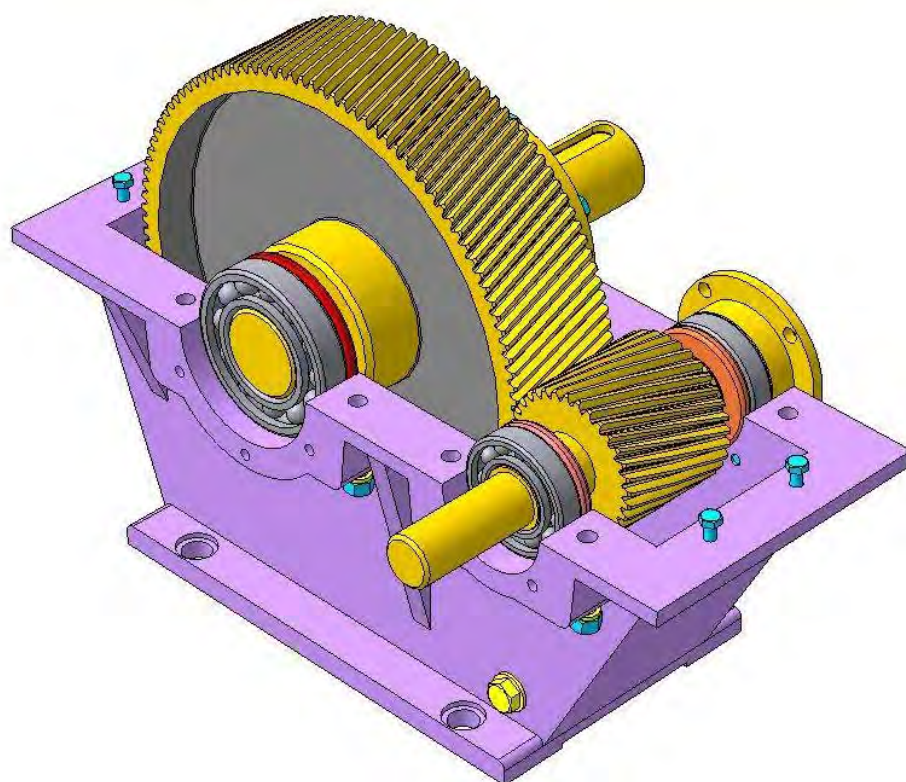


Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Вологодская государственная
молочнохозяйственная академия имени Н.В. Верещагина»

Инженерный факультет

Кафедра энергетических средств и технического сервиса

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Вологда – Молочное
2022

УДК 621.81.(07)

ББК 22.2(я73)

Т338

С о с т а в и т е л и :

доцент кафедры энергетических средств и технического сервиса

Н.И. Кузнецова,

старший преподаватель

кафедры энергетических средств и технического сервиса

С.В. Гайдидей

Р е ц е н з е н т ы –

доцент кафедры энергетических средств и технического сервиса

В.И. Зефирова,

доцент кафедры технические системы в агробизнесе

Р.А. Шушков

Т338 Цилиндрические зубчатые передачи: Учебно-методическое пособие / Сост. Н.И. Кузнецова, С.В. Гайдидей. – Вологда – Молочное: ИЦ ВГМХА, 2022. – 48 с.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлениям подготовки:

35.03.06 – Агроинженерия,

15.03.02 – Технологические машины и оборудование,

27.03.01 – Стандартизация и метрология.

Руководство будет способствовать лучшему усвоению студентами дисциплины, овладению навыками инженерных расчетов, закреплению пройденного теоретического материала.

УДК 621.81.(07)

ББК 22.2(я73)

© Кузнецова Н.И., Гайдидей С.В., 2022.

© ИЦ Вологодской ГМХА, 2022.

ВВЕДЕНИЕ

Учебно-методическое пособие предназначено для изучения раздела «Цилиндрические зубчатые передачи» дисциплины «Детали машин, основы конструирования и ПТМ» студентами, обучающимися по направлениям подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» и 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 27.03.01 «Стандартизация и метрология». В пособии изложены общие сведения о цилиндрических зубчатых передачах, методика их расчета на прочность, примеры расчета и необходимые справочные материалы.

Методические указания по проектному расчету зубчатых передач составлены на основе ГОСТ 21354-87 «Передачи цилиндрические эвольвентные. Расчеты на прочность».

По применению и распространению в различных областях зубчатые передачи по праву занимают первое место. В любой отрасли машиностроения, приборостроения, на транспорте зубчатые передачи находят широкое применение: автомобили, тракторы, самолеты, турбоэлектроходы, станки, электросчетчики, часы, измерительные приборы и т. д.

Зубчатая цилиндрическая передача состоит из двух колес с зубьями (рис. 1.1), посредством которых они сцепляются между собой. Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называют шестерней, с большим – колесом.

Все термины, определения и обозначения, относящиеся к зубчатым передачам, даны в ГОСТ 16530-83, ГОСТ 16531-83 и ГОСТ 19325-73.

Основные преимущества зубчатых цилиндрических передач:

1. Возможность передачи практически любых мощностей (до 50000 кВт и более).
2. Широкий диапазон окружных скоростей (от долей м/с до 30...150 м/с).
3. Постоянство передаточного числа и возможность реализации его в широких пределах.
4. Компактность, надежность и высокая усталостная долговечность.
5. Высокий КПД ($\eta = 0,97...0,99$) при высокой точности изготовления и монтажа, низкой шероховатости рабочей поверхности зубьев, жидкой смазке и передаче полной мощности. При невыполнении указанных условий КПД может понизиться на 20...40%.
6. Простота обслуживания и ухода.
7. Сравнительно небольшие силы давления на валы и их опоры.
8. Может быть изготовлена из самых разнообразных материалов – как металлических, так и неметаллических.

К недостаткам передач относятся:

1. Ограниченность передаточного числа. Для одной пары зубчатых колес по СТ СЭВ 221-75 $u_{\max} = 12,5$, но практически $u \leq 7$, лишь в открытых тихоходных, малонагруженных передачах $u \leq 15$ (даже до 20).
2. Является источником вибрации и шума, особенно при низком качестве изготовления и значительных скоростях.
3. Невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа.
4. При больших перегрузках возможна поломка деталей (пробуксовки исключены).
5. Относительная сложность изготовления высокоточных зубчатых колес.

В зависимости от расположения валов различают передачи с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися геометрическими осями.

Зубчатые цилиндрические передачи могут быть с прямыми (рис. 1.1, а, г), косыми (рис. 1.1, б) или шевронными (рис. 1.1, в) зубьями.

Косозубые передачи по сравнению с прямозубыми имеют следующие преимущества: уменьшение шума при работе; меньшие габаритные размеры; высокая плавность зацепления; большая нагрузочная способность; значительно меньшие дополнительные динамические нагрузки.

Недостатками косозубой передачи по сравнению с прямозубой являются: наличие осевой силы за счет наклона зуба и, соответственно, большая нагрузка на опоры вала; большая сложность в изготовлении.

Шевронные передачи ввиду сложности изготовления применяются реже, чем косозубые, т.е. в тех случаях, когда требуется передавать большую мощность и высокую скорость, а осевые нагрузки нежелательны.

В зависимости от относительного расположения зубчатых колес передачи могут быть с внешним (рис. 1.1, а, б, в) или внутренним (рис. 1.1, г) зацеплением.

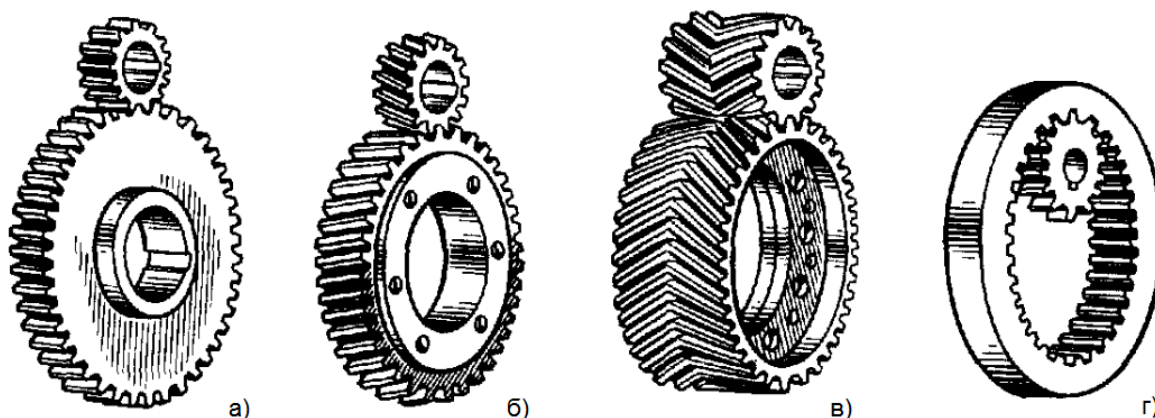


Рис. 1.1. Цилиндрические зубчатые передачи

По конструктивному оформлению зубчатые передачи бывают:

- *открытые*, не имеющие защитного кожуха и масляной ванны;
- *полуоткрытые*, имеющие защитный кожух;
- *закрытые*, имеющие картер и крышку, хорошо изолирующие передачу от внешней среды; картер служит масляной ванной передач (редукторы, коробки перемены передач и др.).

По окружной скорости различают зубчатые передачи:

- *тихоходные* ($V_{\max} = 3 \dots 4 \text{ м/с}$);
- *среднескоростные* ($4 \text{ м/с} \leq V \leq 15 \text{ м/с}$);
- *высокоскоростные* ($V > 15 \text{ м/с}$).

Зубчатые колеса различают также по форме профиля зуба: с эвольвентным, циклоидным или круговым профилем. В сельскохозяйственном машиностроении широко применяют передачи с эвольвентным профилем зуба, которые могут работать при больших окружных скоростях и передавать значительную мощность.

При работе передач зуб испытывает сложное напряженное состояние. Главными напряжениями, влияющими на работоспособность зуба, являются контактные напряжения и напряжения изгиба. Эти напряжения действуют перемененно и вызывают усталостное разрушение зубьев – поломку от действия напряжений изгиба и выкрашивание их поверхностей от контактных напряжений. С целью предотвращения преждевременного выхода из строя зубчатых колес из-за поломок зубьев и разрушения их активных поверхностей в результате развития усталостного выкрашивания ГОСТ 21354-87 устанавливает основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и прочности зубьев при изгибе.

Стандарт действителен для эвольвентных цилиндрических металлических зубчатых колес внешнего зацепления с исходным контуром по ГОСТ 13755-81, модулем $m \geq 1 \text{ мм}$, работающих со смазкой при окружных скоростях $V \leq 25 \text{ м/с}$.

Контактная выносливость, как правило, служит основным критерием работоспособности для закрытых передач с низкой и средней твердостью рабочих поверхностей зубьев. Поэтому при твердости рабочих поверхностей зубьев $HV \leq 350$ габаритные размеры закрытой передачи – межосевое расстояние и ширину колес – определяют из условия контактной выносливости. Расчет же прочности зубьев при изгибе носит проверочный характер. Модуль колес при этом нужно выбирать минимально допустимым, так как с его увеличением растут наружные диаметры и масса заготовок, трудоемкость обработки, потери на трение. Однако принимать значение модуля менее 1,5 мм в трансмиссиях не

рекомендуют из-за недостаточной износостойкости и др.

Для всех открытых, а также для закрытых передач с твердостью рабочей поверхности зубьев $HV > 350$ габаритные размеры передачи следует определять по выносливости зубьев на изгиб.

1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Для расчета цилиндрической зубчатой передачи необходимы следующие данные:

1. Тип передачи (прямозубая, косозубая, шевронная).
2. Частота вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов, мин^{-1} .
3. Вращающий момент на ведомом валу T_2 , Н·м.
4. Допустимое отклонение частоты вращения ведомого вала (вала рабочей машины) Δ , %.
5. Вид нагрузки (равномерная, с малой неравномерностью, и др.).
6. Ресурс работы передачи L_h , ч.
7. Вероятность обеспечения заданного ресурса P_t .

Определяем передаточное число передачи:

$$u = \frac{n_1}{n_2}. \quad (1.1)$$

По ГОСТ 2185-66 (таблица 1.1) выбираем ближайшее значение u . При выборе передаточных чисел следует иметь в виду, что значения первого ряда предпочтительны.

Таблица 1.1 – Значения передаточных чисел зубчатых передач (ГОСТ 2185-66)

1-й ряд	1,00	1,25	1,6	2,00	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	1,12	1,40	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

Вычисляем фактическую частоту вращения ведомого вала:

$$n_2^\phi = \frac{n_1}{u}. \quad (1.2)$$

Отклонение фактической частоты вращения от заданной:

$$\Delta_\phi = \frac{|n_2^\phi - n_2|}{n_2} \cdot 100\%. \quad (1.3)$$

Полученное значение Δ_ϕ не должно превышать допустимого значения Δ .

2 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Материал зубчатых колес должен обладать необходимой износостойкостью рабочих поверхностей против выкрашивания, абразивного изнашивания и заедания, а также требуемой прочностью на изгиб.

Основные материалы для изготовления зубчатых колес – термически обрабатываемые стали, в отдельных случаях чугуны и пластмассы.

Для мало- и средненагруженных редукторов общего назначения используют качественные углеродистые стали 35, 40, 45, 50 (ГОСТ 1050-88*) и легированные стали 40X, 45X, 40XН, 40XНМ (ГОСТ 4543-71*) с твердостью $HB \leq 350$. Такая твердость обеспечивается нормализацией или улучшением. Зубья колес нарезают после термообработки. Такие колеса хорошо прирабатываются и не подвергаются хрупкому разрушению.

Для лучшей приработки твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса на 10...15 единиц, т.е. должно соблюдаться условие:

$$HB_1 \geq HB_2 + (10...15). \quad (2.1)$$

В сельскохозяйственном машиностроении для изготовления зубчатых колес применяют низкоуглеродистые, высоколегированные цементуемые стали с твердостью рабочей поверхности $HB \geq 350$, т.е. больше $35HRC$ ($1HRC \approx 10HB$): для колес небольших размеров – стали 15, 20, 15X, 20X; для колес больших размеров – 18ХГТ, 12ХНЗА. Химико-термические виды обработки позволяют получить HRC 50...60. С этой целью применяют цементацию, поверхностную закалку ТВЧ, азотирование.

Цементацией (насыщением поверхностных слоев колес углеродом) с последующей закалкой повышают твердость рабочих поверхностей зубьев до HRC 58...63, при глубине цементованного слоя не более 2 мм. Процесс длителен и дорог.

Поверхностная закалка ТВЧ применима для больших зубьев ($m > 5$ мм). При малых модулях возникает опасность прокаливания зуба насквозь, что делает его хрупким. Для закалки таких зубчатых колес можно применять ТВЧ с самоотпуском. Например, для зубчатых колес коробок передач станков с модулем 3 мм, изготавливаемых из стали 40X, рекомендуется нагрев со скоростью 30° в секунду в индукторе шинного типа с последующей закалкой в масле. Закалка колес с модулем $m < 3$ мм затруднена.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает твердость такую же, как и при цементации, однако из-за небольшой толщины твердого слоя (0,1...0,6 мм) зубья становятся чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в условиях абразивного изнашивания. Степень коробления при азотировании очень

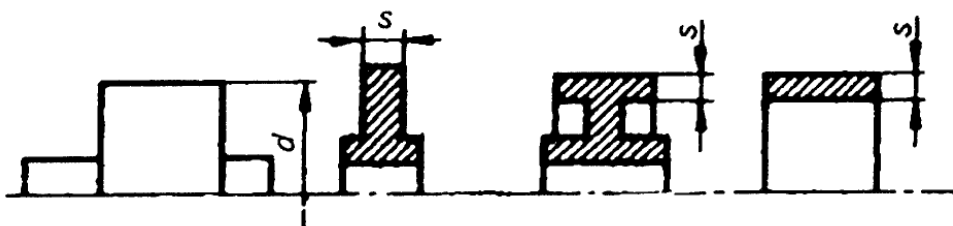
мала. Поэтому такую термообработку целесообразно применять, когда трудно выполнить шлифование зубьев. Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменитель 38ХВФЮА или 38ХЮА.

Зубья колес с $HV > 350$ нарезают до термообработки, а доводочные операции (шлифование, хонингование, обкатку) выполняют после термообработки с целью устранения коробления (деформации) зубьев.

Заготовки для колес получают ковкой, штамповкой и литьем. Стальное литье обладает пониженной прочностью, поэтому его используют обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Справочные данные по сталям, рекомендуемым для изготовления зубчатых колес, приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Основные характеристики поковок зубчатых колес



Марка стали	Размер сечения s , мм	Твердость сердцевины HV	Твердость поверхность и HRC	Предел прочност и σ_B , МПа	Предел текучест и σ_T , МПа	Термообработка
40	60	192...228	–	686	392	Улучшение
45	80	170...217	–	582	340	Нормализация
	100	192...240	–	736	450	Улучшение
50	60	241...285	–	834	580	Улучшение
	80	179...228	–	628	350	Нормализация
40X	80	228...255	–	700...800	550	Улучшение
	100	230...260	–	850	550	Улучшение
	60	260...280	–	950	700	Улучшение
45X	60	500...550	$HV26...30$	1000	800	Азотирование
	100	230...280	–	850	650	Улучшение
	100...300	163...269	–	750	500	Улучшение
40XH	300...500	–	–	700	450	Улучшение
	100	230...300	–	850	600	Улучшение
	100...300	241	–	800	580	Улучшение
35XM	40	–	48...54	1600	1400	Закалка
	100	241	–	900	800	Улучшение
	50	269	–	900	800	Улучшение
20X	40	–	45...53	1600	1400	Закалка
	60	–	56...63	650	400	Цементация
25ХГТ	–	–	58...63	1150	950	Цементация

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

3.1 Определение допустимых контактных напряжений

Допустимые контактные напряжения при расчете зубчатых передач на контактную выносливость вычисляем по формуле:

$$[\sigma_{HP}] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_{H\min}} \cdot Z_N, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжения, МПа;

$S_{H\min}$ – минимальный коэффициент запаса прочности;

Z_N – коэффициент долговечности.

Коэффициент запаса прочности $S_{H\min}$ интегрально учитывает приближенный характер расчета. Можно применять следующие минимальные значения:

- для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_{H\min} = 1,1$;
- для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_{H\min} = 1,2$;
- для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, $S_{H\min} = 1,25$.

Предел контактной выносливости зубьев $\sigma_{H\lim b}$, соответствующий базовому числу циклов изменения напряжений, рассчитываем по формуле, приведенной в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Предел контактной выносливости в зависимости от способа термохимической обработки зубьев

Способ термической и термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	Формула для расчета $\sigma_{H\lim b}$, МПа
Отжиг, нормализация или улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70$
Объемная и поверхностная закалка	$HRC 38...50$	Углеродистая и легированная	$\sigma_{H\lim b} = 17HRC + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$\sigma_{H\lim b} = 23HRC$
Азотирование	$HV 550...750$	Легированная	$\sigma_{H\lim b} = 1050$

При заданной вероятности обеспечения контактной твердости в

качестве расчетного значения твердости желательно выбирать не минимальное или среднее значение, а наиболее *вероятное*, которое определяется по формуле:

$$HB_p = HB_{cp} - t\sigma, \quad (3.2)$$

где HB_{cp} – среднее значение твердости;

t – коэффициент риска;

σ – среднее квадратичное отклонение разброса значений твердости материала.

Полагая, что разброс значений твердости подчиняется нормальному закону распределения, с достаточной степенью точности имеем:

$$HB_{cp} = \frac{HB_{\max} + HB_{\min}}{2}; \quad (3.3)$$

$$\sigma = \frac{HB_{\max} - HB_{\min}}{6}, \quad (3.4)$$

где HB_{\max} и HB_{\min} – соответственно максимальное и минимальное значение твердости (см. таблицу 2.1).

Коэффициент риска определяется в зависимости от значения функции Лапласа (см. таблицу 3.2)

$$\Phi(t) = 0,5 - P_{op}, \quad (3.5)$$

где $P_{op} = 1 - P_t$ – вероятность безотказной работы;

P_t – заданная вероятность ресурса работы (п. 1).

Коэффициент долговечности Z_N определяем по графику (рис. 3.1) в зависимости от отношения расчетного цикла N_K к базовому $N_{H\lim}$.

Расчетное число циклов при постоянном режиме нагружения определяем по формуле:

$$N_K = 60n \cdot c \cdot L_h, \quad (3.6)$$

где n – частота вращения колеса, по материалу которого определяют допустимые напряжения, мин^{-1} (см. п. 1);

c – число зацеплений зуба за один оборот;

L_h – расчетный ресурс работы, ч (см. п.1);

Базовое число циклов напряжений определяем по графику (рис. 3.2) или по формуле в зависимости от твердости материала:

$$N_{H\lim} = 30HB^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6, \quad (3.7)$$

где HB – поверхностная твердость материала.

Рекомендуется в качестве допустимых напряжений при проектных и проверочных расчетах использовать:

- для прямозубых передач – минимальное из допустимых контактных напряжений зубьев шестерни $[\sigma_{HP1}]$ и колеса $[\sigma_{HP2}]$;

Таблица 3.2 – Значение функции $\Phi(t)$

t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$	t	$\Phi(t)$
0,01	0,0040	0,26	0,1026	0,52	0,1985	1,05	0,3531	2,60	0,4953
0,02	0,0080	0,27	0,1064	0,54	0,2054	1,10	0,3643	2,70	0,4965
0,03	0,0120	0,28	0,1103	0,56	0,2123	1,15	0,3749	2,80	0,4974
0,04	0,0160	0,29	0,1141	0,58	0,2190	1,20	0,3849	2,90	0,4981
0,05	0,0199	0,30	0,1179	0,60	0,2257	1,25	0,3944	3,00	0,49865
0,06	0,0239	0,31	0,1217	0,62	0,2324	1,30	0,4032	3,20	0,49931
0,07	0,0279	0,32	0,1255	0,64	0,2389	1,35	0,4115	3,40	0,49966
0,08	0,0319	0,33	0,1293	0,66	0,2454	1,40	0,4192	3,60	0,49984
0,09	0,0359	0,34	0,1331	0,68	0,2517	1,45	0,4265	3,80	0,499928
0,10	0,0398	0,35	0,1368	0,70	0,2580	1,50	0,4332	4,00	0,499968
0,11	0,0438	0,36	0,1406	0,72	0,2642	1,55	0,4394	4,50	0,499997
0,12	0,0478	0,27	0,1443	0,74	0,2703	1,60	0,4452	5,00	0,499997
0,13	0,0517	0,38	0,1480	0,76	0,2764	1,65	0,4505		
0,14	0,0557	0,39	0,1517	0,78	0,2823	1,70	0,4554		
0,15	0,0596	0,40	0,1554	0,80	0,2881	1,75	0,4599		
0,16	0,0636	0,41	0,1591	0,82	0,2939	1,80	0,4641		
0,17	0,0675	0,42	0,1628	0,84	0,2995	1,85	0,4678		
0,18	0,0714	0,43	0,1664	0,86	0,3051	1,90	0,4713		
0,19	0,0753	0,43	0,1700	0,88	0,3106	1,95	0,4744		
0,20	0,0793	0,45	0,1736	0,90	0,3159	2,00	0,4772		
0,21	0,0832	0,46	0,1772	0,92	0,3212	2,10	0,4821		
0,22	0,0871	0,47	0,1808	0,94	0,3264	2,20	0,4861		
0,23	0,0910	0,48	0,1844	0,96	0,3315	2,30	0,4893		
0,24	0,0948	0,49	0,1879	0,98	0,3365	2,40	0,4918		
0,25	0,0987	0,50	0,1915	1,00	0,3413	2,50	0,4938		

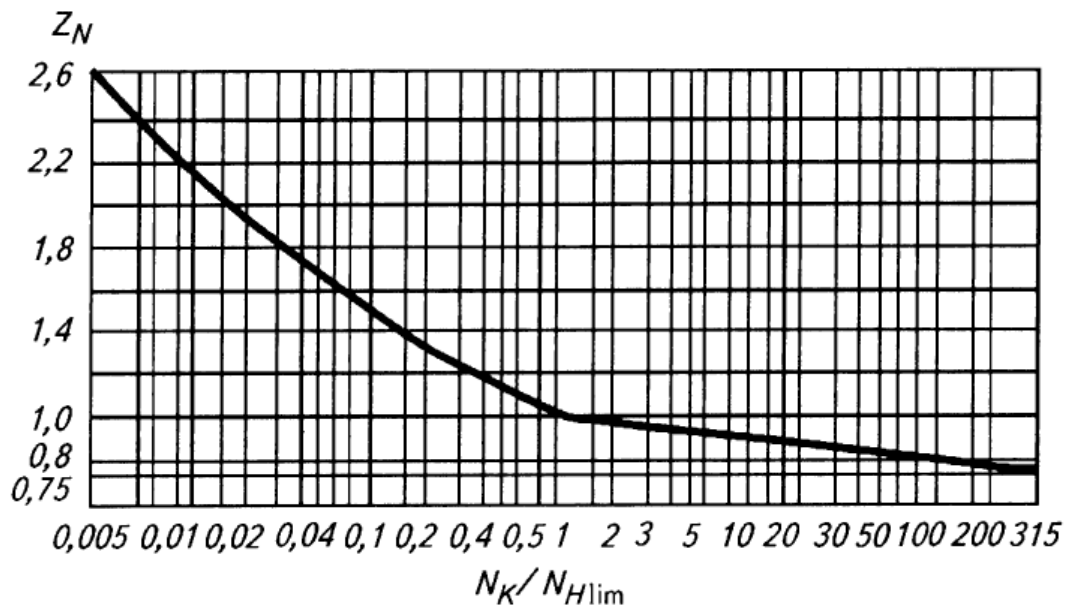


Рис. 3.1

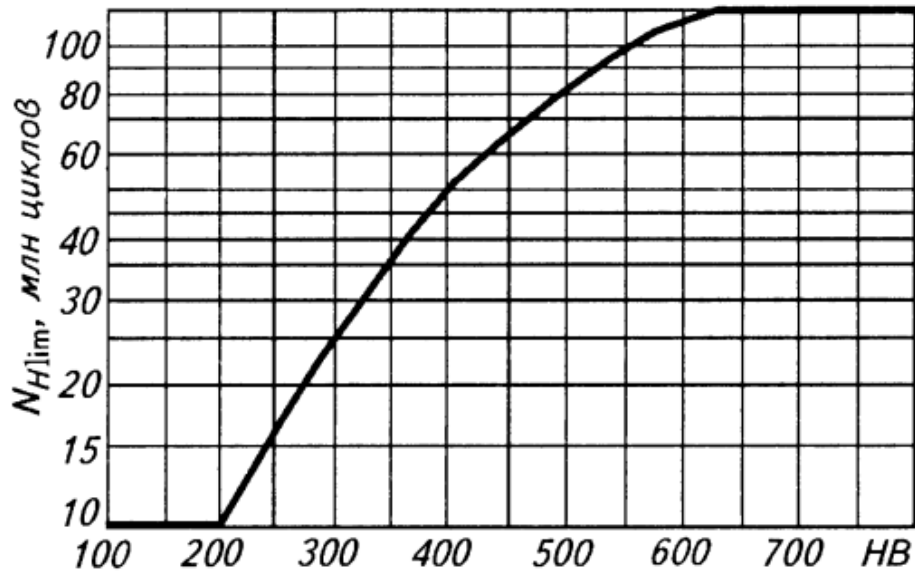


Рис. 3.2

- для косозубых и шевронных передач – значение напряжения, рассчитанное по формуле:

$$[\sigma_{HP}] = 0,45([\sigma_{HP1}] + [\sigma_{HP2}]) \geq [\sigma_{HP\min}], \quad (3.8)$$

где $[\sigma_{HP\min}]$ – меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2} , МПа.

При этом должно выполняться условие $[\sigma_{HP}] < 1,25\sigma_{HP\min}$.

3.2 Определение допустимых напряжений изгиба

При расчете зубчатых передач на выносливость при изгибе допустимые напряжения изгиба определяют по формуле (ГОСТ 21354-87):

$$[\sigma_{FP}] = \frac{\sigma_{F\limb}^0}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_A, \quad (3.9)$$

где $\sigma_{F\limb}^0$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений и установленный для отнулевого (пульсирующего) цикла напряжений, МПа; определяется в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по таблице 3.3;

S_F – коэффициент запаса прочности; определяется по таблице 3.3;

Y_N – коэффициент долговечности;

Y_A – коэффициент, учитывающий способ приложения нагрузки; при одностороннем приложении $Y_A = 1$; при двухстороннем (реверсивные передачи) $Y_A = 0,7$.

Таблица 3.3 – Приближенные значения $\sigma_{F_{limb}}^0$ и S_F (ГОСТ 21354-87)

Сталь	Способ термической или термохимической обработки	Твердость активной поверхности зубьев	$\sigma_{F_{limb}}^0$, МПа	S_F
Углеродистая и легированная, содержащая более 0,15% углерода (например, марок 40, 45 по ГОСТ 1050-88, марок 40X, 40XH, 40XФА, 40XXH2MA, 18X2H4BA по ГОСТ (4543-71*))	Нормализация, улучшение	180...350 HB	1.75HB	1,7
Легированные стали, содержащие 0,4...0,55% углерода (40X, 40XH и другие по ГОСТ 4543-71*)	Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания	40...55 HRC	580	1,7
Легированная, содержащая более 1% никеля (40XH, 50XH и другие по ГОСТ 4543-71*)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 HRC	500	1,7
Прочая легированная (марок 40X, 40XФА по ГОСТ 4543-71*)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 HRC	460	1,7
Содержащая алюминий. Прочая легированная	Азотирование	700...950 HV 550...750 HV (для сердцевины 24...40 HRC)	290 + + 12HRC (для сердцевины)	1,7
Легированная сталь всех марок	Цементация в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом и закалке с применением средств против обезуглероживания, достигается содержание углерода на поверхности 0,4...1,4%	56...63 HRC	800	1,65
Легированные стали, не содержащие молибден (марок 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и другие по ГОСТ 4543-71*)	Нитроцементация (концентрация на поверхности 0,7...1% углерода и 0,15...0,5% азота)	57...63 HRC	750	1,55

Коэффициент долговечности Y_N :

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}}, \quad (3.10)$$

где $N_{F \text{ lim}}$ – базовое число циклов напряжений; для всех сталей $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$;

N_K – число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы, млн. циклов (определяется по формуле 3.6).

Для зубчатых колес из материала однородной структуры, а также закаленных при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой и со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки зубьев $q_F = 6$. Тогда

$$1 \leq Y_N = 6 \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}} \leq 4. \quad (3.11)$$

Для зубчатых колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью $q_F = 9$. В этом случае

$$1 \leq Y_N = 9 \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}} \leq 2,5. \quad (3.12)$$

Если полученное по формулам (3.11) и (3.12) значение коэффициента долговечности Y_N меньше нижнего предела или больше верхнего предела, то для дальнейших расчетов необходимо принимать предельные значения.

Для передач, работающих с ресурсом $L_h \geq 36000$ ч (большинство редукторов приводных установок сельскохозяйственных машин и оборудования), $Y_N = 1$.

4 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

Цель проектного расчета – предварительное определение геометрических параметров зубчатой цилиндрической передачи.

Межосевое расстояние вычисляем по формуле (ГОСТ 21354-87):

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_{HP}]^2}}, \quad (4.1)$$

где K_a – расчетный коэффициент; для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых и шевронных – $K_a = 430$;

u – передаточное число;

T_2 – вращающий момент на колесе, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии; при проектном расчете принимают $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,2$ (меньшее значение при твердости материала колес $HB \leq 350$, большее – при $HB > 350$);

$[\sigma_{HP}]$ – допустимое контактное напряжение, МПа; (см. п. 3.1);

$\psi_{ba} = b_w / a_w$ – коэффициент относительной ширины колес; для колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении опор относительно опор принимают $\psi_{ba} = 0,315 \dots 0,4$, для колес из закаленных сталей при несимметричном расположении опор $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,315$, для любых колес при симметричном расположении опор $\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,5$, для шевронных колес $\psi_{ba} = 0,6 \dots 0,8$, для передвижных шестерен коробок передач $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,2$.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего большего числа по таблице 4.1, при этом следует иметь в виду, что значения первого ряда предпочтительны.

Таблица 4.1 – Значения межосевого расстояния (ГОСТ 2185-66*)

1-й ряд	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800
2-й ряд	140, 180, 225, 280, 355, 450, 560, 710, 900

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} a_w. \quad (4.2)$$

Нормальный модуль зубчатых колес выбираем в пределах:
для нормализованных или улучшенных колес

$$m_n = (0,01...0,02)a_w; \quad (4.3)$$

для колес с закаленными зубьями

$$m_n = (0,016...0,0315)a_w. \quad (4.4)$$

Значение модуля округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 9563-60**: 1; 1,25; 1,5; (1,75); 2; (2,25); 2,5; (2,75); 3 (3,25); 3,5; (3,75); 4; (4,25); 4,5; 5; (5,5); 6; 6,5; (7); 8; (9); 10; (11); 12. В данном ряду значения без скобок предпочтительны.

Для косозубых передач угол наклона зубьев предварительно принимают $\beta = 8...20^\circ$. Нижнее значение ограничено с целью обеспечения минимума двухпарного зацепления, верхнее – во избежание больших осевых сил. Для шевронных колес $\beta = 25...30^\circ$ (40°).

Для косозубых передач необходимо проверить условие:

$$b_w \geq \frac{2,5m_n}{\sin \beta}. \quad (4.5)$$

Ширина шестерни b_1 принимается приблизительно на 5 мм больше ширины b_w с целью компенсации возможных погрешностей сборки:

$$b_1 \approx b_2 + 5. \quad (4.5)$$

Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых передач

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m_n}. \quad (4.6)$$

для косозубых передач

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}. \quad (4.7)$$

Полученное значение округляем до ближайшего целого.

С целью сохранения стандартного межосевого расстояния и модуля корректируем угол наклона зубьев, используя формулу:

$$\beta = \arccos \left(\frac{z_\Sigma m_n}{2a_w} \right). \quad (4.8)$$

Определяем число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 :

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1}, \quad z_2 = z_\Sigma - z_1. \quad (4.9)$$

Определяем диаметры d делительных окружностей зубчатых колес, которые при отсутствии угловой коррекции равны начальным диаметрам d_w :

$$d_1 = d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}, \quad d_2 = d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}. \quad (4.10)$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}). \quad (4.11)$$

Диаметры вершин d_a и впадин d_f шестерни и колеса соответственно:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2m_n, \quad d_{f1} = d_{w1} - 2,5m_n, \quad (4.12)$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2m_n, \quad d_{f2} = d_{w2} - 2,5m_n. \quad (4.13)$$

5 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

5.1 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

Согласно ГОСТ 21354-87 этот расчет выполняют по условию:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \leq [\sigma_{HP}], \quad (5.1)$$

где σ_H – расчетное контактное напряжение, МПа;

σ_{H0} – контактное напряжение без учета дополнительных нагрузок, МПа;

K_H – коэффициент нагрузки в зоне контакта;

$[\sigma_{HP}]$ – допустимое контактное напряжение, МПа (см. п. 3.1).

Находим контактные напряжения без учета дополнительных нагрузок:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{b_w d_1 u}} \leq [\sigma_{HP}], \quad (5.2)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес, для стали $Z_E \cong 190$ МПа;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

F_t – окружная сила, Н.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяется по формуле:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha_t}}, \quad (5.3)$$

где α_t – угол зацепления, град.

При $\alpha_t = 20^\circ$:

$$Z_H = 2,5 \sqrt{\cos \beta}. \quad (5.4)$$

Коэффициент Z_ε рекомендуется определять по формулам:

для прямозубых колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (5.5)$$

для косозубых колес

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (5.6)$$

где ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия зубьев, определяемый по выражению:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (5.7)$$

Окружная сила определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (5.8)$$

Коэффициент нагрузки в зоне контакта зубьев:

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}, \quad (5.9)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; если учтены внешние нагрузки, то $K_A = 1$; в других случаях необходимо использовать данные таблицы 5.1;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии; выбирают в зависимости от твердости поверхности зубьев, ширины колес и схемы передачи (рис. 5.1);

K_{HV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (ГОСТ 21354-87); для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$, для косозубых передач определяем по графику (рис. 5.2).

Таблица 5.1 – Коэффициент K_A внешней динамической нагрузки при расчетах на усталостную прочность

Режим нагружения двигателя	Значения коэффициента K_A при режиме нагружения рабочей машины			
	равномерном	с малой неравномерностью	со средней неравномерностью	со значительной неравномерностью
Равномерный	1	1,25	1,5	1,75
С малой неравномерностью	1,1	1,35	1,6	1,85
Со средней неравномерностью	1,25	1,5	1,75	Свыше 2
Со значительной неравномерностью	1,5	1,75	2	Свыше 2,25

Примечания: 1. Табличные значения распространяются на передачи,

работающие вне резонансной области. 2. При наличии в приводе гидравлических и упругих муфт, демпфирующих колебания табличные значения коэффициента K_A могут быть уменьшены на 20...30% при условии, что $K_A \geq 1$. 3. Двигатели и машины, работающие в указанных здесь режимах, перечислены в таблице 5.2

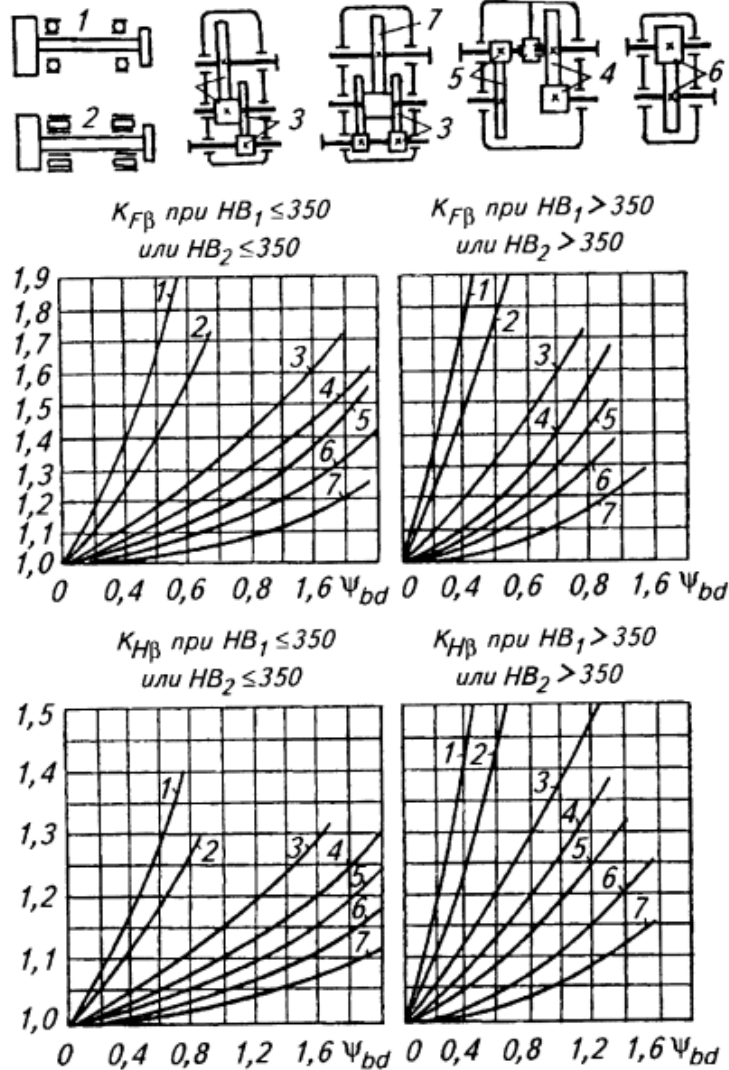


Рис. 5.1. Графики для определения значений K_{HB} и K_{FB} ; цифры у кривых соответствуют передачам на схемах; более точное определение K_{HB} и K_{FB} см. ГОСТ 21354-87

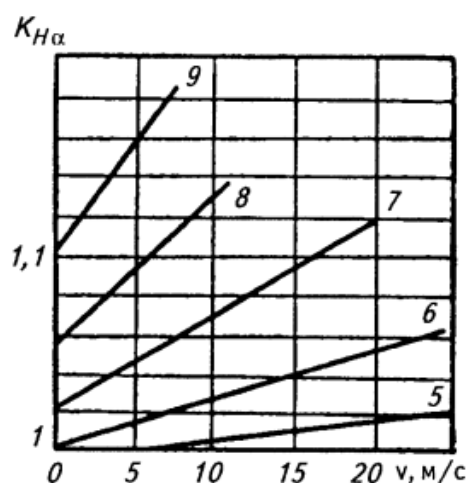


Рис. 5.2. График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач (цифры соответствуют степени точности передачи)

Таблица 5.2 – Характерные режимы нагружения двигателей и рабочих машин

Режим нагружения	Вид двигателя	Вид рабочей машины
Равномерный	Электродвигатель; паровые и газовые турбины при стабильных режимах эксплуатации и небольших пусковых моментах	Электрический генератор; равномерно работающие ленточные и пластинчатые конвейеры; легкие подъемники; упаковочные машины; вентиляторы; перемешивающие устройства и мешалки для веществ равномерной плотности; турбокомпрессоры; легкие центрифуги; механизмы с вращающимися деталями
С малой неравномерностью	Гидравлические двигатели, паровые и газовые турбины при больших часто возникающих пусковых моментах	Неравномерно работающие ленточные и пластинчатые транспортеры (для штучных грузов); шестеренные и ротационные насосы; главные приводы станков; тяжелые подъемники; механизмы кранов с вращающимися деталями; тяжелые центрифуги; перемешивающие устройства и мешалки для веществ переменной плотности; поршневые многоцилиндровые, гидравлические насосы; экструдеры; каландры
Со средней неравномерностью	Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания	Экструдеры; мешалки с прерывающимся процессом; легкие шаровые мельницы; деревообрабатывающие станки; одноцилиндровые поршневые насосы; подъемные машины
Со значительной неравномерностью	Одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания	Экскаваторы, черпалки (приводы ковшей, цепных черпалок, грохотов); тяжелые шаровые мельницы; резиносмесители; дробилки; кузнечные машины; тяжелые дозировочные насосы; ротационные буровые машины; брикетные прессы

Коэффициент K_{HV} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, при необходимости точного расчета рекомендуется определять по формуле:

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV}}{W_p}, \quad (5.10)$$

где W_{HV} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм:

W_p – расчетная удельная окружная сила в зоне наибольшей ее концентрации, Н/мм.

Удельная окружная динамическая сила определяется по формуле:

$$W_{HV} = \delta_H g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (5.11)$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (таблица 5.3);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (таблица 5.4); степень точности изготовления передачи назначается в зависимости от окружной скорости V по таблице 5.5;

V – окружная скорость, м/с; определяется по формуле

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad (5.12)$$

a_w – межосевое расстояние, мм;

u – передаточное число.

Таблица 5.3 – Значения коэффициента δ_H

Твердость поверхностей зубьев по Виккерсу	Вид зубьев	δ_H
$HV_1 \leq 350$ или $HV_2 > 350$	Прямые без модификации головки	0,06
	Прямые с модификацией головки	0,04
	Косые	0,02
$HV_1 > 350$ и $HV_2 > 350$	Прямые без модификации головки	0,14
	Прямые с модификацией головки	0,10
	Косые	0,04

Таблица 5.4 – Значения коэффициента g_0

Модуль m , мм	g_0 при степени точности изготовления передачи по нормам плавности (ГОСТ 1643-81)					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	2,8	3,8	4,7	5,6	7,3	10
Свыше 3,55 до 10	3,1	4,2	5,3	6,1	8,2	11
Свыше 10	3,7	4,8	6,4	7,3	10	13,5

Примечание: Степень точности изготовления передачи назначается в зависимости от окружной скорости V по таблице 5.5. Значение V вычисляется по формуле 5.12.

Таблица 5.5 – Рекомендуемые степени точности изготовления зубчатых передач

Вид передачи	Степень точности изготовления передачи при окружной скорости V , м/с			
	до 5	5...8	8...12,5	свыше 12,5
Цилиндрическая: прямозубая	9	8	7	6
косозубая	9	9	8	7

Если значения W_{HV} , вычисленные по формуле (5.11), превышают предельные значения, указанные в таблице 5.6, то следует принимать предельные значения.

Таблица 5.6 – Предельные значения W_{HV} и W_{FV} , Н/мм

Модуль m , мм	g_0 при степени точности изготовления передачи по нормам плавности (ГОСТ 1643-81)					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	85	160	240	380	700	1200
Свыше 3,55 до 10	105	194	310	410	880	1500
Свыше 10	150	250	450	590	1050	1800

Расчетная удельная окружная сила в зоне с наибольшей концентрации вычисляется по формуле:

$$W_p = \frac{F_t K_A}{b_w} \quad (5.13)$$

Для расчетов зубчатых передач сельскохозяйственных машин с достаточной точностью можно использовать значения коэффициентов K_{HV} , указанные в таблице 5.7.

Если недогрузка передачи по контактным напряжениям выше 10% или перегрузка более 5%, то необходимо скорректировать ширину колес, межосевое расстояние или применить другой материал.

5.2 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Определяем эквивалентное число зубьев соответственно для шестерни и колеса по формулам:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}, \quad z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}. \quad (5.14)$$

Коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба, определяют в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса. Для передач, выполненных без смещения исходного контура, с достаточной степенью точности значение Y_{FS} можно выбирать по таблице 5.8.

Определяем наиболее слабый элемент зубчатой передачи (шестерня или зубчатое колесо), сравнивая отношения $[\sigma_{FP1}]/Y_{FS1}$ и $[\sigma_{FP2}]/Y_{FS2}$, где $[\sigma_{FP1}]$ и $[\sigma_{FP2}]$ – допустимые напряжения изгиба, МПа (см. п.3.2). Наиболее слабым будет тот элемент, у которого отношение $[\sigma_{FP}]/Y_{FS}$ будет наименьшим, и дальнейший расчет будет проводиться по этому элементу зубчатого зацепления.

Таблица 5.7 – Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV}

Степень точности изготовления передачи (ГОСТ 1643-81)	Твердость поверхностей зубьев	K_{HV}					K_{FV}				
		при окружной скорости V , м/с									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
6	$HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{-}{1,51}$
	$HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$
7	$HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{-}{1,48}$	$\frac{-}{1,64}$
	$HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$
8	$HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,72}{1,29}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{-}{1,58}$	$\frac{-}{1,77}$
	$HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$
9	$HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,84}{1,34}$	$\frac{-}{1,45}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{-}{1,45}$	$\frac{-}{1,67}$	$\frac{-}{-}$
	$HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$

Примечание: В числителе указаны значения для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

Таблица 5.8 – Значения коэффициента Y_{FS} для передач, выполненных без смещения исходного контура

z_V	16	17	20	25	30	40	50	60	80	100
Y_{FS}	4,47	4,28	4,08	3,9	3,8	3,7	3,65	3,62	3,6	3,6

Расчетное напряжение при изгибе определяют по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m_n} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (5.15)$$

где F_t – окружная сила, Н; см. формулу (5.8);

b_w – ширина зубчатого венца колеса, мм; см. п.4;

m_n – модуль, мм; см. п.4;

K_F – коэффициент нагрузки при изгибе;

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Коэффициент нагрузки при изгибе:

$$K_F = K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha}, \quad (5.16)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; см. п. 5.1, таблица 5.1;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий; при расчетах по напряжениям изгиба определяется по графику (рис. 5.1) в зависимости от параметра $\psi_{bd} = b_w/d_1$, твердости поверхностей зубьев и мест установки колес относительно опор;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для расчета на выносливость при изгибе для прямозубых передач принимают $K_{F\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных выбирают по таблице 5.9 в зависимости от степени точности передачи.

Таблица 5.9 – Значения коэффициента $K_{F\alpha}$

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

Коэффициент K_{FV} , учитывающий динамическую нагрузку, можно определить по таблице 5.7 или по формуле:

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV}}{W_{Ft}}, \quad (5.17)$$

где W_{FV} – удельная окружная динамическая сила при изгибе, Н/мм;

W_{Ft} – удельная расчетная окружная сила при расчете на изгибную прочность, Н/мм.

Удельную окружную динамическую силу при изгибе принимают по таблице 5.6 или рассчитывают по выражению:

$$W_{FV} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (5.18)$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев; для косозубых и шевронных колес $\delta_F = 0,06$, для прямозубых передач с модификацией головки $\delta_F = 0,11$, для прямозубых передач без модификации головки $\delta_F = 0,16$;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; см. п. 5.1, таблица 5.4;

V – окружная скорость, м/с; определяется по формуле (5.12), см. п. 5.1;

a_w – межосевое расстояние, мм;

u – передаточное число.

Удельную расчетную окружную силу при расчете на изгибную прочность определяют по формуле:

$$W_{Ft} = \frac{F_t K_A}{b_w}. \quad (5.19)$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \geq 0,7, \quad (5.20)$$

где ε_β – коэффициент осевого перекрытия, рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}. \quad (5.21)$$

Желательно проектировать передачу так, чтобы ε_β был близок или равен целому числу.

В прямозубых передачах коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, составляет $Y_\varepsilon = 1$. В косозубых передачах:

при $\varepsilon_\beta < 1$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha}, \quad (5.22)$$

при $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}, \quad (5.23)$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется по формуле (5.7).

6 СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

В косозубой передаче в зоне зацепления действует нормальная сила F_n , которую раскладывают на составляющие: окружную силу F_t , радиальную силу F_r и осевую силу F_a (рис. 6.1).

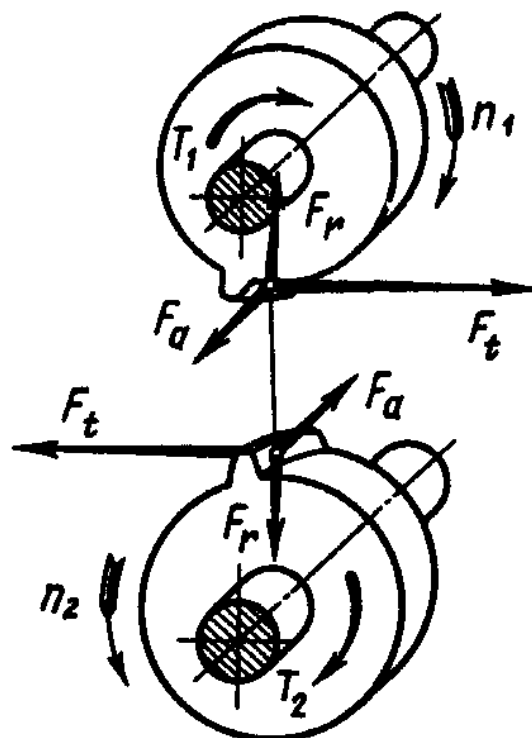


Рис. 6.1. Силы, действующие в косозубой цилиндрической передаче

При заданном вращающем моменте T_2 на ведомом валу силы будут иметь следующие значения.

1) Окружные силы, Н:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}}. \quad (6.1)$$

2) Радиальные силы, Н:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (6.2)$$

3) Осевые силы, Н:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (6.3)$$

Для прямозубой и шевронной передач нормальная сила F_n будет иметь только две составляющие: окружную силу F_t и радиальную силу F_r .

7 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Основные геометрические параметры зубчатых колес (диаметр, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определены при проектировании передачи (п. 4). Конструкция колес зависит главным образом от проектных размеров, материала, способа получения заготовки и масштаба производства.

Основные конструктивные элементы колеса – обод, ступица и диск (рис. 7.1).

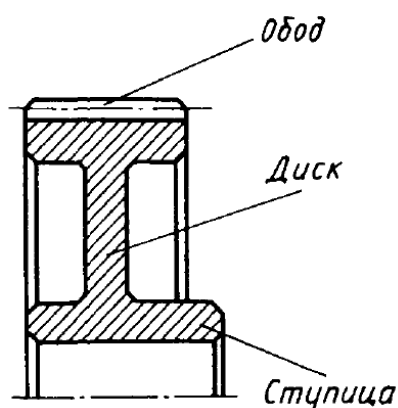


Рис. 7.1

Обод воспринимает нагрузки от зубьев и должен быть достаточно прочным и в то же время податливым, чтобы способствовать равномерному распределению нагрузки по длине зуба. Жесткость обода обеспечивает его толщина S (рис. 7.2).

Ступица служит для соединения колеса с валом и может быть расположена симметрично, несимметрично относительно обода или равна ширине обода (рис. 7.2). Это определяется технологическими или конструктивными условиями. Длина ступицы $l_{ст}$ должна быть оптимальной, чтобы обеспечить, с одной стороны, устойчивость колеса на валу в плоскости, перпендикулярной оси вала, а с другой – получение заготовок ковкой и нарезание шпоночных пазов методом протягивания.

Диск соединяет обод и ступицу. Его толщина C определяется в зависимости от способа изготовления колеса. Иногда в дисках колес выполняют отверстия, которые используют при транспортировке и обработке колес, а при больших размерах и для уменьшения массы. Диски больших литых колес усиливают ребрами или заменяют спицами (рис. 7.2).

Острые кромки на торцах ступицы и углах обода притупляют фасками, размер f которых принимают по таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Стандартные размеры фасок, мм

Диаметр ступицы	Св. 20 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 250	Св. 250 до 500
-----------------	--------------	--------------	--------------	--------------	---------------	----------------	----------------	----------------

или обода								
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

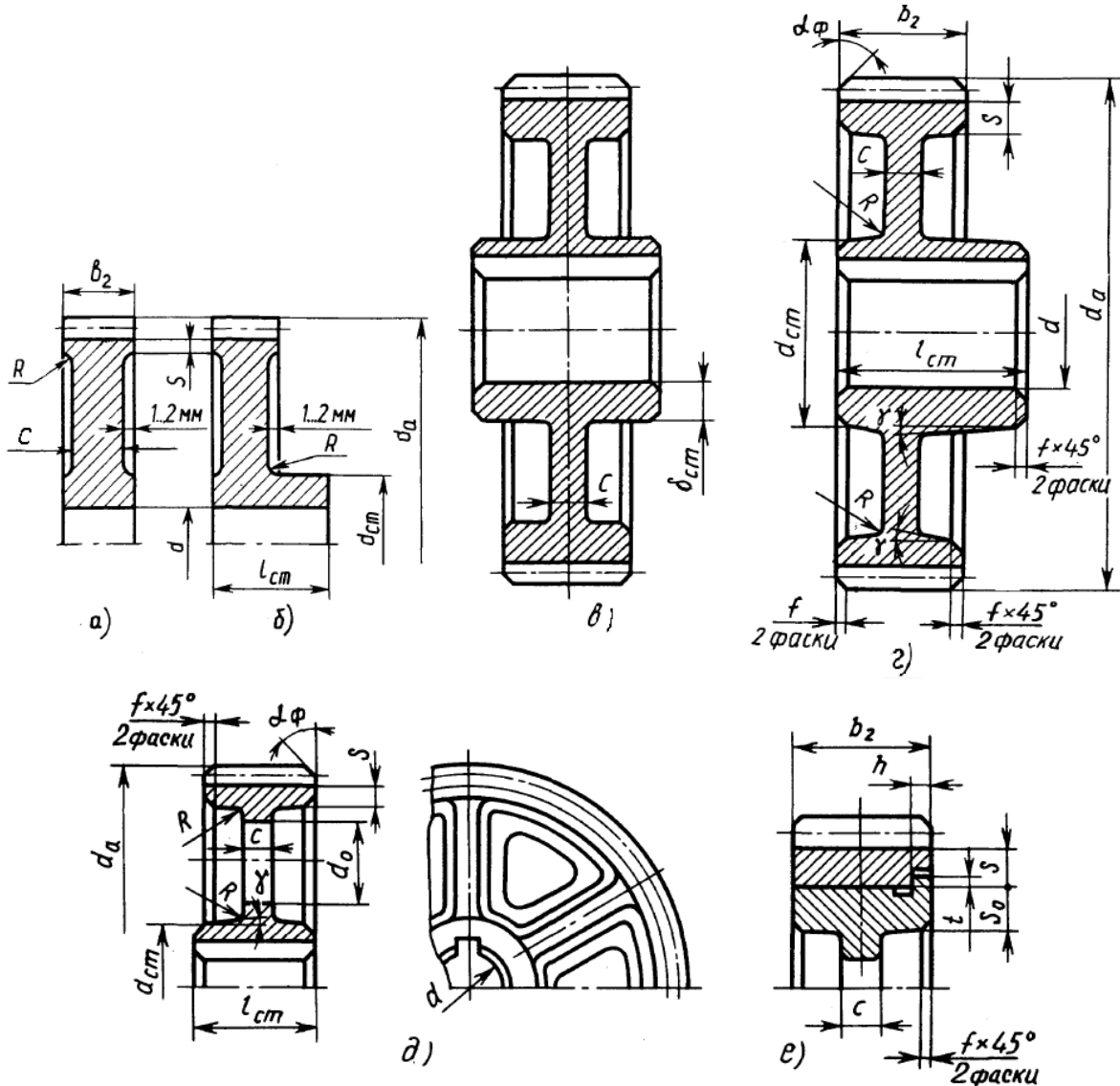


Рис. 7.2

В проектируемых приводах колеса редукторов получают относительно небольших диаметров и их изготавливают из круглого проката (рис. 7.2, а), поковок (рис. 7.2, б, в) или получают штамповкой (рис. 7.2, г). Большие колеса открытых зубчатых передач изготавливают литьем (рис. 7.2, д) или составными (рис. 7.2, е). Ступицу колес цилиндрических редукторов располагают симметрично относительно обода (рис. 7.2, а, в, е), а ступица колес открытых цилиндрических зубчатых передач может быть расположена симметрично и несимметрично относительно обода (рис. 7.2, б, г, д).

В таблице 7.2 даны расчеты конструктивных элементов зубчатых колес при индивидуальном и мелкосерийном производстве.

Таблица 7.2 – Размеры цилиндрических зубчатых колес, мм

Элемент колеса	Размер	Способ получения заготовки (рис. 7.2)		
		a – круглый прокат, b – ковка	$в$ – ковка, $г$ – штамповка	$д$ – литье, e – составные
Обод	Диаметр	$d_a < 100 \text{ мм}$	$d_a = 100 \dots 500 \text{ мм}$	$d_a > 500 \text{ мм}$
	Толщина	$S = 2,2m_n + 0,05b_2$		$S = 2,2m_n + 0,05b_2$; $h = 0,1b_2$; $S_0 = 1,2S$; $t = 0,8h$
	Ширина	b_2 (см. п.4)		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_e$ (d_e – диаметра вала в месте посадки зубчатого колеса, определяется предварительным проектным расчетом вала)		
	Диаметр наружный	$d_{cm} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{cm} \approx 0,3d$		
	Длина	$a - l_{cm} = b_2$; $b - l_{cm} = (1,0 \dots 1,5)d$	$l_{cm} = (1,0 \dots 1,5)d$	
$l_{cm} = (1,0 \dots 1,5)d$ – оптимальное значение				
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$	$C = 0,5(S + \delta_{cm}) \geq 0,25b_2$	
	Радиусы закруглений	$R \geq 1$	$R \geq 6$	$R \geq 10$
	Уклон	–	$\gamma \geq 7^\circ$	
	Отверстия	–	–	$d_0 \geq 25$, $n = 4 \dots 6$

Примечания: 1. При определении длины ступицы l_{cm} числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке.

2. На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6 \dots 0,7)m_n$ с округлением до стандартного значения по таблице 7.1.

3. Угол фаски α_ϕ : на прямозубых колесах $\alpha_\phi = 45^\circ$; на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей $H < 350\text{HB}$ $\alpha_\phi = 45^\circ$, а при $H > 350\text{HB}$ $\alpha_\phi = 15^\circ$.

8 ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Открытые цилиндрические зубчатые передачи выполняют прямозубыми и используют в качестве тихоходных при окружных скоростях до 2 м/с. Зубчатые колеса открытых передач изготавливают из углеродистых конструкционных сталей с термической обработкой улучшение и нормализация.

Основной причиной выхода из строя открытых передач, работающих при плохой смазке, является абразивный износ поверхностей зубьев, который происходит быстрее, чем процесс их выкрашивания от действия переменных контактных напряжений. Поэтому открытые зубчатые передачи рассчитывают на выносливость при изгибе с учетом износа зубьев при эксплуатации.

При проектном расчете передачи, из условия прочности зубьев шестерни на изгиб, определяют модуль зацепления:

$$m \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_F]}}, \quad (8.1)$$

где $K_m = 1,4$ – вспомогательный коэффициент;

T_1 – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии;

Y_{FS1} – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни;

z_1 – число зубьев шестерни; принимают $z_1 = 20 \dots 30$;

$\psi_{bd} = b_w / d_1$ – коэффициент ширины венца относительно диаметра; при консольном расположении зубчатых колес относительно опор $\psi_{bd} = 0,25 \dots 0,4$;

$[\sigma_F]$ – допустимое напряжение изгиба для шестерни, МПа.

Для открытых зубчатых передач допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса определяют по формуле:

$$[\sigma_F] = 0,4 \sigma_{F\text{lim}} \cdot Y_N, \quad (8.2)$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа; определяем по таблице 3.3;

Y_N – коэффициент долговечности.

При твердости зубьев колес $H \leq 350HB$ коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{1,1\psi_{bd}}{SX}, \quad (8.3)$$

где SX – номер схемы расположения колес по рис. 5.2.

По ГОСТ 9563-60 принимают ближайшее стандартное значение модуля. Определяют геометрические размеры передачи и выполняют проверочный расчет на выносливость зубьев колеса и шестерни при изгибе.

Допускаемая перегрузка передачи ($\sigma_F > [\sigma_F]$) до 5%. Если $\sigma_F > [\sigma_F]$ свыше 5%, то необходимо увеличить ширину венца колеса или модуль зацепления.

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения (излома) зубьев при кратковременных перегрузках открытые зубчатые передачи необходимо проверить на прочность при изгибе максимальной нагрузкой. Проверку выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса.

Максимальные напряжения изгиба при перегрузке:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{пик}}}{T_n} = \sigma_F \cdot K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (8.4)$$

где σ_F – напряжение, вычисленное при расчете передачи на выносливость при изгибе, МПа;

$T_{\text{пик}}$ – вращающий момент при перегрузке, Н·м;

T_n – расчетный вращающий момент, Н·м;

K_{Π} – коэффициент перегрузки, характеризующий режим нагружения;

$[\sigma_F]_{\max}$ – предельное допустимое напряжение изгиба, МПа.

Предельное допустимое напряжение изгиба вычисляем по формуле:

$$[\sigma_F]_{\max} = \frac{\sigma_{F\text{lim}} \cdot Y_{N\max} \cdot K_{st}}{S_{Fst}}, \quad (8.5)$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа; определяем по таблице 3.3;

$Y_{N\max}$ – максимальная величина коэффициента долговечности;

K_{st} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки;

S_{Fst} – коэффициент запаса прочности; принимают $S_{Fst} = 1,75$.

При твердости зубьев $H \leq 350HB$ $Y_{N\max} = 4$ и $K_{st} = 1,3$, а при $H > 350HB$ $Y_{N\max} = 2,5$ и $K_{st} = 1,2$.

Если пиковый вращающий момент ($T_{\text{пик}}$) не задан, то значение коэффициента перегрузки находят с учетом специфики работы технологической машины (таблица 8.1).

Таблица 8.1 – Рекомендуемые значения коэффициента перегрузки

Вид рабочей машины и условия эксплуатации	Коэффициент перегрузки K_n
Приводы с асинхронным электродвигателем при пуске	2,5...4,0
Лебедки, цепные и винтовые конвейеры	1,5...2,0
Ленточные конвейеры	1,25...1,5
Вентиляторы, воздуходувки	1,4...1,8
Мельницы, смесители вязких масс	1,8...2,2
Грузоподъемные машины:	
- механизмы подъема	1,2...2,0
- механизмы передвижения	1,5...4,0

Примечание. При наличии в приводе упругих муфт величину K_n уменьшают на 20 – 30 %.

9 ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчитать закрытую цилиндрическую передачу с косыми зубьями для привода от электродвигателя с частотой вращения $n_1 = 970 \text{ мин}^{-1}$ к конвейеру, у которого частота вращения приводного вала $n_2 = n = 250 \text{ мин}^{-1}$ и вращающий момент $T_2 = T_n = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Допустимое отклонение частоты вращения вала конвейера $\pm 5\%$, нагрузка спокойная, ресурс работы передачи $L_h = 10^4 \text{ ч}$ с вероятностью обеспечения заданного ресурса $P_1 = 0,9$.

1) *Определение кинематических параметров*

По формуле (1.1) определяем передаточное число передачи:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{970}{250} = 3,88.$$

По таблице 1.1 принимаем ближайшее значение $u = 4$.

По формуле (1.2) вычисляем фактическую частоту вращения вала конвейера:

$$n_2^\phi = \frac{n_1}{u} = \frac{970}{4} = 242,5.$$

Отклонение фактической частоты вращения от заданной:

$$\Delta = \frac{|n_2^\phi - n_2|}{n_2} \cdot 100\% = \frac{|242,5 - 250|}{250} \cdot 100\% = 3\%,$$

что меньше допустимого значения.

2) *Выбор материала зубчатых колес*

По таблице 2.1 для изготовления шестерни назначаем сталь 50 (термообработка – улучшение), $HB_1 = 228...255$, $\sigma_B = 700...800 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$; для колеса – сталь 40 (термообработка – улучшение), $HB_2 = 192...228$, $\sigma_B = 686 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 392 \text{ МПа}$.

3) *Определение допустимых контактных напряжений*

Принимаем коэффициент запаса прочности $S_{H \min} = 1,1$.

Коэффициент риска $t \approx 1,28$ принимаем по таблице 3.2 в зависимости от функции Лапласа, вычисляемой по формуле (3.5):

$$\Phi(t) = 0,5 - P_{\sigma p} = 0,5 - 0,1 = 0,4,$$

где $P_{\sigma p} = 1 - P_1 = 1 - 0,9 = 0,1$ – вероятность разрушения зубьев;

$P_1 = 0,9$ – заданная вероятность ресурса работы.

Среднее квадратическое отклонение разброса значений твердости материала колеса определяем по формуле (3.4):

$$\sigma_2 = \frac{HB_{2\max} - HB_{2\min}}{6} = \frac{228 - 192}{6} = 6.$$

Среднее значение твердости материала колеса находим по формуле (3.3):

$$HB_{cp} = \frac{HB_{2\max} + HB_{2\min}}{2} = \frac{228 + 192}{2} = 210.$$

Расчетная твердость материала колеса при заданной вероятности обеспечения ресурса работы по формуле (3.2):

$$HB_{p2} = HB_{cp2} - t\sigma_2 = 210 - 1,28 \cdot 6 = 202.$$

Предел контактной выносливости зубьев колеса, соответствующий базовому числу циклов напряжения, рассчитываем по формуле (см. таблицу 3.1):

$$\sigma_{H\lim b2} = 2HB_{p2} + 70 = 2 \cdot 202 + 70 = 474 \text{ МПа}.$$

Аналогично для материала шестерни:

$$t \approx 1,28;$$

$$\sigma_1 = \frac{HB_{1\max} - HB_{1\min}}{6} = \frac{255 - 228}{6} = 4,5;$$

$$HB_{cp1} = \frac{HB_{1\max} + HB_{1\min}}{2} = \frac{228 + 255}{2} = 241,5;$$

$$HB_{p1} = HB_{cp1} - t\sigma_1 = 241,5 - 1,28 \cdot 4,5 = 236;$$

$$\sigma_{H\lim b1} = 2 \cdot HB_{p1} + 70 = 2 \cdot 236 + 70 = 542 \text{ МПа}.$$

Расчетное число циклов при постоянном режиме нагружения определяем по формуле (3.6):

для колеса

$$N_{K2} = 60n_2^\phi \cdot c \cdot L_h = 60 \cdot 242,5 \cdot 1 \cdot 10^4 \approx 1,46 \cdot 10^8;$$

для шестерни

$$N_{K1} = 60n_1 \cdot c \cdot L_h = 60 \cdot 970 \cdot 1 \cdot 10^4 = 5,82 \cdot 10^8.$$

Базовое число циклов напряжений определяем по графику (рис. 3.2) в зависимости от твердости материала:

для колеса

$$N_{H\lim 1} = 1 \cdot 10^7 \text{ млн. циклов};$$

для шестерни

$$N_{H\lim 2} = 1,4 \cdot 10^7 \text{ млн. циклов}.$$

При расчете контактной выносливости коэффициент долговечности Z_N определяем по графику (рис. 3.1) в зависимости от отношения расчетного цикла N_K к базовому $N_{H\lim}$.

Для колеса:

$$\frac{N_{K2}}{N_{H\lim2}} = \frac{1,46 \cdot 10^8}{1 \cdot 10^7} = 14,6,$$

получаем

$$Z_{N2} = 0,85.$$

Для колеса:

$$\frac{N_{K1}}{N_{H\lim1}} = \frac{5,82 \cdot 10^8}{1,4 \cdot 10^7} = 41,5,$$

имеем

$$Z_{N1} = 0,82.$$

Допустимые контактные напряжения вычисляем по формуле (3.1):
для колеса

$$[\sigma_{HP2}] = \frac{\sigma_{H\lim b2}}{S_{H\min}} \cdot Z_{N2} = \frac{474}{1,1} \cdot 0,85 = 366 \text{ МПа},$$

для шестерни

$$[\sigma_{HP1}] = \frac{\sigma_{H\lim b1}}{S_{H\min}} \cdot Z_{N1} = \frac{542}{1,1} \cdot 0,82 = 404 \text{ МПа}.$$

С учетом рекомендаций (п. 5.1) расчетное допустимое контактное напряжение для косозубой передачи вычисляем по формуле (3.8):

$$[\sigma_{HP}] = 0,45([\sigma_{HP1}] + [\sigma_{HP2}]) \geq [\sigma_{HP\min}],$$

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (404 + 366) = 346,5 \text{ МПа}.$$

Т.к. это значение меньше $[\sigma_{HP2}]$, то в качестве расчетного принимаем минимальное значение:

$$[\sigma_{HP}] = [\sigma_{HP2}] = 366 \text{ МПа}.$$

4) Определение допустимых напряжений изгиба

По таблице 3.3 определяем коэффициент запаса прочности $S_F = 1,7$ и вычисляем предел выносливости зубьев при изгибе:

для колеса

$$\sigma_{F\lim b2}^0 = 1,75 HB_{p2} = 1,75 \cdot 202 = 353,5 \text{ МПа};$$

для шестерни

$$\sigma_{F\lim b1}^0 = 1,75 HB_{p1} = 1,75 \cdot 236 = 413 \text{ МПа}.$$

При расчете по изгибной выносливости коэффициент долговечности Y_N определяем по формуле (3.10). Поскольку для стальных колес

$$N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6, \text{ то:}$$

для колеса

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\text{lim}2}}{N_{K2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,46 \cdot 10^8}} < 1;$$

для шестерни

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\text{lim}1}}{N_{K1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{5,82 \cdot 10^8}} < 1.$$

С учетом рекомендаций к условию (3.11) принимаем $Y_{N2} = Y_{N1} = 1$.

При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$.

Зная все составляющие формулы (3.9), вычисляем допустимые напряжения изгиба:

Зная все составляющие формулы, вычисляем допустимые напряжения изгиба:

для колеса

$$[\sigma_{FP2}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b2}^0}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_A = \frac{353,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 208 \text{ МПа};$$

для шестерни

$$[\sigma_{FP1}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b1}^0}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_A = \frac{413}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 243 \text{ МПа}.$$

5) Проектный расчет

Межосевое расстояние вычисляем по формуле (4.1), принимая коэффициенты $K_a = 430$, $K_{H\beta} = 1,1$, $\psi_{ba} = 0,45$:

$$\begin{aligned} a_w &= K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_{HP}]^2}} = \\ &= 430 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{750 \cdot 1,1}{4^2 \cdot 0,45 \cdot 366^2}} = 204,1 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Полученное значение a_w округляем до ближайшего стандартного числа по таблице 4.1. Принимаем $a_w = 200 \text{ мм}$.

Необходимая ширина зубчатого венца колеса по формуле (4.2):

$$b_{w2} = \psi_{ba} a_w = 0,45 \cdot 200 = 90 \text{ мм}.$$

Нормальный модуль зубчатых колес выбираем по формуле (4.3) в пределах:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 200 = 2 \dots 4 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9563-60 (п. 4) назначаем $m_n = 3 \text{ мм}$.

Принимаем угол наклона зубьев $\beta = 14^\circ$ и проверяем условие (4.5), обеспечивающее минимум двухпарное зацепление:

$$b_{w2} \geq \frac{2,5m_n}{\sin \beta} = \frac{2,5 \cdot 3}{0,242} = 31 \text{ мм}.$$

Т.к. $b_{w2} = 90 \text{ мм}$, то условие выполняется.

Ширина шестерни b_1 принимаем на 5 мм больше ширины b_{w2} с целью компенсации возможных погрешностей сборки: $b_1 = 95 \text{ мм}$.

Определяем суммарное число зубьев по формуле (4.7):

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,97}{3} = 129,33.$$

Полученное значение округляем до ближайшего целого, принимаем $z_{\Sigma} = 130$.

С целью сохранения межосевого расстояния и модуля корректируем угол наклона зубьев, используя формулу (4.8):

$$\cos \beta = \frac{z_{\Sigma} m_n}{2a_w} = \frac{130 \cdot 3}{2 \cdot 200} = 0,975,$$

откуда $\beta = \arccos 0,975 = 13,98^\circ$.

Определяем число зубьев шестерни и колеса по формулам (4.9):

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{130}{4+1} = 26;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 130 - 26 = 104.$$

Определяем диаметры d делительных окружностей зубчатых колес по формулам (4.10):

$$d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 26}{0,975} = 80 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 104}{0,975} = 320 \text{ мм}.$$

Проверяем межосевое расстояние, используя формулу (4.11):

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = 0,5 \cdot (80 + 320) = 200 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев шестерни и колеса вычисляем по формулам (4.12) и (4.13):

$$d_{a1} = d_{w1} + 2m_n = 80 + 2 \cdot 3 = 86 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2m_n = 320 + 2 \cdot 3 = 326 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_{w1} - 2,5m_n = 80 - 2,5 \cdot 3 = 72,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2,5m_n = 320 - 2,5 \cdot 3 = 312,5 \text{ мм}.$$

б) *Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям*

Для определения контактного напряжения без учета дополнительных нагрузок находим входящие в формулу (5.2) коэффициенты.

Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес для стали $Z_E = 190 \text{ МПа}$.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, вычисляем по формуле (5.4):

$$Z_H = 2,5\sqrt{\cos \beta} = 2,5\sqrt{0,975} = 2,47.$$

Коэффициент торцевого перекрытия зубьев определяем по выражению (5.7):

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{26} + \frac{1}{104} \right) \right] \cdot 0,975 = 1,68 \approx 1,7. \end{aligned}$$

Для косозубых колес коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, найдем по формуле (5.6):

$$Z_\Sigma = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,7}} = 0,767.$$

Окружную силу вычислим по формуле (5.8):

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 750}{0,32} = 4687,5 \text{ Н}.$$

Находим контактное напряжение без учета дополнительных нагрузок по формуле (5.2):

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E Z_H Z_\Sigma \sqrt{\frac{F_t (u+1)}{b_w d_1 u}} \leq [\sigma_{HP}]; \\ \sigma_{H0} &= 190 \cdot 2,47 \cdot 0,767 \cdot \sqrt{\frac{4687,5 \cdot (4+1)}{90 \cdot 80 \cdot 4}} = 324,7 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Для определения коэффициента нагрузки в зоне контакта зубьев находим коэффициенты, входящие в формулу (5.9).

Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, принимаем $K_A = 1$.

По графику на рис. 5.1 определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии. При

$$\psi_{bd} = \frac{b_{w2}}{d_{w1}} = \frac{90}{80} = 1,12$$

и выполнении передачи по схеме 6 $K_{H\beta} = 1,05$.

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев, определяем по таблице 5.3: $\delta_H = 0,02$.

По таблице 5.4 назначаем коэффициент, учитывающий влияние

разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса: $q_0 = 7,3$.

По формуле (5.12) вычисляем окружную скорость:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 970}{60 \cdot 10^3} = 4,06 \text{ м/с}.$$

По формуле (5.11) находим удельную окружную динамическую силу:

$$W_{HV} = \delta_H q_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,02 \cdot 7,3 \cdot 4,06 \cdot \sqrt{\frac{200}{4}} = 4,19 \text{ Н/мм}.$$

Расчетную удельную окружную силу в зоне наибольшей ее концентрации определяем по формуле (5.13):

$$W_{tp} = \frac{F_t K_A}{b_{w2}} = \frac{4687,5 \cdot 1}{90} = 52,08 \text{ Н/мм}.$$

Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, находим по формуле (5.10):

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV}}{W_{tp}} = 1 + \frac{4,19}{52,08} = 1,08.$$

По графику на рис. 5.2 определяем коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: $K_{H\alpha} = 1,07$.

По формуле (5.9) вычисляем коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} = 1 \cdot 1,05 \cdot 1,08 \cdot 1,07 = 1,2.$$

Контактное напряжение с учетом всех дополнительных нагрузок по формуле (5.1):

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} = 324,66 \cdot \sqrt{1,2} = 355,6 \text{ МПа}.$$

Т.к. полученное значение меньше допустимого напряжения $[\sigma_{HP}] = 366 \text{ МПа}$, то условие (5.1) выполняется.

Степень недогрузки передачи по контактным напряжениям:

$$\Delta = \frac{[\sigma_{HP}] - \sigma_H}{[\sigma_{HP}]} \cdot 100\% = \frac{366 - 355,6}{366} \cdot 100\% = 2,84\%,$$

что допустимо.

7) Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба

По формулам (5.14) определяем число зубьев эквивалентного колеса: для шестерни

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{26}{0,975^3} = 28,$$

для колеса

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{104}{0,975^3} = 112.$$

По таблице 5.8 принимаем коэффициенты профиля зуба Y_{FS} :

$$Y_{FS1} = 3,8, \quad Y_{FS2} = 3,6.$$

Определяем наиболее слабый элемент, исходя из следующих соотношений:

$$\frac{[\sigma_{FP1}]}{Y_{FS1}} = \frac{243}{3,8} = 63,9,$$

$$\frac{[\sigma_{FP2}]}{Y_{FS2}} = \frac{208}{3,6} = 57,8.$$

В данном случае наиболее слабый элемент – это зубья колеса.

Для определения коэффициента нагрузки при изгибе, находим коэффициенты, входящие в формулу (5.16).

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев, для косозубых колес $\delta_F = 0,06$.

Удельную окружную динамическую силу вычисляем по формуле (5.18):

$$W_{FV} = \delta_F q_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,06 \cdot 7,3 \cdot 4,06 \cdot \sqrt{\frac{200}{4}} = 12,57 \text{ Н/мм}.$$

Удельную расчетную окружную силу при расчете на изгибную прочность определяем по формуле (5.19):

$$W_{Ft} = \frac{F_t K_A}{b_w} = \frac{4687,5 \cdot 1}{90} = 52,08 \text{ Н/мм}.$$

По формуле (5.17) находим коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку:

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV}}{W_{Ft}} = 1 + \frac{12,57}{52,08} = 1,24.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий, определяем по графику на рис. 5.1: при $\psi_{bd} = 1,12$ $K_{F\beta} = 1,2$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для расчета на выносливость при изгибе для косозубых передач выбираем по таблице 5.9. При 9-ой степени точности передачи $K_{F\alpha} = 1$.

Вычисляем по формуле (5.16) коэффициент нагрузки при изгибе:

$$K_F = K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,24 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1,488.$$

Коэффициент осевого перекрытия рассчитываем по формуле (5.21):

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n} = \frac{90 \cdot \sin 13,98^\circ}{3,14 \cdot 3} = 2,3.$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба, вычисляем по формуле (5.20):

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120^{\circ}} \geq 0,7,$$

$$Y_{\beta} = 1 - 2,3 \cdot \frac{13,98^{\circ}}{120^{\circ}} = 0,74 > 0,7.$$

В косозубой передаче при $\varepsilon_{\beta} \geq 1$ коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, находим по формуле (5.23):

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,7} = 0,59.$$

Расчетное напряжение при изгибе определяем по формуле (5.15):

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m_n} K_F Y_{FS} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} = \frac{4687,5}{90 \cdot 3} \cdot 3,6 \cdot 0,74 \cdot 1,488 \cdot 0,59 = 40,6 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_F < [\sigma_F] = 208 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение при изгибе меньше допустимого значения $[\sigma_F] = 208 \text{ МПа}$, следовательно, условие выполняется.

8) Силы, действующие в зацеплении

По формулам (6.1) – (6.3) определяем силы, действующие в зацеплении косозубой цилиндрической зубчатой передачи (направления сил показаны на рис. 6.1).

1. Окружные силы:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 750 \cdot 10^3}{320} = 4687,5 \text{ Н}.$$

2. Радиальные силы:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{4687,5 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 13,98^{\circ}} = 1750 \text{ Н}.$$

3. Осевые силы:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta = 4687,5 \cdot \operatorname{tg} 13,98^{\circ} = 1167,2 \text{ Н}.$$

9) Конструирование зубчатого колеса

По формулам, приведенным в таблице 7.2, определяем основные размеры зубчатого колеса.

При диаметре вершин $d_a = 100 \dots 500 \text{ мм}$ выбираем получение заготовки штамповкой. Толщину обода вычислим по формуле:

$$S = 2,2m_n + 0,05b_2 = 2,2 \cdot 3 + 0,05 \cdot 90 = 11,1 \text{ мм}.$$

Принимаем $S = 12 \text{ мм}$.

Диаметра вала в месте посадки зубчатого колеса, определяется предварительным проектным расчетом. В учебных целях определим диаметр вала по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}}$$

где $T_2 = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – крутящий момент на зубчатом колесе;

$[\tau] = 10 \dots 30 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение кручения; принимаем

$$[\tau] = 20 \text{ МПа}.$$

Тогда:

$$d = \sqrt[3]{\frac{750 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 57,2 \text{ мм}.$$

Округляем значение диаметра вала до стандартного с учетом ступенчатой конструкции вала: $d = 67 \text{ мм}$.

Внутренний диаметр ступицы зубчатого колеса: $d_g = d = 67 \text{ мм}$.

Наружный диаметр ступицы:

$$d_{cm} = 1,55d = 1,55 \cdot 67 = 103,9 \text{ мм} \approx 104 \text{ мм}.$$

Толщина ступицы:

$$\delta_{cm} \approx 0,3d = 0,3 \cdot 67 = 20,1 \text{ мм} \approx 20 \text{ мм}.$$

Длина ступицы:

$$l_{cm} = (1,0 \dots 1,5)d = (1,0 \dots 1,5) \cdot 67 = 67 \dots 100,5 \text{ мм}.$$

Учитывая, что при определении длины ступицы числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке, принимаем длину ступицы равной ширине зубчатого колеса $l_{cm} = 90 \text{ мм}$.

Толщина диска зубчатого колеса:

$$C = 0,5(S + \delta_{cm}) = 0,5 \cdot (12 + 20) = 16 \text{ мм}.$$

Т.к. $C = 16 \text{ мм}$ меньше, чем $0,25b_2 = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм}$, принимаем $C = 24 \text{ мм}$.

Принимаем радиусы закруглений $R = 6 \text{ мм}$, угол наклона $\gamma = 7^\circ$.

Размеры фасок найдем:

$$f = (0,6 \dots 0,7)t_n = (0,6 \dots 0,7) \cdot 3 = 1,8 \dots 2,1 \text{ мм}.$$

По таблице 7.1 принимаем стандартное значение $f = 2 \text{ мм}$.

Угол фаски для косозубых колес при твердости рабочих поверхностей $H < 350 \text{ НВ}$ принимаем $\alpha_\phi = 45^\circ$.

На основании выполненных расчетов разрабатываем рабочий чертеж зубчатого колеса (рис. 9.1).

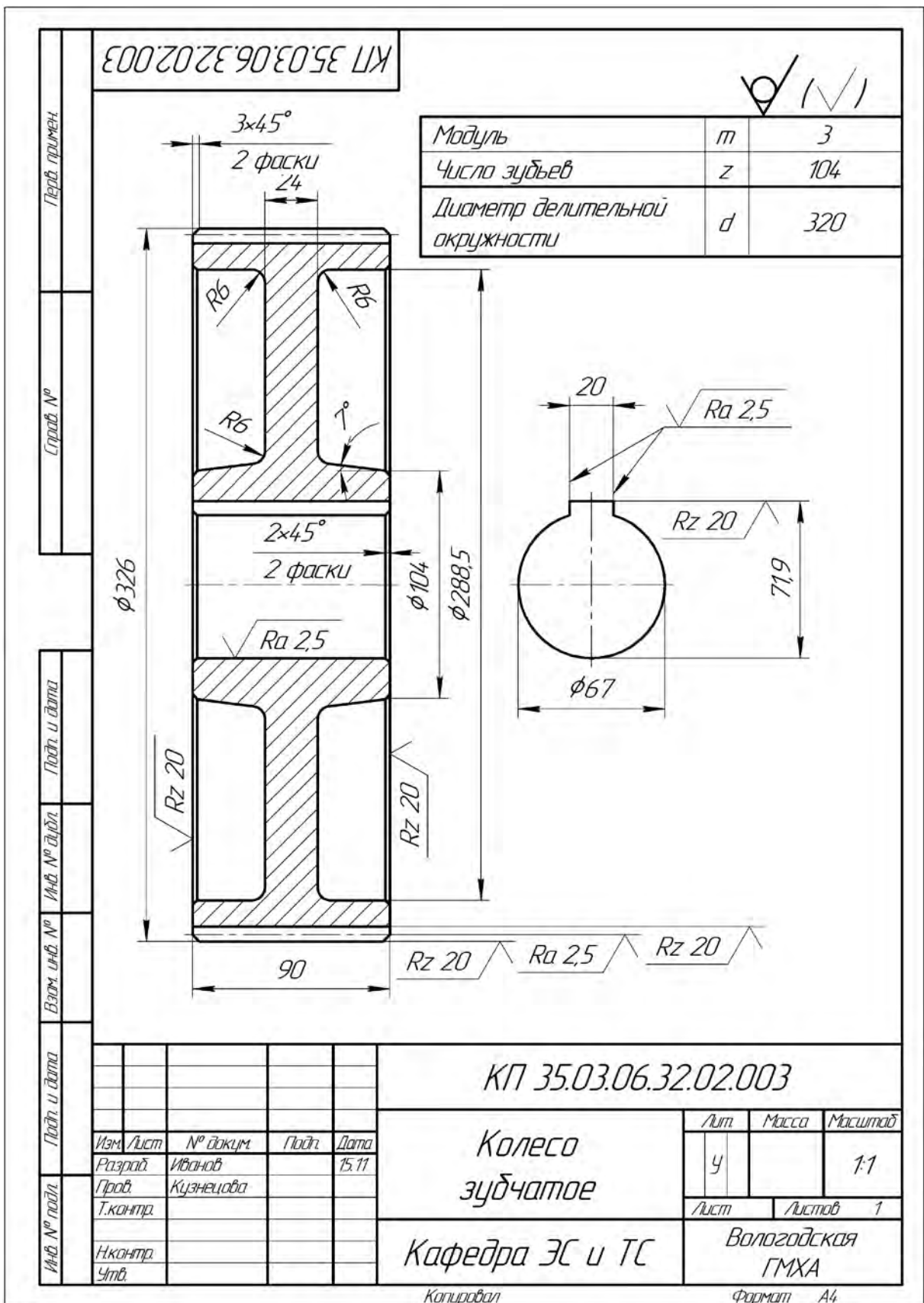


Рис. 9.1. Пример выполнения рабочего чертежа зубчатого колеса

СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Олофинская, Валентина Петровна. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. П. Олофинская. - Электрон. дан. - М.: ФОРУМ: Инфра-М, 2021. - 72 с. - (Высшее образование - Бакалавриат).-Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=989486>.
2. Овтов, В. А. Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные машины [Электронный ресурс]: практикум / В. А. Овтов. - Электрон.дан. - Пенза: ПГАУ, 2021. - 150 с. - Внешняя ссылка: <https://e.lanbook.com/book/170939>.
3. Жуков, Владимир Андреевич. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. А. Жуков. - 2-е изд. - Электрон.дан. - М.: Инфра-М, 2021. - 416 с. - (Высшее образование - Бакалавриат). - Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=989484>
4. Гуревич, Юрий Ефимович. Расчет и основы конструирования деталей машин [Электронный ресурс]: учебник: в 2-х томах / Ю. Е. Гуревич, А. Г. Схиртладзе. - Электрон. дан. Т. 1: Исходные положения. Соединения деталей машин. Детали передач. - М.: КУРС: Инфра-М, 2020. - 240 с. Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=854569>
5. Гуревич, Юрий Ефимович. Расчет и основы конструирования деталей машин [Электронный ресурс]: учебник: в 2-х томах / Ю. Е. Гуревич, А. Г. Схиртладзе. - Электрон. дан. Т. 2: Механические передачи. - М.: КУРС: Инфра-М, 2020. - 248 с. Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=924023>
6. Хруничева, Татьяна Викторовна. Детали машин: типовые расчеты на прочность [Электронный ресурс]: учебное пособие / Т. В. Хруничева. - Электрон. дан. - Москва: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2020. - 224 с. - Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=1069148>.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	7
2 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	8
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ	10
3.1 Определение допустимых контактных напряжений.....	10
3.2 Определение допустимых напряжений изгиба.....	13
4 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ.....	16
5 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ	19
5.1 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям.....	19
5.2 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба ...	24
6 СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ	30
7 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	31
8 ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	34
9 ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	37
СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ	48