

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ**

С.Н. Луканин, В.В. Пермякова, Т.Н. Хромых

МЕХАНИКА

ПОСОБИЕ

по выполнению курсового проекта

*для студентов II курса
направления 20.03.01
очной формы обучения*

Москва - 2015

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА

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

**Кафедра технической механики и инженерной графики
С.Н. Луканин, В.В. Пермякова, Т.Н. Хромых**

МЕХАНИКА

ПОСОБИЕ

по выполнению курсового проекта

*для студентов II курса
направления 20.03.01
очной формы обучения*

Москва – 2015

ББК 531

Л 27

Рецензент проф., д.т.н. Петров Ю.В.

Луканин С.Н., Пермякова В.В., Хромых Т.Н.

Л 27 Механика. Пособие по выполнению курсового проекта. – М.: МГТУ ГА, 2015. – 62 с.

Данное пособие издается в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Механика» по учебному плану для студентов II курса направления 20.03.01 очной формы обучения.

Рассмотрено и одобрено на заседаниях кафедры 13.10.15 г. и методического совета 27.10.15 г.

Пособие издается под авторской редакцией.

Печать офсетная
5 усл.печ.л.

Подписано в печать 09.11.2015
Формат 60x84/8
Заказ № 36

4,32 уч.-изд.л.
Тираж 60 экз.

Московский государственный технический университет ГА
125993 Москва, Кронштадтский бульвар, д.20
Редакционно-издательский отдел
125493 Москва, ул. Пулковская, д. 6а

© Московский государственный
технический университет ГА, 2015

Содержание

Введение	4
1. Задания на курсовой проект (КП)	4
2. Кинематический и силовой расчет редуктора. Выбор электродвигателя	5
3. Причины выхода из строя зубчатых передач (критерии работоспособности)	9
4. Расчет цилиндрической косозубой передачи по заданию №1	10
5. Расчет прямозубой конической передачи по заданию № 2	19
6. Расчет червячной передачи по заданию № 3	25
7. Эскизная разработка чертежа редуктора	30
8. Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на прочность	40
9. Определение долговечности подшипников тихоходного вала редуктора	46
10. Проверочный расчет шпоночных соединений	48
11. Выбор посадок для основных соединений деталей редуктора	48
12. Выполнение чертежа редуктора и рабочих чертежей деталей	49
13. Вопросы для самоподготовки студентов к защите курсового проекта	59
Литература	62

Введение

Студенты второго курса, обучающиеся по направлению подготовки 20.03.01 должны выполнить и защитить по дисциплине «Механика» курсовой проект (КП) по теме «Детали машин. Проектирование одноступенчатого механического редуктора», в котором используется одна из передач: цилиндрическая косозубая, коническая с прямыми зубьями, червячная.

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 источники определения расчетных параметров и пояснительными иллюстрациями. При оформлении расчета должна быть записана расчетная формула, объяснены входящие в нее параметры, подставлены числовые значения параметров в той же последовательности, в какой они приведены в формуле, дан результат расчетов с обязательным указанием размерности. Точность расчетов (за исключением особо указанных) должна соответствовать «трем значащим цифрам». Например, если получен результат $F = 38487,5$ Н, то он должен быть представлен в виде $F = 38500$ Н. Если, предположим, расчет показал, что $m = 0,002436$ м, то эту величину следует представить в виде $m = 0,00244$ м. После перевода метров в миллиметры имеем $m = 2,44$ мм. Указанные приемы округления результатов расчетов позволяют выполнять инженерные расчеты с ошибкой, не превышающей 5%.

Пояснительная записка должна быть написана на одной стороне писчей бумаги формата А-4 четким, понятным почерком. Слева должно быть оставлено поле не менее 20 мм. По согласованию с преподавателем записка может быть напечатана. Листы записки в файлы не вставлять. Их необходимо сброшюровать в виде тетради с титульным листом по образцу рис. 23.10 [2]. В конце записки должны быть приведены спецификация деталей редуктора и список использованной литературы.

Графическая часть КП состоит из сборочного чертежа редуктора и рабочих чертежей двух деталей. Сборочный чертеж редуктора должен быть выполнен на листе ватмана формата А1 в масштабе 1:1 в двух проекциях. На чертеже надо указать номера позиций для деталей, размеры и техническую характеристику редуктора. На рабочих чертежах формата А3 должны быть изображены тихоходное зубчатое (или червячное) колесо и тихоходный вал редуктора. Подписанный ведущим преподавателем КП должен быть защищен перед комиссией из двух преподавателей.

1 Задания на курсовой проект (КП)

На рис. 1 приведены три схемы механических редукторов в качестве заданий на КП.

Задание №1. Цилиндрический косозубый редуктор.

Задание №2. Конический прямозубый редуктор.

Задание №3. Червячный редуктор.

На схемах редукторов обозначены: V_x — входной (быстроходный) вал; V_{yx} — выходной (тихоходный вал). Расположение валов может быть изменено преподавателем индивидуально каждому студенту.

Задание на КП (номер схемы на рис. 1) каждому студенту персонально выдает преподаватель. Вариант КП (исходные данные для расчетов) студент должен выбрать по двум последним цифрам индивидуального шифра (номера зачетной книжки) в одной из таблиц 1...3.

В таблицах указаны: вариант задания (две последние цифры шифра); крутящий момент на выходном валу редуктора $T_{\text{вых}}$, Нм; частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$, об/мин; срок

службы (ресурс) редуктора в годах; рекомендуемая (но не обязательная) группа материалов Гр м для изготовления цилиндрических и конических зубчатых колес.

Примечание. При оформлении пояснительной записки к КП на первой ее странице должна быть изображена схема редуктора и приведены исходные данные для расчета.

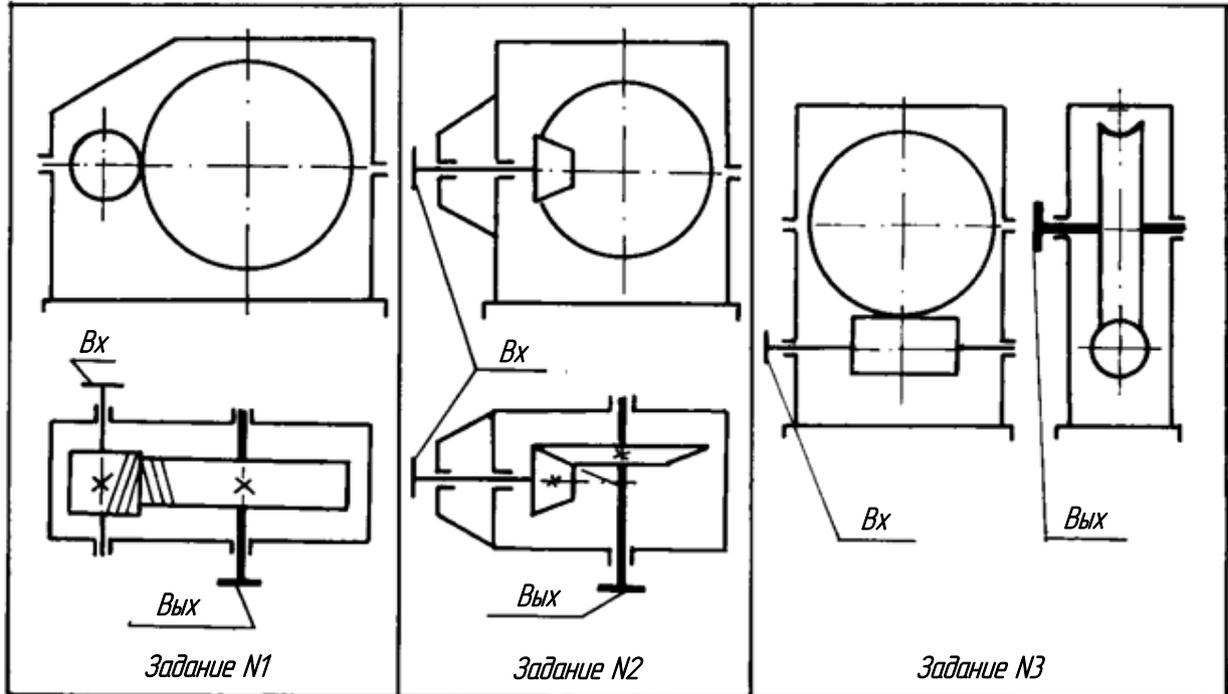


Рис. 1

2 Кинематический и силовой расчет редуктора. Выбор электродвигателя

Механический редуктор предназначен для уменьшения частоты вращения входного вала (связанного, например, с валом электродвигателя) до частоты вращения выходного вала (связанного, например, с валом конвейера, или с валом другого какого-либо исполнительного механизма). Отношение частоты вращения $\frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = u$ называется передаточным числом редуктора. Очевидно, что $u > 1$. Одновременно с уменьшением частоты вращения в редукторе происходит почти пропорциональное увеличение крутящего момента. Если учесть механические потери мощности внутри редуктора при помощи коэффициента полезного действия (КПД), то можно записать $T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} u \eta$, где $T_{\text{вых}}$ и $T_{\text{вх}}$ – крутящие моменты, Нм; η – КПД.

Для привода различных механизмов в современной технике наиболее часто применяют асинхронные электродвигатели переменного тока. Их достоинство заключается в том, что рабочая частота вращения (асинхронная частота $n_{\text{асин}}$) мало зависит от изменяющейся рабочей нагрузки. Такие двигатели выпускают с частотами вращения на холостом ходу без нагрузки (синхронными частотами $n_{\text{синх}}$): 3000; 1500; 1000 и 750 об/мин. В технике наиболее часто применяют двигатели с $n_{\text{синх}} = 1500$ об/мин. Решено использовать такие двигатели в КП. Определим ориентировочно (со знаком штрих) передаточное число редуктора

$$u' = \frac{n_{\text{синх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1500}{n_{\text{вых}}}$$

Таблица 1

Исходные данные для расчётов цилиндрических зубчатых редукторов
по схеме № 1 (рис. 1)

Вар.	$T_{\text{вых}},$ Нм	$n_{\text{вых}},$ об/мин	$L_{\text{год}}$	Гр м	Вар.	$T_{\text{вых}},$ Нм	$n_{\text{вых}},$ об/мин	$L_{\text{год}}$	Гр м
00	150	286	4,5	I	50	750	194	3,5	IV
01	180	239	4,0		51	360	487	4,0	II
02	210	204	3,5		52	480	365	3,5	III
03	240	179	3,0		53	600	292	3,0	IV
04	175	413	2,5		54	720	244	2,5	
05	225	321	2,0		55	840	209	2,0	III
06	275	263	1,5		56	420	487	1,5	
07	325	223	2,0	II	57	560	365	2,0	III
08	375	193	2,5		58	700	292	2,5	
09	175	579	3,0	I	59	840	244	3,0	IV
10	245	413	3,5		60	540	242	3,5	
11	315	321	4,0	II	61	630	208	4,0	
12	385	293	3,5		62	720	182	3,5	
13	180	722	3,0	I	63	550	291	3,0	
14	270	485	2,5		64	660	242	2,5	
15	360	364	2,0	II	65	770	208	2,0	
16	450	291	1,5	III	66	880	182	1,5	
17	275	582	2,0	I	67	520	365	2,0	III
18	385	416	2,5	II	68	650	292	2,5	
19	495	323	3,0	III	69	780	244	3,0	IV
20	240	360	3,5	I	70	910	209	3,5	
21	360	240	4,0		71	1040	183	4,0	V
22	420	206	3,5	III	72	525	420	3,5	III
23	480	180	3,0		73	675	327	3,0	
24	245	413	2,5	I	74	825	267	2,5	IV
25	280	362	2,0		75	975	226	2,0	
26	350	289	1,5	II	76	1125	196	1,5	V
27	420	241	2,0		77	510	490	2,0	III
28	530	181	2,5	III	78	680	368	2,5	
29	315	416	3,0		79	850	295	3,0	IV
30	405	323	3,5	II	80	1020	245	3,5	V
31	495	264	4,0	III	81	1190	210	4,0	
32	585	224	3,5		82	720	237	3,5	IV
33	330	485	3,0	II	83	840	203	3,0	
34	440	364	2,5		84	960	178	2,5	V
35	550	291	2,0	III	85	770	258	2,0	
36	660	243	1,5		86	910	219	1,5	
37	420	416	2,0		87	1050	190	2,0	
38	540	323	2,5		88	800	284	2,5	
39	660	264	3,0		89	960	237	3,0	
40	390	223	3,5	II	90	1120	203	3,5	
41	450	193	4,0		91	1280	178	4,0	
42	400	291	3,5		92	900	284	3,5	
43	480	243	3,0	III	93	1030	237	3,0	
44	560	208	2,5		94	1260	203	2,5	
45	640	182	2,0		95	1440	178	2,0	
46	350	416	1,5	II	96	1000	284	1,5	
47	450	323	2,0		97	1200	237	2,0	
48	550	264	2,5	III	98	1400	203	2,5	
49	650	224	3,0		99	1600	178	3,0	

Таблица 2

Исходные данные для расчётов конических прямозубых редукторов
по схеме № 2 (рис. 1)

Вар.	$T_{\text{вых}},$ НМ	$n_{\text{вых}},$ об/мин	$L_{\text{год}}$	Гр м	Вар.	$T_{\text{вых}},$ НМ	$n_{\text{вых}},$ об/мин	$L_{\text{год}}$	Гр м
00	105	473	3,5	I	50	165	491	3,5	III
01	100	563	3,0		51	192	418	3,0	
02	112	560	2,5		52	220	370	2,5	
03	100	710	2,0		53	120	737	2,0	
04	125	568	1,5		54	150	590	1,5	
05	110	708	2,0		55	180	482	2,0	
06	137	565	2,5		56	210	415	2,5	
07	110	705	3,0		57	163	89	3,0	
08	130	702	3,5		58	192	481	3,5	
09	100	355	4,0		59	140	732	4,0	
10	105	472	3,5	60	175	584	3,5		
11	105	477	3,0	61	210	499	3,0		
12	122	406	2,5	62	140	418	2,5	IV	
13	100	569	2,0	63	160	368	2,0		
14	120	470	1,5	64	180	325	1,5		
15	112	565	2,0	65	175	414	2,0		
16	135	477	2,5	66	200	380	2,5		
17	100	709	3,0	67	120	740	3,0		
18	125	570	3,5	68	180	490	3,5		
19	150	472	4,0	69	240	363	4,0		
20	110	712	3,5	70	140	737	3,5		
21	137	580	3,0	71	210	491	3,0		
22	120	700	2,5	72	245	419	2,5		
23	150	581	2,0	73	160	738	2,0		
24	150	702	1,5	74	240	488	1,5		
25	162	576	2,0	75	180	744	2,0		
26	100	352	2,5	76	270	490	2,5		
27	112	316	3,0	77	250	581	3,0		
28	105	406	3,5	78	300	490	3,5		
29	120	350	4,0	79	125	593	4,0		
30	135	320	3,5	80	150	487	3,5		
31	105	490	3,0	81	200	370	3,0		
32	123	408	2,5	82	225	329	2,5		
33	140	360	2,0	83	120	741	2,0		
34	157	330	1,5	84	180	490	1,5		
35	100	569	2,0	85	240	371	2,0		
36	120	490	2,5	86	140	737	2,5		
37	140	411	3,0	87	210	489	3,0		
38	160	365	3,5	88	315	330	3,5		
39	180	329	4,0	89	160	750	4,0		
40	112	578	3,5	90	240	494	3,5		
41	135	488	3,0	91	320	369	3,0		
42	158	419	2,5	92	180	747	2,5		
43	180	360	2,0	93	270	488	2,0		
44	100	740	1,5	94	360	375	1,5		
45	125	585	2,0	95	150	900	2,0		
46	150	487	2,5	96	200	730	2,5		
47	175	414	3,0	97	355	430	3,0		
48	110	714	3,5	98	120	902	3,5		
49	138	588	4,0	99	300	490	4,0		

Таблица 3

Исходные данные для расчётов червячных редукторов
по схеме № 3 (рис. 1)

Вариант	$T_{\text{вых}},$ Нм	$n_{\text{вых}},$ об/мин	$L_{\text{год}}$	Вариант	$T_{\text{вых}},$ Нм	$n_{\text{вых}},$ об/мин	$L_{\text{год}}$
00	140	175	4,0	50	290	176	4,0
01	139	159	3,5	51	289	160	3,5
02	138	143	3,0	52	288	144	3,0
03	137	127	2,5	53	287	128	2,5
04	135	111	2,0	54	286	112	2,0
05	141	95	1,5	55	285	96	1,5
06	142	79	2,0	56	291	80	2,0
07	143	63	2,5	57	292	64	2,5
08	144	47	3,0	58	293	48	3,0
09	170	31	3,5	59	294	32	3,5
10	169	174	4,0	60	320	177	4,0
11	168	158	3,5	61	319	161	3,5
12	167	142	3,0	62	318	145	3,0
13	166	126	2,5	63	317	129	2,5
14	165	111	2,0	64	316	113	2,0
15	171	94	1,5	65	315	97	1,5
16	172	78	2,0	66	321	81	2,0
17	173	62	2,5	67	322	65	2,5
18	174	46	3,0	68	323	49	3,0
19	200	30	3,5	69	324	33	3,5
20	195	173	4,0	70	350	178	4,0
21	196	157	3,5	71	349	162	3,5
22	197	141	3,0	72	348	146	3,0
23	199	125	2,5	73	347	130	2,5
24	204	110	2,0	74	346	114	2,0
25	203	93	1,5	75	351	98	1,5
26	202	77	2,0	76	352	82	2,0
27	201	61	2,5	77	353	66	2,5
28	200	45	3,0	78	354	50	3,0
29	230	29	3,5	79	380	34	3,5
30	229	172	4,0	80	379	179	4,0
31	228	156	3,5	81	378	163	3,5
32	227	140	3,0	82	377	147	3,0
33	226	124	2,5	83	376	131	2,5
34	225	109	2,0	84	375	115	2,0
35	231	92	1,5	85	381	99	1,5
36	232	76	2,0	86	382	83	2,0
37	233	60	2,5	87	383	67	2,5
38	234	44	3,0	88	384	51	3,0
39	260	28	3,5	89	410	35	3,5
40	259	171	4,0	90	409	180	4,0
41	258	155	3,5	91	408	164	3,5
42	257	139	3,0	92	407	148	3,0
43	256	123	2,5	93	406	132	2,5
44	255	108	2,0	94	405	116	2,0
45	261	91	1,5	95	411	100	1,5
46	262	75	2,0	96	412	84	2,0
47	263	59	2,5	97	413	68	2,5
48	264	43	3,0	98	414	52	3,0
49	265	27	3,5	99	415	36	3,5

На основе практических рекомендаций назначим КПД передачи. Для цилиндрического косозубого редуктора можно принять $\eta = 0,96$, а для конического $\eta = 0,95$. Для червячного редуктора КПД зависит от нескольких параметров (об этом будет сказано ниже), поэтому его определим ориентировочно по эмпирической формуле $\eta = 0,95 \left(1 - \frac{u'}{200}\right)$.

Угловая скорость тихоходного вала, $\frac{p}{c}$ (или 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 редуктора, Вт $P_{\text{ПОТР}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_p}$.

Используя $P_{\text{ПОТР}}$, Вт и рекомендуемую синхронную частоту $n_{\text{СИНХ}} = 1500$ об/мин, выбираем ближайший по мощности электродвигатель из табл. 4.

Таблица 4

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 решено выбрать двигатель с синхронной частотой, отличной от 1500 об/мин, можно воспользоваться, например, таблицей 24.9[2].

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

Уточняем передаточное число редуктора (без штриха)

$$u = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{n_{\text{АСИНХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}}$$

Угловая скорость быстроходного вала, c^{-1} $\omega_{\text{ВХ}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{ВХ}}}{30} = \frac{\pi \cdot n_{\text{АСИНХ}}}{30}$.

Крутящие моменты, Нм и частоты вращения валов, об/мин:

$$T_{\text{ВХ}} = \frac{P_{\text{ПОТР}}}{\omega_{\text{ВХ}}}; T_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВХ}} u \eta; n_{\text{ВХ}} = n_{\text{АСИНХ}}; n_{\text{ВЫХ}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{u}$$

Отметим, что полученные $T_{\text{ВЫХ}}$ и $n_{\text{ВЫХ}}$ не должны отличаться от указанных в задании на КП величин более чем на 5%. Результаты расчетов желательно согласовать с преподавателем.

3 Причины выхода из строя зубчатых передач (критерии работоспособности)

Пусть контакт двух деталей без нагрузки происходит в точке (например, «шар + шар») или по линии («цилиндр + цилиндр», «цилиндр + плоскость»). Если детали сжаты нагрузкой, то начальный точечный контакт из-за деформаций деталей превращается в пятно малого размера, а начальный линейный контакт превращается в узкую полоску. При этом между деталями возникают напряжения, которые называются контактными. Эти напряжения распределены по контактной площадке крайне неравномерно – от нуля до некоторого максимального значения σ_H . Здесь индекс «H» - первая буква фамилии Herz ученого, который впервые определил величину σ_H . Контактные напряжения возникают и на выпуклых боковых поверхностях зубьев зубчатых колес. При вращении зубчатых колес под нагрузкой напряжения σ_H изменяются по отнулевому циклу (они появляются и исчезают). Если величина

этих переменных напряжений будет достаточно большой, то поверхностные слои металла устают и начинается выкрашивание мелких частиц металла. Связь между величиной σ_H и количеством циклов нагружения, при котором происходит разрушение, может быть представлена в виде кривой контактной выносливости, показанной на рис. 2.

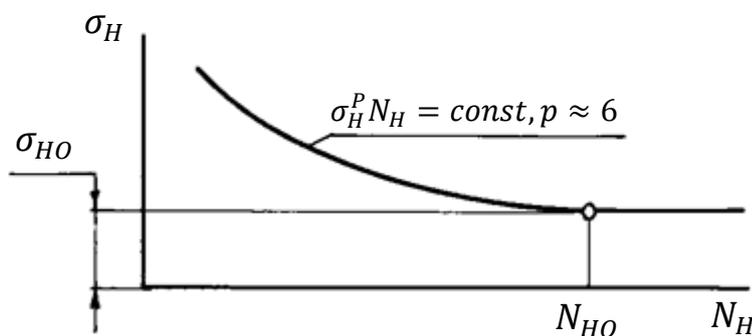


Рис. 2

Здесь σ_{H0} – предел контактной выносливости. Это такое наибольшее напряжение, под действием которого деталь отработает базовое число циклов N_{H0} . Здесь индекс «Н» обозначает, что речь идет о контактной прочности, а индекс «О» показывает, что контактные напряжения изменяются по отнулевому циклу.

Величины σ_{H0} и N_{H0} зависят от твердости материала детали. Твердость материалов измеряют специальными приборами – твердомерами путем вдавливания либо прочного стального шарика (метод Бринелля – единица твердости «НВ»), либо алмазного конуса (метод Раквелла – единица твердости «HRC»). Для увеличения твердости применяют различные виды термообработок.

Усталостное разрушение поверхности зубьев не будет происходить, если выполняется условие контактной прочности $\sigma_H \leq [\sigma_H]$, где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, которое зависит от σ_{H0} .

Еще одной причиной разрушения зубьев колес являются напряжения изгиба в основании зубьев. Эти напряжения, как и контактные, изменяются по отнулевому циклу и обозначаются символом σ_F . Переменные σ_F могут приводить к накоплению микрповреждений в металле (т.е. – к усталости) и последующему излому зуба. Усталостного разрушения зуба от переменных σ_F не будет, если выполняется условие прочности на изгиб $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, где $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба, которое зависит от величины предела выносливости материала при изгибе σ_{F0} .

4 Расчет цилиндрической косозубой передачи по заданию №1

Методику расчета для наглядности совместим с конкретным числовым примером.

Предположим, что исходные данные для расчета имеют вид:

$$T_{\text{ВЫХ}} = 893 \text{ Нм}; n_{\text{ВЫХ}} = 283 \text{ об/мин}; L_{\text{ГОД}} = 5 \text{ лет}; \text{Гр м} - IV.$$

Кинематический и силовой расчет редуктора (см. раздел 2) дал следующие результаты:

$$u' = \frac{n_{\text{СИНХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{1500}{283} = 5,3;$$

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{\pi n_{\text{ВЫХ}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 283}{30} = 29,62 \approx 29,6 \text{ с}^{-1}.$$

$$P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} = 893 \cdot 29,6 = 26433 \approx 26400 \text{ Вт}.$$

$$P_{\text{потр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_p} = \frac{26400}{0,96} = 27500 \text{ Вт.}$$

Двигатель 180М4/1470, для которого номинальная мощность $P_{\text{ном}} = 30000$ Вт и $n_{\text{асинх}} = 1470$ об/мин, $n_{\text{вх}} = n_{\text{асинх}} = 1470$ об/мин.

$$u = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1470}{283} = 5,194 \approx 5,19.$$

$$\omega_{\text{вх}} = \frac{\pi n_{\text{вх}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1470}{30} = 153,86 \approx 154 \text{ с}^{-1}.$$

$$T_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{потр}}}{\omega_{\text{вх}}} = \frac{27500}{154} = 178,57 \approx 179 \text{ Нм.}$$

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} u \eta = 179 \cdot 5,19 \cdot 0,96 = 891,85 \approx 892 \text{ Нм.}$$

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{вх}}}{u} = \frac{1470}{5,19} = 283,24 \approx 283 \text{ об/мин.}$$

Отметим, что расчетное значение $n_{\text{вых}} = 283$ об/мин совпало с требуемой частотой в задании, а ошибка в крутящем моменте составила $\Delta T = \frac{893-892}{893} \cdot 100\% = 0,11\%$, что гораздо меньше допустимой инженерной ошибки 5%.

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 в данном примере назначаем:

$n_1 = n_{\text{вх}} = 1470$ об/мин; $n_2 = n_{\text{вых}} = 283$ об/мин; $T_1 = T_{\text{вх}} = 179$ Нм; $T_2 = T_{\text{вых}} = 892$ Нм; $u = 5,19$, Гр м IV.

4.1 Расчет цилиндрической косозубой передачи на контактную прочность (выносливость)

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

4.1.1 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. 5.

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 можно с использованием данных в табл. 1...2 (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 по табл. 5 примем для колеса сталь 40Х, термообработка – улучшение + закалка токами высокой частоты (ТВЧ), твердость на поверхности $H_2 = (45 \dots 53) \text{HRC}$, средняя твердость

$$H_{2\text{ср}} = \frac{45+53}{2} = 49 \text{ HRC},$$

предел контактной выносливости

$$\sigma_{H02} = 17H_{2\text{ср}} + 200 = 17 \cdot 49 + 200 = 1033 \text{ МПа.}$$

Для шестерни назначим сталь 40ХМНМА, термообработка – улучшение + азотирование, твердость на поверхности $H_1 = (50 \dots 56) \text{HRC}$, средняя твердость

$$H_{1\text{ср}} = \frac{50+56}{2} = 53 \text{ HRC}, \text{ предел контактной выносливости } \sigma_{H01} = 1050 \text{ МПа.}$$

Таблица 5

Гр м	Колесо, шестерня	Термообработка	Марка стали	Твердость на поверхности H _{НВ} или H _{НRC}	σ _{НО} , МПа	σ _Т , МПа
I	Колесо	Улучшение	45	(235...262) НВ	2H _{НВ} + 70	540
			40X; 40XH; 35XM			640
	Шестерня	Улучшение	45	(269...302) НВ	2H _{НВ} + 70	540
			40X; 40XH; 35XM			640
II	Колесо	Улучшение	45	(269...302) НВ	2H _{НВ} + 70	540
			40X; 40XH; 35XM			640
	Шестерня	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM	(45...53) HRC	17H _{HRC} + 200	750
III	Колесо и шестерня	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM	(45...53) HRC	17H _{HRC} + 200	750
IV	Колесо	Улучшение + закалка ТВЧ	40X; 40XH; 35XM	(45...53) HRC	17H _{HRC} + 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 _{HRC}	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 _{HRC}	800

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

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

4.1.3 Допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни, колеса и передачи в целом:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01}}{S_{H1}} = \frac{1050}{1,2} = 875 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02}}{S_{H2}} = \frac{1033}{1,2} = 860,83 \approx 861 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(875 + 861) = 781 \text{ МПа} = 781 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

4.1.4 Отношение ширины зубчатого колеса b_2 к межосевому расстоянию зубчатой передачи a_w обозначают параметром ψ_{ba} . На стадии проектирования эту величину можно назначить по следующей рекомендации. Если твердость колеса $H_2 \leq 350\text{НВ}$ (такая передача считается прирабатываемой), то можно принять $\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,5$. Если $H_2 > 350\text{НВ}$ (передача неприрабатываемая). Следует принять $\psi_{ba} = 0,35 \dots 0,45$.

Отношение ширины шестерни b_1 к ее диаметру обозначают параметром ψ_{bd} , который определяется по формуле $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1)$.

В нашем примере при твердости колеса $H_{2cp} = 49 HRC > 350 HB$ (передача неприрабатываемая) принимаем $\psi_{ba} = 0,4$. Тогда $\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,4(5,19 + 1) = 1,24$.

4.1.5 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.

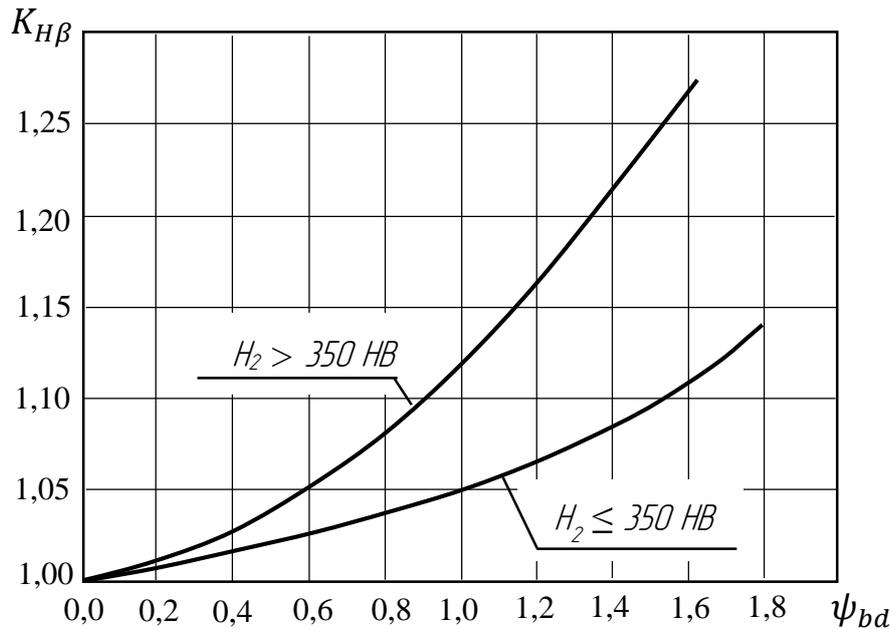


Рис. 3

В нашем примере при $H_{2cp} = 49 HRC > 350 HB$ и $\psi_{bd} = 1,24$ принимаем $K_{H\beta} = 1,17$.

4.1.6 Коэффициент динамической нагрузки K_{HV}

Коэффициент K_{HV} учитывает дополнительную динамическую нагрузку, действующую на зубья в момент их входа в зацепление. Он зависит от точности изготовления передачи и от окружной скорости в зацеплении. В общем машиностроении наиболее распространены степени точности 7, 8 и 9. При этом 7-я степень точности точнее 8-й и т.д. Если частота вращения ведущей шестерни около 1500 об/мин, то окружная скорость равна около 1...5 м/с. В этом случае можно принять $K_{HV} = 1,05$.

4.1.7 Числа зубьев шестерни и колеса

Ориентировочно можно назначить число зубьев шестерни z_1 из диапазона 17...25. Тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$.

В нашем примере предварительно назначаем $z_1 = 20$.

Тогда $z_2 = z_1 u = 20 \cdot 5,19 = 103,8$. Округляя до целого числа, принимаем $z_2 = 104$.

4.1.8 Угол наклона зубьев в косозубой передаче обычно назначают из диапазона $\beta = (10 \dots 25)^\circ$. В нашем примере принимаем предварительно $\beta = 18^\circ$.

4.1.9 Коэффициент перекрытия ε характеризует среднее количество пар зубьев, находящихся в зацеплении. Он может быть определен по формуле

$$\varepsilon = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$$

В нашем примере он равен

$$\varepsilon = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{104} \right) \right] \cos 18^\circ = 1,6.$$

Смысл полученного числа можно объяснить так. 60% всего времени работы зубчатой передачи в зацеплении находятся две пары зубьев и 40% времени – в зацеплении одна пара зубьев.

4.1.10 Коэффициент $K_{H\alpha}$

В косозубой передаче зубья колес входят в зацепление не сразу по всей своей длине (как в прямозубой), а своими крайними участками. Это приводит к тому, что пара зубьев, входящих в контакт, и пара, находящаяся в более развитом контакте, имеют различную изгибную и контактную жесткость (по разному деформируются) на разных фазах зацепления. Поэтому нагрузка между парами зубьев распределяется неравномерно. Такая неравномерность учитывается коэффициентом $K_{H\alpha}$. Для средних степеней точности передач в общем машиностроении можно принять $K_{H\alpha} = 1,08$.

4.1.11 Межосевое расстояние цилиндрической косозубой передачи из расчета на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев можно определить по формуле

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

где $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м² - модуль упругости первого рода для стальных материалов; T_2 – Нм; $[\sigma_H]$ – Н/м²; a_w – м.

Для нашего примера

$$a_w' \geq 0,815(5,19 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 892 \cdot 1,17 \cdot 1,05}{(781 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,4 \cdot 5,19^2} \cdot \frac{1,08 \cos^2 18^\circ}{1,6}} = 0,14 \text{ м.}$$

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 принимаем стандартное $a_w = 140$ мм.

Примечание. Если при расчете $a_w > 150$ мм, то необходимо назначить группу материалов (Гр м) с бóльшим номером, и начиная с пункта 3.1.1., выполнить повторные расчеты.

4.1.12 Рабочая ширина колеса и шестерни:

$$b_2 = a_w \psi_{ba} = 140 \cdot 0,4 = 56 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 4 = 56 + 4 = 60 \text{ мм.}$$

Размеры b_2 и b_1 при необходимости следует округлить до целых чисел в миллиметрах.

4.2 Расчет цилиндрической косозубой передачи в задании №1 на сопротивление усталостному изгибу

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

4.2.1 Пределы выносливости для нормальных напряжений изгиба при отнулевом цикле их изменения для ранее выбранных материалов могут быть определены для зубьев шестерни σ_{FO1} и зубьев колеса σ_{FO2} по табл. 6.

Таблица 6

Термообработка	Твердость в сердцевине	Стали	σ_{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; 20XH2M; 18XГТ	710

В нашем примере для колеса, изготовленного из стали 40X, имеющей твердость $H_{2cp} = 49 HRC$, принимаем предел выносливости $\sigma_{F02} = 630$ МПа. Для шестерни, изготовленной из стали 40ХНМА, при термообработке «улучшение + азотирование» принимаем $\sigma_{F01} = 800$ МПа.

4.2.2 Допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и для зубьев колеса при коэффициенте запаса при изгибе $S_F = 1,8$:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F01}}{S_F} = \frac{800}{1,8} = 444 \text{ МПа}; \quad [\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F02}}{S_F} = \frac{630}{1,8} = 350 \text{ МПа.}$$

4.2.3 Ориентировочное значение диаметра делительной окружности колеса

$$d'_2 = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 5,19}{5,19+1} = 234,76 \text{ мм} \approx 235 \text{ мм.}$$

Напомним, что делительной называется та окружность, вдоль которой толщина зуба равна ширине впадины между зубьями. В косозубых передачах делительные окружности шестерни и колеса перекатываются друг по другу без скольжения.

4.2.4 Ориентировочное значение окружной силы в зацеплении

$$F'_t = \frac{2T_2}{d'_2}, \text{ где } T_2 - \text{Нм}; d'_2 - \text{м}; F'_t - \text{Н.}$$

$$\text{В нашем примере } F'_t = \frac{2 \cdot 892}{0,235} = 7591,5 \approx 7590 \text{ Н.}$$

4.2.5 Предварительное значение модуля зацепления в нормальном сечении зуба из расчета на выносливость при изгибе

$$m'_n = \frac{5F'_t}{b_2[\sigma_F]_2}, \text{ где } F'_t - \text{Н}; b_2 - \text{м}; [\sigma_F]_2 - \text{Н/м}^2; m'_n - \text{м.}$$

Напомним, что модулем зубчатого колеса называется отношение шага колеса (по делительной окружности) к числу π . Он стандартизован в мм. Является главным геометрическим параметром зубчатого зацепления.

$$\text{В нашем примере имеем } m'_n = \frac{5 \cdot 7590}{0,056 \cdot 350 \cdot 10^6} = 0,001936 \text{ м} \approx 0,00194 \text{ м.}$$

Полученное в метрах предварительное значение модуля надо перевести в миллиметры и округлить до ближайшего стандартного значения из ряда модулей ... 1,0; 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 ...

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

В нашем примере при $m'_n = 0,00194 \text{ м} = 1,94 \text{ мм}$ принимаем стандартное значение $m_n = 2,0 \text{ мм}$.

4.2.6 Уточнение суммарного числа зубьев передачи и угла β

Предварительное суммарное число зубьев из геометрических соображений (делительная окружность шестерни должна касаться делительной окружности колеса)

$$z'_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 140 \cos 18^\circ}{2,0} = 133,15,$$

которое следует округлить, отбросив дробную часть, какой бы большой она ни была. В нашем примере принимаем $z'_\Sigma = 133$.

Округление z'_Σ до целого числа требует уточнения ранее выбранного ориентировочно угла наклона зубьев по формуле

$$\beta = \arccos \left(\frac{z'_\Sigma m_n}{2a_w} \right) = \arccos \left(\frac{133 \cdot 2,0}{2 \cdot 140} \right) = 18,19487^\circ.$$

Отметим, что угол β в градусах надо определять с точностью не менее четырех знаков после запятой.

4.2.7 Фактические числа зубьев шестерни и колеса.

$$z_1 = \frac{z'_\Sigma}{u+1} = \frac{133}{5,19+1} = 21,49. \text{ Принимаем } z_1 = 22.$$

$$\text{Тогда } z_2 = z'_\Sigma - z_1 = 133 - 22 = 111.$$

Фактическое передаточное число $u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{22} = 5,04$.

Ошибка в определении передаточного числа

$$\Delta u = \frac{5,19 - 5,04}{5,19} \cdot 100\% = 2,89\% < 5\%, \text{ что допустимо.}$$

Известно, что прямозубую шестерню с числом зубьев < 17 для силовых передач не применяют. Причина заключается в том, что при нарезании зубьев зуборезный инструмент, обкатывая заготовку шестерни, подрезает основания зубьев и потому их прочность снижается. Однако в косозубой шестерне минимальное допустимое число зубьев по условию неподрезания равно $z_{1min} = 17 \cos^3 \beta$. Например, при $\beta = 25^\circ$ можно нарезать без подрезания шестерню с наименьшим числом зубьев $z_{1min} = 17 \cos^3 25^\circ = 12,6$, то есть с 13 зубьями.

Если в КП окажется $z_1 < z_{1min}$, то по согласованию с преподавателем можно уменьшить m_n по стандартному ряду в п. 4.2.5 и повторить расчеты.

4.2.8 Проверка прочности зубьев по фактическим напряжениям изгиба

Необходимость проверочного расчета вызвана тем, что ранее в п. 4.2.5 модуль был определен по приближенной формуле.

4.2.8.1 Коэффициент неравномерности распределения нагрузки вдоль линии зубьев при расчете на изгиб $K_{F\beta}$ можно определить по графикам рис. 4. В нашем примере при $\psi_{bd} = 1,24$ и $H_{2cp} = 49HRC > 350 HB$ имеем $K_{F\beta} = 1,23$.

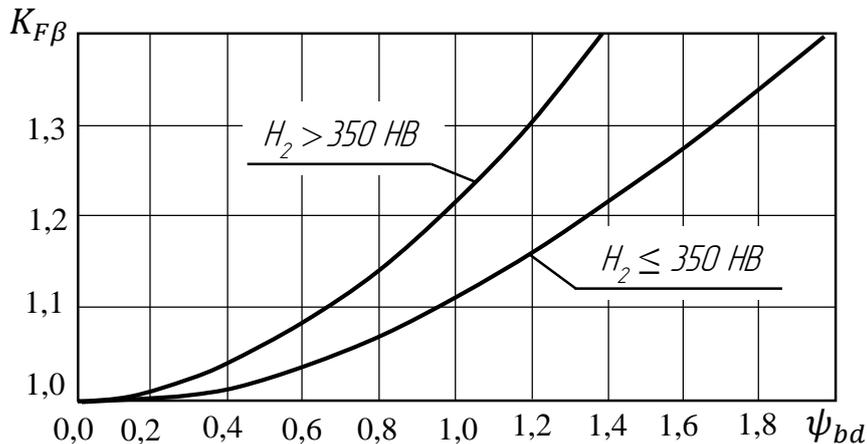


Рис. 4

4.2.8.2 Коэффициент динамической нагрузки K_{FV} можно принять равным K_{HV} . В нашем случае $K_{FV} = K_{HV} = 1,05$.

4.2.8.3 Коэффициент формы зуба Y_F

При изменении числа зубьев на зубчатом колесе форма зубьев изменяется. При малом числе зубьев (например, при $z = 17$) ножка зуба имеет меньший поперечный размер, чем при, например, $z = 200$, когда эвольвентный профиль зуба превращается практически в прямолинейный контур. Кроме этого изменяется радиус криволинейного перехода от боковой поверхности зуба к окружности впадин, что сказывается на концентрации напряжений изгиба. Влияние формы зуба на его усталостную прочность при изгибе учитывают коэффициентом Y_F , который для шестерни и для колеса можно определить по табл. 7 в зависимости от эквивалентных чисел зубьев $z_{1эkv} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ и $z_{2эkv} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$.

Таблица 7

$z_{1экв}$ $z_{2экв}$	16	20	25	32	40	50	60	71	80	90	100	180	200 и более
Y_F	4,28	4,07	3,9	3,78	3,7	3,68	3,62	3,61	3,6	3,6	3,6	3,62	3,63

В нашем примере при $z_{1экв} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{22}{\cos^3 18,19487^\circ} = 25,66 \approx 26$, имеем $Y_{F1} = 3,85$; при $z_{2экв} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{111}{\cos^3 18,19487^\circ} = 129,5 \approx 129$, имеем $Y_{F2} = 3,61$.

4.2.8.4 Коэффициент Y_β

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

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{18,19487^\circ}{140} = 0,87,$$

где угол β - в градусах.

4.2.8.5 Проверка условий прочности зубьев на изгиб

$$\sigma_{F1} = \frac{T_2 10^3 (u_\phi + 1) K_{F\beta} K_{FV} Y_{F1} Y_\beta}{b_1 m_n a_w u_\phi} = \frac{892 \cdot 10^3 (5,04 + 1) \cdot 1,23 \cdot 1,05 \cdot 3,85 \cdot 0,87}{60 \cdot 2,0 \cdot 140 \cdot 5,04} =$$

$$= 275,26 \approx 275 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 444 \text{ МПа.}$$

Прочность зубьев шестерни на изгиб выполняется.

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 10^3 (u_\phi + 1) K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2} Y_\beta}{b_2 m_n a_w u_\phi} = \frac{892 \cdot 10^3 (5,04 + 1) \cdot 1,23 \cdot 1,05 \cdot 3,61 \cdot 0,87}{56 \cdot 2,0 \cdot 140 \cdot 5,04} =$$

$$= 276,5 \approx 276 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 350 \text{ МПа.}$$

Прочность зубьев колеса на изгиб выполняется.

В приведенных формулах: T_2 – Нм; b_1 и b_2 – мм; m_n – мм; a_w – мм; σ_{F1} и σ_{F2} – МПа.

В том случае, если рабочее (расчетное) напряжение изгиба σ_{F1} или σ_{F2} превышает более, чем на 10% допускаемое напряжение $[\sigma_F]$, т.е. $\sigma_F > 1,1[\sigma_F]$, необходимо, начиная с п. 4.2.5, увеличить модуль m_n до следующего стандартного значения и выполнить повторный расчет передачи.

4.3 Диаметры колес

Делительные диаметры следует определять с точностью «три знака после запятой»

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 22}{\cos 18,19487^\circ} = 46,316 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 111}{\cos 18,19487^\circ} = 233,684 \text{ мм.}$$

Должно строго выполняться геометрическое условие $\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w$.

В нашем примере $\frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46,316 + 233,684}{2} = 140 \text{ мм.}$

Требуемое геометрическое условие выполняется.

Диаметры выступов для колес (точность расчетов – «один знак после запятой»):

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 46,3 + 2 \cdot 2,0 = 50,3 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 233,7 + 2 \cdot 2,0 = 237,7 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин колес (точность расчетов – «один знак после запятой»):

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot 1,25m_n = 46,3 - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,0 = 41,3 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot 1,25m_n = 233,7 - 2 \cdot 1,25 \cdot 2,0 = 228,7 \text{ мм.}$$

4.4 Силы в зацеплении

Окружная сила $F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 892}{0,234} = 7623,9 \approx 7620$ Н.

Радиальная сила $F_R = F_t \frac{tg\alpha}{\cos\beta} = 7620 \frac{tg20^\circ}{\cos 18,19487^\circ} = 2919,4 \approx 2920$ Н.

Осевая сила $F_A = F_t \cdot tg\beta = 7620 \cdot tg18,19487^\circ = 2504,6 \approx 2500$ Н.

В формулах для сил: T_2 – Нм; d_2 – м; α – угол зацепления, равный 20° ; силы – Н.

4.5 Конструирование цилиндрических зубчатых колес

В зубчатой передаче шестерня имеет малый диаметр и потому ее чаще всего изготавливают заодно с валом. Такая деталь называется вал-шестерня. Фрагмент вала-шестерни показан на рис. 5а. Здесь: b_1 – ширина шестерни по пункту 4.1.12; d_1 – делительный диаметр по пункту 4.3; d_{a1} и d_{f1} – диаметры выступов и впадин по пункту 4.3. Три тонкие наклонные линии на поверхности шестерни обозначают, что она косозубая.

На рис. 5б показан фрагмент зубчатого колеса в разрезе. Здесь: b_2 – ширина колеса по пункту 4.1.12; d_2 – делительный диаметр по пункту 4.3; d_{a2} и d_{f2} – диаметры выступов и впадин по пункту 4.3; $S = (3 \dots 3,5)m_n$ – толщина обода (венца); $C = (0,2 \dots 0,3)b_2$ – толщина диска. Часто в диске колеса выполняют отверстия для крепления заготовки колеса на зуборезном станке. Размеры отверстий и их количество назначаются произвольно. Диаметр отверстия в колесе $d_{отв}$ и диаметр ступицы $d_{ст}$ будут определены в пункте 7.1.

На рис. 5в показано зацепление зубьев шестерни и колеса. Именно так это зацепление должно быть изображено на сборочном чертеже редуктора.

Примечание. При малом значении модуля m_n некоторые линии на изображении зацепления могут сливаться друг с другом. В этом случае по правилам технического черчения их можно несколько раздвигать для наглядности изображения. При этом зазоры между зубьями должны быть показаны минимально возможными.

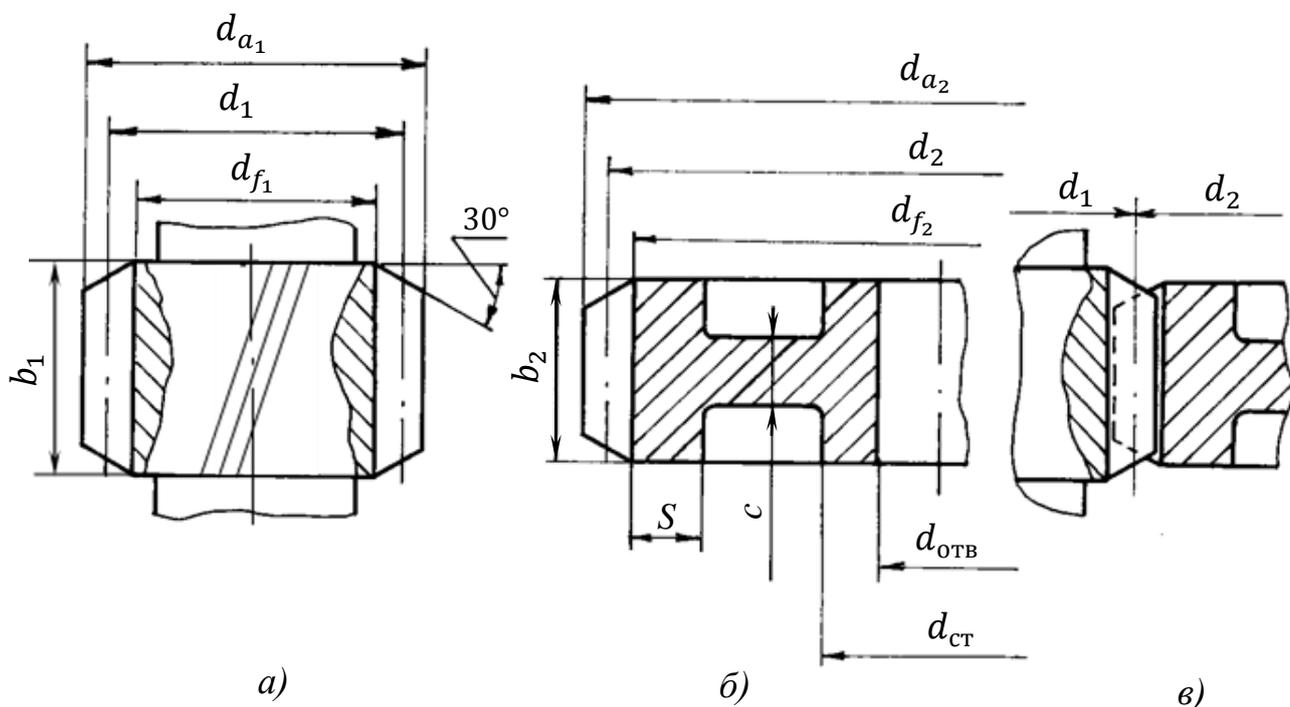


Рис. 5

5 Расчет прямозубой конической передачи по заданию №2

Методику расчета для наглядности совместим с конкретным числовым примером. Пусть исходные данные для расчета имеют вид:

$$T_{\text{ВЫХ}} = 216 \text{ Нм}, n_{\text{ВЫХ}} = 336 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, L_{\text{ГОД}} = 4 \text{ года, ГР м II.}$$

Кинематический и силовой расчет (см. раздел 2) дал следующие результаты.

$$u' = \frac{n_{\text{СИНХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{1500}{336} = 4,464 \approx 4,46.$$

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{\pi n_{\text{ВЫХ}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 336}{30} = 35,168 \approx 35,2 \text{ с}^{-1}.$$

$$P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} = 216 \cdot 35,2 = 7603,2 \approx 7600 \text{ Вт.}$$

$$P_{\text{ПОТР}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta} = \frac{7600}{0,95} = 8000 \text{ Вт.}$$

Двигатель 132М4/1447, для которого $P_{\text{НОМ}} = 11000 \text{ Вт}$ и $n_{\text{АСИНХ}} = 1447 \text{ об/мин.}$

$$n_{\text{ВХ}} = n_{\text{АСИНХ}} = 1447 \text{ об/мин.}$$

$$u = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{1447}{336} = 4,306 \approx 4,31.$$

$$\omega_{\text{ВХ}} = \frac{\pi n_{\text{ВХ}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1447}{30} = 151,45 \approx 151 \text{ с}^{-1}.$$

$$T_{\text{ВХ}} = \frac{P_{\text{ПОТР}}}{\omega_{\text{ВХ}}} = \frac{8000}{151} = 52,98 \approx 53,0 \text{ Нм.}$$

$$T_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВХ}} u \eta = 53 \cdot 4,31 \cdot 0,95 = 217 \text{ Нм.}$$

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{u} = \frac{1447}{4,31} = 335,73 \approx 336 \text{ об/мин.}$$

$$\text{Ошибка в определении крутящего момента } \Delta T = \frac{216-217}{216} \cdot 100\% = -0,46\%$$

По абсолютной величине $|\Delta T| = 0,46\% < 5\%$, т.е. необходимая точность инженерных расчетов обеспечена.

В технике принято для каждой отдельно взятой передачи параметры меньшего зубчатого колеса («шестерни») сопровождать индексом «1», а параметры большего колеса («колеса») – индексом «2». Поэтому для расчетов в данном примере назначаем:

$$n_1 = n_{\text{ВХ}} = 1447 \text{ об/мин}; n_2 = n_{\text{ВЫХ}} = 336 \text{ об/мин}; T_1 = T_{\text{ВХ}} = 53 \text{ Нм}; T_2 = T_{\text{ВЫХ}} = 217 \text{ Нм};$$

$$u = 4,31, \text{ Гр м II.}$$

5.1 Расчет конической прямозубой передачи на контактную прочность (выносливость) Напомним, что в расчетах на контактную прочность все расчетные параметры сопровождаются, наряду с другими индексами, индексом «Н».

5.1.1 Выбор материалов, термообработок и твердостей зубьев шестерни и колеса

Материалы зубчатых колес и их термообработки сгруппированы в пять основных групп и представлены в табл. 5. Выбор подходящих материалов подскажет рекомендация Гр м в задании на КП. Предположим, что в нашем примере указана группа II. Тогда для колеса назначим сталь 45, термообработка – улучшение, твердость $H_2 = (269 \dots 302) \text{ НВ}$, средняя твердость $H_{2\text{ср}} = \left(\frac{269+302}{2}\right) = 285,5 \text{ НВ}$, предел контактной выносливости

$$\sigma_{H02} = 2H_{2\text{ср}} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа.}$$

Для шестерни назначаем материал сталь 40Х, термообработка – улучшение + закалка ТВЧ, твердость на поверхности $H_1 = (45 \dots 53) \text{ НRC}$, средняя твердость $H_{1\text{ср}} = \frac{45+53}{2} = 49 \text{ НRC}$, предел контактной выносливости $\sigma_{H01} = 17H_{1\text{ср}} + 200 = 17 \cdot 49 + 200 = 1033 \text{ МПа.}$

5.1.2 Коэффициенты запаса контактной прочности для шестерни S_{H1} и для колеса S_{H2} зависят от вида термообработки. При улучшении (передача прирабатываемая) следует

принять $S_H = 1,1$. При закалке ТВЧ, цементации, азотировании (передача неприрабатываемая) обычно назначают $S_H = 1,2$. В нашем случае для колеса (улучшение) $S_{H2} = 1,1$, для шестерни (ТВЧ) $S_{H1} = 1,2$.

5.1.3 Допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни, колеса и передачи в целом:

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

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02}}{S_{H2}} = \frac{641}{1,1} = 583 \text{ МПа};$$

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

5.1.4 Отношение ширины конической шестерни b к среднему ее диаметру d_{m1} обозначают параметром ψ_{bd} и называют относительной шириной шестерни (см. рис.6). На стадии проектирования относительную ширину шестерни можно определить по формуле

$$\psi_{bd} = 0,166\sqrt{u^2 + 1} = 0,166\sqrt{4,31^2 + 1} = 0,73.$$

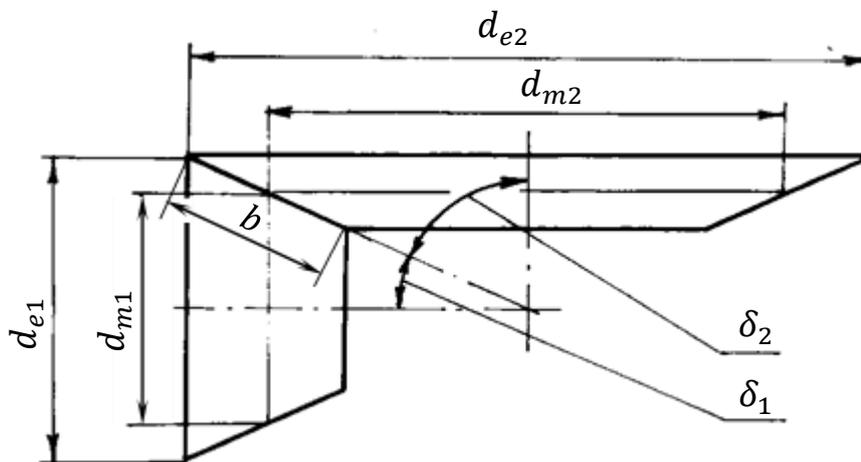


Рис. 6

5.1.5 Коэффициент $K_{H\beta}$

Трудности изготовления и монтажа конических зубчатых передач, а также деформации консольно расположенной шестерни и деформации подшипниковых опор не позволяют обеспечить идеальное равномерное прилегание зубьев при передаче нагрузки.

Неравномерность нагрузки в контакте зубьев учитывается коэффициентом $K_{H\beta}$, который можно определить по графикам рис. 7.

На рисунке левый график – для прирабатываемых передач, в которых твердость колеса $H_2 \leq 350 \text{ HB}$, а правый – для неприрабатываемых передач с $H_2 > 350 \text{ HB}$. Графики, обозначенные символом Ш – для передач с валами в шарикоподшипниковых опорах. Графики с символом Р – для передач с роликовыми подшипниками.

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

В нашем примере назначаем роликовые радиально – упорные подшипники. Тогда при $H_{2cp} = 285,5 \text{ HB} < 350 \text{ HB}$ и при $\psi_{bd} = 0,73$ по левому графику с символом Р имеем $K_{H\beta} = 1,16$.

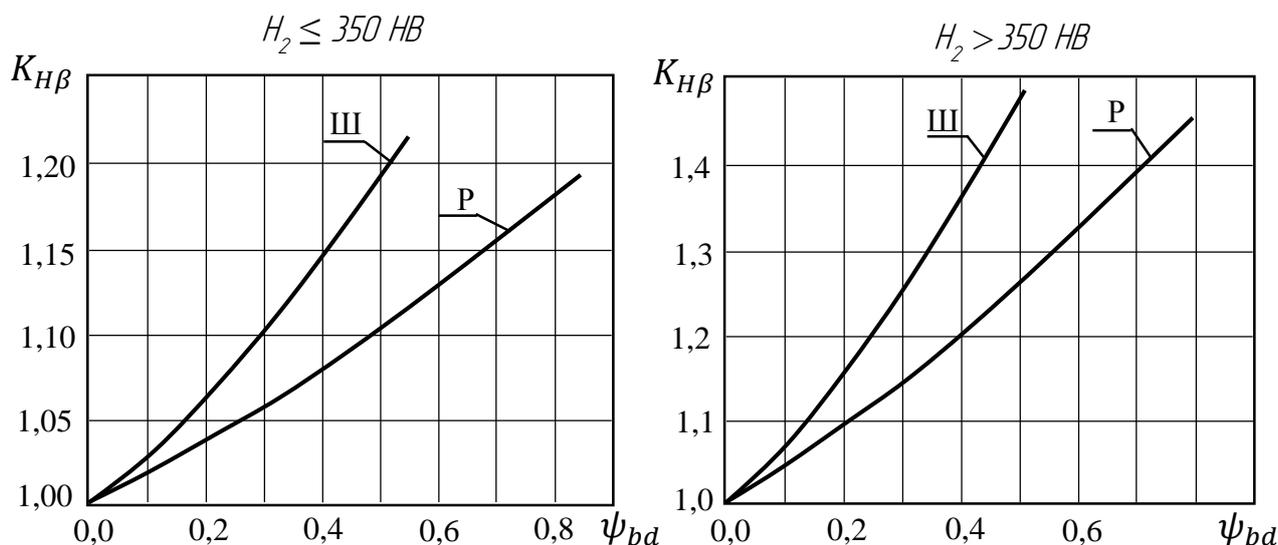


Рис. 7

5.1.6 Коэффициент динамической нагрузки K_{HV} (см. п. 4.1.6)

Для конической прямозубой передачи при частоте вращения шестерни около 1500 об/мин можно принять $K_{HV} = 1,1$ [3, § 4.3].

5.1.7 Коэффициент ϑ_H

В технике применяются три разновидности конических передач (перечислены по мере увеличения их нагрузочной способности): прямозубые, косозубые и передачи с круговыми зубьями. Влияние типа передачи на ее контактную прочность учитывается коэффициентом ϑ_H . Для прямозубой передачи $\vartheta_H = 0,85$.

5.1.8 Диаметр внешней делительной окружности (см., например, рис. 6) из расчета на контактную выносливость можно определить по формуле

$$d_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 u K_{H\beta} K_{HV}}{[\sigma_H]^2 \vartheta_H}} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{217 \cdot 4,31 \cdot 1,16 \cdot 1,1}{650^2 \cdot 0,85}} = 244,32 \text{ мм},$$

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

Величину d_{e2} надо округлить до ближайшего целого числа. В нашем примере окончательно имеем $d_{e2} = 244$ мм.

5.1.9 Диаметр внешней делительной окружности шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u} = \frac{244}{4,31} = 56,61 \text{ мм}, \text{ который, округляя до целого, принимаем } d_{e1} = 57 \text{ мм}.$$

5.1.10 Числа зубьев зубчатых колес

Рекомендации по назначению числа зубьев шестерни z_1 в зависимости от твердостей зубчатых колес даны в табл. 8.

Таблица 8

Твердость шестерни и колеса	z_1 в зависимости от u			
	$u = 2$	$u = 3,15$	$u = 4$	$u = 6$
$H_1 \leq 350 \text{ HB}; H_2 \leq 350 \text{ HB}$	32	29	27	24
$H_1 > 45 \text{ HRC}; H_2 \leq 350 \text{ HB}$	26	23	22	19
$H_1 > 45 \text{ HRC}; H_2 > 45 \text{ HRC}$	20	18	17	15

В нашем примере при $H_{1cp} = 49 \text{ HRC} > 45 \text{ HRC}$ и $H_{2cp} = 285,5 \text{ HB} < 350 \text{ HB}$ и $u = 4,31$ назначаем $z_1 = 22$. Тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 u = 22 \cdot 4,31 = 94,82$. Округляя до целого, принимаем $z_2 = 95$.

Фактическое передаточное число равно $u_{\phi} = z_2/z_1 = 95/22 = 4,32$.

5.1.11 Углы делительных конусов (см., например, рис. 6)

В конической зубчатой передаче делительные конуса делят зубья шестерни и колеса так, что толщина зуба равна ширине впадины между зубьями. Кроме этого – конические делительные конуса шестерни и колеса при работе передачи перекатываются друг по другу без скольжения. Определим углы по формулам:

$$\delta_2 = \arctg u_{\phi} = \arctg 4,32 = 76,97^{\circ};$$

$$\delta_1 = 90^{\circ} - \delta_2 = 90^{\circ} - 76,97^{\circ} = 13,03^{\circ}.$$

5.1.12 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

$$m_e = d_{e2}/z_2 = 244/95 = 2,57 \text{ мм.}$$

Полученный модуль не надо округлять до целого числа или до стандартной величины. Отметим, что полученный модуль определен исключительно из геометрических соображений. Так как модуль определяет размеры зуба в его поперечном сечении, то проверка прочности зубьев на изгиб будет выполняться ниже.

5.1.13 Средние диаметры зубчатых колес

$$d_{m1} = 0,857 \cdot d_{e1} = 0,857 \cdot 57 = 48,85 \text{ мм;}$$

$$d_{m2} = 0,857 \cdot d_{e2} = 0,857 \cdot 244 = 209,11 \text{ мм.}$$

5.1.14 Внешнее конусное расстояние и ширина венцов

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e2}^2 + d_{e1}^2} = 0,5\sqrt{244^2 + 57^2} = 125,3 \text{ мм;}$$

$$b_1 = b_2 = 0,285R_e = 0,285 \cdot 125,3 = 35,7 \text{ мм. Принимаем } b_1 = b_2 = 36 \text{ мм.}$$

5.2 Проверка прочности зубьев конических колес на выносливость при изгибе

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

5.2.1 Допускаемые напряжения изгиба

По табл. 6 определяем пределы выносливости при изгибе. Для нашего примера при материале колеса сталь 45, термообработанной улучшением до твердости $H_2 = (269...302)HB$ имеем $\sigma_{F02} = 510$ МПа. Для шестерни, изготовленной из стали 40X, термообработанной улучшением + закалка ТВЧ до твердости $H_1 = (45...53)HRC$, имеем $\sigma_{F01} = 630$ МПа.

Коэффициент запаса прочности при изгибе обычно назначают равным $S_{F1} = S_{F2} = 1,8$.

$$\text{Тогда } [\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F01}}{S_{F1}} = \frac{630}{1,8} = 350 \text{ МПа; } [\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F02}}{S_{F2}} = \frac{510}{1,8} = 283 \text{ МПа.}$$

5.2.2 Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения изгибающей нагрузки по длине зубьев, можно принять $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, где $K_{H\beta}$ определен в п. 5.1.5. В нашем случае имеем $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,16$.

5.2.3 Окружная скорость в среднем сечении зубьев

$$V_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,049 \cdot 1447}{60} = 3,71 \text{ м/с,}$$

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

5.2.4 Коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} можно определить по табл. 9.

Таблица 9

Твердость зубьев колеса	K_{Fv} в зависимости от V_m , м/с.				
	1	3	5	8	10
$H_2 \leq 350HB$	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
$H_2 > 350HB$	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96

Для нашего примера при $H_2 = 285,5 \text{ НВ} < 350 \text{ НВ}$ и $V_m = 3,71 \text{ м/с}$ принимаем $K_{FV} = 1,11$.

5.2.5 Эквивалентные числа зубьев

Коническое зубчатое колесо имеет изгибную прочность, равноценную прочности прямозубого цилиндрического колеса с эквивалентным числом зубьев $z_{\text{ЭКВ}} = \frac{z}{\cos \delta}$.

Поэтому в нашем примере

$$z_{1\text{ЭКВ}} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{\cos 13,03^\circ} = 22,6 \approx 23;$$

$$z_{2\text{ЭКВ}} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{95}{\cos 76,97^\circ} = 421.$$

5.2.6 Коэффициенты формы зуба (см. пункт 4.2.8.3)

По табл. 7 при $z_{1\text{ЭКВ}} = 23$ имеем $Y_{F1} = 3,95$. При $z_{2\text{ЭКВ}} = 421$ имеем $Y_{F2} = 3,63$.

5.2.7 Коэффициент ϑ_F , который учитывает влияние формы зуба на его прочность при изгибе. Для прямозубой передачи $\vartheta_F = \vartheta_H = 0,85$.

5.2.8 Проверка условия прочности зубьев на выносливость при изгибе

$$\sigma_{F1} = \frac{2,72T_1 10^3 K_{F\beta} K_{FV} Y_{F1}}{d_{e1} b_1 m_e \vartheta_F} = \frac{2,72 \cdot 53 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot 1,11 \cdot 3,95}{57 \cdot 36 \cdot 2,57 \cdot 0,85} = 164 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 350 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2,72T_2 10^3 K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2}}{d_{e2} b_2 m_e \vartheta_F} = \frac{2,72 \cdot 217 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot 1,11 \cdot 3,63}{244 \cdot 36 \cdot 2,57 \cdot 0,85} = 144 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 283 \text{ МПа},$$

где T_1 и T_2 – Нм; d_{e1} и d_{e2} – мм; b_1 и b_2 – мм; m_e – мм; σ_F – МПа; $[\sigma_F]$ – МПа.

Условие прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб выполняется.

5.2.9 Силы в зацеплении конической передачи

Окружная сила на шестерне, равная окружной силе на колесе

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 53}{0,049} = 2160 \text{ Н};$$

осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе

$$F_{A1} = F_{R2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 2160 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 13,03^\circ = 177 \text{ Н};$$

радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе

$$F_{R1} = F_{A2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 2160 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 13,03^\circ = 766 \text{ Н},$$

где T_1 – Нм; d_{m1} – м; $\alpha = 20^\circ$ – стандартный угол зацепления; силы – Н.

5.2.10 Конструирование конических зубчатых колес

Коническая шестерня, имеющая малые размеры, обычно изготавливается заодно с валом. Такая деталь называется вал-шестерня. Фрагмент вала-шестерни показан на рис. 8.

Построить чертеж шестерни можно в такой последовательности. По известным размерам d_{e1} и $\frac{d_{e2}}{2}$ определяем положение точек A и точки O . Эти точки определяют основание и вершину делительного конуса шестерни с углом δ_1 . Штрих-пунктирные линии AO – образующие делительного конуса. В точках A изображаем перпендикуляры к образующим AO . Вдоль этих перпендикуляров откладываем отрезки $AB = 1m_e$ (это головка зуба по внешнему основанию делительного конуса) и $AC = 1,25m_e$ (это ножка зуба). Полученное геометрическим построением расстояние между точками C обозначим d_c . Точки B и C соединяем с точкой O . Отложив длину зуба b , получаем шестерню в разрезе согласно рисунку. Бурт на шестерне с размерами d_1 и l_1 необходим для фиксации подшипника на валу (шестерня этим выступом опирается на подшипник). Можно принять $d_1 = d_c - 4$ и $l_1 = 5$ мм. Участок вала диаметром d_2 служит для установки подшипника. Должно быть выполнено условие $d_2 < d_1$ (хотя бы на 1 мм) и при этом размер d_2 обязательно должен быть числом, кратным числу 5.

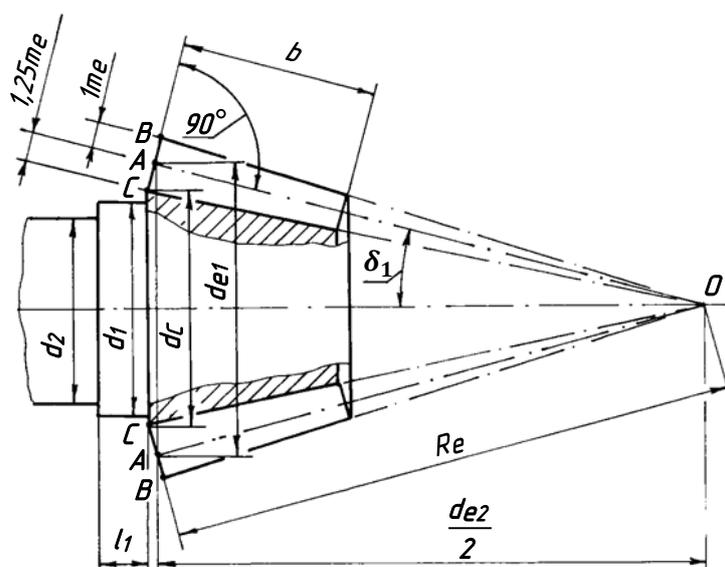


Рис. 8

Коническое колесо, имеющие большие размеры изготавливают отдельно от вала. Фрагмент колеса показан на рис. 9.

Построить чертеж колеса можно в такой последовательности. По известным размерам $\frac{d_{e2}}{2}$ и $\frac{d_{e1}}{2}$ находим положение точки A . Эта точка определяет размер d_{e2} основания делительного конуса с углом δ_2 . Штрих-пунктирная линия AO – образующая этого конуса. Построение зуба конического колеса выполняют аналогично вышеприведенным рекомендациям для шестерни. Размер $ED = (2 \dots 3)m_e$. Толщина диска $S = (5 \dots 7)m_e$. Диаметр отверстия $d_{отв}$, диаметр ступицы $d_{ст}$ и длина ступицы $l_{ст}$ будут определены ниже на этапе эскизной компоновки редуктора.

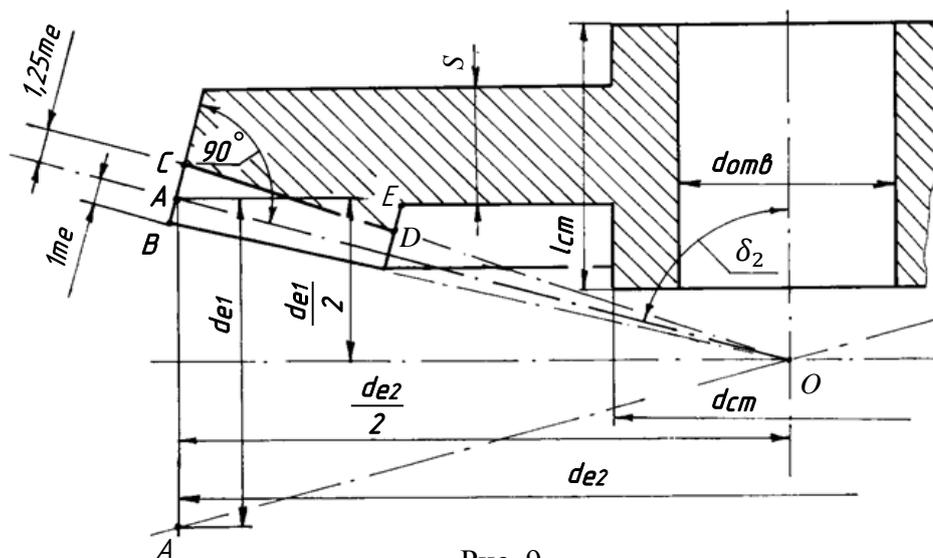


Рис. 9

На рис. 10 показано графическое изображение зоны зацепления конических зубчатых колес.

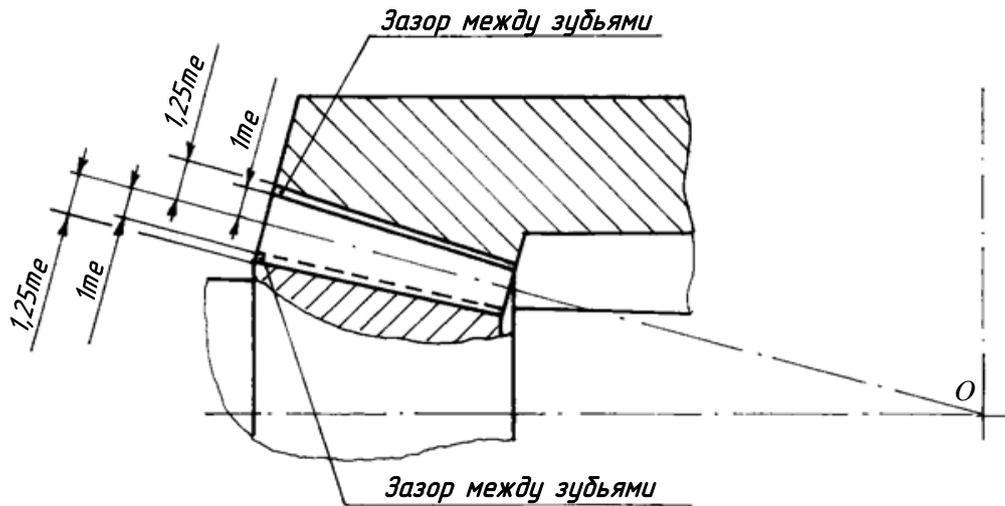


Рис. 10

Примечание. При малом значении модуля m_e некоторые линии на изображении зацепления могут сливаться друг с другом. В этом случае по правилам технического черчения их можно несколько раздвигать для наглядности изображения. При этом делительные конусы должны быть изображены максимально точно, а зазоры между зубьями – предельно малыми.

6 Расчет червячной передачи по заданию № 3

Для наглядности методику расчета совместим с конкретным числовым примером. Пусть $T_{\text{вых}} = 350$ Нм и $n_{\text{вых}} = 28$ об/мин. Кинематический и силовой расчет по методике раздела 2 дал следующие результаты:

$$u' = \frac{n_{\text{синх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1500}{28} = 53,6;$$

$$\eta = 0,95 \left(1 - \frac{u'}{200} \right) = 0,95 \left(1 - \frac{53,6}{200} \right) = 0,695;$$

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{\pi n_{\text{вых}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 28}{30} = 2,93 \text{ с}^{-1};$$

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}} = 350 \cdot 2,93 = 1025 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{потр}} = P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta} = \frac{1025}{0,695} = 1470 \text{ Вт}.$$

Электродвигатель 80В4/1395, для которого $P_{\text{ном}} = 1500$ Вт и $n_{\text{асинх}} = 1395$ об/мин.

$$u = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{n_{\text{асинх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1395}{28} = 49,8.$$

$$\omega_{\text{вх}} = \frac{\pi n_{\text{вх}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1395}{30} = 146 \text{ с}^{-1}.$$

$$T_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{потр}}}{\omega_{\text{вх}}} = \frac{1470}{146} = 10,1 \text{ Нм}.$$

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} u \eta = 10,1 \cdot 49,8 \cdot 0,695 = 349,6 \text{ Нм}.$$

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{вх}}}{u} = \frac{1395}{49,8} = 28 \text{ об/мин}.$$

Параметрам червяка, наряду с другими индексами, присваиваем индекс «1», а параметрам червячного колеса – индекс «2».

Тогда исходными данными для расчета червячной передачи будут: $T_1 = T_{\text{вх}} = 10,1 \text{ Нм}$; $T_2 = T_{\text{вых}} = 349,6 \text{ Нм}$; $n_1 = n_{\text{вх}} = 1395 \text{ об/мин}$; $n_2 = n_{\text{вых}} = 28 \text{ об/мин}$; $u = 49,8$.

6.1 Выбор материалов

Для назначения материала червяка можно воспользоваться табл. 5. Например, можно назначить сталь 45. Термообработка – улучшение плюс закалка ТВЧ до твердости $H_1 = (45 \dots 50) \text{HRC}$. Поверхность витков должна быть шлифована и полирована.

Для червячных колес используют материалы, представленные в табл. 10.

В таблице указаны марки бронзы и латуни, рекомендованная скорость скольжения, способ получения отливки для изготовления колеса (Ц – центробежное литье, К – отливка в металлическую форму под названием кокиль, П – отливка в песчаную форму), предел прочности σ_B для нормальных напряжений и предел текучести σ_T . 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 (пока размеров передачи еще нет) можно определить по эмпирической формуле

$$V_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2},$$

где n_1 – об/мин; T_2 – Нм; $V_{\text{ск}}$ – м/с.

В нашем примере $V_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 1395 \sqrt[3]{349,6} = 4,4 \text{ м/с}$.

Таблица 10

Группа материалов	Материалы	Рекомендованная $V_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	Способ отливки	$\sigma_B, \text{ МПа}$	$\sigma_T, \text{ МПа}$
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
	БрА10Ж3Мц1,5		П	450	300
			Ц	500	200
	БрА9ЖЗЛ		К	490	195
			П	390	195
			Ц	500	330
ЛАЖМц66 - 6 -3 -2	от 2 до 4	К	450	295	
		П	400	260	
		Ц	500	330	

6.2 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$

В отличие от зубчатых передач, для которых допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ зависит от твердости материалов, для червячных передач величина $[\sigma_H]$ существенно зависит от скорости скольжения. Для материалов группы I обычно принимают $[\sigma_H] = 0,9\sigma_B$. Для материалов группы II принимают $[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot V_{\text{ск}}$, где $V_{\text{ск}}$ – м/с; $[\sigma_H]$ – МПа.

В нашем примере при $V_{\text{ск}} = 4,4 \text{ м/с}$ назначаем для червячного колеса материал группы II бронзу БрА10Ж4Н4, отливка в кокиль, $\sigma_B = 650 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 430 \text{ МПа}$.

Определяем $[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot V_{\text{ск}} = 300 - 25 \cdot 4,4 = 190 \text{ МПа}$.

6.3 Число заходов червяка

Червяк представляет собой винт с винтовой линией, имеющей трапецевидное сечение. Если на червяке нарезана одна винтовая линия, то его называют однозаходным с $z_1 = 1$. Бывают также двухзаходные и четырехзаходные червяки, для которых, соответственно, $z_1 = 2$ и $z_1 = 4$.

Число заходов червяка назначают в зависимости от передаточного числа редуктора. Если $8 \leq u \leq 14$, то назначают $z_1 = 4$. При $14 \leq u \leq 30$ принимают $z_1 = 2$. Если $u > 30$, то $z_1 = 1$.

В нашем примере при передаточном числе $u = 49,8$ назначаем $z_1 = 1$.

6.4 Коэффициент $K_{H\beta}$

Нагрузка вдоль витка червяка и зубьями червячного колеса не распределена идеально равномерно. Причиной этого являются неточность изготовления и деформации деталей редуктора. Неравномерность нагрузки можно учесть коэффициентом $K_{H\beta}$, который можно принять $K_{H\beta} = 1,1$.

6.5 Предварительное значение межосевого расстояния из расчета на контактную выносливость

$$a'_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2}} = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{349,6 \cdot 1,1}{190^2}} = 134 \text{ мм},$$

где T_2 – Нм; $[\sigma_H]$ – 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 $a_w = 130$ мм.

6.6 Основные параметры передачи

Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u = 1 \cdot 49,8 = 49,8$, которое необходимо округлить до ближайшего целого числа. Принимаем $z_2 = 50$. Фактическое передаточное число $u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{1} = 50$.

Отношение делительного диаметра червяка к модулю называется относительным диаметром червяка (иногда коэффициентом диаметра) и обозначается параметром q . Чаще всего применяют следующие рекомендуемые величины q : 10; 12; 14; 16; 20.

В нашем примере назначаем предварительно $q = 14$.

Тогда модуль червячного зацепления можно определить из геометрических соображений по формуле

$$m' = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 130}{50 + 14} = 4,1 \text{ мм},$$

который надо округлить до ближайшего стандартного значения 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.

$$\text{Уточним коэффициент диаметра червяка } q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 130}{4} - 50 = 15.$$

Если полученное уточненное значение q будет представлять собой число с дробной частью, то в КП его следует оставить в этом виде без округлений до целого числа. Тогда передача может быть изготовлена без смещения зуборезного инструмента, т.е. без корригирования.

Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{1}{15}\right) = 3,81^\circ.$$

Делительный диаметр червяка, который надо определять с точностью «три знака после запятой» $d_1 = q m = 15 \cdot 4 = 60,000$ мм.

Диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 60 - 2,4 \cdot 4 = 50,4$ мм.

Диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m = 60 + 2 \cdot 4 = 68,0$ мм.

Длина нарезанной части червяка $b_1 = (10 + z_1)m = (10 + 1)4 = 44$ мм.

Делительный диаметр червячного колеса $d_2 = m z_2 = 4 \cdot 50 = 200$ мм.

Должно строго выполняться условие $\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w$. Для нашего примера $\frac{60 + 200}{2} = 130$, т.е. геометрическое условие совместимости червяка и червячного колеса выполняется.

Диаметр вершин зубьев червячного колеса в среднем его сечении

$d_{a2} = d_2 + 2m = 200 + 2 \cdot 4 = 208$ мм.

Диаметр впадин колеса в среднем его сечении

$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 200 - 2,4 \cdot 4 = 190,4$ мм.

Наибольший диаметр червячного колеса $d_{2max} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 208 + \frac{6 \cdot 4}{1 + 2} = 216$ мм.

Ширина венца червячного колеса может быть определена по следующим рекомендациям. Если $z_1 = 1$ или $z_1 = 2$, то $b_2 = 0,355a_w$. Если $z_1 = 4$, то $b_2 = 0,315 \cdot a_w$.

В нашем примере при $z_1 = 1$ имеем $b_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 130 = 46,1$ мм.

Принимаем $b_2 = 47$ мм.

Полученные размеры червячного зацепления показаны на рис. 11.

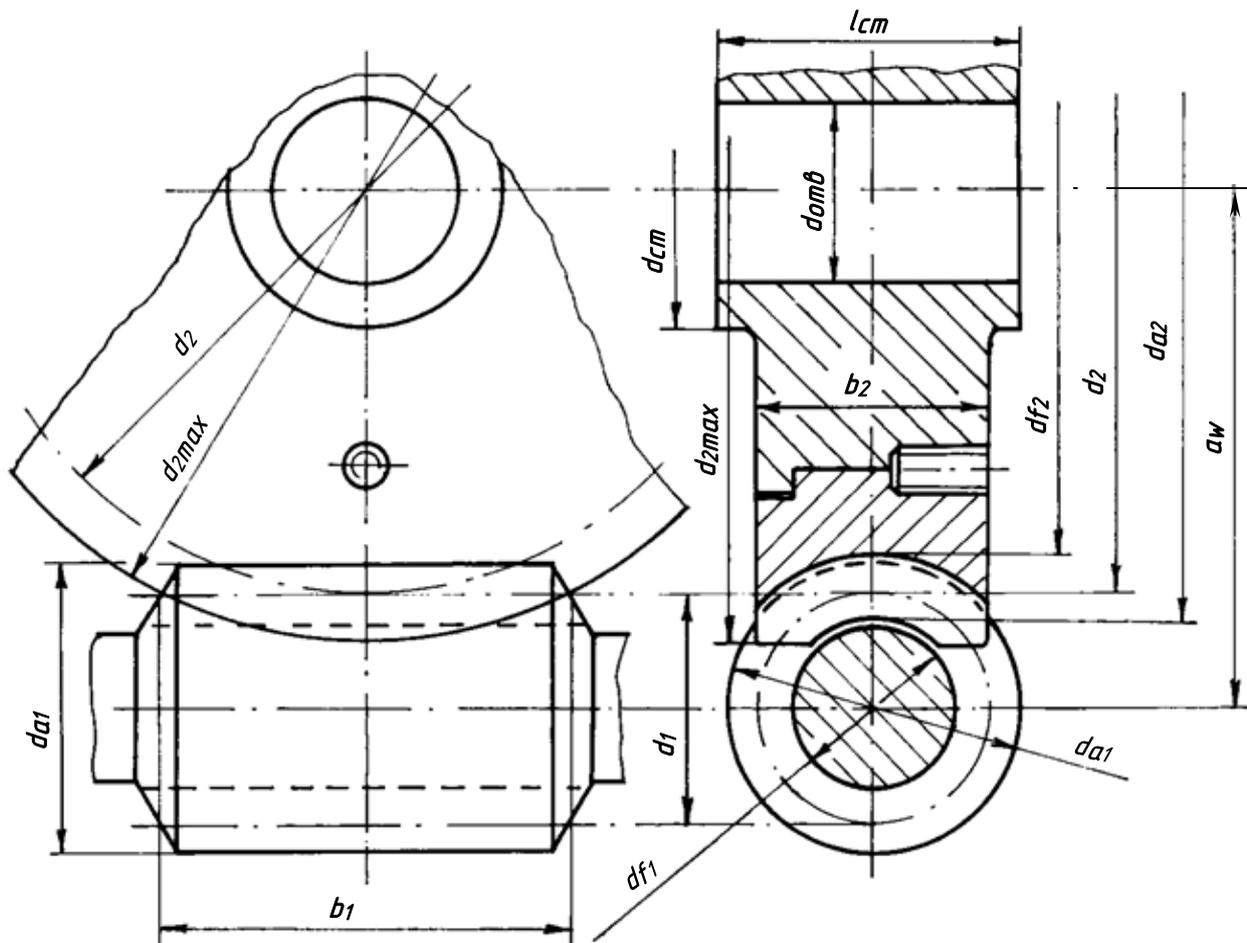


Рис. 11

Фактическая скорость скольжения

$$V_{\text{ск}} = \frac{\pi d_1 n_1}{\cos \gamma \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,06 \cdot 1395}{\cos 3,81^\circ \cdot 60} = 4,39 \text{ м/с},$$

где n_1 – об/мин; d_1 – м; $V_{\text{ск}}$ – м/с.

Материал червячного колеса, выбранный по табл. 10, соответствует уточненной скорости скольжения.

Если фактическая скорость скольжения отличается от ранее ориентировочно определенной более, чем на 20%, то необходимо уточнить величину допускаемого контактного напряжения и выполнить повторный расчет передачи, начиная с определения a_w .

Угол трения в контакте между стальным червяком и бронзовым венцом червячного колеса можно определить по табл. 11.

Таблица 11

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

В нашем примере для безоловянной бронзы БрА10Ж4Н4 из группы II при $V_{\text{ск}} = 4,39 \text{ м/с}$ имеем $\rho = 1,64^\circ$.

Действительная величина КПД червячной передачи

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\text{tg} 3,81^\circ}{\text{tg}(3,81^\circ + 1,64^\circ)} = 0,699 \approx 0,7.$$

6.7 Силы в зацеплении

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{A1} = \frac{2 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 349,6}{0,2} = 3496 \text{ Н.}$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{A2} = \frac{2 T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10,1}{0,06} = 337 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_R = F_{t2} \text{tg} \alpha \cos \gamma = 3496 \cdot \text{tg} 20^\circ \cos 3,81^\circ = 1270 \text{ Н.}$$

В формулах для сил: T_2 – Нм; d_2 – м; T_1 – Нм; d_1 – м; $\alpha = 20^\circ$ (угол зацепления); силы –Н.

6.8 Проверка прочности зубьев червячного колеса на выносливость при изгибе

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_F]_2 = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B = 0,25 \cdot 430 + 0,08 \cdot 650 = 159 \text{ МПа},$$

где для БрА9Ж3Л, литые в кокиль $\sigma_T = 430 \text{ МПа}$ и $\sigma_B = 650 \text{ МПа}$.

Наклонные (косые) зубья червячного колеса имеют такую же изгибную прочность, как и зубья прямозубого колеса с эквивалентным числом зубьев $z_{2\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{\cos^3 3,81^\circ} = 50,3$.

Коэффициент формы зуба червячного колеса можно определить по табл. 12.

Таблица 12

$z_{2экв}$	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 $z_{2экв} = 50$ имеем $Y_{F2} = 1,45$.

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

Расчетное напряжение изгиба в зубе колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} K_{F\beta} Y_{F2} \cos \gamma}{1,3 m^2 q} = \frac{3496 \cdot 1,1 \cdot 1,45 \cos 3,81^\circ}{1,3 \cdot 4^2 \cdot 15} = 17,8 \text{ МПа},$$

где F_{t2} – Н; m – мм; σ_F – МПа.

Так как $\sigma_{F2} = 17,8 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 159 \text{ МПа}$, условие прочности зубьев колеса на изгиб обеспечено.

6.9 Тепловой расчет червячного редуктора

Поверхность охлаждения корпуса редуктора А можно ориентировочно определить по табл. 13.

Таблица 13

a_w , мм	100	125	140	160	180
А, м ²	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65

В нашем примере при $a_w = 130$ мм имеем $A = 0,37 \text{ м}^2$.

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

Коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую раму под редуктором равен $\Psi = 0,3$.

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

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta) P_{\text{вх}}}{K_T A (1+\Psi)} + 20^\circ = \frac{(1-0,7) \cdot 1470}{15 \cdot 0,37 (1+0,3)} + 20 = 81^\circ\text{C}.$$

Должно выполняться условие $t_{\text{раб}} \leq 95^\circ\text{C}$.

В нашем примере $t_{\text{раб}} = 81^\circ \leq 95^\circ\text{C}$, значит, температурный режим соблюдается.

В том случае, если окажется $t_{\text{раб}} > 95^\circ\text{C}$, следует увеличить поверхность теплоотдачи редуктора за счет дополнительных ребер на корпусе.

7 Эскизная разработка чертежа редуктора

Эскизное проектирование выполняют для первоначального определения конструкции деталей, их расположения, выбора расстояний между деталями, ориентировочного проектирования валов, подбора подшипников, шпонок, манжет и других деталей.

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

7.1 Эскизная компоновка цилиндрического зубчатого редуктора по заданию № 1

Пример компоновки редуктора показан на рис. 12.

Начнем с горизонтальной проекции. Диаметр выходного конца быстроходного вала d_3 в миллиметрах определим из расчета на кручение по уменьшенному допускаемому напряжению $[\tau] = 30 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ из формулы $d_3 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_1 / \pi [\tau]}$, где T_1 – Нм. Для обеспечения прочности шпоночного соединения длину выходного конца вала можно принять $l_3 \approx 1,6d_3$. По d_3 , используя табл. 24.29[2], выбираем ширину b и высоту h сечения шпонки, а также глубину t_1 шпоночной канавки на валу. Назначим диаметр вала под манжетой $d_4 = d_3 + (2 \dots 3)$. Размер d_4 надо согласовать с табл. 24.26[2]. По этой же таблице выбираем диаметр D_1 и ширину h_1 манжеты. При этом размеры первого стандартного ряда следует предпочесть размерам второго ряда. Длину вала под манжетой можно принять $l_4 = 2,5h_1$. Расположить манжету можно в средней части участка l_4 . Диаметр вала под подшипником d_5 назначаем так, чтобы он был несколько (хотя бы на 1 мм) больше, чем d_4 , но при этом размер d_5 должен быть кратным пяти. По d_5 , 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 . Длина участка вала под подшипником равна ширине подшипника, т.е. $l_5 = B$. Диаметр бурта, фиксирующего подшипник на валу $d_6 = d_5 + 3$. Размер l_6 определяет расстояние между внутренней стенкой корпуса редуктора и шестерней. Можно принять $l_6 = 15 \text{ мм}$. По размерам d_1 и b_1 , полученным в пунктах 4.1.12 и 4.3, изображаем делительный цилиндр шестерни. Для обеспечения нормального выхода зуборезного инструмента при нарезании зубьев шестерни должно выполняться условие $d_6 \leq d_{f1}$, где d_{f1} – внутренний диаметр зубьев шестерни, определенный в п. 4.3. Если это условие не выполняется, то проектировать быстроходный вал-шестерню надо в последовательности «от шестерни к выходному концу вала», ступенчато изменяя диаметры участков вала. Проектирование остальных участков вала-шестерни понятно из рисунка: $d_7 = d_6$; $l_7 = l_6$; $d_8 = d_5$; $l_8 = l_5 = B$.

Для эскизного проектирования тихоходного вала изобразим его ось на расстоянии a_W (определенном в п. 4.1.11) от оси быстроходного вала. Используя размеры d_2 и b_2 , определенные в пунктах 4.1.12 и 4.3, изображаем тихоходное колесо симметрично по отношению к шестерне. Размеры колеса получены в п.4.5. Диаметр вала под колесом получим из расчета на кручение по формуле $d_9 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_2 / \pi [\tau]}$, где T_2 – Нм; $[\tau] = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. Длина участка вала под колесом $l_9 = b_2 - 2$, где b_2 – ширина колеса. Диаметр ступицы колеса назначаем равным $d_{ст} = 1,6d_9$. Размеры шпоночного соединения b, h и t_1 под колесом в зависимости от диаметра d_9 определим по табл. 24.29[2]. Далее принимаем $d_{10} = d_9 - 2$; $l_{10} = 19 \text{ мм}$. Диаметр вала под подшипником назначаем так, чтобы $d_{11} < d_{10}$, но при этом размер d_{11} должен быть кратным пяти. По d_{11} , используя таблицу 24.15[2], выбираем для тихоходного вала шариковые радиально – упорные подшипники легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$. Внешний диаметр подшипников D и ширина B . Из этой же таблицы выписываем характеристики C_r , кН и C_0 , кН, которые понадобятся для расчета подшипников. Длина участка вала под подшипником $l_{11} = B$. Диаметр вала под манжетой $d_{12} = d_1 - (2 \dots 3)$. Используя табл. 24.26[2], определяем размеры D_1 и h_1 манжеты в зависимости от d_{12} . Размер d_{12} надо согласовать с табл. 24.26[2] и определить размеры D_1 и h_1 манжеты. Принимаем $l_{12} = 2,5h_1$. Расположить манжету можно в средней части длины l_{12} . Диаметр выходного участка тихоходного вала можно принять равным $d_{13} = d_{12} - 2$. Длина $l_{13} = 1,6d_{13}$. По диаметру d_{13} и по табл. 24.29[2] назначаем размеры шпоночного соединения b, h и t_1 . Между ступицей колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливаем дистанционную втулку с толщиной стенки 5 мм. Колесо монтируется на валу посадкой с натягом. Для осевой фиксации колеса служит бурт диаметром $d_{14} = d_9 + 10$ и шириной $l_{14} = 10 \text{ мм}$. Далее все понятно по рисунку. Принимаем $d_{15} = d_{10}$, $l_{15} = 5 \text{ мм}$, $d_{16} = d_{11}$, $l_{16} = l_{11} = B$.

Размеры крышек для подшипников показаны на рисунке. Крышки крепятся к корпусу винтами М8. Расстояние между колесом и корпусом $\Delta = 15 \text{ мм}$. Размеры фланцев $\delta_{фл} = 37 \text{ мм}$.

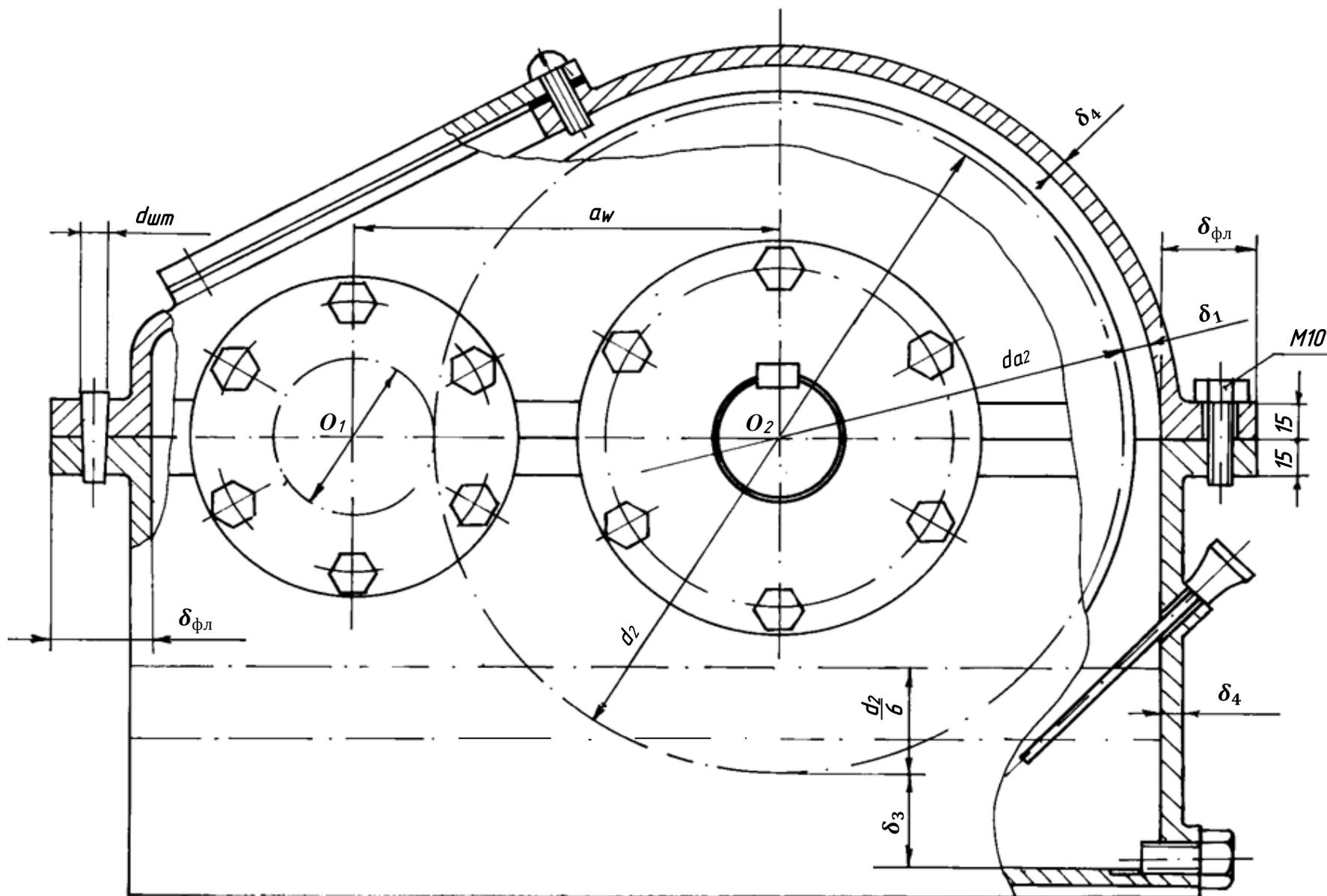


Рис. 12 (фронтальная проекция)

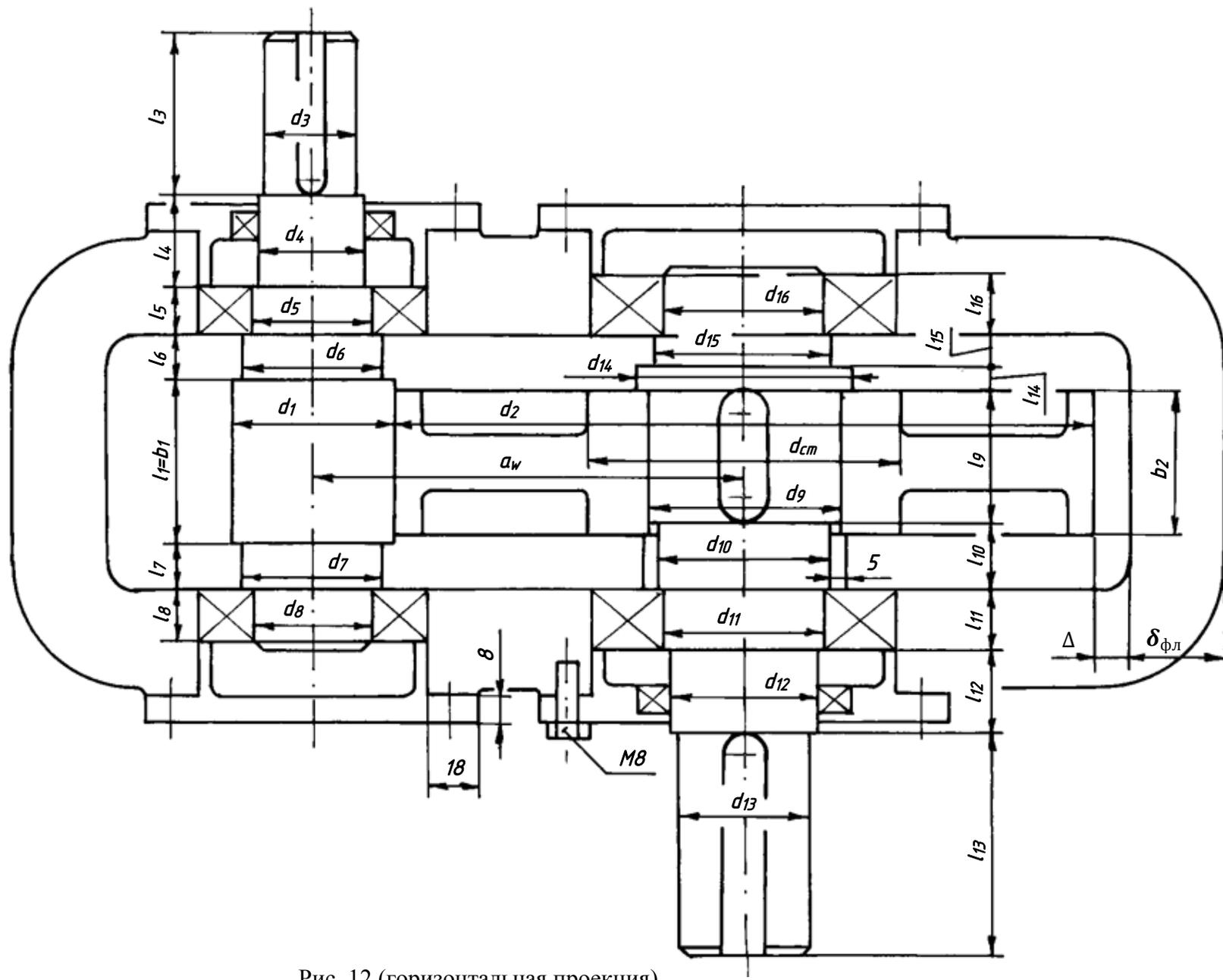


Рис. 12 (горизонтальная проекция)

На фронтальной проекции из центров колес O_1 и O_2 , расположенных на расстоянии a_w , изображаем штрих-пунктирными линиями делительные окружности шестерни и колеса диаметрами d_1 и d_2 . На расстоянии $\delta_1 = 15$ мм показываем внутренние поверхности корпуса редуктора. Днище редуктора располагаем на расстоянии $\delta_3 = 40$ мм от колеса. Толщина стенок корпуса и крышки редуктора $\delta_4 = 7$ мм. Размеры соединительных фланцев и винтов показаны на рис. 12. Ориентировочный уровень масла в корпусе равен $d_2/6$. Для точной фиксации крышки редуктора относительно корпуса устанавливают два цилиндрических штифта диаметром $d_{шт} = 10$ мм. Один из них показан на рисунке. Можно устанавливать и конические штифты, размеры которых указаны в табл. 24.36[2]. Размеры шупа для измерения уровня масла – по рис. 11.13[2]. Размеры пробки для слива масла – по рис. 11.11[2]. Крышка смотрового люка – по рис. 17.38[2].

7.2 Эскизная компоновка конического редуктора по заданию № 2

Пример компоновки показан на рис. 13.

Проектирование можно выполнять в такой последовательности. Начинаем с горизонтальной проекции. Пересечением двух взаимноперпендикулярных осей быстроходного и тихоходного валов определим положение точки O , в которой совпадают вершины делительных конусов конической шестерни и конического колеса. По рекомендациям п. 5.2.10 изображаем коническую шестерню и коническое колесо.

Для быстроходного вала-шестерни в зависимости от диаметра d_2 (он определен в п. 5.2.10) по табл. 24.15[2] подбираем размеры D и B шариковых радиально-упорных подшипников легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$.

Принимаем: $l_2 = B$; $d_3 = d_2 - 1$; $l_3 = 2,5d_2 = 2,5B$; $d_4 = d_2$; $l_4 = B - 2$. Подшипник располагаем в стакане, который при помощи прокладок под фланцем стакана (набора тонких металлических пластин) позволяет при монтаже регулировать осевое положение шестерни для совмещения вершин делительных конусов в точке O . Это позволяет обеспечить точность зацепления, т.е. точность прилегания зубьев шестерни и колеса. Ориентировочные размеры стакана показаны на рисунке. Кроме регулировки зацепления необходимо еще иметь возможность отрегулировать подшипники на нулевой зазор. Для этого используется круглая гайка со шлицами. Вторая гайка применяется для контровки. Назначаем диаметр резьбы под гайками $d_5 = d_4 - (1 \dots 2)$. Этот диаметр надо согласовать со стандартом на гайки по таблице 24.22[2] и по этой же таблице определить размеры D и H гаек. Принимаем $l_5 = 2,5H$. Диаметр вала под манжетой $d_6 = d_5 - 4$ должен быть меньше диаметра впадин резьбовой части вала. По диаметру d_6 и по табл. 24.26[2] назначаем размеры D_1 и h_1 манжеты. Если назначенный диаметр вала d_6 не совпадает с диаметром отверстия стандартной манжете, то d_6 надо изменить. Принимаем $l_6 = 2,5h_1$. Диаметр выходного конца вала и его длину назначаем $d_7 = d_6 - 2$ и $l_7 = 1,6d_7$. Размеры шпоночного соединения b, h и t_1 в зависимости от диаметра d_7 - по табл. 24.29[2].

Ориентировочные размеры крышки подшипника показаны на рисунке. Крышка и стакан крепятся к корпусу редуктора шестью винтами М8.

Диаметр вала под коническим колесом определим из расчета на кручение $d_8 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16T_2/\pi[\tau]}$, где d_8 – мм; T_2 – Нм; $[\tau] = 50 \cdot 10^6$ Н/м². Длина ступицы колеса $l_{ст} = 1,5d_8$. Диаметр ступицы колеса $d_{ст} = 1,6d_8$. Длина вала под колесом $l_8 = l_{ст} - 2$. В зависимости от диаметра d_8 по табл. 24.29[2] определяем размеры шпоночного соединения b, h, t_1, t_2 . Далее принимаем $d_9 = d_8 - 2$; $l_9 = 15$ мм. Диаметр вала под подшипником должен быть $d_{10} = d_9 - (1 \dots 5)$. При этом размер d_{10} должен быть кратным пяти. По d_{10} и по табл. 24.15[2] назначаем размеры D и B шариковых радиально – упорных подшипников легкой

серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$. Одновременно выписываем из таблицы величины динамической и статической грузоподъемностей подшипника C_r , кН и C_0 , кН. Назначаем $l_{10} = B$. Для фиксации конического колеса на валу служит бурт диаметром $d_{11} = d_8 + 12$ и шириной $l_{11} = 10$ мм. Далее принимаем $d_{12} = d_9$. Длину l_{12} желательно подобрать так, чтобы расстояния внутренних стенок редуктора от оси быстроходного вала-шестерни были одинаковыми, т.е. $L_1 = L_2$. Далее принимаем $d_{13} = d_{10}$; $l_{13} = l_{10} = B$; $d_{14} = d_{13} - 1$. По диаметру d_{14} и по табл. 24.26[2] назначаем размеры D_1 и h_1 манжеты. При необходимости диаметр вала d_{14} следует согласовать с диаметром отверстия в стандартной манжете. Примем $l_{14} = 2,5h_1$. Манжету можно расположить в средней части участка l_{14} . Диаметр и длина выходного конца вала $d_{15} = d_{14} - 1$ и $l_{15} = 1,6d_{15}$. В зависимости от диаметра d_{15} по табл. 24.29[2] определяем размеры b, h и t_1 шпоночного соединения. Крышки подшипников и винты крепления – по рекомендациям рисунка. Ширина фланцев крепления корпуса редуктора с его крышкой $l_{\text{фл}} = 37$ мм.

На фронтальной проекции конического редуктора показаны: внешний диаметр делительной окружности колеса d_{e2} , расстояние от колеса до внутренних стенок корпуса $\delta_1 = 15$ мм, толщина стенок корпуса и крышки редуктора $\delta_2 = 7$ мм, толщина соединительных фланцев $\delta_{\text{фл}} = 15$ мм, расстояние от колеса до днища $\delta_3 = 40$ мм, верхний уровень масла $\delta_4 = d_{e2}/6$. Конструкция указателя уровня масла – по рис 11.13[2]. Пробка для слива масла – по рис. 11.11[2]. Смотровой люк – по рис. 17.38[2].

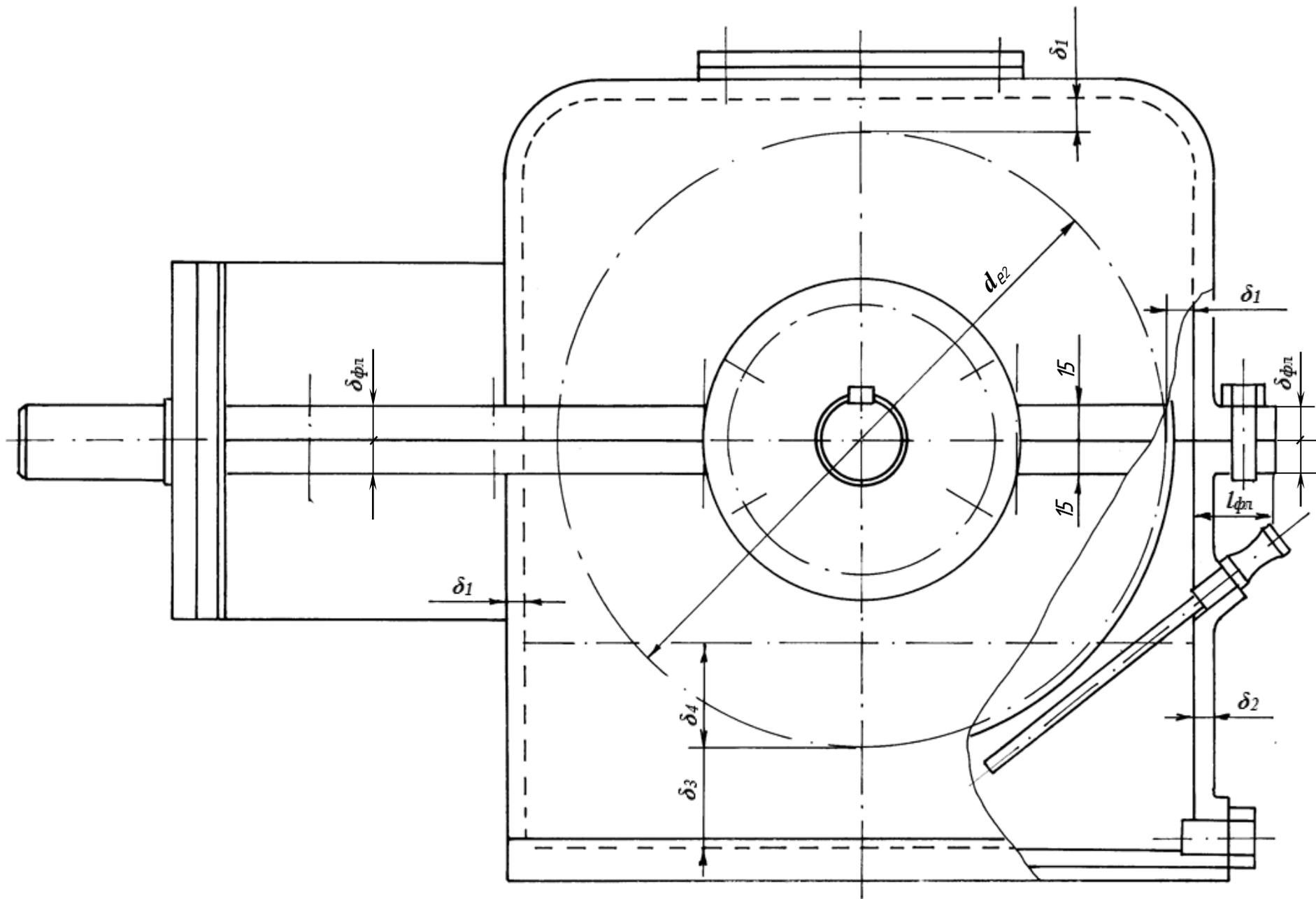


Рис. 13 (фронтальная проекция)

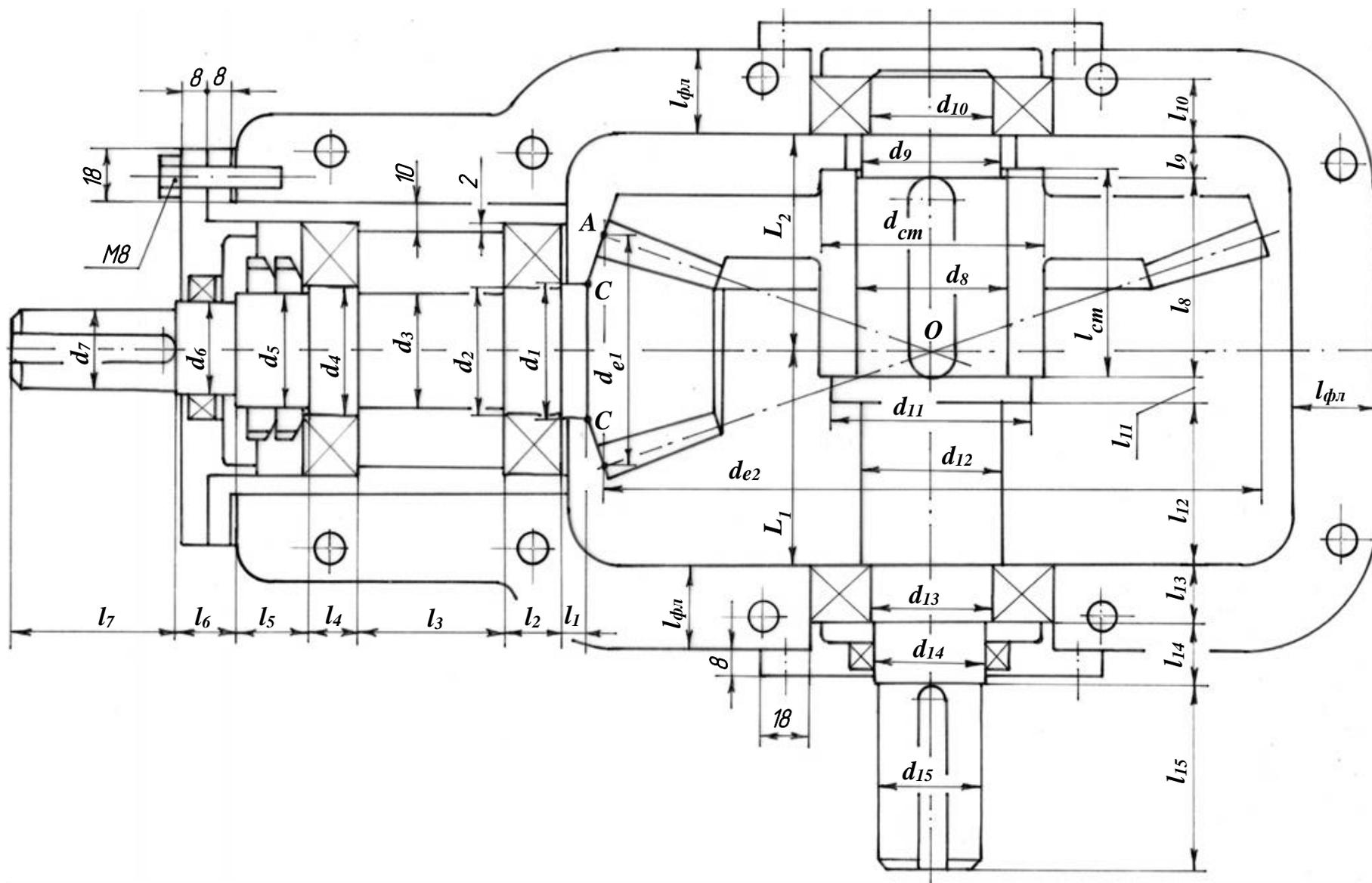


Рис. 13 (горизонтальная проекция)

7.3 Эскизное проектирование червячного редуктора по заданию № 3

Пример компоновки редуктора показан на рис. 14.

Начнем с фронтальной проекции. Диаметр выходного конца вала – червяка из расчета на кручение определим по формуле $d_3 = 10^3 \sqrt[3]{16 T_1 / \pi [\tau]}$, где d_3 – мм; T_1 – Нм; $[\tau] = 15 \cdot 10^6$ Н/м². $l_3 = 1,6d_3$. В зависимости от d_3 по табл. 24.29[2] определяем размеры b, h и t_1 шпоночного соединения. Диаметр вала под манжетой $d_4 = d_3 + (2 \dots 3)$. Размер d_4 надо согласовать с табл. 24.29[2] и определить размеры манжеты D_1 и h_1 . Примем $l_4 = 2,5h_1$. Манжету можно расположить в средней части участка l_4 . Назначаем диаметр вала под подшипником $d_5 \geq d_4$ так, чтобы размер d_5 был кратным пяти. По d_5 и по таблице 24.15[2] определяем размеры D и B шариковых радиально – упорных подшипников легкой серии. Так как на вал червяка действует большая осевая сила, равная окружной силе на червячном колесе, то назначаем подшипники с большим углом давления $\alpha = 26^\circ$. 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, удерживающем подшипник и манжету, как это показано на рис. 14. Внешний диаметр стакана должен быть $D_{ст} = D + 10$. Толщину выступа в корпусе назначают $\delta_1 = 5$ мм. Определим положение центра червячного колеса (точка O_2). Для этого на расстоянии a_w (см. п. 6.5) проводим линию, параллельную оси червяка. Находим такое положение точки O_2 , при котором зазор между наибольшим диаметром d_{2max} (см. п. 6.6) и внутренним выступом в корпусе равен $\delta_2 = (10 \dots 15)$ мм. Штрих-пунктирной линией изображаем также делительную окружность червячного колеса d_2 (см. п. 6.6). Она должна касаться делительного цилиндра червяка диаметром d_1 .

Симметрично по отношению к червячному колесу разместим червяк согласно рисункам 11 и 14. Расстояние l_6 получено графически. Диаметр бурта, фиксирующего подшипник, примем $d_6 = d_5 + 5$. Левый подшипник располагаем так, чтобы он воспринимал осевую нагрузку червяка, направленную справа налево (см. рис. 14). Правый подшипник располагаем так, чтобы он воспринимал осевую нагрузку червяка слева направо. Такое расположение подшипников называется конструкцией «враспор». Правый подшипник устанавливаем не в стакане, а непосредственно в корпусе редуктора. При этом размер l_7 выбираем так, чтобы обеспечить зазор $\delta_2 = (10 \dots 15)$ мм. Принимаем $d_7 = d_6$, $d_8 = d_5$, $l_8 = l_5$.

Внутренние стенки корпуса редуктора располагаем так, чтобы обеспечить зазор $\delta_3 = 15$ мм. Днище корпуса изображаем на расстоянии $l_9 = (40 \dots 50)$ мм от червяка. Толщина стенок $\delta_4 = 7$ мм. Толщина фланцев, соединяющих корпус и крышку редуктора $\Delta_{фл} = 15$ мм. Для крышек подшипниковых узлов можно принять $\delta_{фл} = 8$ мм, $S_{фл} = 18$ мм.

Перейдем к профильной проекции червячного редуктора (см. рис. 14). Диаметр выходного конца тихоходного вала $d_9 = 10^3 \cdot \sqrt[3]{16 T_2 / \pi [\tau]}$, где T_2 – Нм; $[\tau] = 55 \cdot 10^6$ Н/м²; d_9 – мм. Примем $l_9 = 1,6d_9$. Размеры шпоночного соединения b, h и t_1 – по табл. 24.29[2]. Диаметр вала под манжетой $d_{10} = d_9 + (2 \dots 3)$ надо согласовать с табл. 24.26[2] и определить размеры манжеты D_1 и h_1 . Примем $l_{10} = 2,5h_1$. Манжету располагаем в средней части участка l_{10} . Назначаем диаметр вала под подшипником $d_{11} \geq d_{10}$ так, чтобы размер d_{11} был кратным пяти. По d_{11} и по таблице 24.16[2] определяем размеры D и B роликовых конических радиально – упорных подшипников легкой серии. Заодно выписываем из таблицы характеристики C_r и $C_{ор}$, которые понадобятся для определения долговечности подшипников. Принимаем $l_{11} = B + 15$. Назначаем $d_{12} = d_{11} + 2$ и $l_{12} = 1,5 d_{12}$. По таблице 24.29[2] в зависимости от диаметра d_{12} определяем размеры b, h, t_1 и t_2 шпоночного соединения.

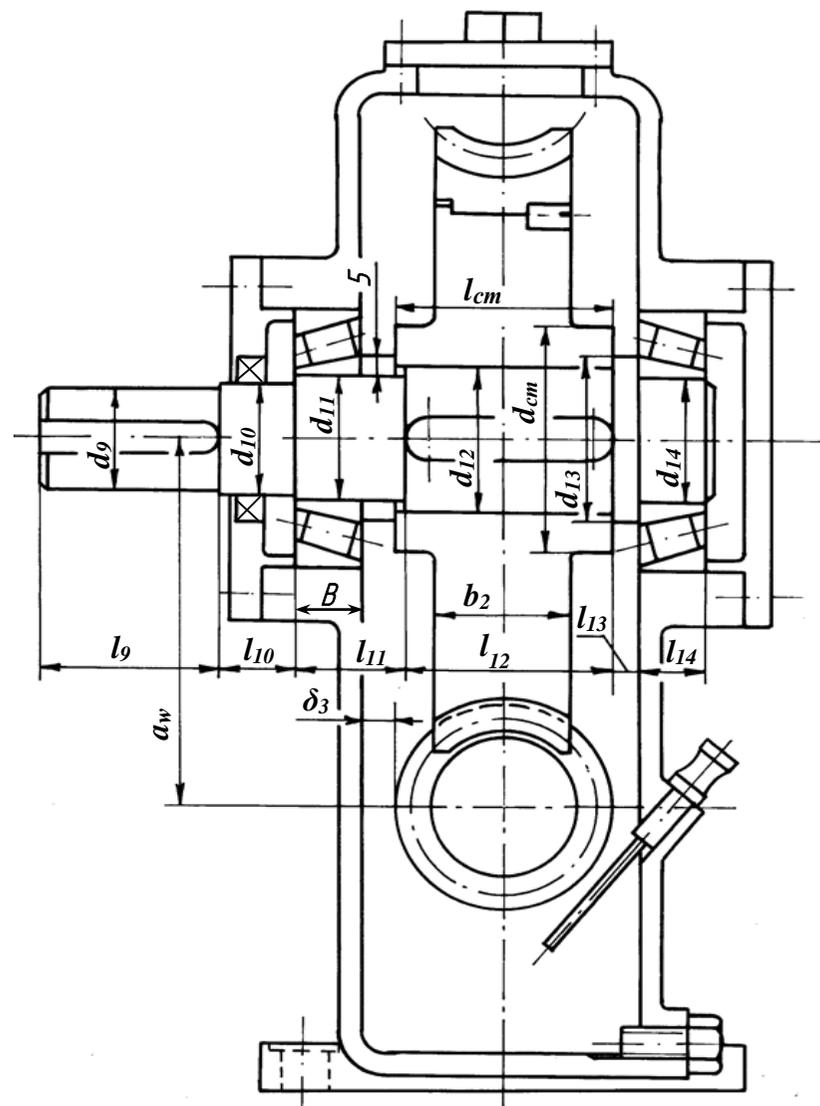
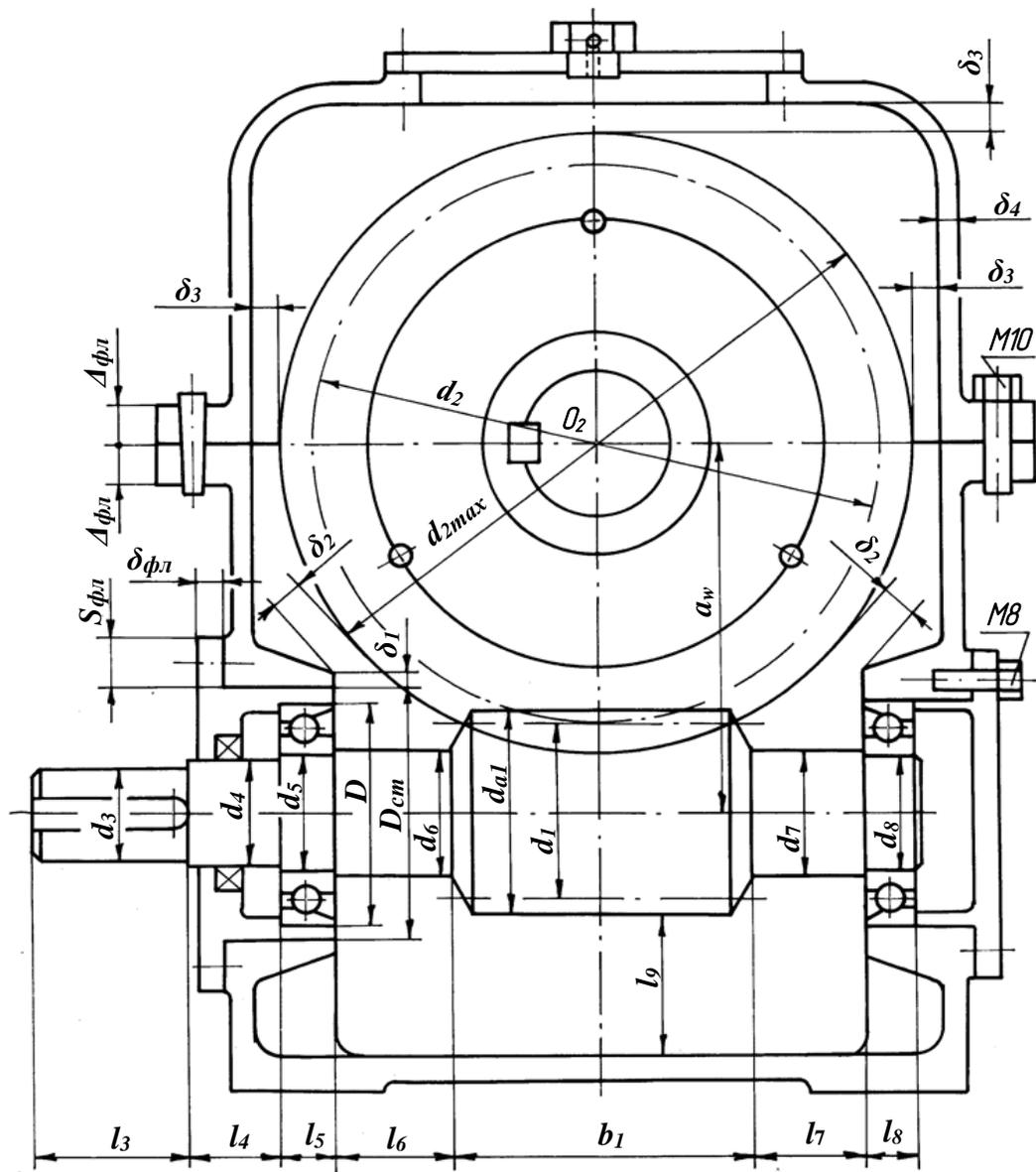


Рис. 14

Длина ступицы червячного колеса $l_{ст} = l_{12} + 2$. Диаметр ступицы $d_{ст} = 1,6d_{12}$. Между левым подшипником и ступицей колеса надо установить дистанционную втулку с толщиной стенки 5 мм. Для осевой фиксации колеса справа служит бурт на валу с размерами $d_{13} = d_{12} + 10$ и $l_{13} = 10$ мм. Далее назначаем $d_{14} = d_{11}$ и $l_{14} = B$.

На расстоянии a_w изображаем червяк в разрезе согласно рисунку 11. При этом полученное графически расстояние δ_3 должно быть $\delta_3 \geq 5$ мм. Для выполнения этого условия иногда либо увеличивают размеры l_{11} и l_{13} , либо корпус редуктора в этой зоне делают выпуклым. Остальные конструктивные параметры – по рисунку 14. Крышку смотрового люка и отдушину на ней можно выполнить по рекомендациям рисунков 11.16[2] и 17.38[2]. Указатель уровня масла – по рисунку 11.13[2]. Пробка для слива отработанного масла – по рисунку 11.11[2].

8 Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на прочность

На этапе эскизного проектирования размеры валов определялись ориентировочно. Учитывая, что основным видом разрушения редукторных валов является их усталостное разрушение, выполним проверочный расчет на выносливость тихоходного вала редуктора. В качестве примера рассмотрим конкретный случай расчета тихоходного вала цилиндрического косозубого редуктора.

8.1 Составление расчетной схемы вала и определение расчетных нагрузок

На рис. 15а приведен чертеж тихоходного вала со схематическим изображением на нем цилиндрического косозубого колеса, шариковых радиально-упорных подшипников и манжеты. Со стороны условно отброшенной шестерни на колесо в полюсе зацепления Π действуют силы: окружная (перпендикулярно плоскости рисунка) $F_t = 7620$ Н, радиальная (в плоскости рисунка) $F_R = 2920$ Н и осевая (в плоскости рисунка) $F_A = 2500$ Н. Диаметр делительной окружности колеса $d_2 = 233,684$ мм $\approx 0,234$ м. Крутящий момент на колесе от окружной силы F_t , равный $F_t \cdot \frac{d_2}{2} = 7620 \cdot \frac{0,234}{2} = 892$ Нм, уравновешен моментом $T_2 = 892$ Нм от муфты на выходном конце вала. Несколько упрощая задачу, будем условно считать, что момент T_2 действует в среднем сечении выходного конца вала со шпонкой. Тогда эпюра крутящих моментов на валу показана на рис. 15ж. Из-за практически неустранимой радиальной и угловой несоосности вала редуктора и вала исполнительного механизма, для привода которого спроектирован редуктор, соединительная муфта нагружает вал дополнительной консольной силой F_K . Сила F_K перпендикулярна оси вала. Направление F_K неизвестно. Обычно ее направляют так, чтобы она увеличивала деформации изгиба вала, то есть рассматривают худший случай нагружения. В нашем примере силу F_K направим параллельно силе F_t , но в противоположную сторону. Величину консольной силы можно ориентировочно определить по эмпирической формуле

$$F_K \approx 125\sqrt{T_2} = 125\sqrt{892} = 3730 \text{ Н.}$$

Для расчета на прочность реальную конструкцию вала нужно заменить упрощенной расчетной схемой, показанной на рис. 15б. Для этого вал представляется в виде стержня, шарнирно закрепленного в двух опорах A и B . Учитывая изображенное на рисунке направление силы F_A , правую опору B представляем как шарнирно – неподвижную опору. Тогда левая опора A должна быть шарнирно – подвижной. Для радиально – упорных подшипников с углом давления α условные шарнирные опоры располагаем в точках N пересечения оси вала с нормалью KN , проведенной к середине контактной площадки между телом качения и наружным кольцом подшипника (точки K). На рис. 15а эти нормали обозначены углами α . Для радиально – упорных подшипников эти нормали пересекаются с осью вала напротив внутренних торцов подшипников. Это позволяет располагать

схематические шарнирные опоры напротив внутренних торцов подшипников, как это показано на рисунке. Расположение шарниров позволило определить координаты: $L_1 = 72 \text{ мм} = 0,072 \text{ м}$, $L_2 = 43 \text{ мм} = 0,043 \text{ м}$; $L_3 = 43 \text{ мм} = 0,043 \text{ м}$.

Нагрузки, действующие в зацеплении, переносим на ось стержня. При переносе окружной силы F_t добавляем крутящий момент T_2 , о котором было сказано выше

$$T_2 = F_t \frac{d_2}{2} = 7620 \cdot \frac{0,234}{2} = 892 \text{ Нм.}$$

При переносе осевой силы F_A добавляем сосредоточенный изгибающий момент в плоскости рисунка $M = F_A \frac{d_2}{2} = 2500 \cdot \frac{0,234}{2} = 293 \text{ Нм}$.

Расчетная схема вала показана на рис. 15б. Здесь нагрузки F_R и M действуют в плоскости рисунка. Условно назовем ее вертикальной. Нагрузки F_K и F_t действуют в плоскости, перпендикулярной плоскости рисунка. Назовем ее горизонтальной.

8.2 Определение реакций опор и построение эпюр изгибающих моментов

8.2.1 Вертикальная плоскость

Расчетная схема показана на рис. 15в. Вместо условно отброшенных шарнирных связей изображаем реакции R_A^B и R_B^B , которые произвольно направляем вверх. В шарнирно-неподвижной опоре B следовало бы показать и горизонтальную составляющую реакции. Однако она не создает изгибающую нагрузку вала и потому ее можно не изображать и не определять. Составляя уравнения равновесия в виде сумм моментов относительно точек A и B , определим вертикальные реакции.

$$\Sigma m_A = 0; \quad R_B^B(L_2 + L_3) - F_R L_2 - M = 0,$$

откуда

$$R_B^B = \frac{F_R L_2 + M}{L_2 + L_3} = \frac{2920 \cdot 0,043 + 293}{0,043 + 0,043} = 4870 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_B = 0; \quad -R_A^B(L_2 + L_3) + F_R L_3 - M = 0,$$

откуда

$$R_A^B = \frac{F_R L_3 - M}{L_2 + L_3} = \frac{2920 \cdot 0,043 - 293}{0,043 + 0,043} = -1950 \text{ Н.}$$

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 y . Уравнение составляем для исправленного направления реакции R_A^B .

$\Sigma Y_i = 0; \quad -R_A^B - F_R + R_B^B = -1950 - 2920 + 4870 = 0$, значит, реакции определены верно.

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

$$M_{из} = R_B^B L_3 = 4870 \cdot 0,043 = 209 \text{ Нм.}$$

От этого момента сжатые волокна в сечении стержня расположены сверху. Поэтому ординату $M_{из} = 209 \text{ Нм}$ в масштабе откладываем вверх, как это показано на рис. 15г. При перемещении вдоль стержня слева направо, изгибающий момент в сечении I будет равен $M_{из} = R_A^B L_2 = 1950 \cdot 0,043 = 84 \text{ Нм}$ (сжатые волокна снизу). Скачок на эпюре моментов должен быть равен сосредоточенному моменту $M = 293 \text{ Нм}$. Проверяя это, получим $209 + |-84| = 293 \text{ Нм}$. Эпюра построена верно.

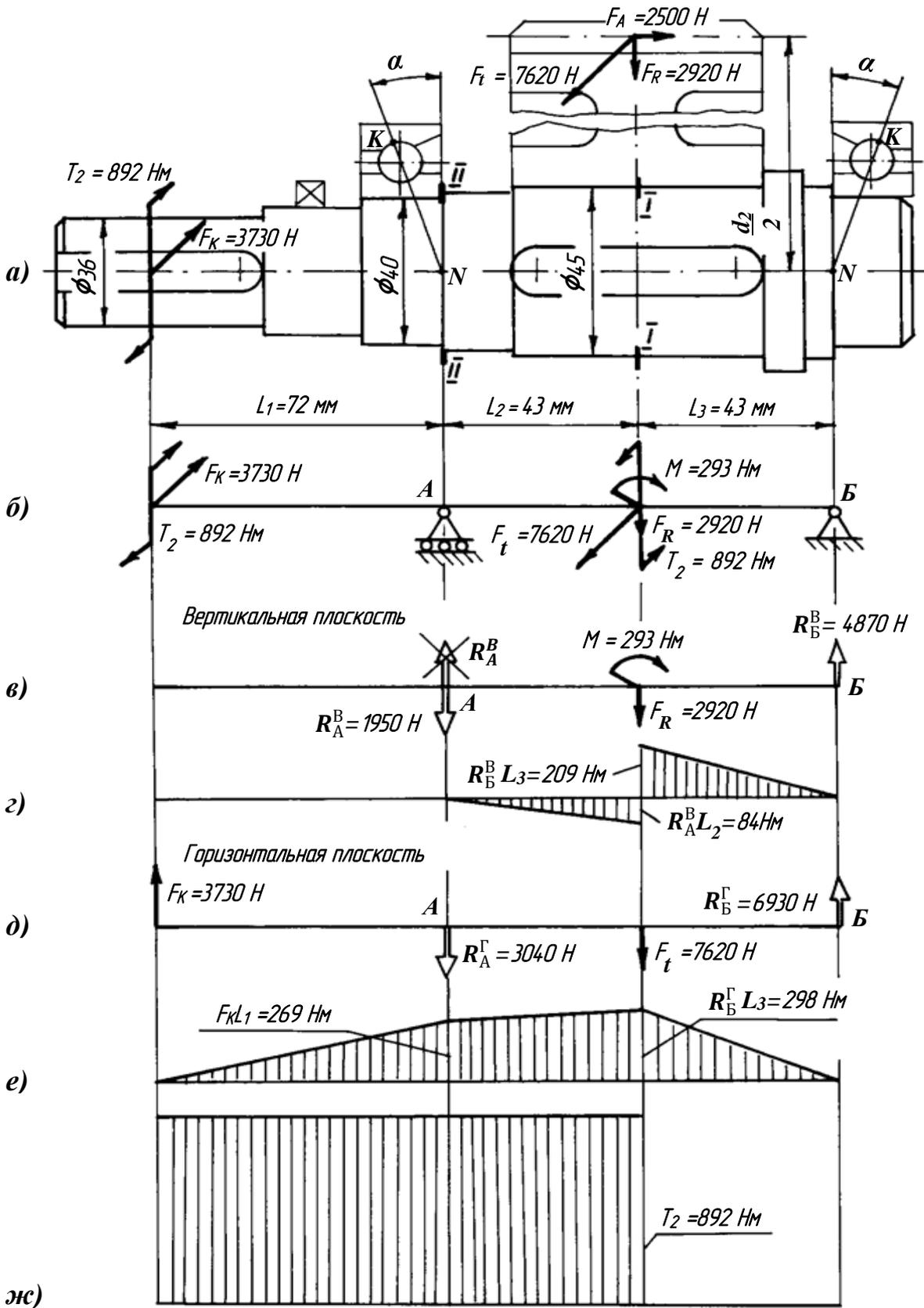


Рис. 15

8.2.2 Горизонтальная плоскость

Расчетная схема показана на рис. 15д. Вместо условно отброшенных шарниров изображаем произвольно реакции R_A^Γ и R_B^Γ . Определим их.

$$\Sigma m_A = 0; -F_K L_1 - F_t L_2 + R_B^\Gamma (L_2 + L_3) = 0,$$

откуда

$$R_B^\Gamma = \frac{F_K L_1 + F_t L_2}{L_2 + L_3} = \frac{3730 \cdot 0,072 + 7620 \cdot 0,043}{0,043 + 0,043} = 6930 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_B = 0; -F_K (L_1 + L_2 + L_3) + R_A^\Gamma (L_2 + L_3) + F_t L_3 = 0,$$

откуда

$$R_A^\Gamma = \frac{F_K (L_1 + L_2 + L_3) - F_t L_3}{L_2 + L_3} = \frac{3730(0,072 + 0,043 + 0,043) - 7620 \cdot 0,043}{0,043 + 0,043} = 3040 \text{ Н.}$$

Проверка

$$\Sigma Y_i = 0; F_K - R_A^\Gamma - F_t + R_B^\Gamma = 3730 - 3040 - 7620 + 6930 = 0.$$

Изгибающий момент в сечении I (справа налево)

$$M_{из} = R_B^\Gamma L_3 = 6930 \cdot 0,043 = 298 \text{ Нм (сжатые волокна сверху).}$$

Изгибающий момент в сечении II (слева направо)

$$M_{из} = F_K L_1 = 3730 \cdot 0,072 = 269 \text{ Нм (сжатые волокна сверху).}$$

Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости приведена на рис. 15е.

Примечание. Эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и эпюра крутящих моментов должны быть построены в одном масштабе.

8.3 Суммарные изгибающие моменты в сечениях I и II и суммарные реакции опор A и B

$$M_{\Sigma I} = \sqrt{209^2 + 298^2} = 364 \text{ Нм,}$$

$$M_{\Sigma II} = \sqrt{0^2 + 269^2} = 269 \text{ Нм,}$$

$$R_{\Sigma A} = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^\Gamma)^2} = \sqrt{1950^2 + 3040^2} = 3610 \text{ Н,}$$

$$R_{\Sigma B} = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^\Gamma)^2} = \sqrt{4870^2 + 6930^2} = 8470 \text{ Н.}$$

8.4 Материалы для валов

Основными материалами для валов являются углеродистые и легированные стали. Механические характеристики часто встречающихся материалов приведены в табл. 14.

Таблица 14

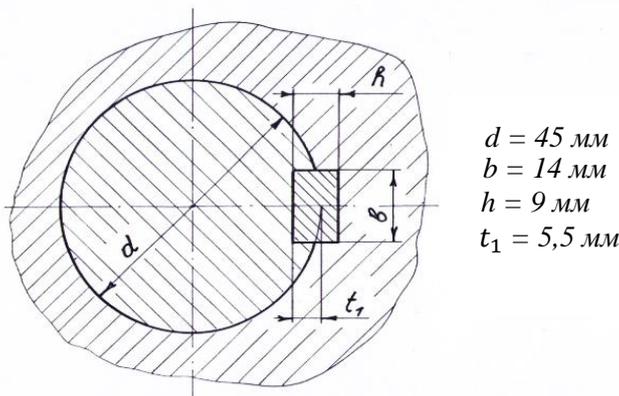
Марка стали	σ_B , МПа	σ_T , МПа	τ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	Коэффициент ψ
Ст 5	520	280	150	220	130	0,06
45	900	650	390	410	230	0,10

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 $\tau_{-1} = 130$ МПа, коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла $\psi = 0,06$.

8.5 Проверочный расчет прочности вала в сечении I под колесом

Сечение I изображено на рис. 16.

В этом сечении действует суммарный изгибающий момент $M_{\Sigma I} = 364$ Нм и крутящий момент $T_2 = 892$ Нм.



$$\begin{aligned} d &= 45 \text{ мм} \\ b &= 14 \text{ мм} \\ h &= 9 \text{ мм} \\ t_1 &= 5,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

Рис. 16

Момент сопротивления сечения вала при изгибе (осевой момент сопротивления), м^3

$$W_{\text{из}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b h (2d - h)^2}{16d} = \frac{3,14 \cdot 0,045^3}{32} - \frac{0,014 \cdot 0,009 (2 \cdot 0,045 - 0,009)^2}{16 \cdot 0,045} = 7,79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент сопротивления сечения вала при кручении (полярный момент сопротивления), м^3

$$W_{\text{кр}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b h (2d - h)^2}{16d} = \frac{3,14 \cdot 0,045^3}{16} - \frac{0,014 \cdot 0,009 (2 \cdot 0,045 - 0,009)^2}{16 \cdot 0,045} = 16,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

При постоянном по величине и направлению изгибающем моменте $M_{\Sigma I} = 364$ Нм в поперечном сечении вала возникают переменные напряжения изгиба, которые изменяются по симметричному циклу. Это происходит по следующей причине. Вал, вращаясь, поворачивается по отношению к внешнему моменту. Значит, растяжение волокон вала от изгиба чередуется с их сжатием. Амплитуда нормальных напряжений от изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma I}}{W_{\text{из}}} = \frac{364}{7,79 \cdot 10^{-6}} = 46,7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 46,7 \text{ МПа}.$$

В сечении I шпоночная канавка является концентратором напряжений, то есть действительное напряжение в углах шпоночной канавки больше, чем σ_a . Такое увеличенное напряжение уменьшает выносливость вала. Влияние концентратора на выносливость вала учитывают эффективным коэффициентом концентрации нормальных напряжений K_σ , 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 пальцевой фрезой, принимаем $K_\sigma = 1,8$.

На выносливость вала влияет и его диаметр. Это влияние учитывается коэффициентом масштабного фактора K_d , который можно определить по табл. 15.

Таблица 15

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 $d = 45$ мм имеем $K_d = 0,84$. Смысл этого числа можно объяснить так. Предел выносливости вала диаметром $d = 45$ мм на 16% меньше, чем предел выносливости стандартного образца диаметром 10 мм.

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

Коэффициент запаса прочности вала n_σ для нормальных напряжений изгиба должен быть больше допускаемого коэффициента запаса $[n] = 1,5$. В нашем случае

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{K_d \epsilon}} = \frac{220}{46,7 \frac{1,8}{0,84 \cdot 1,0}} = 2,19 > [n] = 1,5.$$

Принято считать, что касательные напряжения кручения в сечениях вала, несмотря на постоянство крутящего момента, изменяются по отнулевому циклу. Это связано с повторяющимися включениями и выключениями редуктора. Максимальное напряжение в цикле

$$\tau_{max} = \frac{T_2}{W_{кр}} = \frac{892}{16,7 \cdot 10^{-6}} = 53,4 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 53,4 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = 0,5 \tau_{max} = 0,5 \cdot 53,4 = 26,7 \text{ МПа}.$$

Постоянная составляющая отнулевого цикла (или среднее напряжение) равно

$$\tau_m = \frac{\tau_{min} + \tau_{max}}{2} = \frac{0 + 53,4}{2} = 26,7 \text{ МПа}.$$

Эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений K_τ для касательных напряжений в шпоночной канавке по табл. 10.11 [2] равен $K_\tau = 1,4$.

Масштабный фактор и коэффициент качества поверхности при расчете по касательным напряжениям имеют такую же величину, как и при расчете по нормальным напряжениям. То есть $K_d = 0,84$ и $\epsilon = 1,0$.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям равен

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{K_d \epsilon} + \psi \tau_m} = \frac{130}{26,7 \frac{1,4}{0,84 \cdot 1,0} + 0,06 \cdot 26,7} = 2,82 > [n] = 1,5.$$

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

$$n_{\Sigma I} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,19 \cdot 2,82}{\sqrt{2,19^2 + 2,82^2}} = 1,73 > 1,5.$$

Выносливость вала в сечении I обеспечена.

8.6 Проверочный расчет прочности вала в сечении II под подшипником

Форма вала в районе сечения II имеет вид, представленный на рис. 17.

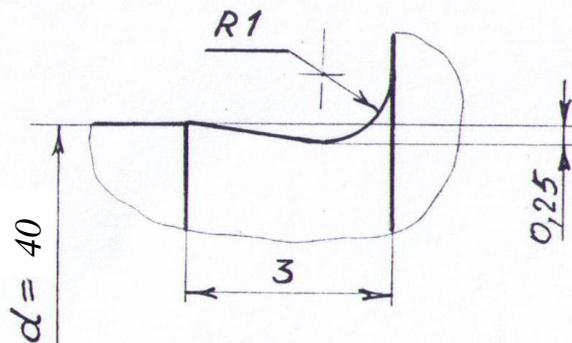


Рис. 17

Проточка на валу с радиусом галтели $R1$ выполнена для выхода шлифовального круга, обрабатывающего поверхность диаметром d , и для уменьшения концентрации напряжений.

В сечении II действует суммарный изгибающий момент $M_{\Sigma II} = 269$ Нм и крутящий момент $T_2 = 892$ Нм. Последующие расчеты аналогичны п. 8.5 и потому выполнены без подробных комментариев.

$$W_{из} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,04^3}{32} = 6,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} = 2W_{из} = 2 \cdot 6,28 \cdot 10^{-6} = 12,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma II}}{W_{из}} = \frac{269}{6,28 \cdot 10^{-6}} = 42,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 42,8 \text{ МПа.}$$

По табл. 10.10[2] и рис. 10.15.[2] при $r/d = 1/40 = 0,025$ для стали Ст5, имеющей предел прочности $\sigma_B = 520 \text{ МПа}$ назначаем $K_\sigma = 1,8$.

При $d = 40 \text{ мм}$ по табл. 15 имеем $K_d = 0,87$. Принимаем $\varepsilon = 1,0$.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{K_d \varepsilon}} = \frac{220}{42,8 \frac{1,8}{0,87 \cdot 1,0}} = 2,48 > [n] = 1,5.$$

$$\tau_{max} = \frac{T_2}{W_{кр}} = \frac{892}{12,6 \cdot 10^{-6}} = 70,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 70,8 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \tau_{max} = 0,5 \cdot 70,8 = 35,4 \text{ МПа.}$$

По табл. 10.10[2] и рис. 10.15.[2] для галтели имеем $K_\tau = 1,55$.

Принимаем $K_d = 0,87$ и $\varepsilon = 1,0$.

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{K_d \varepsilon} + \psi \tau_m} = \frac{130}{35,4 \frac{1,55}{0,87 \cdot 1,0} + 0,06 \cdot 35,4} = 1,99 > [n] = 1,5.$$

$$n_{\Sigma II} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,48 \cdot 1,99}{\sqrt{2,48^2 + 1,99^2}} = 1,55.$$

Так как $n_{\Sigma II} = 1,55 < n_{\Sigma I} = 1,73$, то опасным сечением вала является сечение II под левым подшипником.

9 Определение долговечности подшипников тихоходного вала редуктора

Основным видом повреждения дорожек качения в кольцах подшипников является их усталостное выкрашивание от длительного действия переменных контактных напряжений. Поэтому главным показателем пригодности подшипников является их контактная долговечность и ее сравнение с заданной долговечностью (ресурсом) редуктора. Методику расчетов объясним на конкретных примерах.

Пусть срок службы редуктора $L_{год} = 6$ лет. Коэффициент годового использования $K_{год} = 0,7$ учитывает перерывы в работе на праздники и в выходные дни. Коэффициент суточного использования $K_{сут} = 0,3$ (работа в одну смену). Тогда ресурс редуктора в часах

$$L_p = L_{год} \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут} = 6 \cdot 365 \cdot 0,7 \cdot 24 \cdot 0,3 = 11000 \text{ ч.}$$

Частота вращения вала $n_2 = 283 \text{ об/м.}$ Нагрузка постоянная. Радиальные реакции опор $R_{\Sigma A} = 3610 \text{ Н}$ и $R_{\Sigma B} = 8470 \text{ Н}$. Осевая сила в зацеплении косозубых колес $F_A = 2500 \text{ Н}$. Диаметр вала под подшипниками $d = 40 \text{ мм}$.

9.1 Расчет шариковых радиально-упорных подшипников

По табл. 24.15[2] при $d = 40 \text{ мм}$ выбираем подшипники №36208 легкой серии с углом давления $\alpha = 12^\circ$. Для них: динамическая грузоподъемность $C_r = 38900 \text{ Н}$; статическая грузоподъемность $C_{or} = 23200 \text{ Н}$.

При сборке редуктора обычно подшипники регулируют так, чтобы осевой (а значит, и радиальный) зазор был близок к нулю. В этом случае за счет наклона опорной поверхности дорожки качения под шариками возникает осевая сила $S = e' R_\Sigma$. Величину e' можно определить по табл. 16 в зависимости от отношения R_Σ / C_{or} .

Таблица 16

R_Σ / 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 $R_{\Sigma A} / C_{or} = 3610 / 23200 = 0,15$ принимаем $e' = 0,375$. Тогда $S^A = e' R_{\Sigma A} = 0,375 \cdot 3610 = 1350 \text{ Н}$.

Для опоры Б при $R_{\Sigma B} / C_{or} = 8470 / 23200 = 0,365$ имеем $e' = 0,46$. Тогда $S^B = e' R_{\Sigma B} = 0,46 \cdot 8470 = 3900 \text{ Н}$.

Считаем, что осевая сила F_A на зубчатом колесе направлена в сторону более нагруженного подшипника B . В этом случае подшипник оказывается нагруженным не только радиальной силой $R_{\Sigma B} = 8470 \text{ Н}$, но и суммарной осевой силой, которую определим по формуле

$$F_{\Sigma oc}^B = F_A + S^A = 2500 + 1350 = 3850 \text{ Н.}$$

Обращаем внимание на то, что в формулу для $F_{\Sigma oc}^B$ надо подставлять не S^B (как часто ошибаются), а именно S^A .

Используя отношение $F_{\Sigma oc}^B/C_{or} = \frac{3850}{23200} = 0,166 \approx 0,17$, по таблице 17 определим параметр осевого нагружения $e = 0,48$.

Таблица 17

$F_{\Sigma oc}$	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

Определим отношение $F_{\Sigma oc}/R_{\Sigma B}$. Если $F_{\Sigma oc}/R_{\Sigma B} \leq e$, то принимают $X = 1,0$ и $Y = 0$. Если $F_{\Sigma oc}/R_{\Sigma B} > e$, то принимают $X = 0,45$, а Y определяют по табл. 17 в зависимости от отношения $F_{\Sigma oc}/C_{or}$.

В нашем примере $F_{\Sigma oc}^B/R_{\Sigma B} = 3850/8470 = 0,45 < e = 0,48$. Поэтому принимаем $X = 1,0$ и $Y = 0$.

Эквивалентная радиальная нагрузка для подшипника B

$$P_{\text{эКВ}} = (XR_{\Sigma B} + YF_{\Sigma oc}^B)K_6 = (1,0 \cdot 8470 + 0 \cdot 3850) \cdot 1,2 = 10160 \text{ Н,}$$

где $K_6 = 1,2$ – коэффициент безопасности.

Долговечность подшипника B в часах

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{\text{эКВ}}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{38900}{10160}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 283} = 3300 \text{ ч.}$$

Так как расчетная долговечность более нагруженного подшипника $L_h = 3300 \text{ ч}$ оказалась меньше ресурса редуктора $L_p = 11000 \text{ ч}$, то можно по табл. 24.15[2] выбрать подшипники средней серии и повторить расчет. Должно выполняться условие $L_h \geq L_p$. Если шариковые подшипники средней серии не могут обеспечить требуемую долговечность, можно использовать роликовые конические подшипники.

9.2 Расчет роликовых конических подшипников

По таб. 24.16[2] при $d = 40 \text{ мм}$ выбираем подшипники №7208А легкой серии, для которых $C_r = 58300 \text{ Н}$, $e = 0,37$, $Y = 1,6$. Для всех роликовых конических подшипников коэффициент $X = 0,4$.

Минимальные осевые нагрузки, необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников A и B ,

$$S^A = 0,83 \cdot e \cdot R_{\Sigma A} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3610 = 1108 \text{ Н;}$$

$$S^B = 0,83 \cdot e \cdot R_{\Sigma B} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 8470 = 2600 \text{ Н.}$$

Суммарная осевая нагрузка подшипника B

$$F_{\Sigma oc}^B = F_A + S^A = 2500 + 1108 = 3608 \text{ Н.}$$

Обращаем внимание на то, что в формулу для $F_{\Sigma oc}^B$ надо подставлять не S^B (как часто ошибаются), а именно S^A .

Должно выполняться условие $F_{\Sigma oc}^B > S^B$. В нашем примере $F_{\Sigma oc}^B = 3608 > S^B = 2600$. Значит, силы определены правильно.

Если $F_{\Sigma_{oc}}^B/R_{\Sigma B} \leq e$, то принимают $X = 1,0$ и $Y = 0$.

Если $F_{\Sigma_{oc}}^B/R_{\Sigma B} > e$, то принимают $X = 0,4$ и Y из таблицы 24.16[2].

В нашем случае $F_{\Sigma_{oc}}^B/R_{\Sigma B} = 3608/8470 = 0,42 > e = 0,37$. Значит, $X = 0,4$ и $Y = 1,6$.

Эквивалентная радиальная нагрузка

$$P_{\text{эКВ}} = (XR_{\Sigma B} + YF_{\Sigma_{oc}}^B)K_6 = (0,4 \cdot 8470 + 1,6 \cdot 3608) \cdot 1,2 = 11000 \text{ Н,}$$

где $K_6 = 1,2$ – коэффициент безопасности.

Долговечность более нагруженного подшипника B

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_{\text{эКВ}}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{58300}{11000} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 283} = 15200 \text{ ч.}$$

Так как $L_h = 15200 \text{ ч} > L_p = 11000 \text{ ч}$, то выбранные подшипники для редуктора подходят.

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 прочности шпонок выполняют по напряжениям смятия. Должно выполняться условие

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

где T – крутящий момент на валу, Нм; d и t_1 – в метрах; l_p – расчетная длина шпонки, то есть длина ее прямолинейного участка, м; $[\sigma_{\text{см}}] = 200 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ – допускаемое напряжение смятия.

11 Выбор посадок для основных соединений деталей редуктора

Размер детали, полученный расчетом или назначенный конструктивно, обычно называют номинальным. Если вал и деталь с отверстием образуют соединение (посадку), то их номинальные диаметры обозначают d_n и D_n (см. рис. 18). Действительный размер детали отличается от ее номинального размера. Разница между действительным и номинальным размерами называется отклонением. Диапазон отклонений размеров, в пределах которого деталь считается годной, называется допуском размера. Допуски размеров в микрометрах можно изображать графически в виде полей допусков (см. рис. 18). Каждое расположение поля допуска обозначается латинской буквой – малой для валов и большой для отверстий. Ширина поля допуска обозначается качеством точности в виде числа. С уменьшением качества допуск размера уменьшается. В общем машиностроении обычно применяются качества 6...9.

Зубчатые колеса на валах устанавливаются посадками с натягом, при которых поле допуска вала расположено выше поля допуска отверстия. Один из рекомендуемых вариантов такой посадки показан на рис. 18. При таком расположении полей допусков минимальный и максимальный натяги в соединении равны

$$N_{\text{min}} = d_{\text{min}} - D_{\text{max}} = 40,026 - 40,025 = 1 \text{ мкм;}$$

$$N_{\text{max}} = d_{\text{max}} - D_{\text{min}} = 40,042 - 40,000 = 42 \text{ мкм.}$$

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

На сборочном чертеже редуктора в соединении между валом и колесом указанная выше посадка должна быть обозначена в виде записи $\varnothing 40 \frac{H7}{r6}$. На рабочем чертеже вала диаметр вала в этом месте обозначают записью $\varnothing 40r6$. Диаметр отверстия в колесе на его рабочем чертеже записывают в виде $\varnothing 40H7$.

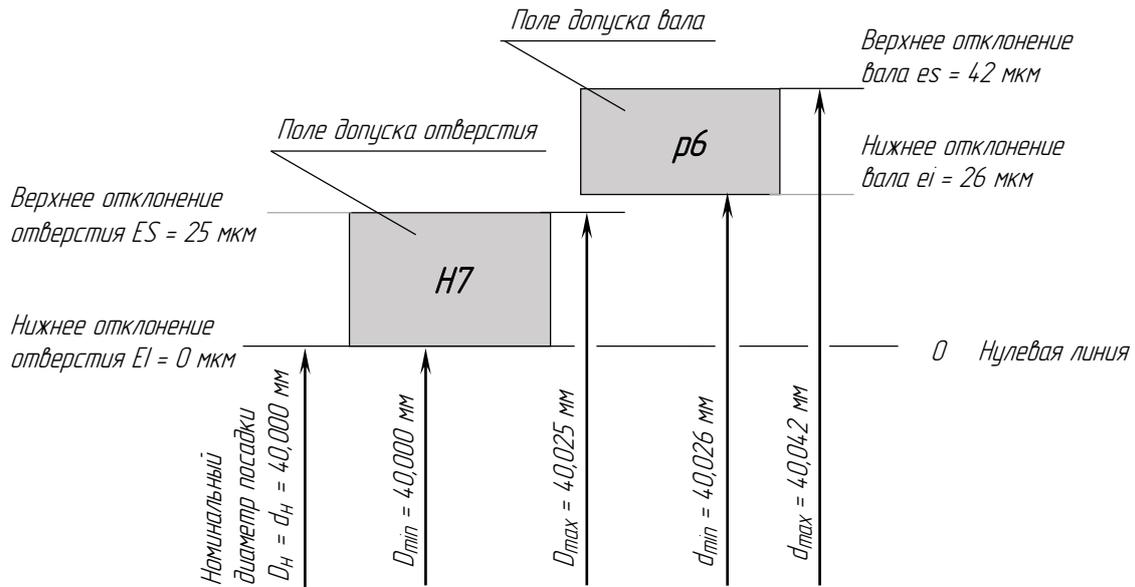


Рис. 18

При назначении посадок для подшипников качения следует исходить из того, что подшипник является комплектующим изделием, которое не требует в процессе сборки дополнительной механической обработки. Поэтому требуемые посадки получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала и отверстия в корпусе. Для получения незначительного натяга в соединении внутреннего кольца с валом обычно используют поля допусков $k6$ или $t6$. На сборочном чертеже посадка подшипника на валу обозначается, например, записью $\Phi 30k6$. 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 поле допуска $H7$. Тогда на сборочном чертеже эта посадка обозначается, например, $\Phi 62H7$.

12 Выполнение чертежа редуктора и рабочих чертежей деталей

На рис. 19...21 приведены чертежи цилиндрического, конического и червячного редукторов. Чертежи надо выполнять в масштабе 1:1. Упрощенные изображения стандартных деталей и узлов не допускаются. При вычерчивании резьбовых соединений обязательно следует показывать зазоры между стержнем болта и отверстием детали, запасы резьбы и запасы глубины сверления. Подшипники качения надо изображать в разрезе по правилам, приведенным в разделе 7.12[2]. Размеры основной надписи (штампа) – по рис. 23.2[2]. Над основной надписью должна быть техническая характеристика редуктора, в которой указаны: крутящий момент на тихоходном валу, Нм; частота вращения тихоходного вала, об/мин; передаточное число; коэффициент полезного действия.

Примеры чертежей тихоходного вала редуктора, цилиндрического, конического и червячного колес приведены на рис. 22...25. Рекомендации по назначению допусков формы и допусков расположения поверхностей – см. раздел 22.2.1[2] и табл. 22.4[2].

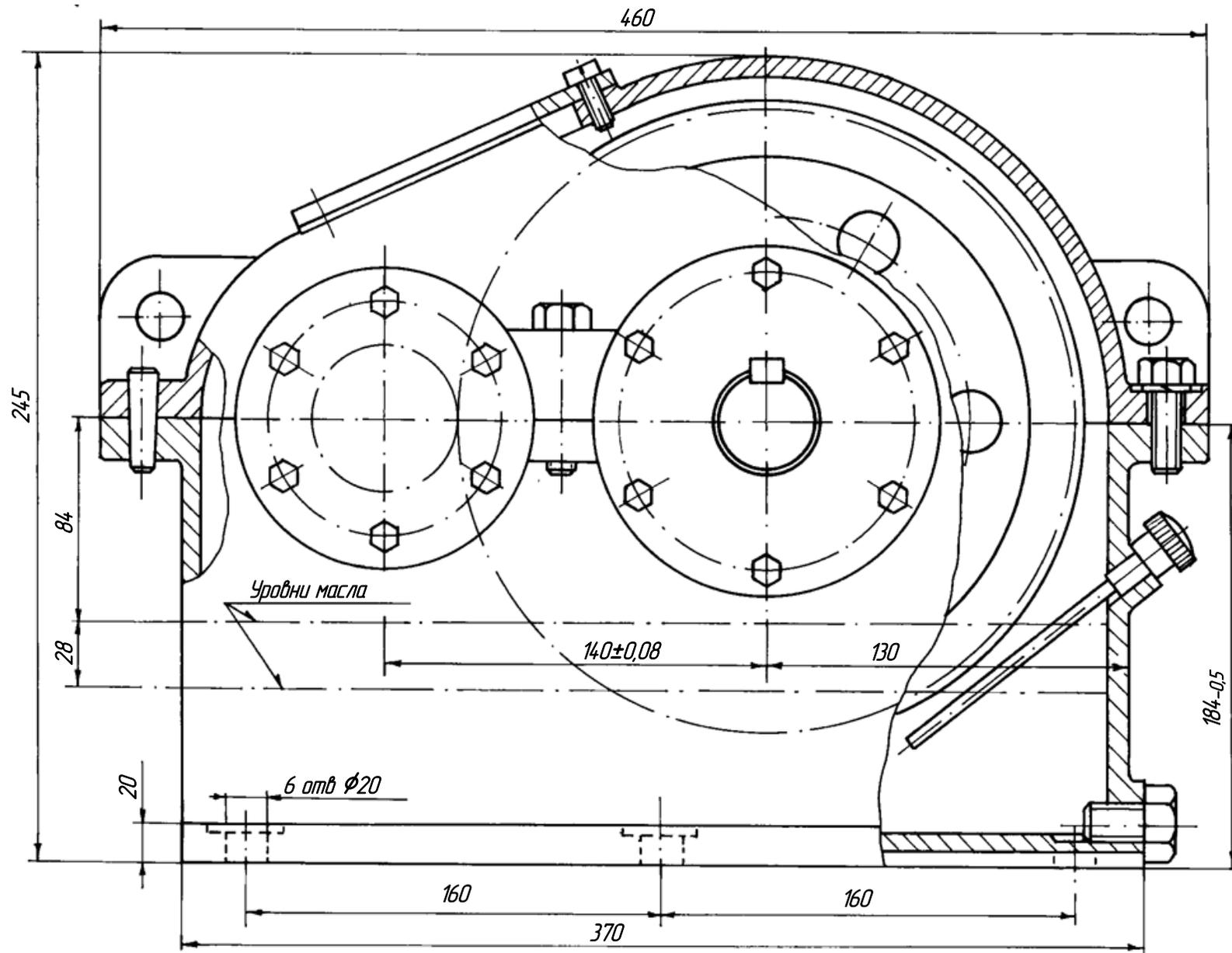


Рис. 19 (фронтальная проекция)

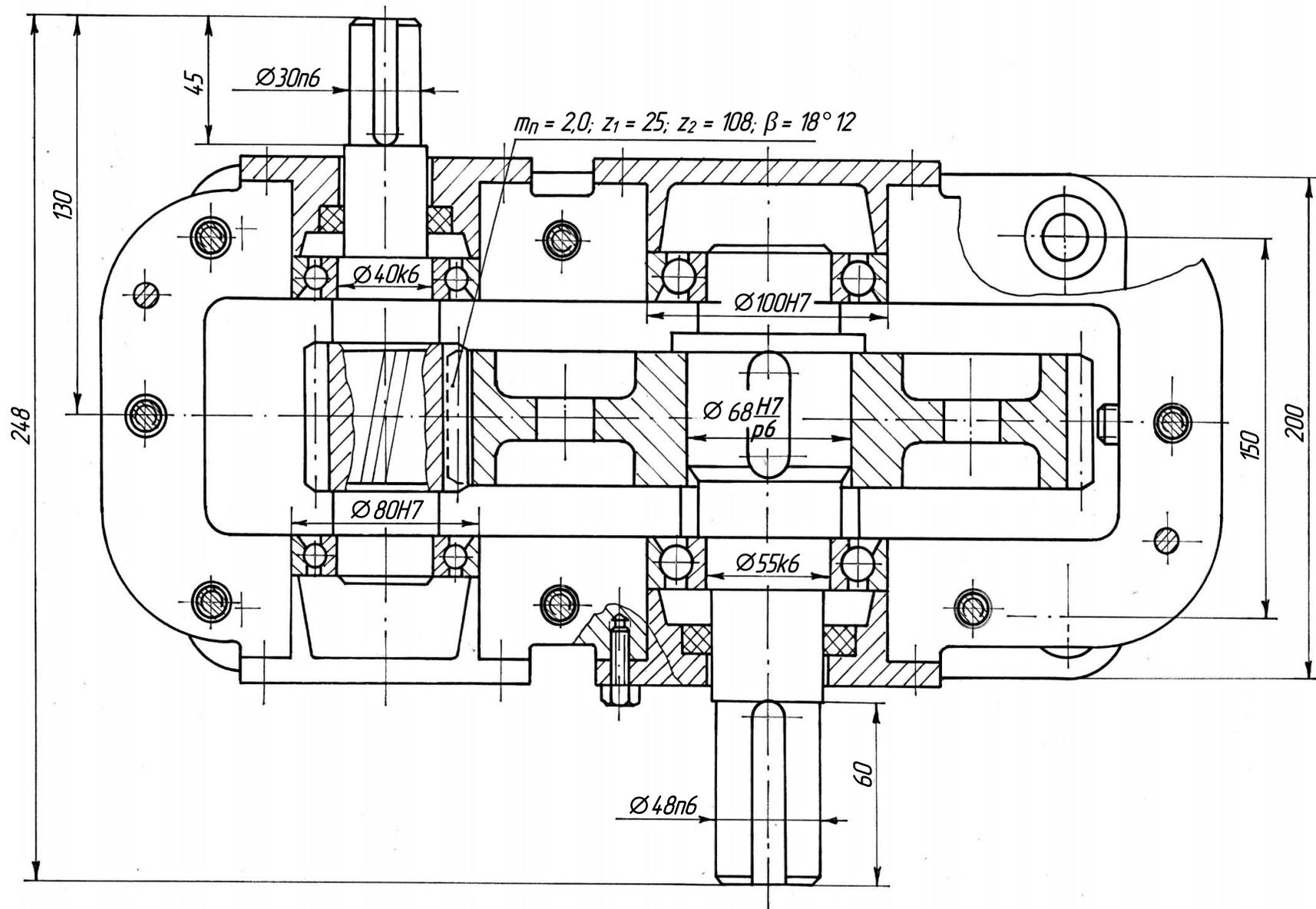


Рис. 19 (горизонтальная проекция)

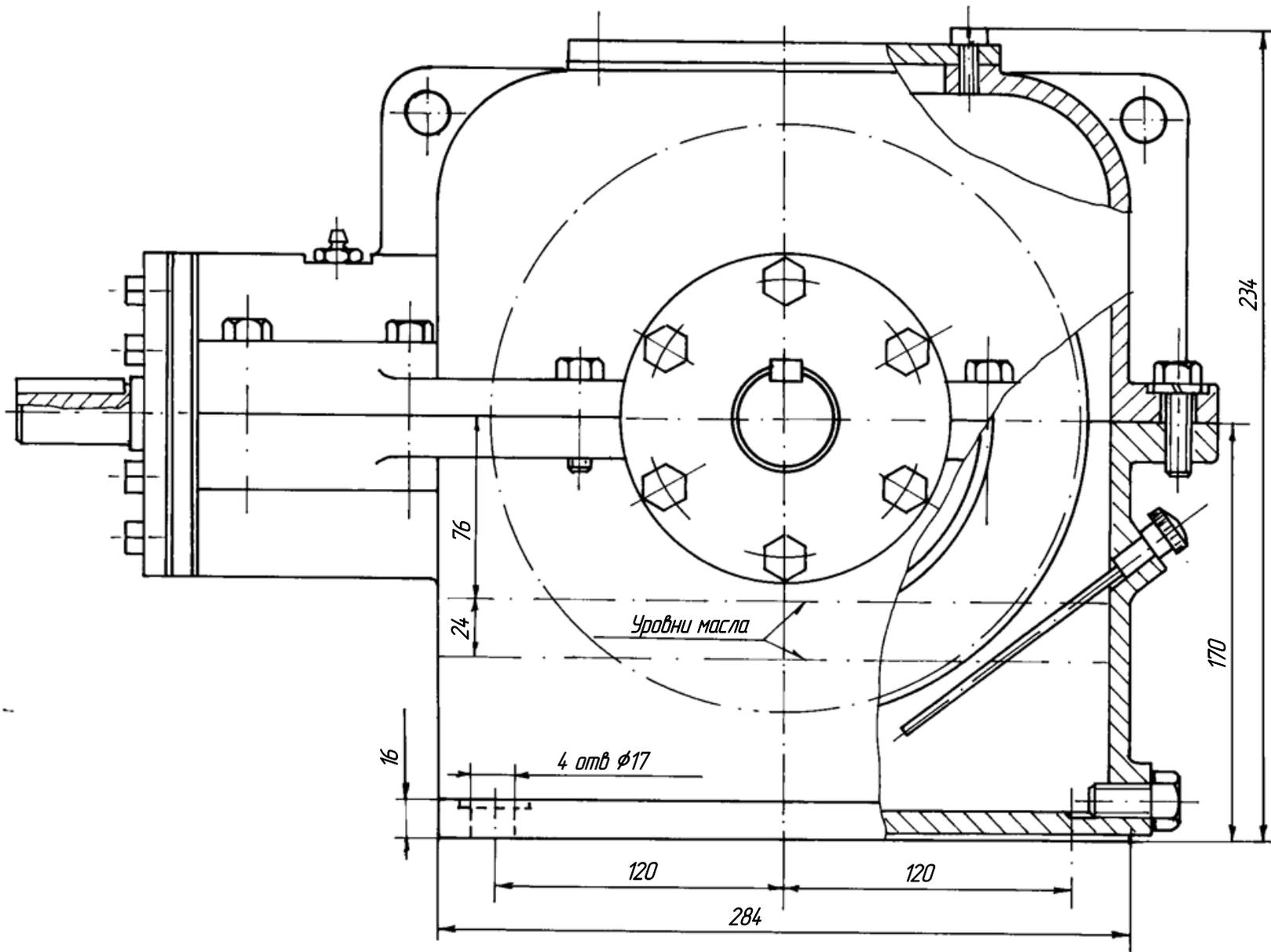


Рис. 20 (фронтальная проекция)

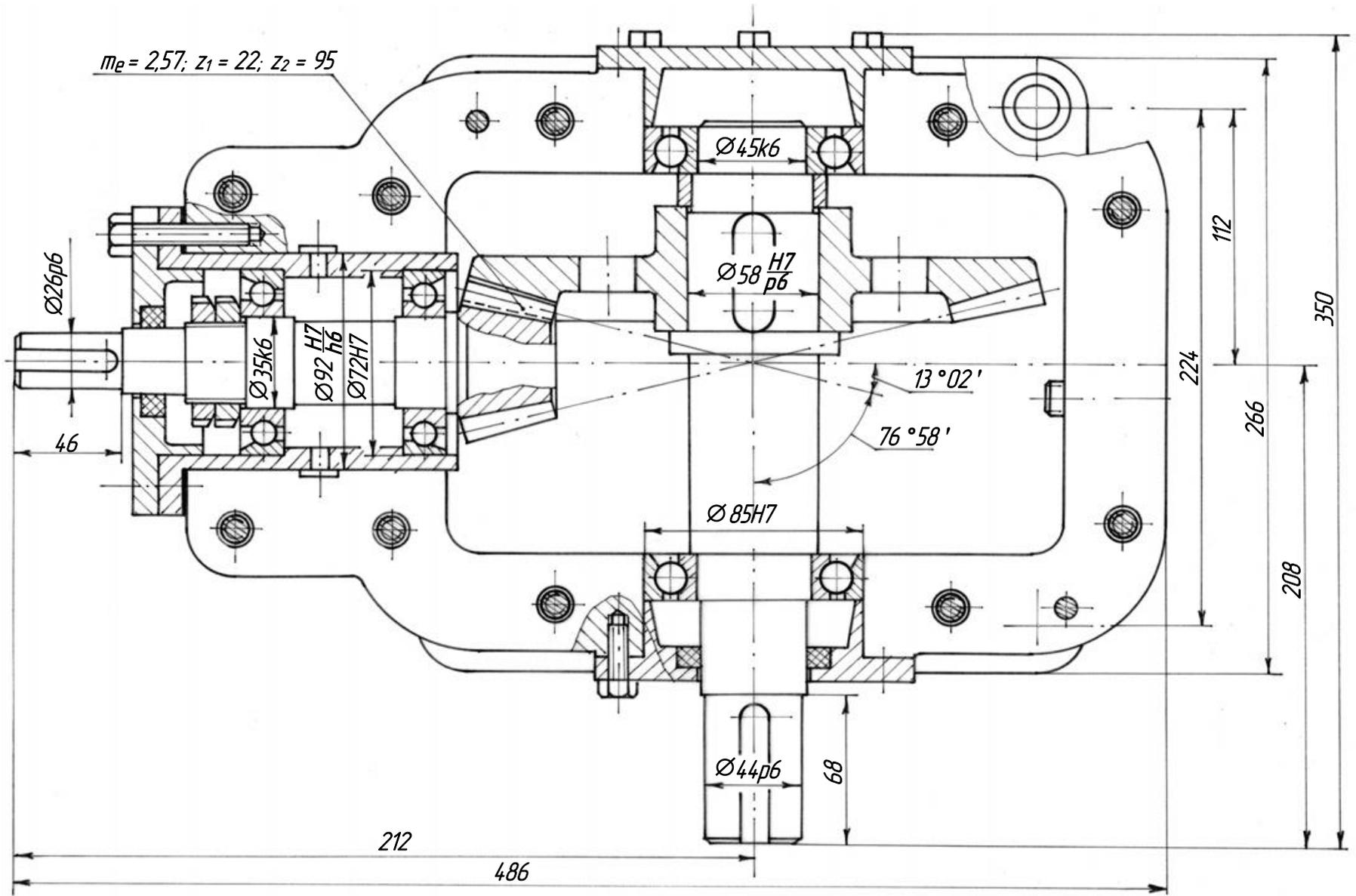


Рис. 20 (горизонтальная проекция)

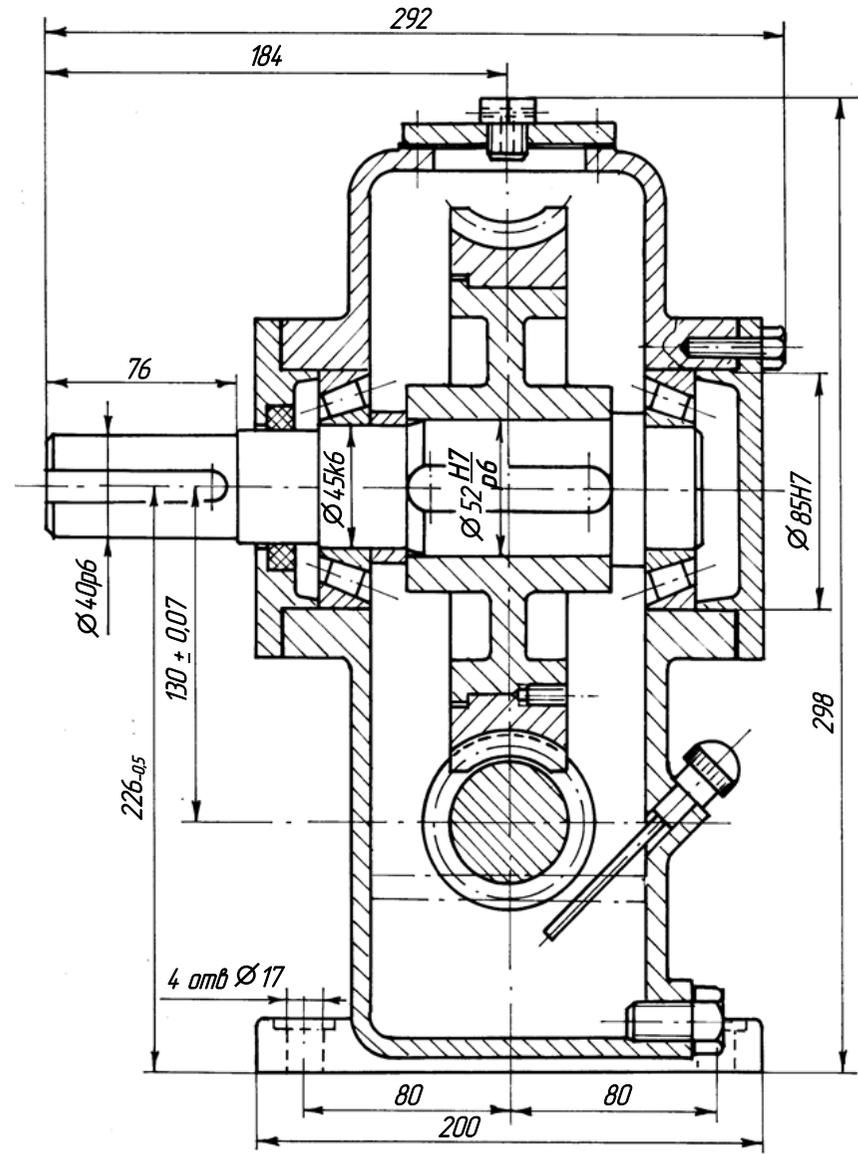
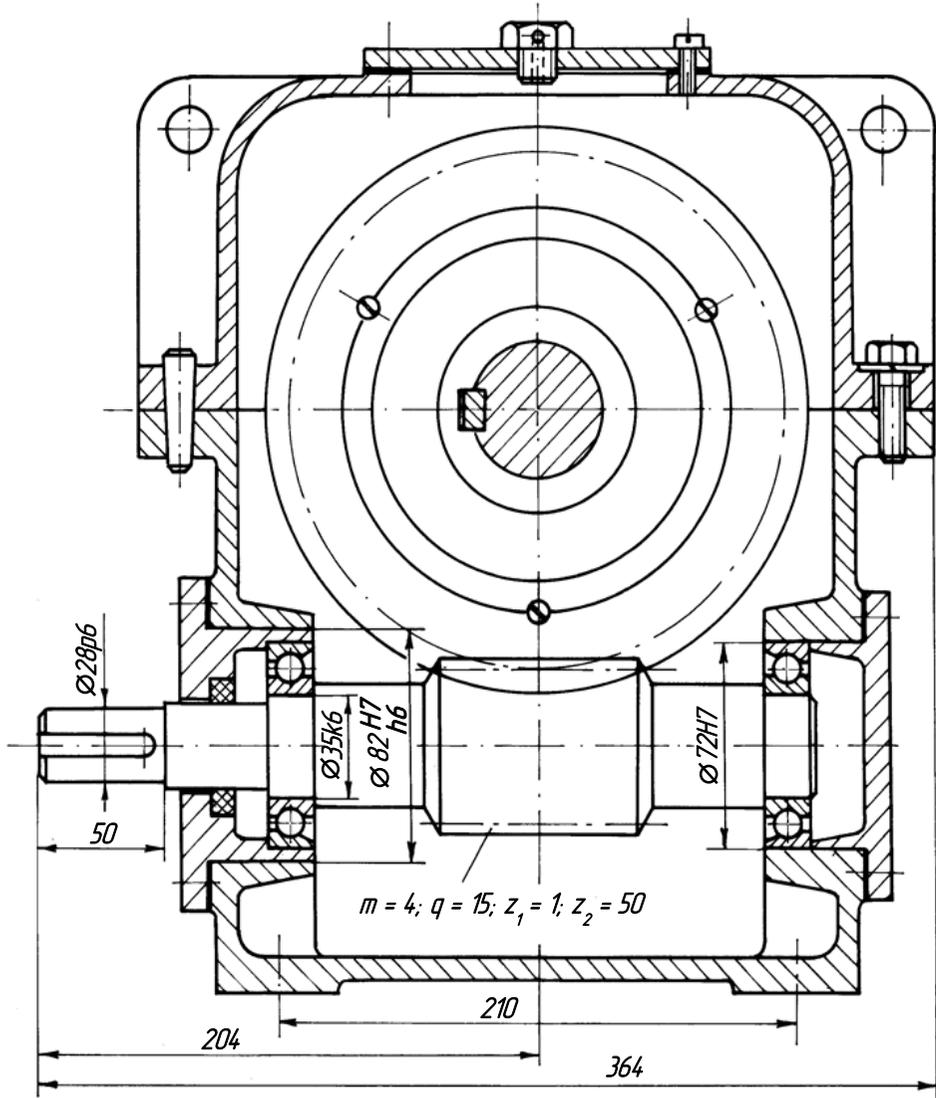


Рис. 21

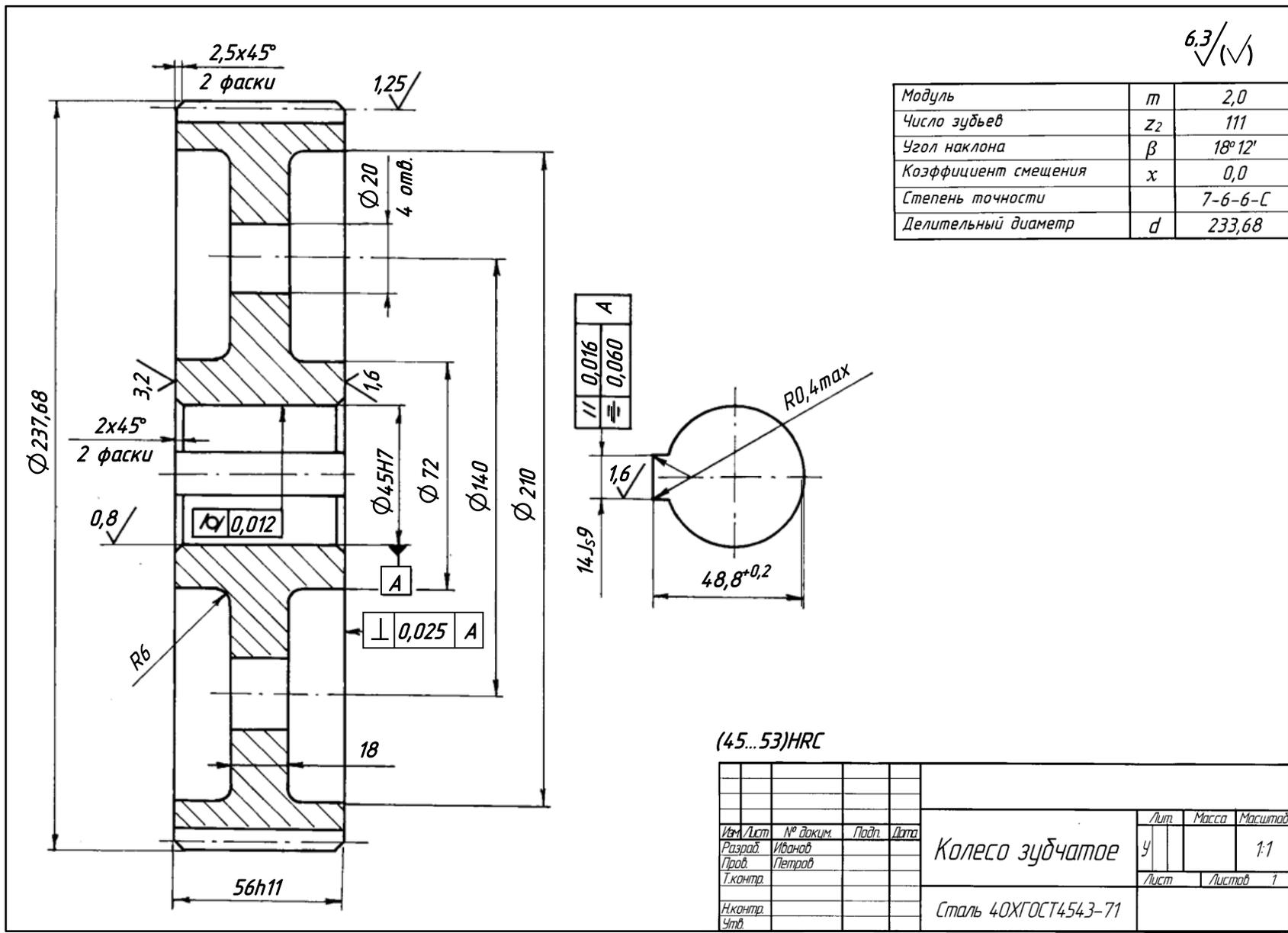


Рис. 23

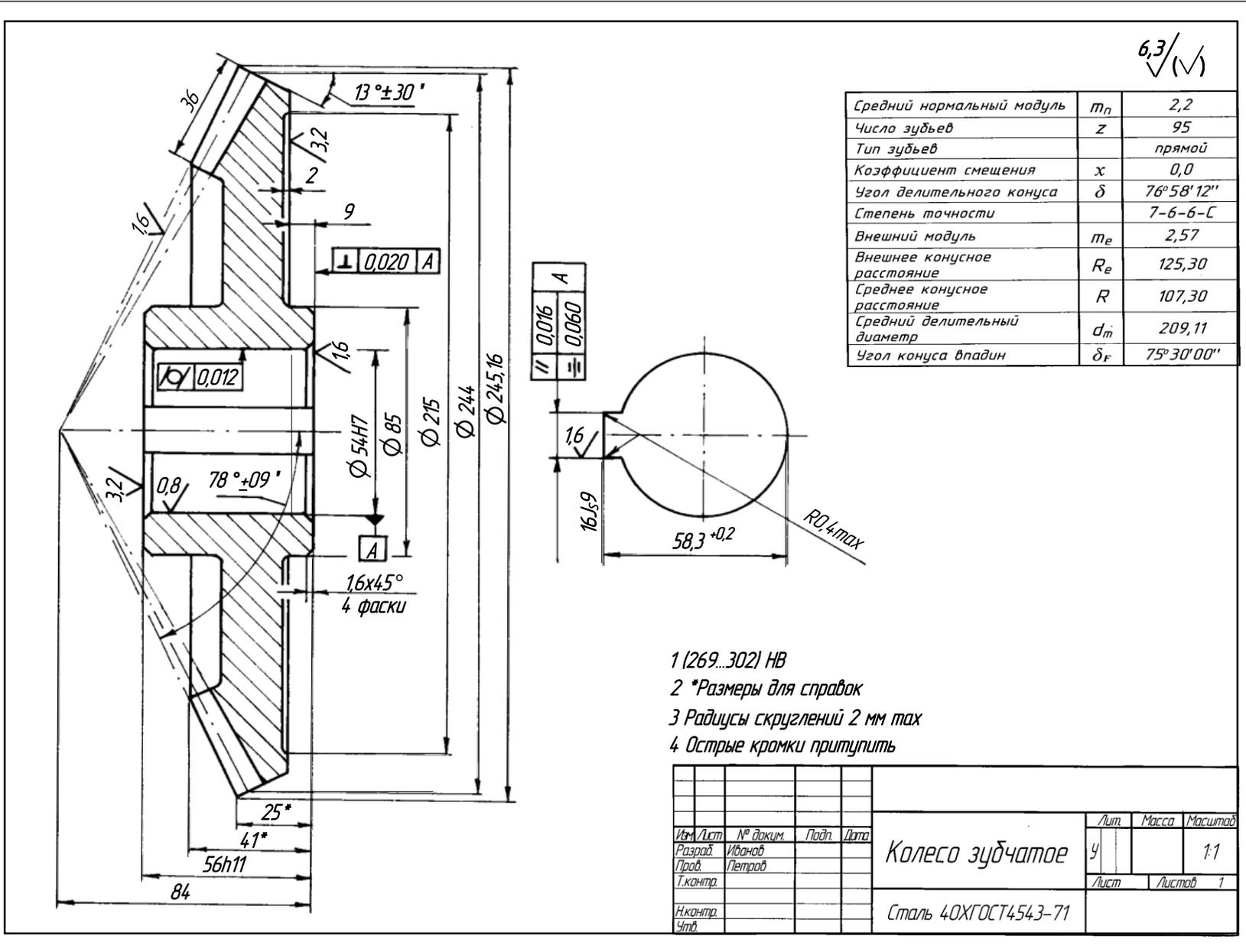


Рис. 24

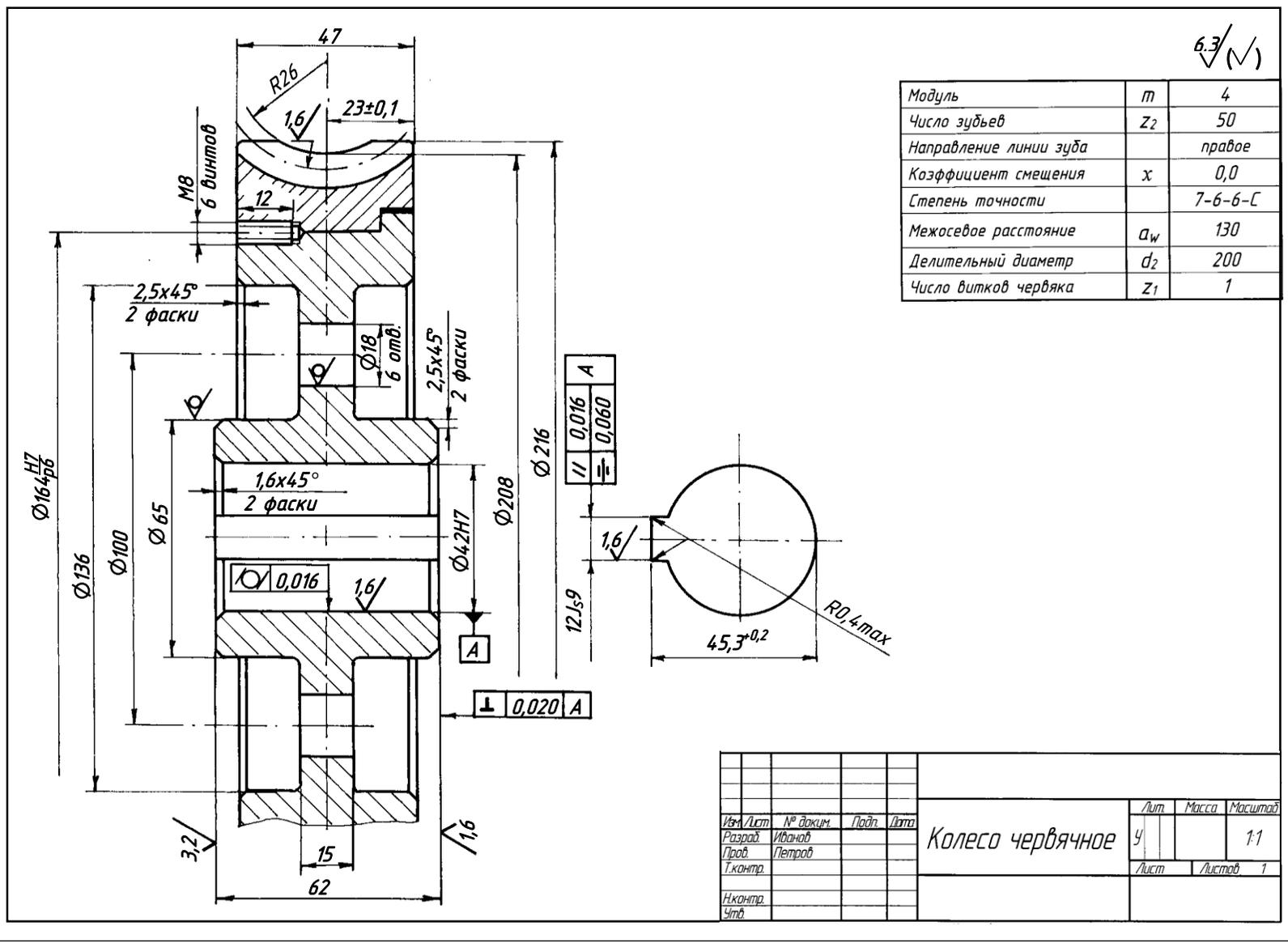


Рис. 25

13 Вопросы для самоподготовки студентов к защите курсового проекта

13.1 Вопросы по теме «Цилиндрические, конические и червячные передачи»

- 1 Какой механизм называется редуктором?
- 2 Что называют передаточным числом редуктора?
- 3 Что называют коэффициентом полезного действия редуктора (КПД)? От чего он зависит? Почему для червячной передачи КПД меньше, чем для цилиндрической зубчатой?
- 4 Запишите соотношение между частотами вращений входного 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 передач: цилиндрической косозубой, конической, червячной.
- 8 Как по чертежу цилиндрического или конического редуктора, не содержащем техническую характеристику, определить его передаточное число?
- 9 Какие силы действуют в зацеплении цилиндрических косозубых колес? Изобразите эти силы на чертеже редуктора.
- 10 Какие силы действуют в зацеплении конических зубчатых колес? Изобразите эти силы на чертеже редуктора.
- 11 Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес? Расшифруйте марку материала колес в Вашем редукторе.
- 12 Какие термообработки используются при изготовлении зубчатых колес? Их назначение. Какие термообработки использованы в Вашем редукторе?
- 13 Что такое твердость материала? Как определяется? В каких единицах измеряется?
- 14 Влияет ли термообработка зубчатых колес на размеры редуктора?
- 15 Твердость шестерни $H_1 = 45 HRC$, твердость колеса $H_2 = 340 HB$. Какая деталь имеет более высокую твердость?
- 16 Какое напряжение называется контактным? Как оно обозначается? Укажите в Вашем редукторе детали, в которых возникают контактные напряжения.
- 17 Изобразите профиль зуба зубчатого колеса и укажите места возникновения контактных напряжений. На какой детали контактное напряжение больше – на зубе шестерни, или на зубе колеса?
- 18 Какое напряжение называется напряжением изгиба в зубе зубчатого колеса? Как оно обозначается?
- 19 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?
- 20 По каким циклам изменяются контактные напряжения в зацеплении и напряжения изгиба в зубьях?
- 21 Что называют контактной усталостью? Что называют контактной выносливостью? Как связаны между собой контактное напряжение и количество отработанных циклов?
- 22 Причины выхода из строя зубьев зубчатых колес.
- 23 По какому расчету (по каким напряжениям, или по какому критерию работоспособности) Вы определили межосевое расстояние передачи?
- 24 Какая кривая называется кривой контактной усталости? Изобразите кривую. Укажите характерные участки. Зачем эта кривая нужна?
- 25 Что называется пределом контактной выносливости? Как обозначается? Как определяется? Где используется?
- 26 Почему и как твердость материалов зубчатых колес влияет на размеры редуктора?

- 27 Твердость шестерни $H_1 = 45 HRC$, твердость колеса $H_2 = 340 HB$. Для какой детали предел контактной выносливости больше?
- 28 При проектировании зубчатой передачи часто твердость шестерни назначают большей, чем твердость колеса. С какой целью?
- 29 Перечислите параметры зубчатой передачи, которые влияют на ее контактную прочность. Как это влияние проявляется?
- 30 Какое напряжение называют допускаемым контактным напряжением? Как оно обозначается? С какой целью используется?
- 31 Чем отличается определение допускаемых контактных напряжений для цилиндрических и для червячных передач?
- 32 Зачем при определении допускаемых контактных напряжений вводят коэффициент запаса прочности?
- 33 В передаче зубья, находящиеся в контакте, неравномерно прилегают друг к другу. Почему? Как неравномерность распределения удельной нагрузки вдоль зубьев учитывается в прочностном расчете?
- 34 Как при расчете зубчатой передачи учитывают дополнительную динамическую нагрузку при входе зубьев в зацепление?
- 35 Почему для прямозубой передачи число зубьев шестерни обычно не назначают меньше чем 17?
- 36 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, $\beta = 40^\circ$)?
- 37 Почему при расчете на изгиб запас прочности $S_F = 1,75$ заметно превышает запас контактной прочности $S_H = 1,1 \dots 1,2$?
- 38 Перечислите параметры зубчатой передачи, влияющие на ее контактную прочность.
- 39 Допускаемое напряжение изгиба для зубчатой передачи. Как обозначается? Как определяется?
- 40 Зачем в расчете зубчатой передачи используется $[\sigma_F]$?
- 41 Какие силы действуют в зацеплении цилиндрических косозубых, конических, червячных передач? Как они обозначаются? Укажите на чертеже точку приложения сил и сами силы.
- 42 Что называют модулем зубчатой передачи? Как он обозначается? В каких единицах измеряется? Почему расчетное значение модуля надо округлять до стандартного?
- 43 Какой расчет (по каким напряжениям, или какой критерий работоспособности) дает возможность определить модуль зацепления?
- 44 Из какого материала изготавливают червяки? Из какого – венцы червячных колес?
- 45 Какая механическая характеристика червячной передачи оказывает решающее влияние на выбор материала венца червячного колеса?
- 46 Если в цилиндрической зубчатой передаче на изгиб рассчитывают и зубья шестерни и зубья колеса, то в червячной передаче – только зубья колеса. Почему?
- 47 Каким образом можно обеспечить высокую контактную выносливость зубчатой передачи?
- 48 Какие зубчатые передачи называются прирабатываемыми? Какие – неприрабатываемыми? Какая передача в вашем редукторе?
- 49 Из всех механических передач тепловой расчет выполняют лишь для червячных редукторов. Почему?
- 50 Зубья в зубчатой передаче прилегают друг к другу неравномерно. Как это учитывают при расчетах?
- 51 От чего зависит дополнительная динамическая нагрузка при входе зубьев в контакт? Как она учитывается при расчетах?
- 52 Почему для косозубой передачи K_{HV} меньше, чем для прямозубой?

53 Почему для косозубой передачи при прочих равных параметрах расчетное межосевое расстояние меньше, чем для прямозубой передачи.

54 Что называют коэффициентом перекрытия в зубчатой передаче? От чего зависит его величина? Может ли быть $\varepsilon < 1$?

55 В зацеплении косозубых колес действуют силы F_t , F_R и F_A . Какая (или какие) из этих сил определяет величину контактного напряжения?

56 В зацеплении косозубых колес действуют силы F_t , F_R и F_A . Какая (или какие) из них определяет величину напряжения изгиба в зубе?

13.2 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 сечении вала под колесом?

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 σ и τ . 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 σ и τ в валах?

13.3 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 Зачем и как радиально – упорные подшипники при монтаже регулируют на нулевой зазор?

7 Какие критерии работоспособности используют при определении ресурса подшипников?

13.4 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 Зачем на валу нужны галтельные проточки?
- 5 Зачем поверхность зубьев зубчатого колеса обрабатывается шлифованием?
- 6 Зачем в колесе внутренняя поверхность отверстия обработана шлифованием?

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.