V = 0,22 \text{ м/с}$  назначаем  $K_{HV} = 1,02$ .

### 3.1.16 Числа зубьев шестерни и колеса

Чаще всего число зубьев шестерни назначают из диапазона  $z_1 = 17 \dots 25$ . Назначим предварительно  $z_1 = 19$ . Тогда число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u$ . В нашем примере  $z_2 = 19 \cdot 5,2 = 98,8$ . Округляя до целого числа, принимаем  $z_2 = 99$ .

3.1.17 Угол наклона зубьев в косозубой передаче следует назначать из рекомендуемого диапазона  $\beta = (10 \dots 20)^\circ$ . Принимаем предварительно  $\beta = 18^\circ$ .

3.1.18 Коэффициент перекрытия  $\varepsilon$  характеризует среднее количество пар зубьев, находящихся в зацеплении. Он может быть определен по формуле

$$\varepsilon = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{19} + \frac{1}{99} \right) \right] \cos 18^\circ = 1,6.$$

Смысл полученного числа можно объяснить так. 60% всего времени эксплуатации передача работает в режиме двухпарного зацепления и 40% времени – в режиме однопарного.

### 3.1.19 Коэффициент $K_{H\alpha}$

В косозубой передаче зубья колес входят в зацепление не сразу по всей своей длине, а крайними участками. Это приводит к тому, что каждая пара зубьев имеет различную изгибную и контактную жесткость на различных фазах зацепления. Поэтому нагрузка между парами зубьев распределяется неравномерно. Такая неравномерность учитывается коэффициентом  $K_{H\alpha}$ . При седьмой степени точности передачи можно принять  $K_{H\alpha} = 1,02$ , при восьмой –  $K_{H\alpha} = 1,07$ , при девятой степени точности, как в нашем примере,  $K_{H\alpha} = 1,1$ .

3.1.20 Межосевое расстояние косозубой передачи из расчета на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев определим по формуле

$$a_w = 0,815(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E T_2 K_{H\beta} K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{[\sigma_H]^2 \psi_{ba} u^2 \varepsilon}} =$$

$$= 0,815(5,2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,952 \cdot 1,18 \cdot 1,02 \cdot 1,1 \cos^2 18^\circ}{(1070 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,315 \cdot 5,2^2 \cdot 1,6}} = 0,159 \text{ м} = 159 \text{ мм},$$

где  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$  - модуль упругости первого рода для стальных материалов;  $T_2$  – Нм;  $[\sigma_H]$  –  $\text{Н/м}^2$ ;  $a_w$  – м. Точность расчетов – три знака после запятой.

Полученное в метрах значение  $a_w$  надо перевести в миллиметры и округлить до ближайшего стандартного значения из ряда ... 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200 ...

В нашем примере, округляя по стандарту, принимаем  $a_w = 160 \text{ мм}$ .

3.1.21 Рабочая ширина колеса и шестерни:

$$b_2 = a_w \psi_{ba} = 160 \cdot 0,315 = 50,4 \text{ мм. Принимаем } b_2 = 51 \text{ мм;}$$

$$b_1 = b_2 + 4 = 51 + 4 = 55 \text{ мм.}$$

3.2 Расчет цилиндрической косозубой передачи (тихоходной ступени в заданиях № 0 - № 8) на сопротивление усталостному изгибу

При расчетах на изгиб все расчетные параметры, наряду с другими индексами, сопровождаются индексом «F».

3.2.1 Пределы выносливости для нормальных напряжений изгиба при отнулевом цикле их изменения для ранее выбранных материалов могут быть определены для зубьев шестерни  $\sigma_{F01}$  и зубьев колеса  $\sigma_{F02}$  по табл. 9.

**Таблица 9**

Термообработка	Твердость в сердцевине	Стали	$\sigma_{FO}$ , МПа
Улучшение	(235 ... 262) HB	45; 40X; 40XH	440
Улучшение	(269 ... 302) HB	45; 40X; 40XH	510
Улучшение + закалка ТВЧ	(42 ... 50) HRC	40X; 40XH; 35XM	630
Улучшение + азотирование	(24 ... 40) HRC	40XНМА; 38X2МЮА	800
Улучшение + цементация + закалка ТВЧ	(30 ... 43) HRC	20X; 20XН2М; 18XГТ	710

В нашем примере для колеса, изготовленного из стали 40X, имеем  $\sigma_{F02} = 630 \text{ МПа}$ , а для шестерни, изготовленной из стали 40XНМА, имеем  $\sigma_{F01} = 800 \text{ МПа}$ .

3.2.2 Допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса при коэффициенте запаса  $S_F = 1,75$ :

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F01}}{S_F} = \frac{800}{1,75} = 457 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F02}}{S_F} = \frac{630}{1,75} = 360 \text{ МПа.}$$

Примечание. Обратите внимание на то, что запас прочности на изгиб  $S_F = 1,75$  заметно больше, чем запас контактной прочности  $S_H = 1,1 \dots 1,2$ . Причина этого в том, что усталостное разрушение зуба на изгиб (излом) является значительно более опасным видом разрушения, чем усталостное контактное разрушение поверхности зуба (выкрашивание).

3.2.3 Ориентировочное значение диаметра делительной окружности колеса

$$d'_2 = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 5,2}{5,2+1} = 268 \text{ мм} = 0,268 \text{ м.}$$

3.2.4 Ориентировочное значение окружной силы в зацеплении

$$F'_t = \frac{2T_2}{d'_2} = \frac{2 \cdot 1952}{0,268} = 14567 \text{ Н} \approx 14600 \text{ Н.}$$

3.2.5 Предварительное значение модуля зацепления (в нормальном сечении зуба) из расчета на выносливость при изгибе

$$m'_n = \frac{3,5 F'_t}{b_2 [\sigma_F]_2} = \frac{3,5 \cdot 14600}{0,051 \cdot 360 \cdot 10^6} = 2,78 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,78 \text{ мм,}$$

где  $F'_t$  – Н;  $b_2$  – м;  $[\sigma_F]_2$  –  $\text{Н/м}^2$ ;  $m'_n$  – м.

Полученное в метрах предварительное значение модуля надо перевести в миллиметры и округлить до ближайшего стандартного значения из ряда модулей по СТСЭВ310 – 94 ... 1,0; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0 ...

В силовых механических передачах (например, в КП) применять модули менее 1,5 мм не рекомендуется. Поэтому, если расчетное значение модуля  $m'_n < 1,5$  мм, то для дальнейших расчетов следует принять  $m_n = 1,5$  мм.

В нашем примере при  $m'_n = 2,78$  мм назначаем  $m_n = 3,0$  мм.

### 3.2.6 Уточнение суммарного числа зубьев и угла $\beta$

Предварительное суммарное число зубьев из геометрических соображений

$$z'_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 160 \cos 18^\circ}{3,0} = 101,45,$$

которое следует округлить, отбросив дробную часть, какой бы большой она ни была. Значит, в нашем случае, принимаем  $z_\Sigma = 101$ .

Округление  $z'_\Sigma$  до целого числа требует уточнения ранее выбранного угла наклона зубьев. Окончательно имеем

$$\beta = \arccos \left( \frac{z_\Sigma m_n}{2a_w} \right) = \arccos \left( \frac{101 \cdot 3,0}{2 \cdot 160} \right) = 18,7598^\circ.$$

Угол  $\beta$  в градусах надо определять с точностью до четырех знаков после запятой.

### 3.2.7 Уточнение чисел зубьев для шестерни и колеса $z'_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{101}{5,2+1} = 16,3$ .

Принимаем  $z_1 = 16$ . Тогда  $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 101 - 16 = 85$ .

Фактическое передаточное число  $u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{85}{16} = 5,3$ .

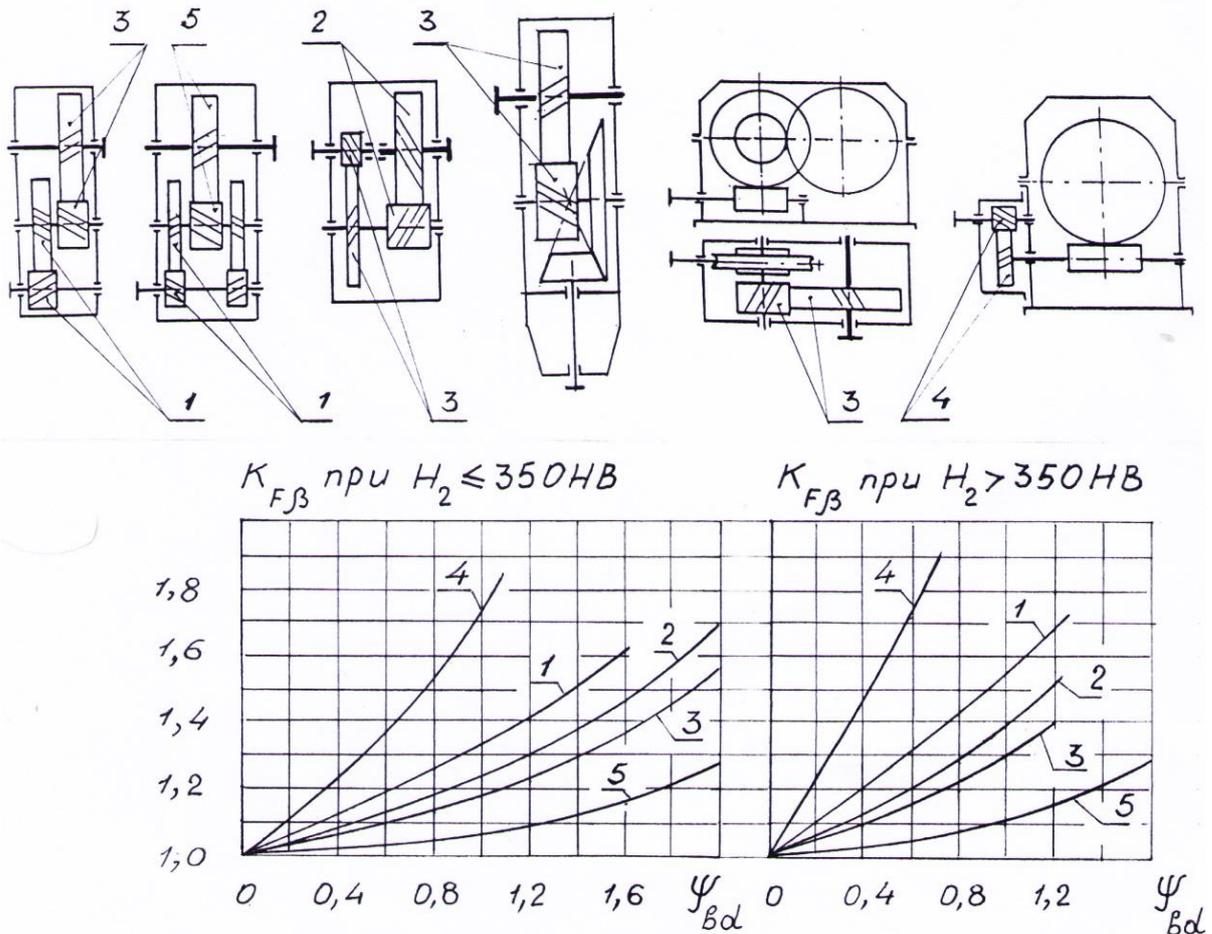


Рис. 4

Известно, что изготовить прямозубую шестерню с числом зубьев менее 17 без подрезания ножек зубьев зуборезным инструментом невозможно. Однако в косозубой шестерне минимальное допустимое число зубьев по условию неподрезания равно

$z_{1min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 18,7598^\circ = 14,4$ , т.е. в косозубой передаче с углом наклона зубьев около  $19^\circ$  можно было бы нарезать даже 14 зубьев на шестерне без подрезания. В нашем случае  $z_1 = 16 > z_{1min} = 14$ , значит, условие неподрезания зубьев шестерни выполняется.

Если в КП окажется  $z_1 < z_{1min}$ , то можно уменьшить  $m_n$  и повторить расчет, начиная с п. 3.2.5.

### 3.2.8 Проверка прочности зубьев по фактическим напряжениям изгиба

Необходимость проверочного расчета вызвана тем, что ранее в п. 3.2.5 модуль был определен по приближенной формуле.

3.2.8.1 Коэффициент неравномерности распределения нагрузки вдоль линии зубьев при расчете на изгиб  $K_{F\beta}$  можно определить по графикам рис. 4. Коэффициент  $\psi_{bd}$  определен ранее в п. 3.1.11. В нашем примере (тихоходная ступень редуктора по развернутой схеме, кривая III при  $H_2 > 350$  НВ и  $\psi_{bd} = 0,98$ ) имеем  $K_{F\beta} = 1,27$ .

### 3.2.8.2 Коэффициент динамической нагрузки $K_{FV}$

Уточним, выбранную ранее ориентировочно, окружную скорость в зацеплении

$$V = \frac{\pi m_n 10^{-3} z_1 n_1}{60 \cos \beta} = \frac{3,14 \cdot 3,0 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 222,6}{60 \cos 18,7598^\circ} = 0,6 \text{ м/с.}$$

Величину  $K_{FV}$  определим по табл. 10.

**Таблица 10**

Степень точности передачи	Твердость зубьев колеса $H_2$	$K_{FV}$ при скорости $V$ , м/с				
		1	3	5	8	10
7	$H_2 > 350$ НВ	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
	$H_2 \leq 350$ НВ	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
8	$H_2 > 350$ НВ	1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
	$H_2 \leq 350$ НВ	1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
9	$H_2 > 350$ НВ	1,04	1,12	1,22	1,36	1,45
	$H_2 \leq 350$ НВ	1,01	1,03	1,07	1,11	1,14

Для нашего примера при  $H_2 > 350$  НВ и  $V = 0,6$  м/с  $< 1,0$  м/с имеем  $K_{FV} = 1,04$ .

3.2.8.3 Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, можно определить по табл. 11.

**Таблица 11**

Степень точности передачи	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$ для косозубой передачи	0,72	0,81	0,91	1,00

В нашем примере при 9<sup>й</sup> степени точности имеем  $K_{F\alpha} = 1,00$ .

### 3.2.8.4 Коэффициент формы зуба $Y_F$

Коэффициент формы зуба учитывает влияние формы зуба и галтели у основания зуба на величину напряжений изгиба.

Коэффициент формы  $Y_F$  определяют по табл. 12 для шестерни  $Y_{F1}$  и колеса  $Y_{F2}$  в зависимости от эквивалентных чисел зубьев при коэффициенте смещения зуборезного инструмента  $x = 0$ :

$$z_{1\text{экв}} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{16}{\cos^3 18,7598^\circ} = 19;$$

$$z_{2\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{85}{\cos^3 18,7598^\circ} = 100.$$



Таблица 12

$x_1, x_2,$ $x_{n1}, x_{n2}$	Коэффициент $Y_F$ в зависимости от чисел зубьев $Z_1, Z_2, Z_{1ЭКВ}, Z_{2ЭКВ}$												
	16	20	25	32	40	50	60	71	80	90	100	180	200 и более
- 0,50	-	-	-	4,50	4,14	3,96	3,82	3,79	3,73	3,70	3,68	3,64	3,63
- 0,40	-	-	-	4,27	4,02	3,88	3,78	3,74	3,70	3,68	3,66	3,62	3,63
- 0,25	-	-	4,30	4,05	3,88	3,78	3,71	3,68	3,66	3,64	3,62	3,62	3,63
- 0,16	-	4,40	4,13	3,94	3,81	3,73	3,68	3,66	3,63	3,62	3,61	3,62	3,63
0,00	4,28	4,07	3,90	3,78	3,70	3,68	3,62	3,61	3,60	3,60	3,60	3,62	3,63
+ 0,16	4,02	3,83	3,72	3,65	3,61	3,58	3,57	3,56	3,55	3,55	3,56	3,59	3,63
+ 0,25	3,78	3,64	3,62	3,59	3,57	3,54	3,54	3,55	3,54	3,54	3,56	3,58	3,63
+ 0,40	3,54	3,50	3,47	3,46	3,48	3,49	3,50	3,50	3,51	3,53	3,55	3,56	3,63
+ 0,50	3,40	3,39	3,40	3,40	3,42	3,44	3,47	3,48	3,50	3,51	3,52	3,56	3,63

При  $z_{1ЭКВ} = 19$  принимаем  $Y_{F1} = 4,12$ . При  $z_{2ЭКВ} = 100$  принимаем  $Y_{F2} = 3,60$ .

### 3.2.8.5 Коэффициент $Y_\beta$

В косозубой передаче линия контакта наклонена по отношению к основанию зуба. Поэтому поперечные сечения зуба имеют различную прочность на изгиб. Это явление учитывается коэффициентом  $Y_\beta$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{18,7598^\circ}{140} = 0,87,$$

где угол  $\beta$  - в градусах.

### 3.2.8.6 Проверка условий прочности зубьев на изгиб

$$\sigma_{F1} = \frac{T_2 10^3 (u_\phi + 1) K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} Y_{F1} Y_\beta}{b_1 m_n a_w u_\phi} = \frac{1952 \cdot 10^3 (5,3+1) \cdot 1,27 \cdot 1,04 \cdot 1,0 \cdot 4,12 \cdot 0,87}{55 \cdot 3,0 \cdot 160 \cdot 5,3} = 416 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 10^3 (u_\phi + 1) K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} Y_{F2} Y_\beta}{b_2 m_n a_w u_\phi} = \frac{1952 \cdot 10^3 (5,3+1) \cdot 1,27 \cdot 1,04 \cdot 1,0 \cdot 3,6 \cdot 0,87}{51 \cdot 3,0 \cdot 160 \cdot 5,3} = 392 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F1} = 416 < [\sigma_F]_1 = 457 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F2} = 392 > [\sigma_F]_2 = 360 \text{ МПа.}$$

Для зубчатых передач допускается перегрузка по напряжениям изгиба не более 10%. Для нашего примера перегрузка для более нагруженных зубьев колеса составляет

$$\Delta\sigma_F = \frac{392-360}{360} \cdot 100\% = 9\%, \text{ что допустимо.}$$

Если же расчетное напряжение  $\sigma_F$  превысит допустимое  $[\sigma_F]$  более, чем на 10%, то необходимо увеличить  $m_n$  и, начиная с п. 3.2.5, выполнить перерасчет передачи. Несколько уменьшить напряжение изгиба можно также за счет некоторого увеличения длины зуба  $b_1$  или  $b_2$ .

## 3.3 Диаметры колес

В косозубой передаче делительные диаметры колес совпадают с их начальными диаметрами. Поэтому:

$$d_1 = d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3,0 \cdot 16}{\cos 18,7598^\circ} = 50,693 \text{ мм;}$$

$$d_2 = d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3,0 \cdot 85}{\cos 18,7598^\circ} = 269,307 \text{ мм.}$$

Должно строго выполняться условие

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w = \frac{50,693 + 269,307}{2} = 160 \text{ мм.}$$

Диаметры выступов для колес:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 50,7 + 2 \cdot 3,0 = 56,7 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 269,3 + 2 \cdot 3,0 = 275,3 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 50,7 - 2,5 \cdot 3,0 = 43,2 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 269,3 - 2,5 \cdot 3,0 = 261,8 \text{ мм}.$$

3.4 Силы в зацеплении:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 1952}{0,269} = 14513,$$

$$\text{радиальная } F_R = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 14513 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 18,7598^\circ} = 5579 \text{ Н},$$

$$\text{осевая } F_A = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 14513 \cdot \operatorname{tg} 18,7598^\circ = 4929 \text{ Н}.$$

В приведенных формулах:  $T_2$  – Нм;  $d_2$  – м;  $\alpha = 20^\circ$ ; силы – Н.

#### 4 Особенности расчетов цилиндрических быстроходных ступеней в заданиях № 0 - № 5 и № 9

4.1 Особенности расчетов быстроходных ступеней по заданиям № 0 и № 1

После выполнения расчетов по методике раздела 2 исходными данными для проектирования быстроходной ступени являются:  $T_1 = T_{\text{вх}}$ ,  $T_2 = T_{\text{пр}}$ ,  $n_1 = n_{\text{вх}}$ ,  $n_2 = n_{\text{пр}}$ ,  $u = u_{\text{Б}}$ ,  $L_{\text{год}}$ , диаграмма нагружения. Расчет ведут по методике раздела 3, начиная с п. 3.1. В п. 3.1.1 материалы и термообработка такие же, как и для тихоходной ступени. В п. 3.1.4 коэффициент  $K_{HE}$  принимается без расчета таким же, как и для тихоходной ступени. В п. 3.1.6 базовые числа те же. В п. 3.1.11 коэффициент ширины зубчатых колес можно принять  $\psi_{ba} = 0,315$  при  $H_2 > 350HB$  и  $\psi_{ba} = 0,4$  при  $H_2 \leq 350HB$ .

4.2 Особенности расчетов быстроходных ступеней по заданиям № 2 и № 3

После выполнения расчетов по методике раздела 2 исходными данными для проектирования одной из раздвоенных ступеней являются:  $T_1 = 0,5T_{\text{вх}}$ ,  $T_2 = 0,5T_{\text{пр}}$ ,  $n_1 = n_{\text{вх}}$ ,  $n_2 = n_{\text{пр}}$ ,  $u = u_{\text{Б}}$ ,  $L_{\text{год}}$ , график нагружения. Расчет ведут по методике раздела 3, начиная с п. 3.1. В п. 3.1.1 материалы и термообработка те же. В п. 3.1.4 коэффициент  $K_{HE}$  можно без расчета принять таким же, как и для тихоходной ступени. В п. 3.1.6 базовые числа те же. В п. 3.1.11 коэффициент  $\psi_{ba} = 0,2$  при твердости колеса  $H_2 > 350HB$  и  $\psi_{ba} = 0,315$  при  $H_2 \leq 350HB$ . В п. 3.1.17 угол наклона зубьев (для каждой из ступеней, где зубья нарезаны в противоположных направлениях) можно назначить из диапазона  $\beta = (20 \dots 30)^\circ$ .

4.3 Особенности расчетов быстроходных ступеней по заданиям № 4 и № 5

После выполнения расчетов по методике раздела 2 исходными данными для проектирования быстроходной ступени являются:  $T_1 = T_{\text{вх}}$ ,  $T_2 = T_{\text{пр}}$ ,  $n_1 = n_{\text{вх}}$ ,  $u = u_{\text{Б}}$ ,  $L_{\text{год}}$ , график нагружения. Расчет ведут, начиная с п. 3.1.20, где без вычислений межосевое расстояние  $a_w$  надо приравнять межосевому расстоянию для тихоходной ступени. В п. 3.1.21 надо назначить  $\psi_{ba} = 0,16$  при твердости материала колеса  $H_2 > 350HB$  и  $\psi_{ba} = 0,2$  при  $H_2 \leq 350HB$ . Если при выполнении п. 3.2.8.6 рабочие напряжения изгиба окажутся больше допустимых, то обеспечить прочность зубьев на изгиб можно увеличив ширину зубчатых колес  $b_2$  и  $b_1$ .

4.4 Особенности расчета быстроходной ступени в задании № 9

После выполнения расчетов по методике раздела 2 исходными данными для проектирования быстроходной ступени являются:  $T_1 = T_{\text{вх}}$ ,  $T_2 = T_{\text{пр}}$ ,  $n_1 = n_{\text{вх}}$ ,  $n_2 = n_{\text{пр}}$ ,  $u = u_{\text{Б}}$  и остальные данные, приведенные в табл. 4. Расчет ведут по методике раздела 3, начиная с п. 3.1. В п. 3.1.11 коэффициент ширины колеса можно принять  $\psi_{ba} = 0,315$  при твердости колеса  $H_2 > 350HB$  и  $\psi_{ba} = 0,4$  при  $H_2 \leq 350HB$ .

## 5 Расчет конической зубчатой передачи – быстроходной ступени в заданиях № 6 и № 7

Методика расчета является общей для конических передач с прямыми и круговыми зубьями. Специфические особенности каждой из передач будут указаны особо.

После выполнения кинематического и силового расчета по методике раздела 2 и после расчета тихоходной цилиндрической ступени по методике раздела 3 исходными данными для расчета быстроходной ступени являются:  $T_1 = T_{вх}$ ,  $T_2 = T_{пр}$ ,  $n_1 = n_{вх}$ ,  $n_2 = n_{пр}$ ,  $u = u_B$ ,  $L_h$ , график нагружения и параметры, указанные в табл. 2.

Для наглядности методику расчета совместим с конкретным числовым примером расчета конической передачи с круговыми зубьями. Пусть  $T_1 = 54$  Нм,  $T_2 = 216$  Нм,  $n_1 = 1410$  об/м,  $n_2 = 336$  об/м,  $u = 4,2$ ,  $L_{год} = 3,5$  года,  $K_{год} = 0,6$ ,  $K_{сут} = 0,2$ ,  $t_1/t_\Sigma = 0,4$ ,  $T_{II}/T_I = 0,8$ ,  $t_2/t_\Sigma = 0,3$ ,  $T_{III}/T_I = 0,5$ ,  $t_3/t_\Sigma = 0,3$ . Предположим, что в задании по табл. 2 рекомендована вторая группа материалов.

### 5.1 Расчет конической зубчатой передачи на контактную выносливость

5.1.1 Материалы и термообработку шестерни и колеса можно назначить такими же, как и для тихоходной ступени (см. п. 3.1.1).

Пусть для нашего примера:

материал колеса – сталь 45, термообработка – улучшение до твердости на поверхности колеса (269...302)HB, средняя твердость  $H_2 = 285,5$  HB, предел контактной выносливости  $\sigma_{H02} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641$  МПа;

материал шестерни – сталь 40X, термообработка – улучшение + закалка ТВЧ, твердость на поверхности (45...53)HRC, средняя твердость  $H_1 = 49$  HRC, предел контактной выносливости  $\sigma_{H01} = 17H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 49 + 200 = 1033$  МПа.

5.1.2 Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса можно определить по нижеприведенным формулам, приняв  $K_{HL1} = K_{HL2} = 1,0$  и  $S_{H1} = 1,2$  (т.к. твердость шестерни  $H_1 > 350$  HB) и  $S_{H2} = 1,1$  (т.к. твердость шестерни  $H_2 \leq 350$  HB).

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01} K_{HL1}}{S_{H1}} = \frac{1033 \cdot 1,0}{1,2} = 861 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02} K_{HL2}}{S_{H2}} = \frac{641 \cdot 1,0}{1,1} = 583 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжение для передачи равно

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(861 + 583) = 650 \text{ МПа}.$$

5.1.3 Ориентировочное значение коэффициента относительной ширины шестерни по отношению к ее диаметру

$$\psi_{bd} = 0,166\sqrt{u^2 + 1} = 0,166\sqrt{4,2^2 + 1} = 0,7.$$

### 5.1.4 Коэффициент $K_{H\beta}$

Трудности изготовления и монтажа конических зубчатых передач, а также деформации консольно расположенной шестерни и деформации подшипниковых опор не позволяют обеспечить равномерное прилегание зубьев при передаче нагрузки. Неравномерность нагрузки в контакте зубьев учитывается коэффициентом  $K_{H\beta}$ , который можно определить по графикам рис. 5.

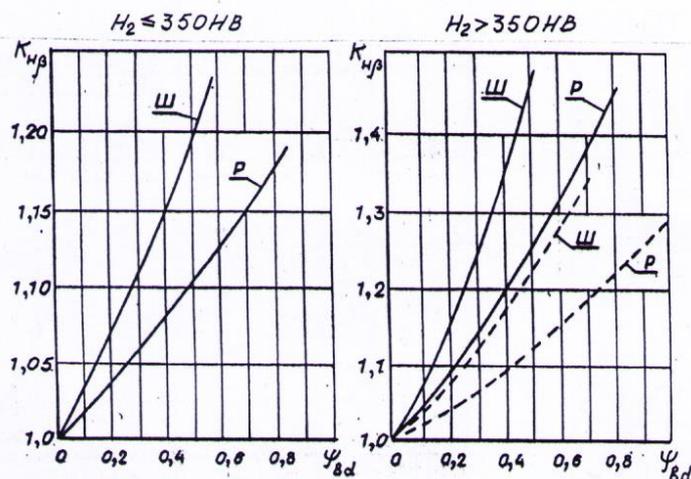


Рис. 5

На рисунке левый график – для прирабатываемых передач, в которых твердость колеса  $H_2 \leq 350 HB$ , а правый – для неприрабатываемых передач с  $H_2 > 350 HB$ . Сплошные линии – для передач с прямыми зубьями, пунктирные – для передач с круговыми зубьями. Графики, обозначенные символом Ш – для передач с валами в шарикоподшипниковых опорах. Графики с символом Р – для передач с роликовыми подшипниками.

Очевидно, что на этом этапе работы над КП надо, по согласованию с преподавателем или по рекомендациям [2], выбрать тип подшипниковых опор для валов конической передачи.

В нашем примере назначаем роликовые радиально – упорные подшипники. Тогда по пунктирной кривой с символом Р при  $\psi_{bd} = 0,7$  примем  $K_{H\beta} = 1,18$ .

5.1.5 Коэффициент динамичности  $K_{HV}$  при частоте вращения конической шестерни  $n_1 = (1000 \dots 2000)$  об/м (в КП рекомендована  $n_1 \approx n_{снх} = 1500$  об/м) для прямозубой передачи равен  $K_{HV} = 1,1$ , а для передачи с круговыми зубьями (как в нашем примере)  $K_{HV} = 1,04$  [3, § 4.3].

5.1.6 Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, для прямозубой передачи равен  $K_{H\alpha} = 1,0$ , а для передачи с круговыми зубьями –  $K_{H\alpha} = 1,1$  [3, § 4.3].

5.1.7 Коэффициент  $\vartheta_H$  учитывает влияние типа передачи на их контактную прочность. Для прямозубой передачи  $\vartheta_H = 0,85$ . Для передачи с круговыми зубьями этот коэффициент можно определить по одной из формул табл. 13.

Таблица 13

Твердость зубчатых колес	$H_1 \leq 350 HB$	$H_1 \geq 45 HRC$	$H_1 \geq 45 HRC$
	$H_2 \leq 350 HB$	$H_2 \leq 350 HB$	$H_2 \geq 45 HRC$
$\vartheta_H$	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$

В нашем примере при  $u = 4,2$ ,  $H_1 = 49 HRC \approx 470 HB > 350 HB$  и  $H_2 = 285,5 HB < 350 HB$  имеем  $\vartheta_H = 1,13 + 0,13u = 1,13 + 0,13 \cdot 4,2 = 1,7$ .

5.1.8 Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности (например, рис. б) конического колеса из расчета на контактную выносливость определяем по формуле

$$d'_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 u K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{[\sigma_H]^2 \vartheta_H}} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{216 \cdot 4,2 \cdot 1,18 \cdot 1,04 \cdot 1,1}{650^2 \cdot 1,7}} = 197,12 \text{ мм},$$

где  $T_2$  – Нм;  $[\sigma_H]$  – МПа;  $d'_{e2}$  – мм.

Величину  $d'_{e2}$  надо округлить до ближайшего целого числа. В нашем примере принимаем  $d_{e2} = 197$  мм.

5.1.9 Диаметр внешней делительной окружности шестерни равен

$$d'_{e1} = \frac{d_{e2}}{u} = \frac{197}{4,2} = 49,90 \text{ мм, который, округляя до целого, принимаем } d_{e1} = 50 \text{ мм.}$$

5.1.10 Проверка условия сборки редуктора

Согласно рис. 6 необходимо, чтобы коническое колесо быстроходной ступени с внешним диаметром  $d_{e2}$  не задевало тихоходный вал редуктора диаметром  $d_{тих}$ , т.е. должно выполняться условие  $a_w - 0,5d_{e2} - 0,5d_{тих} \geq (15 \dots 20)$  мм, где  $a_w$  – межосевое расстояние тихоходной цилиндрической ступени, определенное в п. 3.1.20.

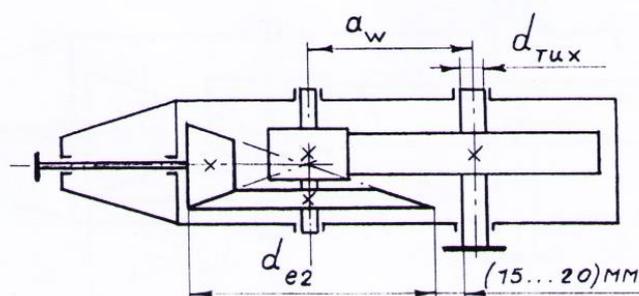


Рисунок 6

Предварительное значение диаметра тихоходного вала можно определить из расчета на кручение по уменьшенному допускаемому напряжению  $[\tau] = 40 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

$$d_{тих} = 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{16T_{вых}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

где  $T_{вых}$  – крутящий момент на выходе редуктора определенный в разделе 2, Нм;  $d_{тих}$  – мм.

5.1.11 Числа зубьев зубчатых колес

Рекомендации по назначению числа зубьев шестерни  $z_1$  в зависимости от твердостей зубчатых колес, типа передач и величин передаточных чисел  $u$  даны в табл. 14.

Таблица 14

Твердость зубчатых колес	$z_1$ для прямозубой передачи				$z_1$ для передачи с круговыми зубьями			
	$u = 2$	$u = 3,15$	$u = 4$	$u = 6$	$u = 2$	$u = 3,15$	$u = 4$	$u = 6$
$H_1 \leq 350 \text{ HB}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	32	29	27	24	27	22	19	16
$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	26	23	22	19	22	18	16	13
$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ $H_2 \geq 45 \text{ HRC}$	20	18	17	15	17	14	12	10

В нашем примере при  $H_1 > 45 \text{ HRC}$  и  $H_2 < 350 \text{ HB}$  для передачи с круговыми зубьями, имеющей  $u = 4,2$ , назначаем  $z_1 = 16$ .

Тогда число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u = 16 \cdot 4,2 = 67,2$ . Округляя до целого, принимаем  $z_2 = 67$ .

Фактическое передаточное число быстроходной ступени равно

$$u_{\phi} = z_2/z_1 = 67/16 = 4,19.$$

5.1.12 Углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg u_{\phi} = \arctg 4,19 = 76,58^\circ,$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 76,58^\circ = 13,42^\circ.$$

### 5.1.13 Внешний модуль конической передачи

Производственными и чертежными размерами конических колес являются размеры в нормальном сечении зуба по большому торцу. Поэтому внешний окружной модуль определяют по формуле

$$m_e = d_{e2}/z_2 = 197/67 = 2,94 \text{ мм.}$$

Полученную величину модуля не надо округлять до целого числа, или до стандартной величины. Отметим, что полученный модуль определен исключительно из геометрических соображений. Проверка прочности зубьев на изгиб будет выполнена ниже.

### 5.1.14 Средние диаметры зубчатых колес

$$d_{m1} = 0,857 \cdot d_{e1} = 0,857 \cdot 50 = 42,85 \text{ мм,}$$

$$d_{m2} = 0,857 \cdot d_{e2} = 0,857 \cdot 197 = 168,83 \text{ мм.}$$

### 5.1.15 Внешнее конусное расстояние и ширина венцов

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e2}^2 + d_{e1}^2} = 0,5\sqrt{197^2 + 50^2} = 101,6 \text{ мм,}$$

$$b_1 = b_2 = 0,285R_e = 0,285 \cdot 101,6 = 29,9 \text{ мм. Принимаем } b_1 = b_2 = 30 \text{ мм.}$$

### 5.1.16 Коэффициенты смещения

Известно, что при уменьшении числа зубьев зубчатого колеса уменьшается толщина зубьев у основания и вершины, а также уменьшается радиус кривизны эвольвентного профиля зубьев. Такое изменение формы зубьев приводит к уменьшению контактной и изгибной прочности зубьев. Для выравнивания прочности зубьев шестерни (с малым числом зубьев) с прочностью зубьев колеса (с большим числом зубьев) применяют смещение зуборезного инструмента при нарезании зубчатых колес. Особенно это актуально для конических зубчатых передач. Коническую прямозубую шестерню нарезают с положительным коэффициентом смещения  $x_1$ , а шестерню с круговыми зубьями – с положительным  $x_{n1}$ . Конические зубчатые колеса нарезают с отрицательным коэффициентом смещения  $x_2 = -x_1$ , или  $x_{n2} = -x_{n1}$ .

Для прямозубой конической шестерни коэффициенты  $x_1$  даны в табл. 15, а для шестерни с круговыми зубьями коэффициенты  $x_{n1}$  даны в табл. 16

**Таблица 15**

$z_1$	$x_1$ для прямозубой шестерни при передаточном числе $u_\phi$					
	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	-	-	0,50	0,53	0,56	0,57
13	-	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,15	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27

**Таблица 16**

$z_1$	$x_{n1}$ для шестерни с круговыми зубьями при передаточном числе $u_\phi$					
	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	-	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	-	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

В нашем примере для передачи с круговыми зубьями, имеющей  $u_\phi = 4,19$ , назначаем для шестерни при  $z_1 = 16$ ,  $x_{n1} = 0,34$ , а для колеса  $x_{n2} = -0,34$ .

5.1.17 Графическое изображение зоны зацепления конических зубчатых колес с прямыми и круговыми зубьями представлено на рис. 7.

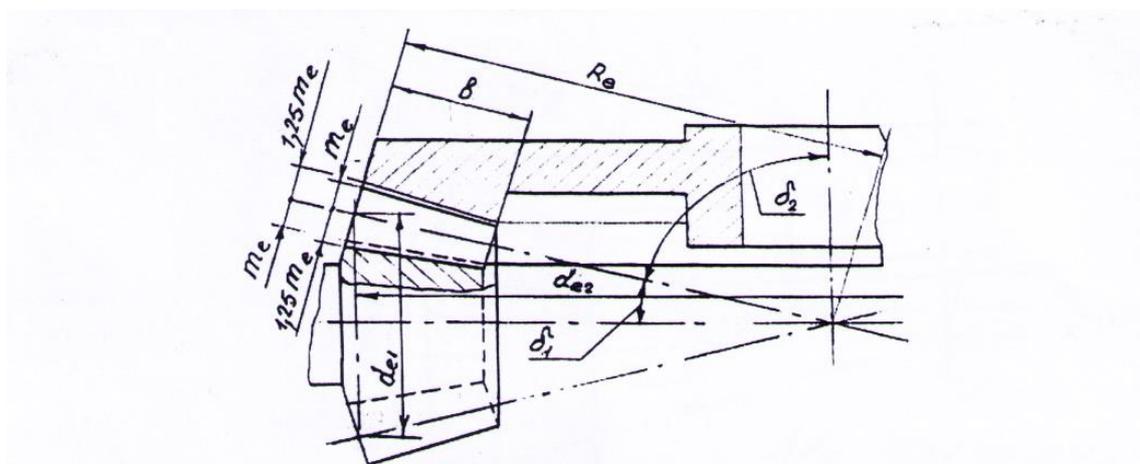


Рис. 7

## 5.2 Проверка прочности зубьев конических колес на выносливость при изгибе

5.2.1 Допускаемые напряжения изгиба для зубьев конической шестерни  $[\sigma_F]_1$  и зубьев конического колеса  $[\sigma_F]_2$  можно назначить такими же, как и для тихоходной цилиндрической зубчатой передачи.

В нашем примере для колеса, изготовленного из стали 45, по табл. 9 имеем  $\sigma_{F02} = 510$  МПа. Тогда  $[\sigma_F]_2 = \sigma_{F02}/S_F = 510/1,75 = 291$  МПа. Для шестерни, изготовленной из стали 40Х имеем  $\sigma_{F01} = 630$  МПа. Тогда  $[\sigma_F]_1 = \sigma_{F01}/S_F = 630/1,75 = 360$  МПа.

5.2.2 Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения изгибающей нагрузки по ширине венца, можно принять  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ , где  $K_{H\beta}$  определен в п. 5.1.4. В нашем примере  $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,18$ .

### 5.2.3 Окружная скорость в зацеплении

$$V_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,0428 \cdot 1410}{60} = 3,16 \text{ м/с,}$$

где  $d_{m1}$  – м,  $n_1$  – об/м,  $V_m$  – м/с.

5.2.4 Коэффициент динамической нагрузки  $K_{FV}$  можно определить по табл. 17.

Таблица 17

Тип передачи	Твердость зубьев колеса	$K_{FV}$ в зависимости от $V_m$ , м/с.				
		1	3	5	8	10
Прямозубая	$H_2 > 350HB$	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96
	$H_2 \leq 350HB$	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
С круговыми зубьями	$H_2 > 350HB$	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
	$H_2 \leq 350HB$	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10

Для нашего примера  $K_{FV} = 1,03$ .

### 5.2.5 Эквивалентные числа зубьев:

для прямозубой передачи  $z_{1\text{экв}} = z_1/\cos \delta_1$  и  $z_{2\text{экв}} = z_2/\cos \delta_2$ ;

для передачи с круговыми зубьями:

$$z_{1\text{экв}} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_n} = \frac{16}{\cos 13,42^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} = 30,$$

$$z_{2\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_n} = \frac{67}{\cos 76,58^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} = 525,$$

где  $\beta_n = 35^\circ$  – угол наклона зубьев к образующей делительного конуса.

5.2.6 Коэффициенты формы зуба  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  для передач с прямыми и с круговыми зубьями можно определить по табл. 12 в зависимости от эквивалентных чисел зубьев и от коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$ , или  $x_{n1}$  и  $x_{n2}$ .

Для нашего примера:

при  $z_{1\text{экв}} = 30$  и  $x_{n1} = 0,34$  назначаем  $Y_{F1} = 3,5$ ,

при  $z_{2\text{экв}} = 525 > 200$  и  $x_{n2} = -0,34$  принимаем  $Y_{F2} = 3,63$ .

5.2.7 Коэффициент  $\vartheta_F$  учитывает влияние формы зуба конического колеса на его прочность при изгибе. Для прямозубой передачи  $\vartheta_F = 0,85$ . Для передачи с круговыми зубьями  $\vartheta_F$  можно определить по табл. 18 по одной из формул.

**Таблица 18**

Твердость зубчатых колес	$H_1 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$
	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_2 \geq 45 \text{ HRC}$
$\vartheta_F$	$0,94 + 0,08u_\phi$	$0,85 + 0,04u_\phi$	$0,65 + 0,11u_\phi$

Для нашего примера имеем  $\vartheta_F = 0,85 + 0,04u_\phi = 0,85 + 0,04 \cdot 4,19 = 1,02$ .

5.2.8 Проверка условия прочности зубьев на выносливость при изгибе

$$\sigma_{F1} = \frac{2,72T_1 10^3 K_{F\beta} K_{FV} Y_{F1}}{d_{e1} b_1 m_e \vartheta_F} = \frac{2,72 \cdot 54 \cdot 10^3 \cdot 1,18 \cdot 1,03 \cdot 3,5}{50 \cdot 30 \cdot 2,94} = 139 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 360 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2,72T_2 10^3 K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2}}{d_{e2} b_2 m_e \vartheta_F} = \frac{2,72 \cdot 216 \cdot 10^3 \cdot 1,18 \cdot 1,03 \cdot 3,63}{197 \cdot 30 \cdot 2,94} = 146 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 291 \text{ МПа},$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – Нм;  $d_{e1}$  и  $d_{e2}$  – мм;  $b$  – мм;  $m_e$  – мм;  $\sigma_F$  – МПа;  $[\sigma_F]$  – МПа.

## 6 Расчет червячной передачи в заданиях № 8 и № 9

В задании № 8 червячная передача представляет собой быстроходную ступень редуктора, поэтому исходными данными для ее расчета являются результаты вычислений по разделу 2:  $T_1 = T_{\text{вх}}$ ,  $T_2 = T_{\text{пр}}$ ,  $n_1 = n_{\text{вх}}$ ,  $n_2 = n_{\text{пр}}$ ,  $u = u_{\text{Б}}$  и остальные параметры, приведенные в табл. 3.

В задании №9 червячная передача представляет собой тихоходную ступень редуктора, поэтому исходными данными для ее расчета являются результаты кинематического расчета по разделу 2:  $T_1 = T_{\text{пр}}$ ,  $T_2 = T_{\text{вых}}$ ,  $n_1 = n_{\text{пр}}$ ,  $n_2 = n_{\text{вых}}$ ,  $u = u_{\text{Т}}$  и остальные параметры, приведенные в табл. 4.

Параметрам червяка присваиваем индекс «1», а параметрам червячного колеса – индекс «2». Поэтому, учитывая результаты кинематического расчета редуктора, принимаем для червячной передачи:  $T_1 = T_{\text{пр}}$ ,  $T_2 = T_{\text{вых}}$ ,  $n_1 = n_{\text{пр}}$ ,  $n_2 = n_{\text{вых}}$ ,  $u = u_{\text{Т}}$ , график нагружения и параметры, указанные в табл. 4.

Для наглядности методику расчета совместим с конкретным числовым примером. Для этого примем:  $T_1 = T_{\text{пр}} = 18 \text{ Нм}$ ,  $T_2 = T_{\text{вых}} = 306 \text{ Нм}$ ,  $n_1 = n_{\text{пр}} = 730 \text{ об/м}$ ,  $u = u_{\text{Т}} = 20$ ,  $n_2 = n_{\text{вых}} = 36,5 \text{ об/м}$ ,  $L_{\text{год}} = 3,5 \text{ года}$ ,  $K_{\text{год}} = 0,7$ ,  $K_{\text{сут}} = 0,2$ ,  $t_1/t_\Sigma = 0,3$ ,  $T_{II}/T_I = 0,6$ ,  $t_2/t_\Sigma = 0,4$ ,  $T_{III}/T_I = 0,4$ ,  $t_3/t_\Sigma = 0,3$ ,  $P_{\text{вх}} = 1350 \text{ Вт}$ .

### 6.1 Выбор материалов

Для назначения материала червяка можно воспользоваться табл. 6. Например, можно назначить сталь 40Х. Термообработка – улучшение плюс закалка ТВЧ до твердости  $H_1 = (45 \dots 50) \text{ HRC}$ . Поверхность витков шлифована и полирована.



Для червячных колес используют материалы, представленные в табл. 19. Эти материалы условно разделены на две группы по мере снижения антифрикционных свойств. Выбор группы материалов и конкретного материала из группы можно осуществить по скорости скольжения в зацеплении, которую на начальном этапе проектирования можно ориентировочно определить по формуле

$$V_{\text{СК}} = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1^3 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 730 \sqrt[3]{306} = 3,03 \text{ м/с.}$$

В таблице указаны: способы отливки Ц – центробежный, К – в кокиль, П – в песок,  $\sigma_{\text{в}}$  и  $\sigma_{\text{т}}$  – предел прочности и предел текучести для нормальных напряжений.

Таблица 19

Группа материалов	Материалы	Рекомендованная $V_{\text{СК}}$ , м/с	Способ отливки	$\sigma_{\text{в}}$ , МПа	$\sigma_{\text{т}}$ , МПа	
I	Бр010Н1Ф1	$V_{\text{СК}} \leq 25$	Ц	285	165	
	Бр010Ф1	$V_{\text{СК}} \leq 12$	К	245	195	
			П	215	135	
	Бр05Ц5С5	$V_{\text{СК}} \leq 8$	К	200	90	
			П	145	80	
	II	БрА10Ж4Н4	$V_{\text{СК}} \leq 5$	Ц	700	460
К				650	430	
		П		550	360	
БрА10Ж3М <sub>ц</sub> 1,5		Ц		450	300	
		К		500	200	
БрА9Ж3Л		К		490	195	
		П		390	195	
ЛАЖМ <sub>ц</sub> 66 - 6 -3 -2		от 2 до 4		Ц	500	330
				К	450	295
	П		400	260		

### 6.2 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{\text{H}}]$

В отличие от зубчатых передач, для которых допускаемое напряжение  $[\sigma_{\text{H}}]$  зависит, в основном, от твердости материалов, для червячных передач величина  $[\sigma_{\text{H}}]$  существенно зависит от скорости скольжения. Для материалов первой группы обычно принимают  $[\sigma_{\text{H}}] = 0,9\sigma_{\text{в}}$ . Для второй группы материалов обычно принимают  $[\sigma_{\text{H}}] = 300 - 25 \cdot V_{\text{СК}}$ , где  $V_{\text{СК}}$  – м/с;  $[\sigma_{\text{H}}]$  – МПа.

В нашем примере назначаем бронзу БрА9Ж3Л, для которой  $[\sigma_{\text{H}}] = 300 - 25 \cdot 3 = 225 \text{ МПа.}$

6.3 Число заходов червяка  $z_1$  назначим, следуя рекомендации: при  $8 \leq u \leq 14$  обычно назначают  $z_1 = 4$ , при  $14 \leq u \leq 30$  принимают  $z_1 = 2$ , при  $u > 30$  принимают  $z_1 = 1$ .

В нашем примере при передаточном числе  $u = 20$  назначаем  $z_1 = 2$ .

6.4 Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения удельной нагрузки между витками червяка и зубьями червячного колеса можно принять равным  $K_{\text{H}\beta} = 1,1$ .

6.5 Предварительное значение межосевого расстояния из расчета на контактную выносливость

$$a'_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_{\text{H}}]^2}} = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{306 \cdot 1,1}{225^2}} = 114,7 \text{ мм,}$$

где  $T_2$  – Нм;  $[\sigma_{\text{H}}]$  – МПа;  $a'_w$  – мм.

Расчетное  $a'_w$  следует округлить до ближайшего стандартного значения  $a_w$  из ряда: ...50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170...

В нашем примере принимаем  $a_w = 110$  мм.

В том случае, если расчетное значение  $a'_w > 150$  мм, рекомендуется перейти к одной из оловянистых бронз первой группы материалов и выполнить перерасчет передачи, начиная с п. 6.2.

## 6.6 Основные параметры и размеры передачи

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 20 = 40,$$

которое, при необходимости, надо округлить до ближайшего целого числа. Если такое округление выполнено, то необходимо уточнить передаточное число  $u = z_2/z_1$ .

Предварительное значение модуля передачи

$$m' = 1,55 \frac{a_w}{z_2} = 1,55 \cdot \frac{110}{40} = 4,26 \text{ мм},$$

которое необходимо округлить до ближайшего стандартного  $m$  из ряда: ...2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5...

Принимаем  $m = 4,0$  мм.

Расчетное значение коэффициента диаметра червяка

$$q' = \frac{2 a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 110}{4,0} - 40 = 15.$$

Для обеспечения необходимой жесткости червяка на изгиб должно быть выполнено условие

$$q \geq q_{min} = 0,212 \cdot z_2 = 0,212 \cdot 40 = 8,5.$$

Так как  $q = 16 > q_{min} = 8,5$ , то условие необходимой жесткости червяка в нашем примере обеспечено.

Коэффициент смещения при нарезании зубьев червячного колеса

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q) = \frac{110}{4,0} - 0,5(40 + 16) = -0,5.$$

Коэффициент  $x$  может быть как положительным, так и отрицательным числом. Но по модулю  $|x|$  не должен быть больше единицы. Если расчетное значение  $|x| > 1$ , то придется изменять  $a_w$ ,  $m$ ,  $z_2$  или  $q$ .

Угол подъема линии червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \arctg \left( \frac{z_1}{q+2x} \right) = \arctg \left( \frac{2}{16-2 \cdot 0,5} \right) = 7,59^\circ,$$

где  $x$  надо подставлять со своим знаком.

Делительный диаметр червяка  $d_1 = q m = 16 \cdot 4,0 = 64,00$  мм.

Начальный диаметр червяка  $d_{w1} = m(q + 2x) = 4,0(16 - 2 \cdot 0,5) = 60$  мм.

Диаметр впадин витков червяка  $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 64 - 2,4 \cdot 4,0 = 54,4$  мм.

Диаметр вершин витков червяка  $d_{a1} = d_1 + 2m = 64 + 2 \cdot 4,0 = 72$  мм.

Если коэффициент смещения  $x \leq 0$ , как в нашем примере, то длину нарезанной части червяка определяют по формуле

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m = (10 + 5,5 \cdot 0,5 + 2)40 = 59 \text{ мм}.$$

Если  $x > 0$ , то  $b_1 = (10 + 5,5x + z_1)m - \frac{(70+60x)m}{z_2} + 25$ .

Значения  $b_1$  надо округлить до ближайшего целого числа.

Делительный диаметр червячного колеса, равный его начальному диаметру

$$d_2 = d_{w2} = m z_2 = 4,0 \cdot 40 = 160 \text{ мм}.$$

Должно выполняться условие  $\frac{d_{w1}+d_2}{2} = \frac{60+160}{2} = 110$ .

Диаметр вершин зубьев червячного колеса в среднем его сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 160 + 2 \cdot 4,0(1 - 0,5) = 164 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин колеса в среднем его сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 160 - 2 \cdot 4,0(1,2 + 0,5) = 146,4 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр червячного колеса  $d_{2max} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1+2} = 164 + \frac{6 \cdot 4,0}{2+2} = 170 \text{ мм.}$

Ширина венца червячного колеса:

при  $z_1 = 1$  и при  $z_1 = 2$  (как в нашем примере)

$b_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 110 = 39,05 \text{ мм.}$  Принимаем  $b_2 = 40 \text{ мм;}$

при  $z_1 = 4$  назначаем  $b_2 = 0,315 \cdot a_w.$

Полученные размеры червячного зацепления показаны на рис. 8.

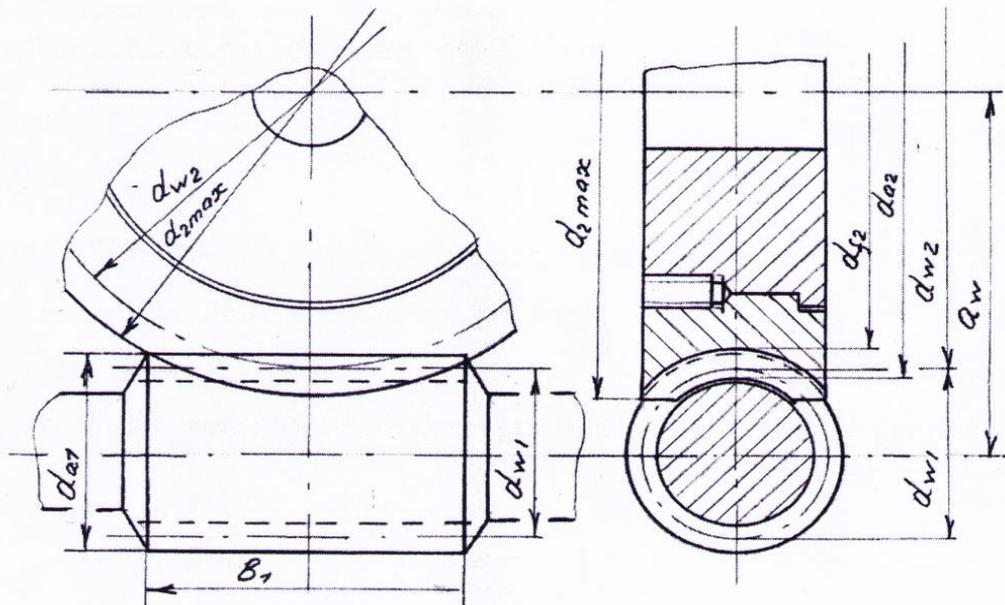


Рис. 8

### 6.7 Фактическая скорость скольжения

$$V_{ск} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{\cos \gamma_w 60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 730}{\cos 7,59^\circ \cdot 60 \cdot 10^3} = 2,3 \text{ м/с,}$$

где  $n_1$  – об/м;  $d_{w1}$  – мм;  $V_{ск}$  – м/с.

### 6.8 Уточняем допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot 2,3 = 242 \text{ МПа.}$$

Если уточненное  $[\sigma_H]$  отличается от ранее выбранного  $[\sigma_H]$  в п. 6.2 более, чем на 10%, то по этому уточненному значению надо сделать перерасчет передачи, начиная с п. 6.5. В нашем примере  $\Delta[\sigma_H] = \frac{225-242}{225} 100\% = -7,5\%$ , значит, перерасчет не нужен.

6.9 Угол трения между стальным червяком и червячным колесом из бронзы можно определить по табл. 20.

Таблица 20

$V_{ск}, \text{ м/с}$		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
$\rho$	Для оловянных бронз (группа I из табл.19)	3,17°	2,50°	2,33°	2,00°	1,67°	1,50°	1,33°	1,00°	0,92°	0,83°
	Для безоловянных бронз (группа II из табл.19)	3,67°	3,17°	2,83°	2,50°	2,33°	2,00°	1,67°	1,50°	1,33°	1,17°

Для материалов группы II при  $V_{\text{ск}} = 2,3$  м/с имеем  $\rho = 2,4^\circ$ .

6.10 Действительная величина КПД передачи

$$\eta = \frac{\text{tg}\gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \rho)} = \frac{\text{tg}7,59^\circ}{\text{tg}(7,59 + 2,4)} = 0,76.$$

6.11 Силы в зацеплении

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{A1} = \frac{2 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 306}{0,16} = 3835 \text{ Н}.$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{A2} = \frac{2 T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 18}{0,06} = 600 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_R = F_{t2} \text{tg}\alpha \cos \gamma_w = 3835 \cdot \text{tg}20^\circ \cos 7,59^\circ = 1384 \text{ Н},$$

где силы –Н,  $d_2$  – м,  $d_{w1}$  – м.  $T_1$  – Нм,  $T_2$  – Нм.

6.12 Проверка прочности зубьев червячного колеса на выносливость при изгибе

6.12.1 Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_F]_2 = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B = 0,25 \cdot 300 + 0,08 \cdot 450 = 111 \text{ Па},$$

где для БрА9ЖЗЛ, литые в песок  $\sigma_T = 300$  МПа и  $\sigma_B = 450$  МПа.

6.12.2 Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{2\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} = \frac{40}{\cos^3 7,59^\circ} = 41.$$

6.12.3 Коэффициент формы зуба червячного колеса можно определить по табл. 21.

**Таблица 21**

$z_{2\text{экв}}$	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_{F2}$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

При  $z_{2\text{экв}} = 41$  имеем  $Y_{F2} = 1,53$ .

6.12.4 Коэффициент неравномерности распределения изгибающей нагрузки вдоль линии контакта витков червяка с зубьями червячного колеса можно принять  $K_{F\beta} = 1,1$ .

6.12.5 Расчетное напряжение изгиба в зубе колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} K_{F\beta} Y_{F2} \cos \gamma_w}{1,3m^2(q+2x)} = \frac{3835 \cdot 1,1 \cdot 1,53 \cos 7,59^\circ}{1,3 \cdot 4^2 (16 - 2 \cdot 0,5)} = 20,5 < [\sigma_F]_2 = 111 \text{ МПа},$$

где  $F_{t2}$  – Н;  $m$  – мм;  $\sigma_F$  – МПа.

6.13 Тепловой расчет червячной передачи

Поверхность охлаждения корпуса редуктора А можно ориентировочно определить по табл. 22 в зависимости от величины межосевого расстояния тихоходной ступени.

**Таблица 22**

$a_w$ тихоходной ступени, мм	100	125	140	160	180
А, м <sup>2</sup>	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65

В нашем примере при  $a_w = 110$  мм имеем  $A \approx 0,24$  м<sup>2</sup>.

Для чугунного корпуса редуктора коэффициент теплоотдачи при естественном охлаждении  $K_T = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}}$ .

Коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму, можно принять равным  $\Psi = 0,3$ .

Температура нагрева масла (корпуса) при установившемся тепловом режиме без искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta) P_{\text{вх}}}{K_T A (1+\Psi)} + 20^\circ = \frac{(1-0,76) \cdot 1350}{15 \cdot 0,24(1+0,3)} + 20 = 69^\circ \leq 95^\circ\text{С}.$$

Допустимый температурный режим работы редуктора соблюдается.

## 7 Эскизная разработка чертежа редуктора

Для того, чтобы исключить путаницу при использовании полученных ранее расчетных параметров, снабдим эти параметры дополнительными индексами: Б – для быстроходной ступени, Т – для тихоходной ступени. Например,  $a_{\text{WB}}$  – межосевое расстояние быстроходной ступени;  $d_{\text{W2T}}$  – диаметр начальной окружности колеса тихоходной ступени;  $d_{1\text{T}}$  – диаметр делительной окружности шестерни тихоходной ступени;  $b_{1\text{Б}}$  – ширина шестерни быстроходной ступени и т.д.

Разработку эскизного проекта целесообразно выполнять на миллиметровой бумаге обязательно в масштабе 1:1. При определении размеров деталей по расчетным зависимостям полученные величины надо округлять до ближайших целых чисел.

7.1 Эскизная компоновка редуктора, выполненного по развернутой схеме (задания № 0 и № 1)

Пример компоновки редуктора показан на рис. 9.

Начнем с быстроходного вала – шестерни. Диаметр выходного конца вала  $d_1$  в миллиметрах определим из расчета на кручение по уменьшенным допускаемым напряжениям  $[\tau] = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$  из формулы  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вх}} / \pi [\tau]}$ , где  $T_{\text{вх}}$  – Нм.  $l_1 \approx 1,6d_1$ . По  $d_1$ , используя табл. 24.29[2], выбираем ширину  $b$  и высоту  $h$  сечения шпонки, а также глубину  $t_1$  шпоночной канавки на валу.  $d_2 = d_1 + 1$ . По табл. 24.26[2] в зависимости от диаметра  $d_2$  назначаем уплотнительную манжету с внешним диаметром  $D_1$  и шириной  $h_1$ .  $l_2 \approx 2,5h_1$ . Диаметр вала под подшипником  $d_3$  назначаем так, чтобы он был несколько больше, чем  $d_2$ , но при этом размер  $d_3$  должен быть кратным пяти. По  $d_3$ , используя табл. 24.15[2], выбираем радиально – упорные шариковые подшипники легкой серии с углом давления  $\alpha = 12^\circ$ , имеющие внешний диаметр  $D$  и ширину  $B$ .  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 2$ .  $l_4 = 8 \text{ мм}$ . По размерам  $d_{\text{W1Б}}$  и  $b_{1\text{Б}}$ , полученным в расчете быстроходной ступени редуктора, изображаем шестерню быстроходной ступени. (Если окажется, что  $d_4$  больше, чем диаметр впадин зубьев шестерни  $d_{f1\text{Б}}$ , то следует принять  $d_4 = d_{f1\text{Б}} - 1$ ,  $d_3 < d_4$ ,  $d_2 < d_3$  и  $d_1 < d_2$ ).  $d_5 = d_4$ .  $l_5 = 3 + b_{1\text{T}} + 8$ .  $d_6 = d_3$ .  $l_6 = l_3$ .

Для эскизного конструирования промежуточного вала изобразим его ось на расстоянии  $a_{\text{WB}}$  от оси быстроходного вала. Используя размеры  $d_{\text{W2Б}}$  и  $b_{2\text{Б}}$ , изображаем колесо быстроходной ступени симметрично по отношению к ее шестерне. Диаметр вала  $d_1$  в мм под колесом определим по формуле  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{пр}} / \pi [\tau]}$ , где  $T_{\text{пр}}$  – Нм;  $[\tau] = 30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ . Размеры шпоночного соединения  $b, h$  и  $t_1$  определим по табл. 24.29[2].  $l_1 = b_{2\text{Б}} - 2$ .  $d_2 = d_1 - 2$ .  $l_2 = 12 \text{ мм}$ . Назначаем  $d_3 \leq d_2$ , но кратным пяти. По  $d_3$ , используя таблицу 24.15[2], выбираем для промежуточного вала шариковые радиально – упорные подшипники легкой серии с внешним диаметром  $D$  и шириной  $B$ .  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_1 + 4$ .  $l_4 = 5 \text{ мм}$ . По размерам  $d_{\text{W1T}}$  и  $b_{1\text{T}}$  изображаем шестерню тихоходной ступени.  $d_5 = d_2$ .  $l_5 = 8 \text{ мм}$ .  $d_6 = d_3$ .  $l_6 = l_3$ .

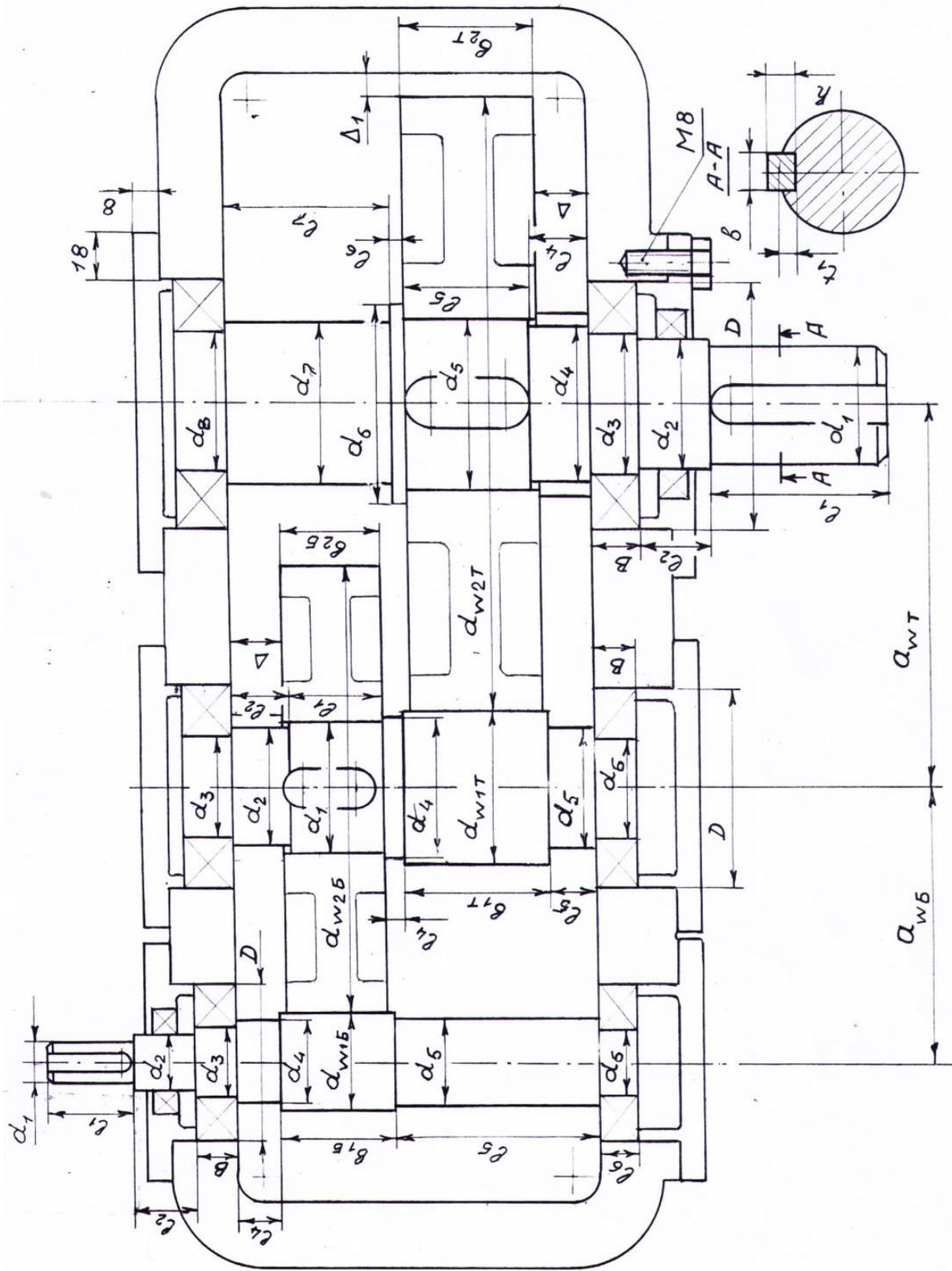


Рис. 9

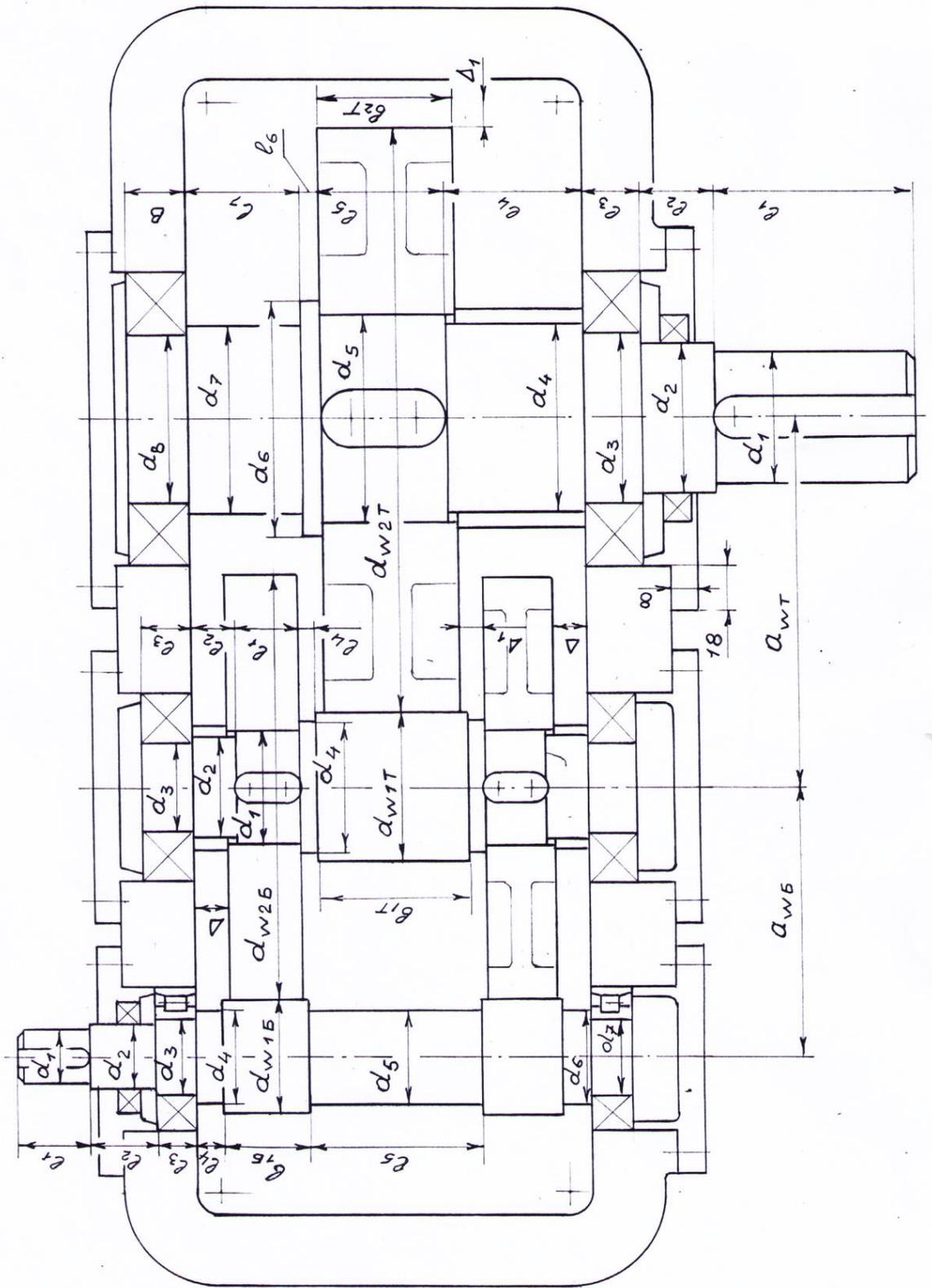


Рис. 10

Тихоходный вал редуктора рекомендуем проектировать на отдельном листе миллиметровки. Начнем с выходного конца вала.  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}}/\pi[\tau]}$ , где  $T_{\text{вых}}$  – Нм;  $[\tau] = 55 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ ;  $d_1$  – мм.  $l_1 \approx 1,6d_1$ . В зависимости от  $d_1$  по табл. 24.29[2] определяем размеры  $b, h$  и  $t_1$  шпоночного соединения.  $d_2 = d_1 + 1$ . В зависимости от  $d_2$  по табл. 24.26[2] назначаем размеры  $D_1$  и  $h_1$  манжеты.  $l_2 \approx 2,5h_1$ . Диаметр  $d_3 \geq d_2$  и при этом  $d_3$  должен быть кратным пяти. В зависимости от  $d_3$  по таблице 24.15[2] выбираем параметры радиально – упорных шариковых подшипников легкой серии с углом давления  $\alpha = 12^\circ$ :  $D, B, C_r, C_{or}$ . Назначаем:  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 2$ .  $l_4 = 12 \text{ мм}$ .  $d_5 = d_4 + 2$ .  $l_5 = b_{2T} - 2$ . Размеры шпоночного соединения  $b, h$  и  $t_1$  – по табл. 24.29[2]. На участке  $d_5$  по размерам  $d_{W2T}$  и  $b_{2T}$  изображаем колесо тихоходной ступени.  $d_6 = d_5 + 6$ ;  $l_6 = 5 \text{ мм}$ .  $d_7 = d_4$ .  $l_7 = 2 + b_{2Б} + 10$ .  $d_8 = d_3$ .  $l_8 = l_3$ . Эскизное изображение узла тихоходного вала присоединяем (можно приклеить) к ранее полученному чертежу так, чтобы колесо тихоходной ступени расположилось симметрично относительно шестерни. Очевидно, что расстояние между осями промежуточного и тихоходного валов должно быть равно  $a_{WT}$ , как это показано на рис. 9.

## 7.2 Эскизная компоновка редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (задания № 2 и № 3)

Пример компоновки показан на рис. 10.

Для быстроходного вала диаметр выходного конца  $d_1$  в мм из расчета на кручение  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вх}}/\pi[\tau]}$ , где  $T_{\text{вх}}$  – Нм.  $[\tau] = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ .  $l_1 \approx 1,6d_1$ . По диаметру  $d_1$  из табл. 24.29[2] определяем параметры  $b, h$  и  $t_1$  шпоночного соединения.  $d_2 = d_1 + 1$ . Размеры манжеты  $D_1$  и  $h_1$  определим по табл. 24.26[2].  $l_2 \approx 2,5h_1$ . Назначаем  $d_3 \geq d_2$  так, чтобы размер  $d_3$  был кратным пяти. Быстроходный вал содержит две косозубые шестерни с зубьями, направленными в противоположные стороны. Для выравнивания нагрузки в каждой из ступеней надо обеспечить возможность некоторого осевого смещения («плавания») быстроходного вала – шестерни. Такую возможность могут обеспечить, в частности, радиальные роликовые подшипники без буртов на наружном кольце. Поэтому по диаметру  $d_3$ , используя табл. 24.13[2], назначаем размеры  $D$  и  $B$  подшипника легкой серии.  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 1$ .  $l_4 = 8 \text{ мм}$ . Изображаем контуры шестерни по размерам  $d_{W1Б}$  и  $b_{1Б}$ . (Если окажется, что  $d_4 > d_{f1Б}$ , где  $d_{f1Б}$  – диаметр впадин зубьев шестерни, то следует принять:  $d_4 = d_{f1Б} - 1$ ;  $d_3 < d_4$ ;  $d_2 < d_3$  и  $d_1 < d_2$ ).  $d_5 = d_4$ .  $l_5 = 3 + b_{1T} + 3$ . Остальное понятно по рисунку.

Проектирование промежуточного вала начнем с изображения контуров колес каждой из раздвоенных ступеней по размерам  $d_{W2Б}$  и  $b_{2Б}$ . Каждое из колес надо расположить симметрично по отношению к сопряженным шестерням. Очевидно, что расстояние между осями быстроходного и промежуточного валов должно быть равным  $a_{WБ}$ . Диаметр вала под колесом  $d_1$  определим из расчета на кручение  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{0,5 \cdot 16 T_{\text{пр}}/\pi[\tau]}$ , где  $T_{\text{пр}}$  – Нм;  $[\tau] = 30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ . По  $d_1$  из табл. 24.29[2] определим размеры  $b, h$  и  $t_1$  шпоночного соединения.  $l_1 = b_{2Б} - 2$ .  $d_2 = d_1 - 1$ .  $l_2 = 12 \text{ мм}$ . Назначаем  $d_3 \leq d_2$ , так, чтобы размер  $d_3$  был кратным пяти. По диаметру  $d_3$  и по табл. 24.15[2] выбираем размеры  $D$  и  $B$  шариковых радиально – упорных подшипников легкой серии. Принимаем  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_1 + 4$ .  $l_4 = 5 \text{ мм}$ . Используя размеры  $d_{W1T}$  и  $b_{1T}$ , изображаем контуры шестерни тихоходной ступени. Остальное очевидно по рис. 10.

Тихоходный вал рекомендуем проектировать на отдельном листе миллиметровки. Начнем с выходного конца вала.  $d_1 = 10^3 \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}}/\pi[\tau]}$ , где  $d_1$  – мм;  $T_{\text{вых}}$  – Нм;  $[\tau] = 55 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ .  $l_1 \approx 1,6d_1$ . Размеры шпоночного соединения  $b, h$  и  $t_1$  определим по таблице 24.29[2].  $d_2 = d_1 + 1$ . Размеры манжеты  $D_1$  и  $h_1$  определим по табл. 24.26[2].  $l_2 = 2,5h_1$ .



Назначим  $d_3 \geq d_2$  так, чтобы размер  $d_3$  был кратным пяти. По  $d_3$  и по табл. 24.15[2] назначаем размеры  $D$  и  $B$  для шариковых радиально – упорных подшипников легкой серии с углом давления  $\alpha = 12^\circ$ . Заодно выпишем для этих подшипников параметры  $C_r$  и  $C_{or}$  в кН.  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 4$ .  $l_4 = 10 + b_{2Б} + 7$ .  $d_5 = d_4 + 4$ .  $l_5 = b_{2Т} - 2$ . По диаметру  $d_5$  и по табл. 24.29[2] назначаем размеры  $b$ ,  $h$  и  $t_1$  шпоночного соединения. По размерам  $d_{w2Т}$  и  $b_{2Т}$  изображаем контуры тихоходного колеса.  $d_6 = d_5 + 6$ .  $l_6 = 5$  мм.  $d_7 = d_4$ .  $l_7 = 3 + b_{2Б} + 10$ .  $d_8 = d_3$ .  $d_8 = d_3$ . Эскизное изображение узла тихоходного вала присоединяем (можно приклеить) к ранее полученному чертежу так, чтобы колесо тихоходной ступени расположилось симметрично относительно сопряженной шестерни. Очевидно, что расстояние между осями промежуточного и тихоходного валов должно быть равно  $a_{wТ}$ , как это показано на рису. 10.

### 7.3 Эскизная компоновка редуктора по соосной схеме (задания № 4 и № 5)

Пример компоновки показан на рис. 11.

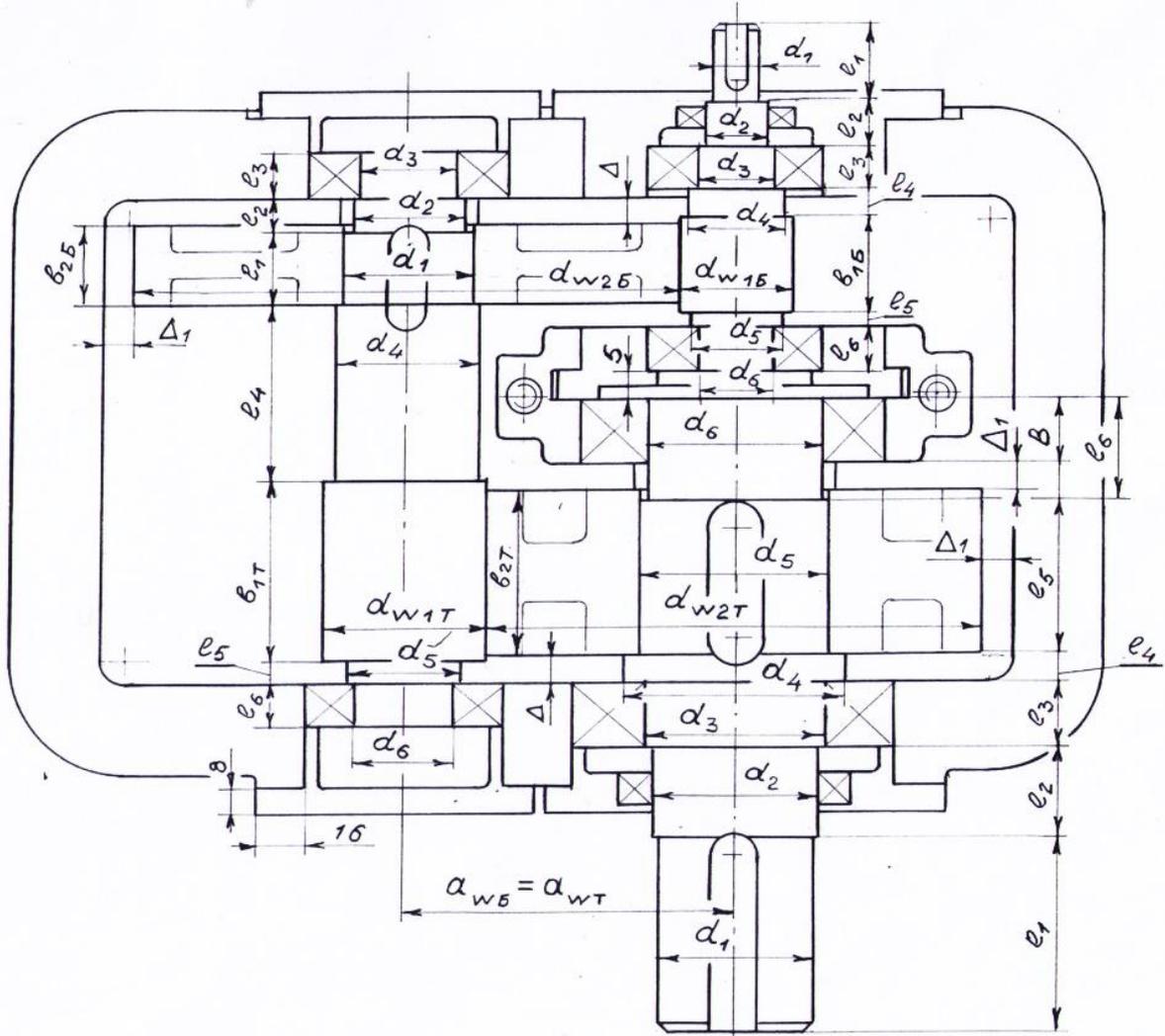


Рис. 11

Проектирование начнем с тихоходного вала. Диаметр выходного конца вала  $d_1$  в мм из расчета на кручение равен  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}} / \pi [\tau]}$ , где  $T_{\text{вых}}$  – Нм;  $[\tau] = 55 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $l_1 = 1,6d_1$ . По диаметру  $d_1$  и по табл. 24.29[2] определим размеры  $b$ ,  $h$  и  $t_1$  шпоночного соединения.  $d_2 = d_1 + 1$ . По диаметру  $d_2$  и по табл. 24.26[2] назначаем размеры  $D_1$  и  $h_1$  манжеты.  $l_2 = 2,5h_1$ . Диаметр  $d_3$  назначаем так, чтобы  $d_3 \geq d_2$  и при этом размер  $d_3$  должен быть кратным пяти. В зависимости от  $d_3$  по табл. 24.15[2] назначаем размеры  $D$  и  $B$

шарикового радиально – упорного подшипника легкой серии с углом давления  $\alpha = 12^\circ$ . Заодно выписываем параметры  $C_r$  и  $C_{or}$  в кН.  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 6$ .  $l_4 = 10$  мм.  $d_5 = d_4 - 4$ .  $l_5 = b_{2T} - 2$ . Размеры шпоночного соединения под колесом  $b, h$  и  $t_1$  определим по табл. 24.29[2] в зависимости от  $d_5$ . По размерам  $d_{W2T}$  и  $b_{2T}$  изображаем контуры тихоходного колеса.  $d_6 = d_3$ .  $l_6 = 5 + B$ .

Выполним эскизную компоновку быстроходного вала на отдельном листе миллиметровки. Диаметр выходного конца вала  $d_1$  в мм определим по формуле  $d_1 = 10^3 \sqrt[3]{16 T_{вх} / \pi [\tau]}$ , где  $T_{вх}$  – Нм;  $[\tau] = 20 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.  $l_1 = 1,6d_1$ . Размеры шпоночного соединения  $b, h$  и  $t_1$  – по табл. 24.29[2].  $d_2 = d_1 + 1$ . Размеры манжеты  $D_1$  и  $h_1$  – по табл. 24.26[2].  $l_2 = 2,5h_1$ . Назначаем  $d_3 \geq d_2$  так, чтобы размер  $d_3$  был кратным пяти. В зависимости от  $d_3$  по табл. 24.15[2] выбираем подшипники шариковые радиально – упорные легкой серии с размерами D и B.  $l_3 = B$ . Назначаем  $d_4 = d_3 + 1$ .  $l_4 = 10$  мм. По размерам  $d_{W1Б}$  и  $b_{1Б}$  изображаем контуры быстроходной шестерни. (Если окажется, что  $d_4$  больше, чем диаметр впадин зубьев шестерни  $d_{f1Б}$ , то следует принять  $d_4 = d_{f1Б} - 1$ ;  $d_3 < d_4$ ;  $d_2 < d_3$ ;  $d_1 < d_2$ ).  $d_5 = d_4$ .  $l_5 = 5$  мм.  $d_6 = d_3$ .  $l_6 = l_3$ . Чертеж быстроходного вала присоединяется к чертежу тихоходного вала (можно приклеить) так чтобы их оси совпадали, а расстояние между торцами валов было равным (5...10) мм. Так как диаметр подшипника быстроходного вала меньше диаметра подшипника тихоходного вала, то подшипник быстроходного вала размещаем в промежуточной втулке. Размеры втулки подбираем конструктивно так, чтобы расточка отверстий для подшипников тихоходного вала и для втулок подшипников быстроходного вала имела один и тот же диаметр. Более подробно о конструкции опор соосно расположенных валов можно ознакомиться в [2], гл. 7.9.

Промежуточный вал редуктора можно проектировать в следующей последовательности. Изображаем ось промежуточного вала на расстоянии  $a_{WB} = a_{WT}$  от совместной оси быстроходного и тихоходного валов. Используя размеры колеса быстроходной ступени  $d_{W2Б}$  и  $b_{2Б}$ , изображаем внешние его контуры симметрично сочлененной шестерне. Используя размеры шестерни тихоходной ступени  $d_{W1Т}$  и  $b_{1Т}$ , изображаем внешние её контуры симметрично относительно сочленённого колеса. Диаметр вала под колесом быстроходной ступени  $d_1$  в мм определим по формуле

$$d_1 = 10^3 \sqrt[3]{16 T_{пр} / \pi [\tau]}, \text{ где } T_{пр} \text{ – Нм; } [\tau] = 30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2. l_1 = b_{2Б} - 2. d_2 = d_1 - 1.$$

$l_2 = 12$  мм. Назначаем  $d_3 \leq d_2$  так, чтобы размер  $d_3$  был кратным пяти. По  $d_3$  и по таблице 24.15[2] назначаем размеры D и B шариковых радиально – упорных подшипников легкой серии.  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_1 + 2$ . Размер  $l_4$  определяется конструктивно.  $d_5 = d_2$ .  $l_5 = 8$  мм.  $d_6 = d_3$ .  $l_6 = l_3$ .

#### 7.4 Эскизная компоновка коническо – цилиндрического редуктора по заданиям № 6 и № 7

Пример компоновки показан на рис. 12.

Проектирование можно выполнять в следующей последовательности. Пересечением двух взаимноперпендикулярных осей быстроходного и тихоходного валов определим положение точки O, в которой совпадают вершины делительных конусов конической шестерни и конического колеса. Используя диаметры  $d_{e1}$  и  $d_{e2}$ , полученные в п. 5.1.8 и п. 5.1.9, находим положение точек A, B и C, ограничивающих основания делительных конусов. Перпендикулярно образующим OA, OB и OC откладываем отрезки AE и BG длиной  $3m_e$ , а также BK и CL длиной  $4m_e$ , где  $m_e$  – внешний модуль конической передачи, определенный в п. 5.1.13. Полученный графически размер EG определил диаметр  $d_1$  фиксирующего бурта для правого подшипника. Высоту бурта можно принять равной

$$l_1 = 2 \text{ мм.}$$

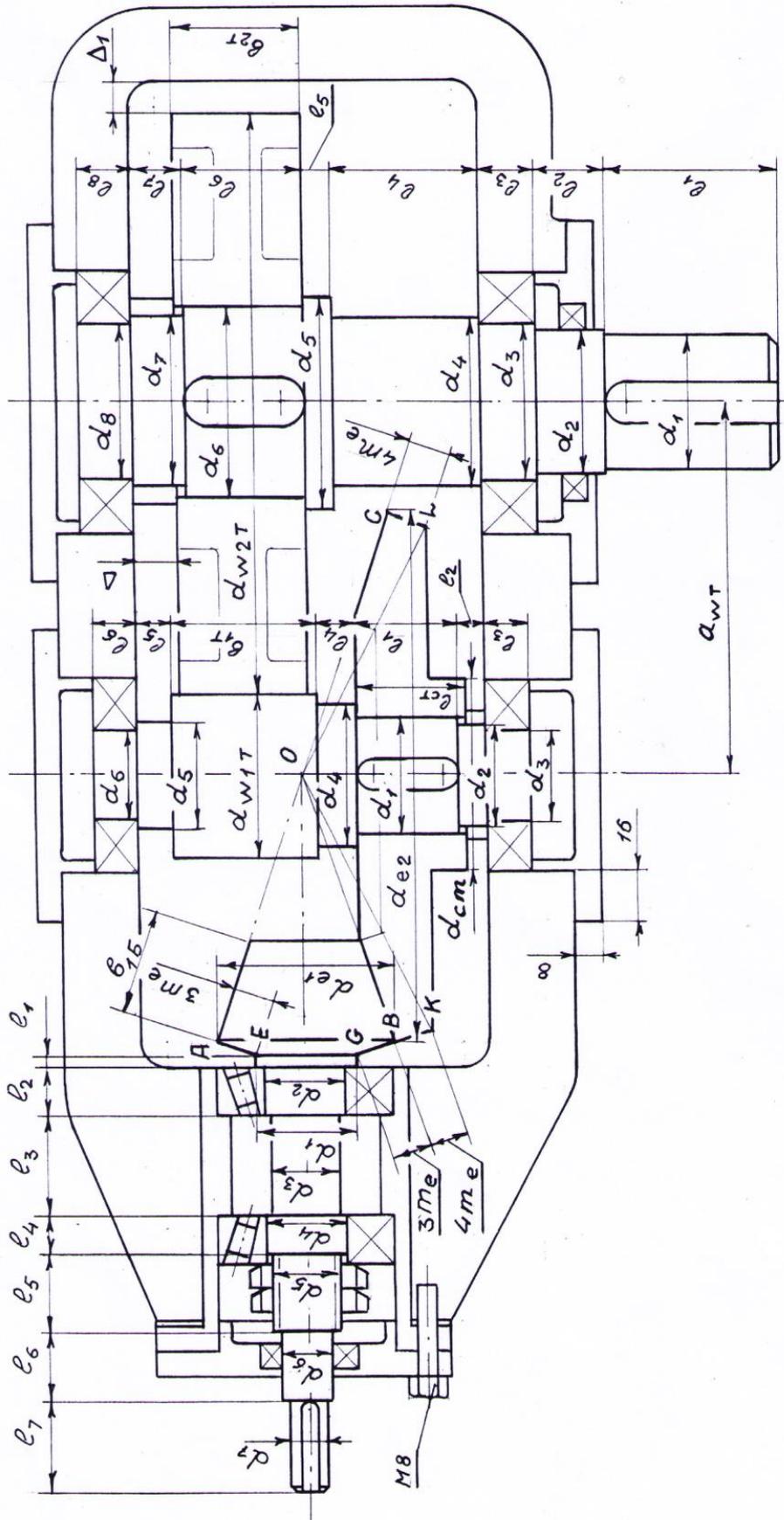


Рис. 12

Назначаем диаметр вала под подшипником  $d_2 < d_1$  так, чтобы размер  $d_2$  был кратным пяти. По диаметру  $d_2$ , используя табл. 24.16[2], подбираем размеры D и B роликового конического подшипника легкой серии с углом давления  $\alpha = (12 \dots 16)^\circ$ .

Принимаем  $l_2 = B$ .  $d_3 = d_2 - 1$ .  $l_3 = 1,5B$ .  $d_4 = d_2$ .  $l_4 = B - 1$ . Подшипники располагаем в стакане, который при помощи прокладок под фланцем стакана (набора тонких металлических пластин) позволяет регулировать осевое положение шестерни для совмещения вершин делительных конусов в точке O. Для регулировки подшипников на нулевой зазор используются круглые шлицевые гайки, которые после регулировки контрят друг друга. Диаметр резьбы для гаек  $d_5 = d_4 - (1 \dots 2)$ . Этот диаметр надо согласовать со стандартом на гайки по таблице 24.22[2] и по этой же таблице определить размеры D и H гаек.  $l_5 = 2,5H$ .  $d_6 = d_5 - 2$ . По размеру  $d_6$  и по табл. 24.26[2] назначаем размеры  $D_1$  и  $h_1$  манжеты.  $l_6 = 2,5h_1$ .  $d_7 = d_6 - 1$ .  $l_7 = 1,6d_7$ . Размеры шпонки  $b, h$  и  $t_1$  – по табл. 24.29[2].

Диаметр промежуточного вала под коническим колесом определим по формуле

$$d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{пр}} / \pi [\tau]}, \text{ где } d_1 - \text{мм}; T_{\text{пр}} - \text{Нм}; [\tau] = 30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2. \text{ Длина ступицы}$$

колеса  $l_{\text{ст}} = 1,5d_1$ .  $l_1 = l_{\text{ст}} - 2$ . Диаметр ступицы колеса  $d_{\text{ст}} = 1,6d_1$ .  $d_2 = d_1 - 1$ .  $l_2 = 12$  мм. Назначаем  $d_3 \leq d_2$ , так, чтобы размер  $d_3$  был кратным пяти. По  $d_3$  и по табл. 24.15[2] назначаем размеры D и B шариковых радиально – упорных подшипников легкой серии.

$l_3 = B$ .  $d_3 = d_1 + 3$ .  $l_4 = 5$  мм. Используя размеры  $d_{W1T}$  и  $b_{1T}$ , изображаем контуры шестерни тихоходной ступени.  $d_5 = d_2$ .  $l_5 = 10$  мм.  $d_6 = d_3$ .  $l_6 = l_3$ .

Тихоходный вал редуктора рекомендуем проектировать на отдельном листе миллиметровки.  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}} / \pi [\tau]}$ , где  $d_1$  – мм;  $T_{\text{вых}}$  – Нм;  $[\tau] = 55 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.  $l_1 = 1,6d_1$ .  $d_2 = d_1 + 1$ . По  $d_2$  и по табл. 24.26[2] назначаем размеры  $D_1$  и  $h_1$  манжеты.

$l_2 = 2,5h_1$ . Назначаем  $d_3 > d_2$  кратным пяти. По  $d_3$  и по табл. 24.15[2] назначаем размеры D и B шариковых радиально – упорных подшипников легкой серии.  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 3$ .

$l_4 = 10 + l_{\text{ст}}$ .  $d_5 = d_4 + 6$ .  $l_5 = 7$  мм.  $d_6 = d_5 - 4$ .  $l_6 = b_{2T} - 2$ . Используя размеры  $d_{W2T}$  и  $b_{2T}$ , изображаем контуры тихоходного колеса.  $d_7 = d_4$ .  $l_7 = 12$  мм.  $d_8 = d_3$ .  $l_8 = l_3$ .

Эскизное изображение узла тихоходного вала присоединяем (можно приклеить) к ранее полученному чертежу так, чтобы колесо тихоходной ступени расположилось симметрично относительно сопряженной шестерни. Очевидно, что расстояние между осями промежуточного и тихоходного валов должно быть равно  $a_{WT}$ , как показано на рис. 12.

### 7.5 Эскизное проектирование червячно – цилиндрического редуктора по заданию № 8

Пример компоновки редуктора показан на рис. 13.

Диаметр выходного конца быстроходного вала – червяка из расчета на кручение определим по формуле  $d_1 = 10^3 \sqrt[3]{16 T_{\text{вх}} / \pi [\tau]}$ , где  $d_1$  – мм;  $T_{\text{вх}}$  – Нм;  $[\tau] = 20 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.

$l_1 = 1,6d_1$ . По  $d_1$  и по табл. 24.29[2] определяем размеры  $b, h$  и  $t_1$  шпоночного соединения.  $d_2 = d_1 + 1$ . Размеры манжеты  $D_1$  и  $h_1$  – по табл. 24.26[2].  $l_2 = 2,5h_1$ . Назначаем  $d_3 \geq d_2$

кратным пяти. По  $d_3$  и по таблице 24.29[2] определяем размеры D и B шариковых радиально – упорных подшипников легкой серии.  $l_3 = B$ . Если внешний диаметр подшипника D больше, чем внешний диаметр витков червяка  $d_{a1}$ , то при сборке редуктора, червяк можно

вставить в корпус через отверстие для подшипника. Если же  $D < d_{a1}$ , то подшипник должен быть установлен в стакане, как это показано на рис. 13.  $d_4 = d_3 + 2$ . Длину  $l_4$  определим

следующим образом. На расстоянии  $a_{WB}$  найдем такое положение центра червячного колеса, при котором зазор между окружностью диаметром  $d_{2max}$  и корпусом редуктора составляет

величину не менее  $C = 15$  мм, или  $\Delta_1 = 10$  мм. Симметрично по отношению к центру червячного колеса разместим червяк с параметрами  $d_{W1B}$ ,  $d_{a1B}$  и  $b_{1B}$ . После этого

геометрически определяется размер  $l_4$ .  $d_5 = d_4$ . Размер  $l_5$  следует конструктивно

определить так, чтобы червячное колесо не задевало стойку, в которой установлен правый подшипник вала – червяка.  $d_6 = d_3$ .  $l_6 = l_3$ .

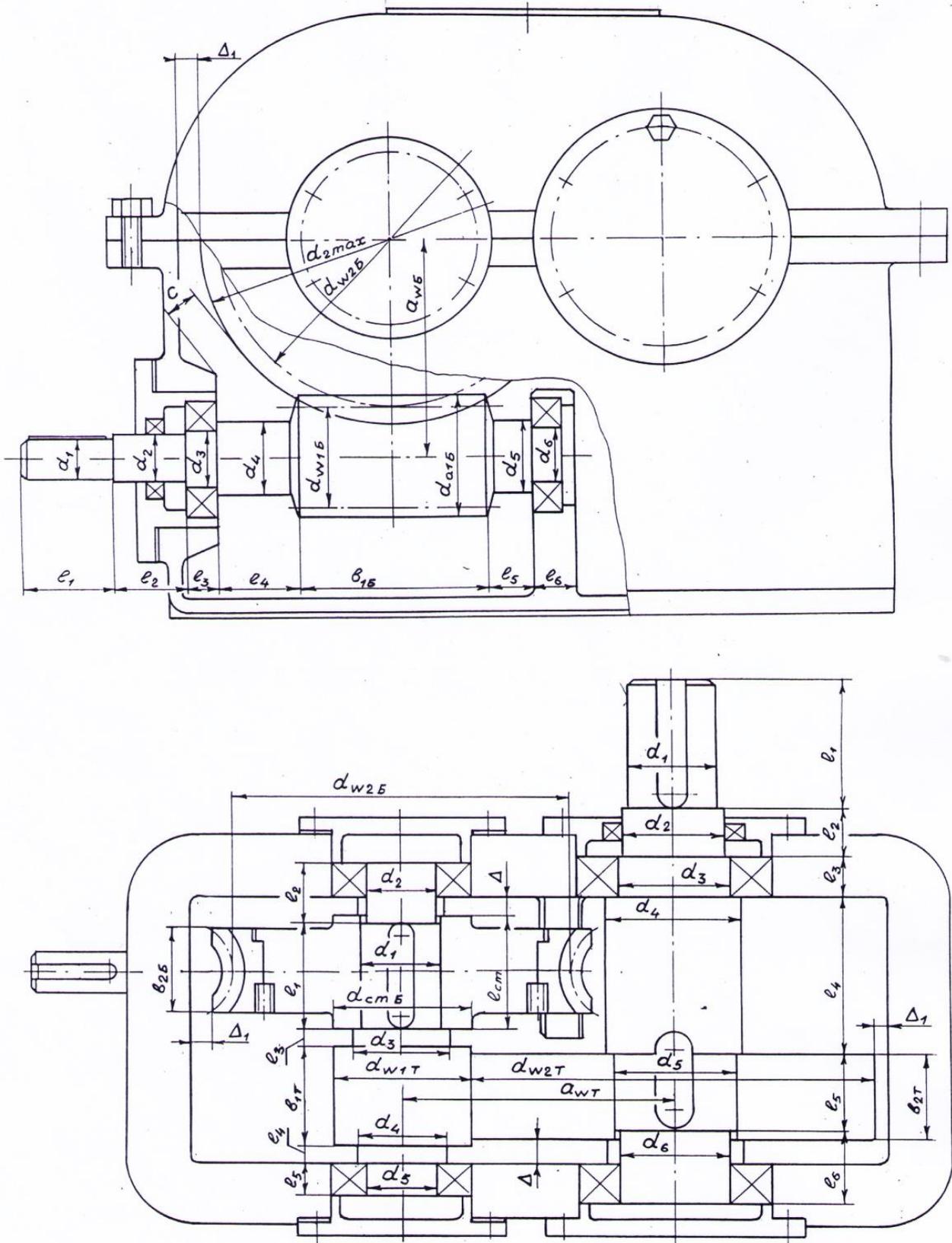


Рис. 13

Промежуточный вал – шестерню начинаем проектировать с определения диаметра вала под червячным колесом.  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{пр} / \pi [\tau]}$ , где  $T_{пр}$  – Нм;  $[\tau] = 30 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $d_1$  – мм. Длина ступицы червячного колеса  $l_{ст} = 1,2d_1$ . Этот размер должен быть не меньше, чем ширина червячного колеса  $b_{2Б}$ . Диаметр ступицы червячного колеса  $d_{ст} = 1,5d_1$ .  $l_1 = l_{ст} - 2$ . Диаметр  $d_2 < d_1$  назначаем так, чтобы размер  $d_2$  был кратным пяти. По диаметру  $d_2$  и по табл. 24.16[2] назначаем размеры D и B конических роликовых радиально – упорных подшипников легкой серии.  $\Delta = 10$  мм.  $l_2 = \Delta + B$ .  $d_3 = d_1 + 4$ .  $l_4 = 5$  мм. Используя размеры  $d_{W1T}$  и  $b_{1T}$ , изображаем контуры шестерни тихоходной ступени.  $d_4 = d_3$ .  $l_4 = 8$  мм.  $d_5 = d_2$ .  $l_5 = B$ .

Тихоходный вал начинаем проектировать с определения диаметра выходного конца вала  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{вых} / \pi [\tau]}$ , где  $d_1$  – мм;  $T_{вых}$  – Нм;  $[\tau] = 55 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $l_1 = 1,6d_1$ . Размеры шпоночного соединения  $b, h$  и  $t_1$  – по табл. 24.29[2].  $d_2 = d_1 + 1$ . Размеры манжеты  $D_1$  и  $h_1$  – по табл. 24.26[2].  $l_2 = 2,5h_1$ . Назначаем  $d_3 > d_2$  кратным пяти. Размеры D и B шариковых радиально–упорных подшипников легкой серии – по табл. 24.15[2]. Заодно выписываем параметры  $C_r$  и  $C_{or}$  в кН.  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 6$ .  $d_5 = d_4 - 2$ .  $l_4 = 10 + l_{ст} + 7$ .  $l_5 = b_{2T} - 2$ . По  $d_5$  и по таблице 24.29[2] определяем размеры  $b, h$  и  $t_1$  шпоночного соединения. Используя размеры  $d_{W2T}$  и  $b_{2T}$ , изображаем контуры тихоходного колеса симметрично по отношению к сопряженной шестерне.  $\Delta = 10$  мм.  $l_6 = 10 + B$ .  $d_6 = d_3$ .

#### 7.6 Эскизное проектирование цилиндрическо – червячного редуктора по заданию № 9 Пример компоновки редуктора показан на рис. 14.

Диаметр выходного конца быстроходного вала  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{вх} / \pi [\tau]}$ ,  $d_1$  – мм;  $T_{вх}$  – Нм;  $[\tau] = 20 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $l_1 = 1,6d_1$ . Размеры шпоночного соединения  $b, h$  и  $t_1$  – по табл. 24.29[2].  $d_2 = d_1 + 1$ . Размеры манжеты  $D_1$  и  $h_1$  – по табл. 24.26[2].  $l_2 = 2,5h_1$ . Назначаем  $d_3 \geq d_2$  так, чтобы размер  $d_3$  был кратным пяти. По диаметру  $d_3$  и по табл. 24.15[2] назначаем размеры D и B шариковых радиально–упорных подшипников.  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 2$ .  $l_4 = 10$  мм. По размерам  $d_{W1Б}$  и  $b_{1Б}$  изображаем контуры быстроходной шестерни.  $d_5 = d_4$ .  $l_5 = l_4$ .  $d_6 = d_3$ .  $l_6 = l_3$ . Правый подшипник располагаем в стойке на днище корпуса.

Для проектирования промежуточного вала – червяка проведем его ось на расстоянии  $a_{WB}$  от оси быстроходного вала. Используя размеры  $d_{W2Б}$  и  $b_{2Б}$ , изображаем внешние контуры колеса быстроходной ступени. Колесо располагаем симметрично относительно сопряженной шестерни. Диаметр вала под колесом  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{пр} / \pi [\tau]}$ , где  $d_1$  – мм;  $T_{пр}$  – Нм;  $[\tau] = 30 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.  $l_1 = b_{2Б} - 2$ . Колесо на валу зафиксировано в осевом направлении шайбой и винтом со стопорной шайбой. Назначаем  $d_2 > d_1$  так, чтобы размер  $d_2$  был кратным пяти. В качестве левой опоры промежуточного вала назначаем радиальный шариковый подшипник легкой серии. Размеры подшипника D и B – по табл. 24.10[2].  $l_2 = 12 + B$ . Внешнее кольцо подшипника не закреплено в осевом направлении. Это дает возможность выполнить левую опору «плавающей» для компенсации температурных деформаций вала – червяка.  $d_3 = d_2 + 4$ . Длину  $l_3$  можно определить следующим образом. На расстоянии  $a_{WT}$  находим такое положение центра червячного колеса, при котором окружность диаметром  $d_{2max}$  находится на расстоянии  $C \geq 10$  мм от стойки с правым подшипником быстроходного вала. Червяк, с размерами  $d_{W1T}$ ,  $d_{a1T}$  и  $b_{1T}$  располагаем симметрично относительно червячного колеса. Размер  $l_3$  можно определить графически.  $d_4 = d_3$ . Размер  $l_4$  будет определен несколько позже.  $d_5 = d_2$ . В качестве правой опоры вала использованы два шариковых радиально – упорных подшипника легкой серии. Подшипники

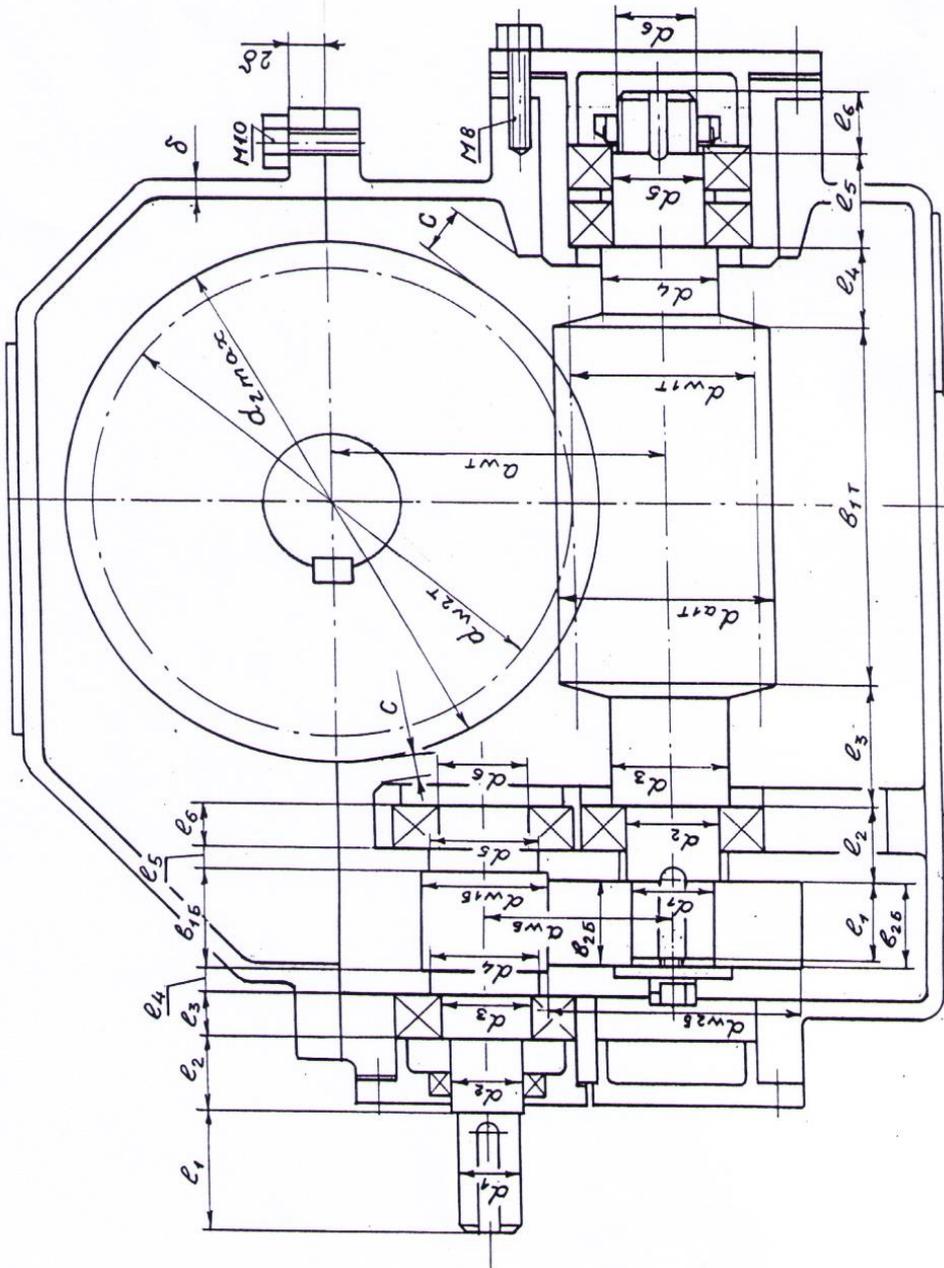
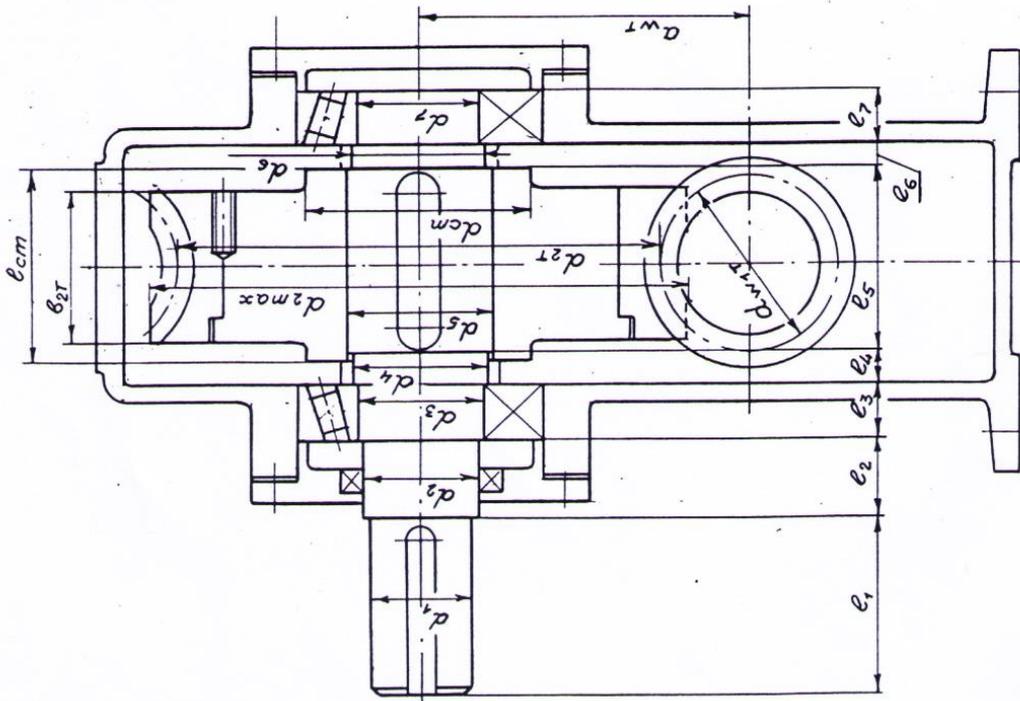


Рис. 14

развернуты друг относительно друга на  $180^\circ$ . Это позволяет фиксировать осевые нагрузки вала в обоих направлениях. Между внутренними кольцами подшипников установлено дистанционное кольцо. Внешние кольца подшипников зафиксированы крышкой подшипникового узла. Под фланцем крышки установлены прокладки в виде тонких металлических пластин, которые позволяют отрегулировать подшипники на нулевой зазор. Размеры подшипников  $D$  и  $B$  – по табл. 24.15[2]. Если внешний диаметр подшипников  $D$  больше, чем внешний диаметр витков червяка  $d_{a1T}$ , то при сборке редуктора червяк можно вставить в корпус через отверстие для подшипника. Если же  $D < d_{a1T}$ , то подшипники необходимо разместить в стакане, внешний диаметр которого больше, чем внешний диаметр витков червяка. Такой вариант конструкции показан на рис. 14. Подшипники на валу зафиксированы круглой шлицевой гайкой, размеры которой можно определить по табл. 24.22[2]. Гайка зафиксирована стопорной шайбой (табл. 24.23[2]). Узел правой опоры надо расположить так, чтобы обеспечить зазор  $C \geq 10$  мм. Такое условие позволит конструктивно определить размер  $l_4$ .

Ось тихоходного вала находится на расстоянии  $a_{WT}$  от оси промежуточного вала – червяка. Диаметр выходного конца тихоходного вала  $d_1 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_{\text{вых}} / \pi [\tau]}$ , где  $d_1$  – мм;  $T_{\text{вых}}$  – Нм;  $[\tau] = 55 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $l_1 = 1,6d_1$ . Размеры шпоночного соединения  $b, h$  и  $t_1$  – по табл. 24.29[2].  $d_2 = d_1 + 1$ . Размеры манжеты  $D_1$  и  $h_1$  в зависимости от  $d_2$  – по табл. 24.26[2].  $l_2 = 2,5h_1$ . Назначаем  $d_3 > d_2$  кратным пяти. По  $d_3$  и по табл. 24.16[2] назначаем размеры  $D$  и  $B$  для роликовых конических радиально – упорных подшипников. Заодно выписываем из таблицы характеристики  $C_r$  и  $C_{or}$ , которые понадобятся для определения долговечности подшипников.  $l_3 = B$ .  $d_4 = d_3 + 4$ .  $d_5 = d_4 + 4$ .  $l_4 = 10$  мм. Длина ступицы колеса  $l_{ст} = 1,2d_5$ .  $l_5 = l_{ст} - 2$ . Диаметр ступицы червячного колеса  $d_{ст} = 1,5d_5$ . Размеры шпоночного соединения  $b, h$  и  $t_1$  в зависимости от  $d_5$  – по табл. 24.29[2].  $d_6 = d_4$ .  $l_6 = 10$  мм.  $d_7 = d_3$ .  $l_7 = B$ . Червячное колесо в зацеплении с червяком изображаем согласно рекомендациям рис. 8.

### 7.7 Конструирование корпуса и крышки редуктора

Корпусные детали имеют сложную форму и поэтому их изготавливают методом литья. В качестве материалов для силовых редукторов широко используется чугун. Общие рекомендации по проектированию корпусных деталей можно проиллюстрировать на рис. 15.

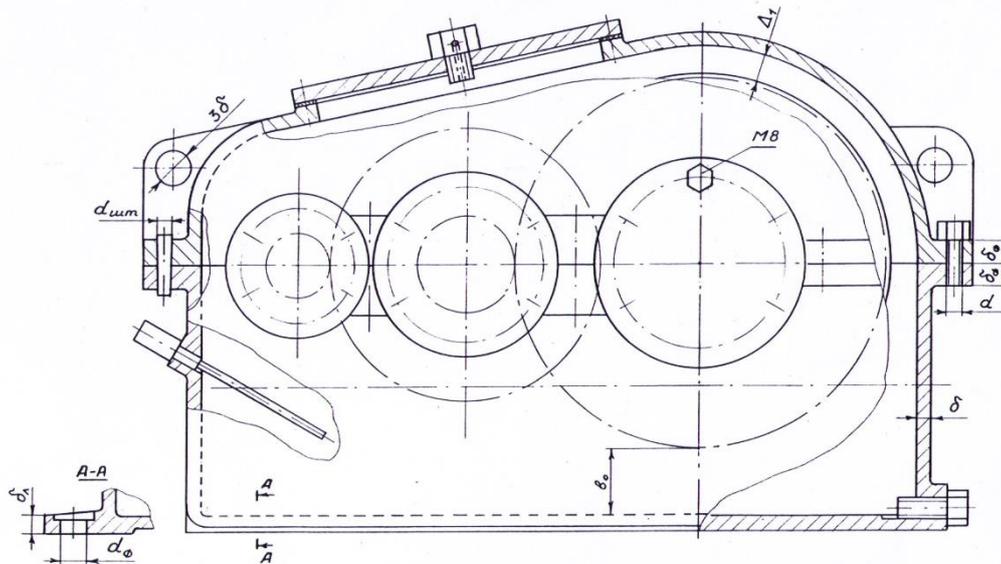


Рис. 15



Толщину стенок можно принять равной  $\delta = 7$  мм. Расстояние между вращающимися колесами и внутренними стенками корпусных деталей  $\Delta_1 = 10$  мм. Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес  $b_0 = 40$  мм. Толщина соединительных фланцев корпуса и крышки  $\delta_\phi = 15$  мм. Диаметр болтов крепления корпуса с крышкой  $d \approx 1,25\sqrt[3]{T_{\text{вых}}} \geq 10$  мм, где  $d$  – мм;  $T_{\text{вых}}$  – Нм. Размеры болтов – по табл. 24.39[2]. Для устранения возможных смещений крышки относительно корпуса при сборке редуктора устанавливают два штифта на возможно большем расстоянии друг от друга. Диаметр штифтов  $d_{\text{шт}} = (0,7 \dots 0,8)d$ . Размеры цилиндрических штифтов – по таблице 24.35[2], конических – по табл. 24.36[2]. Конические штифты более предпочтительны. Толщина опорных элементов (лап) корпуса  $\delta_{\text{л}} = 2,5\delta$ . Диаметр фундаментных болтов  $d_\phi \approx 1,25d$ . Оформление сливных отверстий для масла и размеры пробок – по рис. 11.11[2]. Указатель уровня масла – по рис. 11.13[2]. Крышка смотрового люка (и для заливки масла) – по рис. 17.38[2]. Для подъема редуктора применяют проушины в виде ребер с отверстиями диаметром  $3\delta$ . Толщина проушин  $-(2 \dots 3)\delta$ . Фланцы крышек подшипниковых узлов имеют толщину  $1,2\delta$ . Крышки крепятся винтами М8. Количество винтов – 4, или 6. Размер фланцев крышек – не более 16 мм. Уровень масла в редукторе составляет около одной трети радиуса тихоходного колеса. На смотровом люке крышки редуктора необходимо установить отдушину для выравнивания давления внутри редуктора с давлением окружающего воздуха.

## 8 Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на прочность

На этапе эскизного проектирования размеры валов определялись ориентировочно. Учитывая, что основным видом разрушения редукторных валов являются их усталостные разрушения, выполним проверочный расчет одного из валов на выносливость. В качестве примера рассмотрим конкретный случай расчета тихоходного вала редуктора по развернутой схеме, эскизная компоновка которого представлена на рис. 9.

### 8.1 Составление расчетной схемы вала и определение расчетных нагрузок

На рис. 16,а приведен чертеж тихоходного вала со схематическим изображением на нем цилиндрического косозубого колеса и подшипников. Вал нагружен крутящим моментом  $T_{\text{вых}} = 1952$  Нм. Несколько упрощая задачу, будем условно считать, что момент действует на участке от середины выходного конца вала до среднего сечения под тихоходным колесом. Так же условно будем считать, что силы на колесо со стороны шестерни приложены в полюсе (точка П). Этими силами являются: окружная сила  $F_t = 14513$  Н, радиальная  $F_R = 5579$  Н, осевая  $F_A = 4929$  Н. Диаметр начальной окружности колеса (равный диаметру делительной окружности)  $d_{W2} = d_2 = 269,307$  мм  $\approx 269$  мм. Крутящий момент на колесе от окружной силы  $F_t$  уравновешен моментом  $T_{\text{вых}}$  от полумуфты на выходном конце вала. Из-за неизбежной радиальной и угловой несоосности вала редуктора и вала исполнительного механизма соединительные муфты нагружают валы дополнительной поперечной силой  $F_M$ . Величину этой силы можно ориентировочно определить по формуле

$$F_M \approx 250\sqrt{T_{\text{вых}}} = 250\sqrt{1952} = 11045 \text{ Н.}$$

Направление силы  $F_M$  может быть любым по отношению к направлению силы  $F_t$ . Обычно ее направляют так, чтобы она увеличивала деформации и напряжения от силы  $F_t$ , то – есть рассматривают худший случай нагружения. Значит, в нашем примере, силу  $F_M$  надо направить параллельно силе  $F_t$ , но в противоположную сторону.

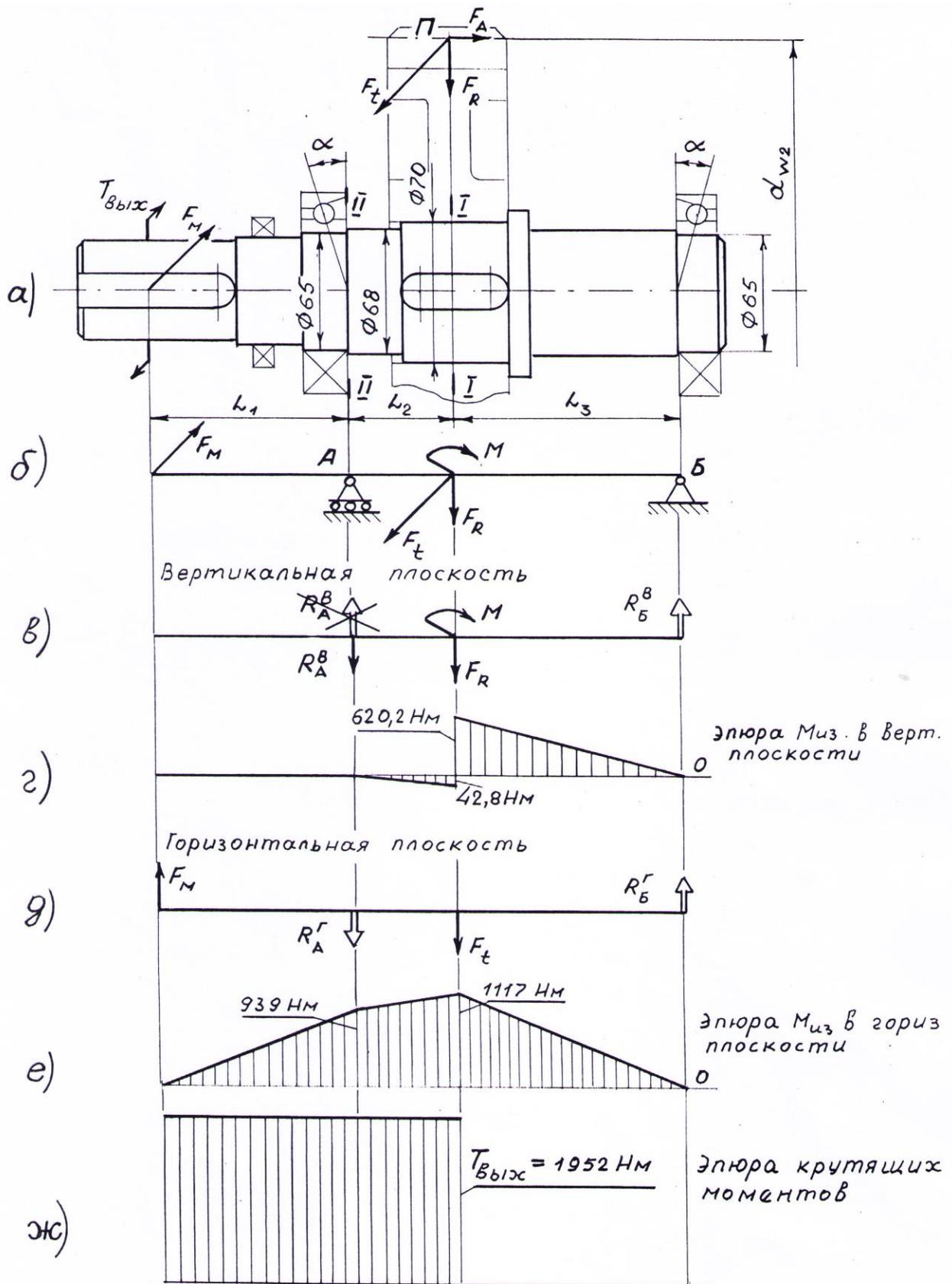


Рис. 16

Для расчета на прочность реальную конструкцию вала нужно заменить упрощенной расчетной схемой, показанной на рис. 16,б. Для этого вал представляется в виде балки, шарнирно закрепленной в двух опорах. Учитывая изображенное на рис. 16,а направление осевой силы  $F_A$ , правую опору балки представляем как шарнирно – неподвижную опору. Тогда левая опора должна быть шарнирно – подвижной. Для радиально – упорных подшипников шарнирные опоры располагаем в точках пересечения оси вала с нормалью, проведенной к середине контактной площадки между телом качения и наружным кольцом подшипника. На рис. 16,а эти нормали для левого и правого подшипников обозначены углами  $\alpha$ . Для радиально – упорных шариковых подшипников названная нормаль пересекается с осью вала напротив внутренних торцов подшипников. Это позволяет располагать шарнирные опоры именно напротив внутренних торцов подшипников, как это показано на рис. 16,б.

Нагрузки, действующие в зацеплении, переносим на ось балки. При переносе окружной силы  $F_t$  добавляем в сечении I крутящий момент

$$T_{\text{вых}} = F_t \frac{d_{w2}}{2} = 14513 \cdot \frac{0,269}{2} = 1952 \text{ Нм.}$$

При переносе осевой силы  $F_A$  добавляем сосредоточенный изгибающий момент

$$M = F_A \frac{d_{w2}}{2} = 4929 \cdot \frac{0,269}{2} = 663 \text{ Нм.}$$

Эскизная компоновка редуктора дала возможность определить координаты  $L_1 = 85 \text{ мм} = 0,085 \text{ м}$ ,  $L_2 = 57 \text{ мм} = 0,057 \text{ м}$  и  $L_3 = 98 \text{ мм} = 0,098 \text{ м}$ .

## 8.2 Определение реакций опор и построение эпюр изгибающих моментов

Из нагрузок, показанных на рис. 16,б выделим такие, которые действуют в плоскости рисунка. Условно назовем эту плоскость вертикальной. Изобразим схему балки на рис. 16,в с внешними нагрузками в вертикальной плоскости  $F_R$  и  $M$ . Здесь же покажем реакции опор  $R_A^B$  и  $R_B^B$ , направление которых выбрано произвольно. Составляя уравнения равновесия в виде сумм моментов относительно точек А и Б, определим эти реакции.

$$\Sigma m_{iA} = 0; -M - F_R L_2 + R_B^B (L_2 + L_3) = 0,$$

откуда

$$R_B^B = \frac{M + F_R L_2}{L_2 + L_3} = \frac{663 + 5579 \cdot 0,057}{0,057 + 0,098} = 6329 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_{iB} = 0; -R_A^B (L_2 + L_3) - M + F_R L_3 = 0,$$

откуда

$$R_A^B = \frac{-M + F_R L_3}{L_2 + L_3} = \frac{-663 + 5579 \cdot 0,098}{0,057 + 0,098} = -750 \text{ Н.}$$

Знак " – " свидетельствует о том, что действительное направление реакции  $R_A^B$  должно быть противоположным тому, которое показано на рисунке. Поэтому зачеркиваем неудачно направленную реакцию и показываем ее действительное направление вниз. Проверить правильность определения реакций можно, составив уравнение суммы проекций сил на ось у.

$\Sigma Y_i = 0; -R_A^B - F_R + R_B^B = -750 - 5579 + 6329 = 0$ , значит, реакции определены верно.

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости. Используя правило сечений и перемещаясь справа налево, определим изгибающий момент в сечении I.

$$M_{\text{из}} = R_B^B L_3 = 6329 \cdot 0,098 = 620,2 \text{ Нм.}$$

От этого момента сжатые волокна в сечении балки расположены сверху. Поэтому ординату  $M_{\text{из}} = 620,2 \text{ Нм}$  в масштабе откладываем вверх, как это показано на рис. 16,г. Перемещаясь вдоль балки слева направо, изгибающий момент в сечении I будет равен

$M_{\text{из}} = R_A^B L_2 = 750 \cdot 0,057 = 42,8 \text{ Нм}$  (сжатые волокна внизу). Скачок на эпюре изгибающих моментов в вертикальной плоскости должен быть равен сосредоточенному изгибающему

моменту  $M = 663$  Нм. Проверая это, получаем  $620,2 + |-42,8| = 663$  Нм, то – есть эюра построена верно.

Рассмотрим нагрузки на балку, действующие в плоскости, перпендикулярной плоскости рисунка. Условно назовем эту плоскость горизонтальной. Нагрузки в этой плоскости и произвольно направленные реакции опор  $R_A^\Gamma$  и  $R_B^\Gamma$  показаны на рисунке 16,д. Определяем эти реакции.

$$\Sigma m_{iA} = 0; -F_M L_1 - F_t L_2 + R_B^\Gamma (L_2 + L_3) = 0,$$

откуда

$$R_B^\Gamma = \frac{F_M L_1 + F_t L_2}{L_2 + L_3} = \frac{11045 \cdot 0,085 + 14513 \cdot 0,057}{0,057 + 0,098} = 11394 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_{iB} = 0; -F_M (L_1 + L_2 + L_3) + R_A^\Gamma (L_2 + L_3) + F_t L_3 = 0,$$

откуда

$$R_A^\Gamma = \frac{F_M (L_1 + L_2 + L_3) - F_t L_3}{L_2 + L_3} = \frac{11045(0,085 + 0,057 + 0,098) - 14513 \cdot 0,098}{0,057 + 0,098} = 7926 \text{ Н.}$$

Проверка

$$\Sigma Y_i = 0; F_M - R_A^\Gamma - F_t + R_B^\Gamma = 11045 - 7926 - 14513 + 11394 = 0.$$

Изгибающий момент в сечении I (справа налево)

$$M_{из} = R_B^\Gamma L_3 = 11394 \cdot 0,098 = 1117 \text{ Нм (сжатые волокна вверх).}$$

Изгибающий момент в сечении II (слева направо)

$$M_{из} = F_M L_1 = 11045 \cdot 0,085 = 939 \text{ Нм (сжатые волокна вверх).}$$

Эюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости приведена на рис. 16,е.

Эюра крутящих моментов для вала представлена на рис. 16,ж.

Примечание. Эюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальных плоскостях и эюра крутящих моментов должны быть построены в одном масштабе.

Суммарные изгибающие моменты в сечениях I и II

$$M_{\Sigma I} = \sqrt{620,2^2 + 1117^2} = 1278 \text{ Нм,}$$

$$M_{\Sigma II} = \sqrt{0^2 + 939^2} = 939 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_{\Sigma A} = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^\Gamma)^2} = \sqrt{750^2 + 7926^2} = 7961 \text{ Н,}$$

$$R_{\Sigma B} = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^\Gamma)^2} = \sqrt{6329^2 + 11394^2} = 13034 \text{ Н.}$$

### 8.3 Материалы для валов

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали. Механические характеристики некоторых из них приведены в табл. 23. Более полные сведения о материалах можно получить в табл. 10.2[2].

**Таблица 23**

Марка стали	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\tau_T$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\tau_{-1}$ , МПа	Коэффициент $\psi$
Ст 5	520	280	150	220	130	0,06
45	900	650	390	410	230	0,10

В нашем примере назначаем для вала сталь Ст 5, для которой: предел прочности для нормальных напряжений  $\sigma_B = 520$  МПа, предел текучести для нормальных напряжений  $\sigma_T = 280$  МПа, предел текучести для касательных напряжений  $\tau_T = 150$  МПа, предел выносливости для нормальных напряжений при симметричном цикле их изменения  $\sigma_{-1} = 220$  МПа, предел выносливости для касательных напряжений при симметричном цикле их изменения  $\tau_{-1} = 130$  МПа, коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла  $\psi = 0,06$ .

## 8.4 Проверочный расчет прочности вала в сечении I под колесом

Сечение I вала под колесом изображено на рис. 17.

В сечении I действует суммарный изгибающий момент  $M_{\Sigma I} = 1278$  Нм и крутящий момент  $T_{\text{вых}} = 1952$  Нм.

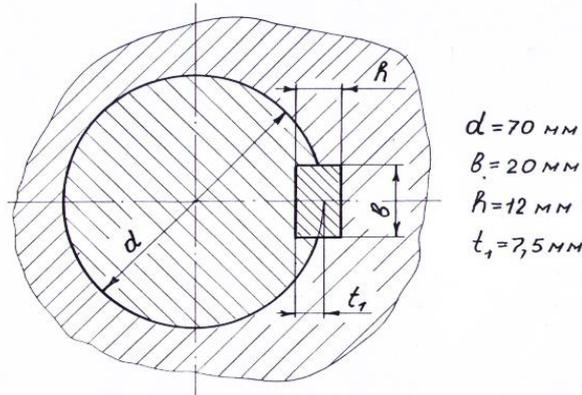


Рис. 17

Момент сопротивления сечения вала при изгибе (осевой момент сопротивления),  $\text{м}^3$

$$W_{\text{из}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b h (2d-h)^2}{16d} = \frac{3,14 \cdot 0,07^3}{32} - \frac{0,02 \cdot 0,012 (2 \cdot 0,07 - 0,012)^2}{16 \cdot 0,07} = 30,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент сопротивления сечения вала при кручении (полярный момент сопротивления),  $\text{м}^3$

$$W_{\text{кр}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b h (2d-h)^2}{16d} = \frac{3,14 \cdot 0,07^3}{16} - \frac{0,02 \cdot 0,012 (2 \cdot 0,07 - 0,012)^2}{16 \cdot 0,07} = 63,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

## 8.4.1 Проверка статической прочности вала в сечении I

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок. Асинхронные электродвигатели переменного тока, которые широко применяются в технике для привода механизмов, обладают повышенным пусковым моментом, способным создавать перегрузку редуктора. Для большинства двигателей коэффициент перегрузки  $K_{\text{п}} = 2,2$ . Тогда можно считать, что максимальные значения крутящего и изгибающего моментов для сечения I равны

$$T_{\text{max}} = T_{\text{вых}} K_{\text{п}} = 1952 \cdot 2,2 = 4294 \text{ Нм},$$

$$M_{\text{max}} = M_{\Sigma I} K_{\text{п}} = 1278 \cdot 2,2 = 2812 \text{ Нм}.$$

Максимальное напряжение изгиба при перегрузке

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{из}}} = \frac{2812}{30,2 \cdot 10^{-6}} = 93,1 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 93,1 \text{ МПа}.$$

Максимальное касательное напряжение при кручении во время перегрузки

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{4294}{63,8 \cdot 10^{-6}} = 67,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 67,3 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное напряжение по энергетической теории прочности

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{93,1^2 + 3 \cdot 67,3^2} = 149 \text{ МПа}.$$

Запас статической прочности вала в сечении I по пределу текучести равен

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{эКВ}}} = \frac{280}{149} = 1,9 > [n_{\text{T}}] = (1,2 \dots 1,8),$$

где  $[n]$  – допускаемое значение общего запаса прочности по текучести. Так как  $n_{\text{T}} = 1,9 > [n_{\text{T}}] = (1,2 \dots 1,8)$ , то статическая прочность вала в условиях его перегрузки обеспечена.

## 8.4.2 Проверка прочности вала в сечении I на сопротивление усталости

При постоянном по величине и направлению изгибающем моменте  $M_{\Sigma I} = 1278$  Нм в поперечных сечениях возникают переменные напряжения изгиба, которые изменяются по

симметрическому циклу. Это происходит по следующей причине. Вал, вращаясь, поворачивается по отношению к внешнему моменту. Значит, растяжение волокон вала от изгиба чередуются с их сжатием.

Амплитуда нормальных напряжений от изгиба равна

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma I}}{W_{из}} = \frac{1278}{30,2 \cdot 10^{-6}} = 42,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 42,3 \text{ МПа.}$$

В сечении I шпоночная канавка является концентратором напряжений, то – есть действительное напряжение в углах шпоночной канавки больше, чем то напряжение  $\sigma_a$ , которое определено по формуле сопромата. Такое увеличенное напряжение уменьшает выносливость вала. Влияние концентратора на выносливость вала учитывают эффективным коэффициентом концентрации нормальных напряжений  $K_\sigma$ , величину которого для шпоночной канавки можно определить по табл. 10.11[2]. В нашем случае при  $\sigma_b = 520$  МПа и в предположении, что шпоночная канавка будет выполнена концевой (пальцевой) фрезой принимаем  $K_\sigma = 1,8$ .

Кроме концентраторов напряжений на выносливость вала влияет и его диаметр. Это влияние учитывается коэффициентом масштабного фактора  $K_d$ , который можно определить по табл. 24.

**Таблица 24**

Диаметр вала, мм	15	20	30	40	50	60	70	80	100
$K_d$	0,98	0,96	0,91	0,87	0,82	0,8	0,78	0,74	0,7

В нашем примере при  $d = 70$  мм имеем  $K_d = 0,78$ , что говорит о том, что предел выносливости вала диаметром 70 мм на 12% меньше, чем предел выносливости стандартного образца диаметром 10 мм.

На выносливость вала влияет также качество обработки его поверхности. Предполагая, что в нашем примере поверхность вала шлифована, принимаем коэффициент качества поверхности  $\varepsilon_\pi = 1,0$ .

Коэффициент запаса прочности вала в сечении I для нормальных напряжений изгиба должен быть больше допустимого коэффициента запаса  $[n] = (1,5 \dots 5)$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{K_d \varepsilon_\pi}} = \frac{220}{42,3 \frac{1,8}{0,78 \cdot 1,0}} = 2,25 > 1,5.$$

Принято считать, что касательные напряжения кручения в сечениях вала изменяются по отнулевому циклу. Это связано с периодическими включениями и выключениями редуктора. Максимальное напряжение в цикле

$$\tau = \frac{T_{\text{вых}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{1952}{63,8 \cdot 10^{-6}} = 30,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 30,6 \text{ МПа.}$$

Амплитуда напряжения равна

$$\tau_a = 0,5\tau = 0,5 \cdot 30,6 = 15,3 \text{ МПа.}$$

Постоянная составляющая отнулевого цикла (или среднее напряжение цикла)

$$\tau_m = \frac{\tau_{\text{min}} + \tau}{2} = \frac{0 + \tau}{2} = \frac{30,6}{2} = 15,3 \text{ МПа.}$$

Эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений  $K_\tau$  для шпоночной канавки можно определить по табл. 10.11[2]. В нашем случае при  $\sigma_b = 520$  МПа имеем  $K_\tau = 1,4$ .

Масштабный фактор и коэффициент качества поверхности при расчете по касательным напряжениям имеют такую же величину, как и при расчете по нормальным напряжениям. То есть  $K_d = 0,78$  и  $\varepsilon_\pi = 1,0$ . Коэффициент запаса прочности вала в сечении I при расчете по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{K_d \varepsilon_\pi} + \psi \tau_m} = \frac{130}{15,3 \frac{1,4}{0,78 \cdot 1,0} + 0,06 \cdot 15,3} = 4,6 > [n_\tau] = 1,5.$$

Общий коэффициент запаса прочности при совместном действии нормальных напряжений изгиба и касательных напряжений кручения для сечения I

$$n_{\Sigma I} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{2,25 \cdot 4,6}{\sqrt{2,25^2 + 4,6^2}} = 2,02 > 1,5.$$

Так как  $n_{\Sigma} = 2,02 > 1,5$ , то выносливость вала в сечении I обеспечена.

8.5 Проверочный расчет прочности вала в сечении II под подшипником

Форма вала под подшипником в районе сечения II представлена на рис. 18.

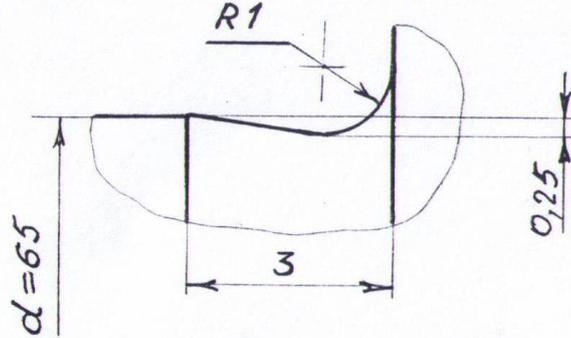


Рис. 18

Проточка на валу с радиусом галтели R1 выполнена для выхода шлифовального круга и для уменьшения концентрации напряжений.

В сечении II действует суммарный изгибающий момент  $M_{\Sigma II} = 939$  Нм и крутящий момент  $T_{\text{вых}} = 1952$  Нм.

Момент сопротивления изгибу,  $\text{м}^3$

$$W_{\text{из}} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,065^3}{32} = 26,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент сопротивления кручению,  $\text{м}^3$

$$W_{\text{кр}} = \frac{\pi d^3}{16} = 2W_{\text{из}} = 2 \cdot 26,9 \cdot 10^{-6} = 53,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

8.5.1 Проверка статистической прочности вала в сечении II

$$T_{\text{max}} = T_{\text{вых}} K_{\Pi} = 1952 \cdot 2,2 = 4294 \text{ Нм.}$$

$$M_{\text{max}} = M_{\Sigma II} K_{\Pi} = 939 \cdot 2,2 = 2066 \text{ Нм.}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{из}}} = \frac{2066}{26,9 \cdot 10^{-6}} = 76,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 76,8 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{4294}{53,8 \cdot 10^{-6}} = 79,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 79,8 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{76,8^2 + 3 \cdot 79,8^2} = 158 \text{ МПа.}$$

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{280}{158} = 1,8 > [n_T] = 1,2 \dots 1,8.$$

Статическая прочность вала в сечении II обеспечена.

8.5.2 Проверка прочности вала в сечении II на сопротивление усталости

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma II}}{W_{\text{из}}} = \frac{939}{26,9 \cdot 10^{-6}} = 35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 35 \text{ МПа.}$$

Эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений для галтели может быть определен по табл. 10.10[2]. В нашем примере при  $r/d = 1/65 = 0,015$  имеем  $K_{\sigma} = 1,55$ .

При  $d = 65$  мм имеем по таблице 23.  $K_d = 0,79$ . Также принимаем  $\varepsilon_{\Pi} = 1,0$ .

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_{\sigma}}{K_d \varepsilon_{\Pi}}} = \frac{220}{35 \frac{1,55}{0,79 \cdot 1,0}} = 3,2 > 1,5.$$

$$\tau = \frac{T_{\text{вых}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{1952}{53,8 \cdot 10^{-6}} = 36,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 36,3 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = 0,5\tau = 0,5 \cdot 36,3 = 18,2 \text{ МПа} = \tau_m.$$

Эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений для галтели можно определить по табл. 10.10[2]. В нашем примере  $K_\tau = 1,4$ .

Принимаем  $K_d = 0,79$  и  $\varepsilon_\Pi = 1,0$ .

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{K_d \varepsilon_\Pi}} = \frac{130}{18,2 \frac{1,4}{0,79 \cdot 1,0}} = 4,03 > 1,5.$$

$$n_{\Sigma II} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3,2 \cdot 4,03}{\sqrt{3,2^2 + 4,03^2}} = 2,5 > 1,5.$$

8.5.3 Так как  $n_{\Sigma I} = 2,02 < n_{\Sigma II} = 2,5$ , то опасным сечением тихоходного вала редуктора является сечение вала под колесом тихоходной ступени.

## 9 Определение долговечности подшипников тихоходного вала редуктора

Основным видом повреждения контактирующих поверхностей подшипников качения является усталостное выкрашивание. Поэтому главным показателем пригодности подшипников является их контактная долговечность (ресурс) и ее сравнение с заданной долговечностью редуктора. Методику расчета ресурса выбранных подшипников объясним на конкретном примере.

Пусть для тихоходного вала выбраны радиально – упорные шариковые подшипники легкой серии с углом давления  $\alpha = 12^\circ$ . Диаметр вала под подшипниками  $d = 60$  мм. По табл. 24.15[2] определяем динамическую грузоподъемность подшипника  $C_r = 61,5$  кН = 61500 Н и его статическую грузоподъемность  $C_{or} = 39,3$  кН = 39300 Н. Заданный ресурс редуктора  $L_h = 7000$  часов. Частота вращения вала  $n_{\text{вых}} = 43$  об/м. Радиальные реакции опор равны  $R_{\Sigma A} = 8000$  Н и  $R_{\Sigma B} = 13000$  Н. Осевая сила, возникающая в зацеплении, равна  $F_A = 5000$  Н.

При сборке редуктора обычно подшипники регулируют так, чтобы осевой (а значит, и радиальный) зазор был близок к нулю. В этом случае под действием радиальной нагрузки  $R_\Sigma$  находится около половины тел качения, а суммарная по всем нагруженным телам качения осевая составляющая из – за наклона контактных линий равна  $F_{\min} = e' R_\Sigma$ . Величину  $e'$  для подшипников с углом давления  $\alpha = 12^\circ$  можно определить по табл. 25.

Таблица 25

$R_\Sigma/C_{or}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$e'$	0,35	0,40	0,45	0,47	0,49	0,52	0,53	0,54	0,55

Для опоры А при  $R_{\Sigma A}/C_{or} = 8000/39300 = 0,2$  принимаем  $e'_A = 0,4$ . Тогда  $F_{A \min} = e'_A R_{\Sigma A} = 0,4 \cdot 8000 = 3200$  Н.

Для опоры Б при  $R_{\Sigma B}/C_{or} = 13000/39300 = 0,3$  принимаем  $e'_B = 0,45$ . Тогда  $F_{B \min} = e'_B R_{\Sigma B} = 0,45 \cdot 13000 = 5850$  Н.

Для более нагруженной опоры Б суммарная осевая нагрузка равна

$$F_{aB} = F_{A \min} + F_A = 3200 + 5000 = 8200 \text{ Н.}$$

Используя отношение  $F_{aB}/C_{or} = 8200/39300 = 0,2$  по таблице 26 для радиально – упорного подшипника с углом  $\alpha = 12^\circ$  принимаем  $X = 0,45$ ,  $Y = 1,12$ ,  $e = 0,49$ .

Таблица 26

$F_a$	0,014	0,029	0,057	0,086	0,110	0,170	0,290	0,430	0,570
$C_{or}$									
X	0,45								
Y	1,81	1,62	1,46	1,34	1,22	1,13	1,04	1,01	1,00
e	0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54



Так как  $F_{aB}/R_{\Sigma B} = 8200/13000 = 0,63 > e = 0,49$ , то окончательно принимаем  $X = 0,45$ ,  $Y = 1,12$ .

Если  $F_{aB}/R_{\Sigma B} < e$ , то надо принять  $X = 0,45$  и  $Y = 0$ .

Эквивалентная динамическая нагрузка для более нагруженного подшипника B равна

$$P_{\text{ЭКВ}} = (XR_{\Sigma B} + YF_{aB})K_{\sigma}K_T,$$

где  $K_{\sigma} = 1,5$  – коэффициент безопасности;  $K_T$  – температурный коэффициент, который при температуре менее  $100^{\circ}\text{C}$  можно принять  $K_T = 1,0$ .

$$P_{\text{ЭКВ}} = (0,45 \cdot 13000 + 1,12 \cdot 8200)1,5 \cdot 1,0 = 22550 \text{ Н.}$$

Долговечность подшипника в часах

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{\text{ЭКВ}}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{ВЫХ}}} = \left(\frac{61500}{22550}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 43} = 7900 \text{ часов.}$$

Долговечность более нагруженного подшипника 7900 часов соизмерима с требуемой долговечностью редуктора.

В том случае, если расчетный ресурс выбранных подшипников оказывается меньше требуемого, можно перейти к подшипникам средней серии, либо использовать конические роликоподшипники, методика расчета которых изложена в разделе 7.2[2].

## 10 Проверочный расчет шпоночных соединений

На этапе проектирования сечение шпонки  $b \times h$  и глубина шпоночной канавки  $t_1$  на валу назначались по табл. 24.29[2] в зависимости от диаметра вала  $d$ , а длина шпонки  $l$  определялась конструктивно. Проверочный расчет шпонок выполняют по напряжениям смятия. Должно выполняться условие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dt_1l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где  $T$  – крутящий момент, Нм;  $d$  и  $t_1$  – в метрах;  $l_p$  – расчетная длина шпонки, то есть длина ее прямолинейного участка, м;  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое напряжение на смятие,  $[\sigma_{\text{см}}] = 200 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ .

## 11 Назначение посадок деталей редуктора

Зубчатые колеса на валах устанавливаются посадками с натягом, при которых поле допуска вала расположено выше поля допуска отверстия. Обычно применяются посадки типа  $H7/p6$ , или  $H7/r6$ . Если, например, диаметр вала под зубчатым колесом  $d = 60 \text{ мм}$ , то при посадке  $\text{Ø}60 \frac{H7}{p6}$  расположение полей допусков для отверстия (H7) и для вала (p6) будет таким, как это показано на рис. 19.

При таком расположении полей допусков минимальный и максимальный натяги в соединении будут равны

$$N_{\text{min}} = ei - ES = 32 - 30 = 2 \text{ мкм},$$

$$N_{\text{max}} = es - EI = 51 - 0 = 51 \text{ мкм}.$$

Такие натяги обеспечивают точное фиксирование зацепления зубчатого колеса с шестерней и улучшают работу шпоночных соединений.

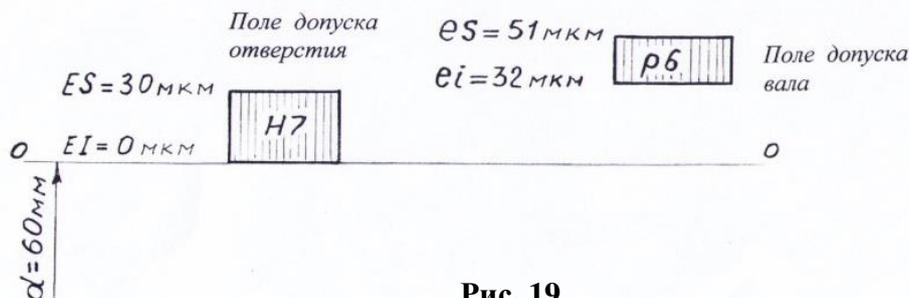


Рис. 19

На сборочном чертеже редуктора в соединении между валом и колесом, указанная выше посадка, должна быть обозначена в виде записи  $\varnothing 60 \frac{H7}{r6}$ . На рабочем чертеже вала диаметр вала в этом месте надо обозначать записью  $\varnothing 60r6$ . Диаметр отверстия в колесе на его рабочем чертеже обозначается размером  $\varnothing 60H7$ .

При назначении посадок для подшипников качения следует исходить из того, что подшипник является комплектующим изделием, не подлежащим в процессе сборки дополнительной доводке. Поэтому требуемые посадки получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала и отверстия в корпусе. Для получения натяга в соединении внутреннего кольца с валом используют поля допусков  $k$ ,  $m$ , или  $n$ . На сборочном чертеже посадка подшипника на валу обозначается, например, записью  $\varnothing 45k6$ . Точно так же этот размер обозначается на рабочем чертеже вала. Для получения гарантированного, но малого, зазора между внешним диаметром подшипника и отверстием в корпусе назначают поля допуска  $H$  для отверстия. Тогда на сборочном чертеже эта посадка обозначается, например,  $\varnothing 85H7$ .

## 12 Выполнение рабочих чертежей деталей

Пример чертежа тихоходного вала редуктора изображен на рис. 20.

Если предположить, что вал будет обрабатываться на станке с переменной базы обработки, то осевые размеры заданы в виде цепочек размеров «справа до бурта» и «слева до бурта». Диаметры поверхностей, определяющих точность сопряжения деталей, указаны с допусками размеров. Поверхности, требующие высокой точности изготовления, обработаны шлифовкой. Знак  $0,8\sqrt{\quad}$  обозначает, что после шлифования средний размер микронеровностей равен 0,8 мкм. Для выхода шлифовального круга предусмотрены канавки, изображенные в масштабе (5:1).

Для обеспечения посадки с натягом между валом и шпонкой на ширину шпоночной канавки назначен допуск Р9.

Неизбежные погрешности изготовления вала приводят к тому, что оси его отдельных цилиндрических участков не совпадают с общей осью АВ вращения внутренних колец подшипников. Ограничить такое несовпадение могут назначенные допуски на форму и расположение отдельных поверхностей вала. Эти допуски перечислены ниже.

 – допуск цилиндричности поверхностей для подшипников и поверхности вала под колесом. Величина допуска цилиндричности равна половине допуска размера вала.

Например, при диаметре  $\varnothing 65k6$  допуск по шестому качеству точности из табл. 24.2[2] равен 19 микрометров. Следовательно, допуск цилиндричности назначаем  $0,5 \cdot 19 \approx 9$  мкм.

 – допуск соосности, который для радиально – упорных подшипников назначают равным 6 мкм.

 и  – допуски параллельности и симметричности шпоночного паза на валу. Величины этих допусков можно обозначить такими же, как и на рис. 20.

На рис. 21 дан пример чертежа зубчатого колеса. При разработке конструкции колеса можно воспользоваться рекомендациями главы 5.1[2]. Помимо изображения детали в разрезе со всеми необходимыми размерами, предельными отклонениями размеров, параметрами шероховатости и других сведений, в правом верхнем углу чертежа приводится таблица параметров зубчатого венца. Размеры таблицы – по рис. 22.21[2]. В отличие от вала, допуск на ширину шпоночной канавки чаще всего назначают  $J_9$ . Это дает возможность обеспечить переходную посадку (возможны и небольшой натяг и небольшой зазор) между шпонкой и шпоночным пазом в ступице колеса. Такая посадка облегчает напрессовку колеса на вал.



6,3√(✓)

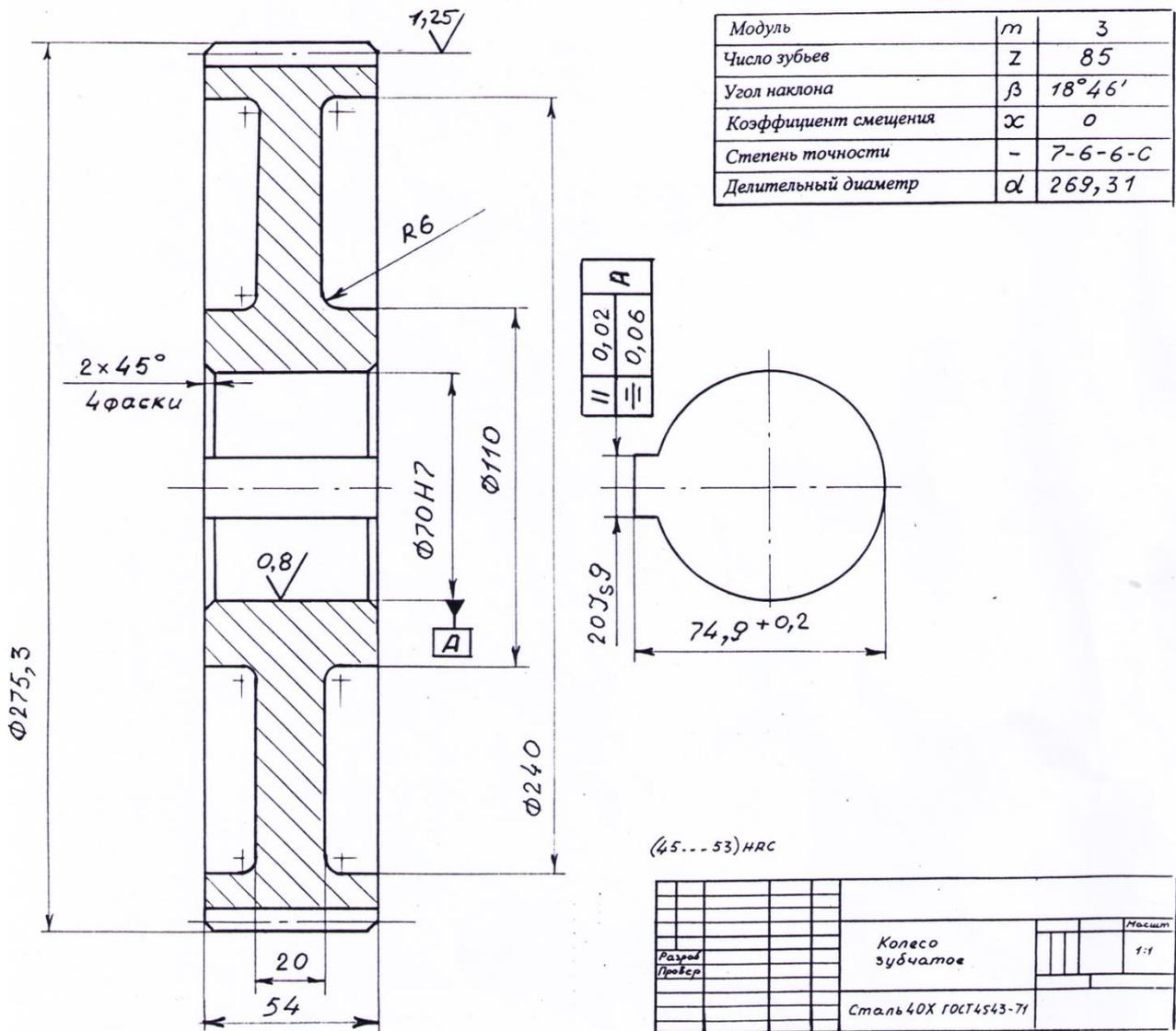


Рис. 21

### 13 Вопросы для самоподготовки студентов к защите курсового проекта

Вопросы условно разделены на три группы по степени их сложности. Обязательным требованием к минимально необходимому уровню знаний при защите КП должно быть умение студента аргументировано отвечать на вопросы группы I. В группе II собраны вопросы средней, а в группе III – повышенной сложности.

#### 13.1 Вопросы по теме «Цилиндрические и конические зубчатые передачи»

##### I группа вопросов

1. Какой механизм называется редуктором?
2. Что называют передаточным числом редуктора?
3. Что называют коэффициентом полезного действия редуктора? От чего он зависит?

4. Запишите соотношение между частотами вращений входного, промежуточного и выходного валов редуктора.
5. Запишите соотношение между крутящими моментами валов редуктора.
6. Запишите соотношение между механическими мощностями на валах редуктора.
7. Достоинства и недостатки коническо – цилиндрических редукторов.
8. Как по чертежу цилиндрического или коническо – цилиндрического редуктора, не содержащем техническую характеристику, определить его передаточное число?
9. Дайте сравнительную оценку конических передач с прямыми, косыми и круговыми зубьями.
10. Дайте сравнительную оценку цилиндрических передач с прямыми и косыми зубьями.
11. Какие силы действуют в зацеплении цилиндрических косозубых колес? Изобразите эти силы на чертеже редуктора.
12. Какие силы действуют в зацеплении конических зубчатых колес? Изобразите эти силы на чертеже редуктора.
13. Дайте оценку конструктивной схеме редуктора в Вашем проекте. Укажите ее достоинства и недостатки. Сравните с другими, известными Вам, схемами.
14. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес? Расшифруйте марку материала колес в Вашем редукторе.
15. Какие термообработки используются при изготовлении зубчатых колес? Их назначение. Какие термообработки использованы в Вашем редукторе?
16. Что такое твердость материала? Как определяется? В каких единицах измеряется?
17. Влияет ли термообработка зубчатых колес на размеры редуктора?
18. Твердость шестерни  $H_1 = 45 \text{ HRC}$ , твердость колеса  $H_2 = 340 \text{ HB}$ . Какая деталь имеет более высокую твердость?
19. Какое напряжение называется контактным? Как оно обозначается? Укажите в Вашем редукторе детали, в которых возникают контактные напряжения.
20. Изобразите профиль зуба зубчатого колеса и укажите места возникновения контактных напряжений. На какой детали контактное напряжение больше – на зубе шестерни, или на зубе колеса?
21. Какое напряжение называется напряжением изгиба в зубе зубчатого колеса? Как оно обозначается?
22. Изобразите профиль зуба зубчатого колеса и укажите места возникновения напряжений изгиба. Можно ли утверждать, что напряжения в левой части основания зуба равны напряжениям в правой его части?
23. По каким циклам изменяются контактные напряжения в зацеплении и напряжения изгиба в зубьях?
24. Что называют контактной усталостью? Что называют контактной выносливостью? Как связаны между собой контактное напряжение и количество отработанных циклов?
25. Причины выхода из строя зубьев зубчатых колес.
26. По какому расчету (по каким напряжениям, или по какому критерию работоспособности) Вы определили межосевое расстояние передачи?
27. Какая кривая называется кривой контактной усталости? Изобразите кривую. Укажите характерные участки. Зачем эта кривая нужна?
28. Что называется пределом контактной выносливости? Как обозначается? Как определяется? Где используется?
29. Почему и как твердость материалов зубчатых колес влияет на размеры редуктора?
30. Твердость шестерни  $H_1 = 45 \text{ HRC}$ , твердость колеса  $H_2 = 340 \text{ HB}$ . Для какой детали предел контактной выносливости больше?
31. При проектировании зубчатой передачи часто твердость шестерни назначают большей, чем твердость колеса. С какой целью?

32. Перечислите параметры зубчатой передачи, которые влияют на ее контактную прочность. Как это влияние проявляется?
33. Какое напряжение называют допусковым контактным напряжением? Как оно обозначается? С какой целью используется?
34. Как определяется допусковое контактное напряжение? Какая механическая характеристика материала зубчатого колеса определяет величину допускового контактного напряжения?
35. Зачем при определении допусковых контактных напряжений вводят коэффициент запаса прочности?
36. В передаче зубья, находящиеся в контакте, неравномерно прилегают друг к другу. Почему? Как неравномерность распределения удельной нагрузки вдоль зубьев учитывается в прочностном расчете?
37. Как при расчете зубчатой передачи учитывают дополнительную динамическую нагрузку при входе зубьев в зацепление?
38. Почему для прямозубой передачи число зубьев шестерни обычно не назначают меньше чем 17?
39. Почему в косозубой передаче максимальный угол наклона зубьев обычно ограничивают пределом  $\beta \leq 20^\circ$ ? Применяют ли на практике передачи с  $\beta > 20^\circ$  (например,  $\beta = 40^\circ$ )?
40. Почему при расчете на изгиб запас прочности  $S_F = 1,75$  заметно превышает запас контактной прочности  $S_H = 1,1 \dots 1,2$ ?
41. Перечислите параметры зубчатой передачи, влияющие на ее контактную прочность.
42. Допускаемое напряжение изгиба для зубчатой передачи. Как обозначается? Как определяется?
43. Зачем в расчете зубчатой передачи используется  $[\sigma_F]$ ?
44. Какие силы действуют в зацеплении зубчатых колес? Как они обозначаются? Укажите на чертеже редуктора точку их приложения. Изобразите векторы этих сил.
45. Что называют модулем зубчатой передачи? Как он обозначается? В каких единицах измеряется? Почему расчетное значение модуля надо округлять до стандартного?
46. Какой расчет (по каким напряжениям, или какой критерий работоспособности) дает возможность определить модуль зацепления?

### *II группа вопросов*

1. Зачем в задании на курсовой проект указывается требуемый срок службы (ресурс) редуктора? Как он используется в расчетах?
2. Зачем в задании на курсовой проект указываются коэффициенты годового и суточного использования?
3. Зачем в задании на курсовой проект указывается диаграмма нагружения редуктора?
4. Зачем в расчете зубчатой передачи определяют суммарные числа нагружений для каждого зуба шестерни и зуба колеса?
5. В Вашем редукторе: где напряжения изгиба больше – в зубе шестерни, или в зубе колеса?
6. От чего зависит величина предела контактной выносливости материала зубчатого колеса? Возможно ли в проектируемом Вами редукторе увеличить эту характеристику?
7. Какие зубчатые передачи называются прирабатываемыми? Какие – неприрабатываемыми? Какая передача в Вашем редукторе?
8. Зачем определяют эквивалентное число циклов  $N_{HE}$ ? В чем заключается смысл этого параметра?

9. Зачем в расчетах зубчатой передачи вводят коэффициент контактной долговечности  $K_{HL}$ ?
10. С какой целью в расчетах передачи используется коэффициент контактной эквивалентности  $K_{HE}$ ? Возможно ли  $K_{HE} > 1$ ?
11. Почему при определении коэффициента эквивалентности  $K_{HE}$  не используется  $T_{пуск}$ ?
12. Зачем определяют базовое число циклов  $N_{H0}$ ? От чего оно зависит?
13. Расчетом получено  $K_{HL} = 0,65$ . Для дальнейшего расчета передачи принимаем  $K_{HL} = 1,0$ . Объясните такое решение.
14. Расчетом получено  $K_{HL} = 3,1$ . Для дальнейшего расчета передачи принимаем  $K_{HL} = 2,6$ . Объясните такое решение.
15. Пусть твердость шестерни больше, чем твердость колеса. Значит ли это, что допускаемое контактное напряжение для шестерни всегда больше, чем для колеса?
16. Каким образом расположение зубчатой передачи по отношению к подшипниковым опорам отражается на ее прочностном расчете?
17. Если зубчатая передача расположена симметрично относительно подшипниковых опор, то для нее коэффициент ширины колес  $\psi_{ba}$  назначают большим, чем для передачи, расположенной несимметрично относительно опор. Почему?
18. Зачем в расчет передачи вводят коэффициент  $K_{H\beta}$ ? От чего зависит его величина?
19. С помощью каких мероприятий можно уменьшить коэффициент  $K_{H\beta}$ ?
20. Какой основной параметр необходимо учитывать при назначении степени точности зубчатой передачи? Почему?
21. От чего зависит величина динамического коэффициента  $K_{Hv}$ ?
22. Почему для косозубой передачи  $K_{Hv}$  меньше, чем для прямозубой?
23. Почему для косозубой передачи при прочих равных параметрах расчетное межосевое расстояние меньше, чем для прямозубой передачи.
24. Что называют коэффициентом перекрытия в зубчатой передаче? От чего зависит его величина? Может ли быть  $\varepsilon < 1$ ?
25. Какое напряжение называют напряжением изгиба в зубе зубчатого колеса? Как оно обозначается?
26. Что обозначают символом  $\sigma_{F0}$ ? Объясните назначение индексов. Зачем в расчете передачи используют  $\sigma_{F0}$ ?
27. Назначения коэффициента  $K_{F\beta}$ ? От чего зависит его величина?
28. Назначения коэффициента  $K_{Fv}$ ? От чего зависит его величина?
29. Назначения коэффициента формы зуба? Как он обозначается? От чего зависит его величина?
30. Шестерня и колесо имеют одинаковую твердость. Значит ли это, что допускаемые контактные напряжения для них равны?
31. Имеются две прямозубые передачи. В них твердости колес одинаковы, делительные диаметры шестерни и колес, соответственно, равны ( $a$ , значит, и равны передаточные числа) и равны ширины колес. Но в первой передаче  $z_1 = 20$  и  $z_2 = 40$ , а во второй —  $z_1 = 40$  и  $z_2 = 80$ . Сравните контактную и изгибную прочность этих передач.

### III группа вопросов

1. Возможна ли зубчатая передача с  $z_1 < 17$  без подрезания зубьев?
2. При каком угле наклона зубьев в косозубой передаче шестерня с числом зубьев  $z_1 = 8$  может быть изготовлена без подрезания зубьев? Для ответа на вопрос можно воспользоваться пояснительной запиской к проекту. Возможно ли практическое применение такой передачи?

3. Галтель (скругление) в основании зуба является концентратором напряжений. Как в прочностном расчете зубчатой передачи учитывается влияние этого концентратора?
4. Для какой детали выше вероятность усталостного разрушения от напряжений изгиба: для зуба шестерни, или для зуба колеса?
5. Почему при расчете прямозубой передачи коэффициент перекрытия не учитывается, а при расчете косозубой – учитывается?
6. В зацеплении косозубых колес действуют силы  $F_t$ ,  $F_R$  и  $F_A$ . Какая (или какие) из этих сил определяет величину контактного напряжения?
7. В зацеплении косозубых колес действуют силы  $F_t$ ,  $F_R$  и  $F_A$ . Какая (или какие) из них определяет величину напряжения изгиба в зубе?
8. Часто зубчатые колеса прямозубых передач изготавливают со смещением зуборезного инструмента (т.е. корригируют). Зачем это делают?
9. Если прямозубая передача корригируется, то шестерня нарезается с положительным, а колесо – с отрицательным смещением. Почему не наоборот?
10. В косозубой передаче расчетное межосевое расстояние  $a_w = 177$  мм округлено до стандартного  $a_w = 180$  мм. Однако при этом корригирование не применяется. Почему это стало возможным?
11. В косозубой передаче делительные и начальные окружности зубчатых колес всегда совпадают даже в том случае, если расчетное межосевое расстояние не равно стандартному. Объясните, как удается это обеспечить.
12. Торцовую часть зуба шестерни мысленно накладываем на торец зуба колеса. Совпадут ли идеально профили зубьев по контуру?

### 13.2 Вопросы по теме «Червячные передачи»

#### *I группа вопросов*

1. Дайте сравнительную оценку зубчатой цилиндрической и червячной передач.
2. Достоинства и недостатки червячных передач.
3. По каким причинам могут выходить из строя зубчатая цилиндрическая и червячная передачи?
4. Из какого материала изготавливают червяки? Из какого – венцы червячных колес?
5. Какая механическая характеристика червячной передачи оказывает решающее влияние на выбор материала венца червячного колеса?
6. Если в цилиндрической зубчатой передаче на изгиб рассчитывают и зубья шестерни и зубья колеса, то в червячной передаче – только зубья колеса. Почему?
7. Какие силы действуют в червячном зацеплении? Эти силы надо уметь изображать на чертеже редуктора.
8. В чем состоит принципиальное различие в методиках определения допускаемых контактных напряжений для цилиндрической зубчатой и для червячной передач?
9. Что такое КПД редуктора? Какие мероприятия можно было бы предложить для увеличения КПД червячно – цилиндрического редуктора?
10. Как связаны между собой мощности на валах редуктора?
11. Из всех механических передач тепловой расчет выполняют лишь для червячных редукторов. Почему?
12. Если межосевое расстояние передачи определяется из расчета на контактную выносливость, то какой расчет дает возможность спроектировать размер зубьев червячных колес?



### *II группа вопросов*

1. Какими соображениями руководствуются при выборе материала для червячного колеса?
2. Сформулируйте до конца следующее утверждение: «Если для цилиндрической зубчатой передачи допускаемое контактное напряжение зависит, в первую очередь, от твердости материалов колес, то в червячной передаче оно зависит от...».
3. Как скорость скольжения в червячном зацеплении влияет на величину допускаемого контактного напряжения?
4. Как скорость скольжения влияет на величину КПД червячной передачи?
5. Как можно уменьшить рабочую температуру нагрева червячного редуктора, если по расчету она оказалась недопустимо большой?
6. Перечислите параметры червячной передачи, которые влияют на ее контактную прочность.
7. Перечислите параметры червячной передачи, которые влияют на выносливость зубьев червячного колеса при изгибе.

### *III группа вопросов*

1. Коэффициент формы зуба для цилиндрических колес находится в диапазоне  $Y_F = 3,1 \dots 4,4$ , а для червячных колес –  $Y_F = 1,24 \dots 1,98$ . Почему между ними такое большое различие?
2. Как КПД червячной передачи зависит от угла подъема винтовой линии червяка?
3. Каким образом материал венца червячного колеса влияет на КПД червячной передачи?
4. Можно ли червячную передачу в Вашем редукторе назвать самотормозящей?
5. Что изменится в расчете червячной передачи, если при сохранении всех ее параметров, в том числе и моментов на валах, частоту вращения валов увеличить, предположим, вдвое?

### 13.3 Вопросы по теме «Расчеты валов на прочность»

1. Чем объясняется необходимость проверочного расчета валов редуктора, спроектированных на этапе эскизной компоновки?
2. Перечислите конструктивные параметры, влияющие на выносливость вала.
3. Что называют концентратором напряжения? Как учитывают влияние концентратора на прочность вала? Как можно уменьшить влияние концентратора?
4. Как Вы понимаете следующее утверждение: «При увеличении диаметра вала, его выносливость уменьшается»?
5. По какому признаку делается вывод о том, что прочность вала обеспечена? Если прочность вала не обеспечена, то как можно ее увеличить?
6. Какие механические характеристики материала вала используются для определения коэффициента запаса прочности?
7. Какие внешние нагрузки влияют на прочность вала? Чем объясняется наличие консольной нагрузки на выходных концах валов?
8. Чем объясняется действие сосредоточенного изгибающего момента в одном из сечений вала?
9. Чем объясняется необходимость построения эпюр изгибающих моментов в двух взаимноперпендикулярных плоскостях?

10. Как определить величину суммарного изгибающего момента в произвольном сечении вала?
11. Какое сечение вала является опасным?
12. Справедливо ли утверждение: «Опасным сечением вала является то сечение, в котором действует наибольший изгибающий момент»?
13. В сечения вала действуют  $\sigma$  и  $\tau$ . Как они учитываются при определении общего коэффициента запаса прочности вала?
14. Как и зачем определяются суммарные реакции подшипниковых опор?
15. Если нагрузка редуктора постоянна, то почему напряжения в валах переменны? По каким циклам изменяются  $\sigma$  и  $\tau$  в валах?

#### 13.4 Вопросы по теме «Подшипниковые опоры валов»

1. Чем объясняется выбор радиально – упорных подшипников в качестве опор для валов редуктора?
2. Как определяется осевая нагрузка для подшипников?
3. Какие параметры подшипников имеют обозначения  $C_r$  и  $C_{0r}$ ?
4. При определении долговечности подшипников как учитывается одновременное действие на них радиальной и осевой сил?
5. От чего зависит величина эквивалентной нагрузки для подшипника?
6. В чем заключается смысл коэффициента минимальной осевой нагрузки?
7. Зачем и как радиально – упорные подшипники при монтаже регулируют на нулевой зазор?
8. Какие критерии работоспособности используют при определении ресурса подшипников?

#### 13.5 Вопросы по теме «Рабочие чертежи деталей редуктора»

1. Зачем на рабочем чертеже вала указывается допуск соосности поверхностей?
2. Зачем на рабочем чертеже вала указывается допуск цилиндричности?
3. Зачем поверхность вала обрабатывают шлифованием?
4. Имеются две посадки колеса на валу:  $\varnothing 50 H7 / r6$  и  $\varnothing 50 H7 / x6$ . В какой из этих посадок натяг больше? Почему?
5. Зачем на валу нужны галтельные проточки?
6. Какой из осевых размеров вала Вы считаете необходимым назначить с допуском? Почему?
7. Зачем на один из торцов зубчатого колеса назначается допуск перпендикулярности?
8. Зачем поверхность зубьев зубчатого колеса обрабатывается шлифованием?
9. Зачем в колесе внутренняя поверхность отверстия обработана шлифованием?
10. Почему допуск на ширину шпоночной канавки в колесе отличается от допуска канавки на валу?
11. Почему допуск на глубинку шпоночной канавки в отверстии колеса обозначен в “плюс”?
12. Что обозначают допуски на размеры шпоночной канавки?

### Литература

1. Иванов М.Н. Детали машин. М., Высшая школа, 2010 (и последующие годы).
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М., Высшая школа, 2008 (и последующие годы).
3. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин. Л.: Машиностроение, 1983.
4. Атлас конструкций узлов и деталей машин; под редакцией О.А. Ряховского. - М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.