

3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Выбор материалов и вида термообработки

3.1.1. Цилиндрические и конические передачи

В зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации и требований к габаритным размерам выбирают необходимую твердость колес и материалы для их изготовления. В силовых передачах чаще всего применяют стали. Передачи со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты, тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая, в свою очередь, зависит от марки стали и варианта термической обработки.

В производственных условиях при проектировании и изготовлении редукторов выбор материалов и назначение термической обработки осуществляют на базе опыта конструкторов и технологов.

В курсовом проектировании при выборе марок сталей и термической обработки для шестерен и колес можно руководствоваться данными таблицы 3.1 и приведенными ниже рекомендациями.

Таблица 3.1

Механические свойства (МПа) некоторых углеродистых качественных легированных конструкционных сталей

Марка стали	Термообработка	σ_B	σ_T	σ_{-1P}	σ_{-1}	T_{-1}	[σ_p]			[σ_u]			[$T_{кр}$]			[$T_{ср}$]			[$\sigma_{см}$]	
							I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II			
08	H	330	200	120	450	90	110	80	60	130	95	75	80	60	45	60	40	30	165	120
10	H	340	210	125	155	95	115	85	65	145	100	80	85	65	50	65	45	35	170	125
	Ц-B59	400	250	145	180	110	130	90	70	155	115	90	100	70	55	70	50	40	195	135
15	H	380	230	135	170	100	125	90	70	150	110	85	95	70	55	75	50	40	185	130
	Ц-B59	450	250	130	200	120	145	100	80	175	125	100	110	80	60	85	60	45	210	175
35	H	540	320	190	240	145	180	125	95	210	155	120	135	90	70	110	75	55	270	190
	У	650	380	230	290	175	210	150	115	260	185	145	160	110	85	130	90	70	520	220
	B35	1000	650	360	450	270	330	230	180	400	290	220	250	165	135	200	140	110	800	350
45	H	610	360	220	275	165	200	140	110	240	175	135	150	105	80	125	85	65	300	210
	У	750	450	270	340	205	240	170	135	290	215	170	185	130	100	145	105	80	360	260
	M35	900	650	325	405	245	300	210	160	360	250	200	230	165	120	165	125	95	450	310
	B42	1100	700	375	485	285	350	250	180	400	280	240	260	180	140	185	145	105	550	370
	B48	1200	950	430	540	325	400	280	210	480	340	270	300	210	160	240	170	130	600	420
	TBЧ56	750	450	270	340	205	240	170	135	290	210	170	185	130	100	145	105	80	360	260
20X	H	600	300	210	260	150	190	135	105	230	165	130	140	100	75	115	85	60	280	200
	У	700	500	280	350	200	240	175	140	290	220	175	180	130	100	145	105	80	360	260
	M59	850	630	340	420	240	290	210	170	350	280	210	220	155	120	175	125	95	430	320
40X	H	630	330	250	310	180	200	155	125	240	190	155	150	115	90	120	95	75	300	230
	У	800	650	320	400	230	270	200	160	320	250	200	200	150	115	160	115	90	400	300
	M39	1100	900	440	550	320	380	280	220	450	340	270	280	200	160	230	165	130	560	420
	M48	1300	1100	520	650	380	440	330	260	530	410	320	330	240	190	270	195	150	670	490
45X	H	650	350	260	320	185	210	160	130	250	195	160	155	115	90	125	95	75	310	240
	У	950	750	380	470	270	320	240	190	380	290	230	240	175	135	190	135	105	480	360
	M48	1400	1200	560	700	400	480	350	280	570	430	350	360	260	200	290	200	160	720	520
50X	H	650	350	260	325	185	210	160	130	250	200	160	160	120	90	125	90	70	310	240
	M48	1500	1300	600	750	430	500	370	300	600	460	370	370	270	210	300	220	170	750	550
40XH	H	780	460	310	390	225	260	195	160	310	240	195	190	140	110	155	115	90	390	290
	M43	1200	1000	480	600	345	410	310	240	490	370	300	310	220	170	250	175	135	620	460
18XГТ	H	700	430	280	350	200	230	175	140	270	210	175	170	125	100	140	100	80	340	260
	Ц-M59	1000	800	400	500	290	330	250	200	400	310	250	250	185	145	200	145	115	490	380

Примечание: H – нормализация; У – улучшение; Ц – цементация; ТВЧ – закалка с нагревом тока высокой частоты; B – закалка с охлаждением в воде; M – закалка с охлаждением в масле. Число после M, B, ТВЧ – среднее значение твердости по HRC.

Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I – статическая нагрузка; II – переменная нагрузка от 0 до max; III – знакопеременная нагрузка.

В зависимости от твердости, обусловленной термической обработкой, стальные зубчатые колеса делят на две основные группы: твердостью $HV \leq 350$ (нормализация, улучшение) и твердостью $HV > 350$ (объемная закалка, поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, цементация, азотирование). Колеса первой группы изготовляют из качественных углеродистых сталей 40, 45, 50, 50Г и легированных сталей 35Х, 40Х, 45Х, 40ХН и других. Их применяют в мало- и средненагруженных передачах.

Нормализованные зубчатые колеса небольших размеров изготовляют из углеродистых сталей обыкновенного качества Ст5, Ст6 и качественных углеродистых сталей 35, 40, 45, 50, а больших размеров – из стального литья 35Л, 40Л, 45Л, 50Л, 55Л (при работе на окружных скоростях до 5 м/с) или отливок из легированных сталей 40ХНТЛ, 35ГЛ, 35ХГСЛ (при скоростях более 5 м/с).

Материал твердостью $HV \leq 350$ допускает нарезку зубьев после термообработки, благодаря чему исключаются дорогие отделочные операции (шлифовка, притирка и др.). При этом обеспечиваются хорошая приработка и отсутствие хрупкого разрушения при динамических нагрузках.

Колеса второй группы применяют в тяжелонагруженных передачах и в передачах, к которым предъявляют повышенные требования по массе и размерам. Высокая твердость активных поверхностей зубьев порядка HRC 50...60, достигаемая объемной и поверхностной закалкой, азотированием, цементацией, цианированием, позволяет увеличить допустимые напряжения примерно в 2 раза.

Зубья с большой твердостью активной поверхности плохо прирабатываются и нуждаются в высокой точности изготовления. Применение термической обработки после механической приводит к короблению зубьев и вызывает необходимость дополнительных отделочных операций: шлифовки, притирки, обкатки и других.

Закаленные зубчатые колеса изготовляют из сталей 45, 35Х, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, 40ХН2МА и других. Цементированные – из сталей 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН3А, 15ХФ, 18ХГТ, 18Х2Н4А, азотированные – из сталей 38Х2Ю, 38Х2МЮА.

Материал и термообработку выбирают по таблице 3.2

Таблица 3.2

**Рекомендуемые стали и термообработка для зубчатых колес
(заготовка – поковка (штамповка, прокат))**

Марка стали	Размер сечения, мм, не более	Твердость поверхности	Термообработка	
			Вид	Ориентировочный режим
1	2	3	4	5
40	60	HV 192...228	Улучшение	Закалка в воде (840...860°C), отпуск (550...620°C)
45	80	HV 170...217	Нормализация	Нормализация (850...870°C)
	100	HV 192...240	Улучшение	Закалка в воде (820...840°C), отпуск (560...600°C)
	60	HV 241...285	<<	Закалка в воде (820...840°C), отпуск (520...530°C)
50	80	HV 179...228	Нормализация	Нормализация (840...860°C)
	80	HV 228...255	Улучшение	Закалка (820...840°C), отпуск (560...620°C)
40Х	100	HV 230...260	<<	Закалка (830...850°C), отпуск (540...580°C)
	60	HV 260...280	<<	Закалка (830...850°C), отпуск (500°C)
	60	HRC 50...59	Азотирование	То же с последующим мягким азотированием
45Х	100	HV 230...280	Улучшение	Закалка в масле (840...860°C), отпуск (580...640°C)
	100...300	HV 163...269	<<	То же
	300...500	HV 163...269	<<	<<

1	2	3	4	5
40ХН	100	HB 230...300	<<	Закалка в масле (820...840°C), отпуск (560...600°C)
	100...300	HB ≥ 241	<<	То же
	40	HRC 48...54	Закалка	Закалка в масле (820...840°C), отпуск (180...200°C)
35ХМ	100	HB 241	Улучшение	Закалка в масле (850...870°C), отпуск (600...650°C)
	50	HB 269	<<	То же
	40	HRC 45...53	Закалка	Закалка в масле (850...870°C), отпуск (200...220°C)
40ХНМА	80	HB ≥ 302	Улучшение	Закалка в масле (830...850°C), отпуск (600...620°C)
	300	HB ≥ 217	<<	То же
35ХГСА	150	HB 235	<<	Закалка в масле (850...880°C), отпуск (640...660°C)
	60	HB 270	<<	Закалка в масле (850...880°C), отпуск (500°C)
	40	HB 310	<<	То же
	30	HRC 46...63	Закалка	Закалка в масле (860...880°C), отпуск (200...250°C)
20Х	60	HRC 56...63	Цементация	Закалка, отпуск
12ХН3А	60	HRC 56...63	<<	То же
25ХГТ	—	HRC 58...63	<<	
38ХМЮА	—	HRC 57...67	Азотирование	Заготовка – улучшение

Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуется назначать больше твердости колеса для прямозубых передач на 10...15 единиц по шкале HB, имея в виду, что 1 HRC = 10 HB:

$$HB_1 = HB_2 + 10..15. \quad (3.1)$$

Для косозубых передач твердость шестерни должна быть еще больше (для улучшения несущей способности передачи). Рекомендуется:

$$HB_1 = HB_2 + 50..70. \quad (3.2)$$

Чугун используется для изготовления зубчатых колес крупногабаритных тихоходных передач и колес открытых передач. Зубья из чугуна хорошо прирабатываются и противостоят усталостному выкрашиванию и заеданию при плохом смазывании, но имеют малую прочность при изгибе особенно при ударных нагрузках. Рекомендуются чугуны: серый СЧ21 и СЧ24, модифицированный СЧ25, СЧ30 и СЧ35, высокопрочный всех марок, а для неотчетственных зубчатых колес СЧ15 и СЧ18.

Пластмассы применяют для изготовления колес малонагруженных передач (привод распределительного вала двигателей грузовых автомобилей) для уменьшения шума при работе. Главным образом используют текстолит, лигнофоль, капролон, полиформальдегид.

Практикуется покрытие зубьев металлических колес тонким слоем нейлона (0,05...0,5 мм).

3.1.2. Червячные передачи

Червяки для силовых передач изготавливают из сталей 15Х, 20Х, 12ХН2, 18ХГТ, 20ХФ, подвергнутых цементации и закалке до твердости HRC 58...63, или сталей 40, 45, 40Х, 40ХН с закалкой до HRC 45...55. Последние применяют в тихоходных и малонагруженных передачах.

Червячные колеса изготавливают преимущественно из бронзы, причем в целях экономии из нее изготавливают лишь зубчатый венец; при скорости скольжения 6...30 м/с применяют более дорогие бронзы – БрОФ 10-1, БрОНФ с высокими антифрикционными и противозадирными свойствами; при скорости менее 6 м/с – менее дорогие безоловянистые бронзы – БрАЖ9-4Л, БрАЖН10-4-4Л. При этом твердость червяка должна быть HRC45 (не менее).

Если скорость скольжения менее 2 м/с, то червячные колеса из экономических соображений изготавливают целиком из чугуна марок СЧ15, СЧ18 и СЧ20.

Скорость скольжения (м/с) при проектном расчете приближенно определяют по формуле

$$V_{ck} = 4.5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.3)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ; T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, $H \cdot м$

Материалы для изготовления зубчатых венцов червячных колес условно делят на три группы: 1 – оловянистые бронзы; 2 – безоловянистые бронзы и латуни; 3 – серый чугун.

Выбор материала для венца червячного колеса в зависимости от условий эксплуатации можно проводить по таблице 3.3.

Таблица 3.3

Материалы для червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения, $V_{ck}, м/с$
			Н/мм ²		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	10–30
		К	275	200	
	З	230	140		
II	БрО5Ц5С5	К	200	90	5–10
		З	145	80	
	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	
		К	650	430	
	БрЛ10ЖЗМц1,5	К	550	360	
		З	450	300	
III	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245	2–5
		К	500	230	
		З	425	195	
III	ЛЦ23А6ЖЗМц2	Ц	500	330	<2
		К	450	295	
		З	400	260	
III	СЧ18 СЧ15	З	355		<2
		З	315		

Примечание: 1. Для чугунов приведены значения σ_{BH} . 2. Способы отливки: Ц – центробежный; К – в кокиль; З – в землю.

3.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость зубчатых передач

Допустимые контактные напряжения при расчете зубчатых передач на усталость определяются по формуле:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{S_H}. \quad (3.4)$$

В этой формуле отсутствуют коэффициенты по ГОСТ 21354-75, учитывающие влияние шероховатости, смазочного материала, скорости и размеров колес, которые для пространственных на практике показателей близки к единице.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim b}$ поверхностей зубьев зависит от твердости поверхности. Его выбирают по таблице 3.4.

Значения $\sigma_{H\lim b}$

Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	$\sigma_{H\lim b}$, МПа
Нормализация, улучшение	HB ≤ 350	2HB + 70
Объемная закладка	HRC 40...50	18HRC + 150
Поверхностная закладка	HRC 40...56	17HRC + 200
Цементация, нитроцементация	HRC 54...64	23HRC
Азотирование	HRC 50...67	1050

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке и $S_H = 1,2$, при поверхностной закалке, цементации или азотировании.

Коэффициент долговечности K_{HL} при переменных режимах нагрузки, обусловленных графиком нагрузки, рассчитывается по эквивалентному числу циклов N_{HE} :

$$2,4 \geq K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1. \quad (3.5)$$

В этой формуле базовое число циклов напряжений N_{HO} , зависящее от твердости поверхности зубьев, определяют по таблице 3.5.

$$N_{HE} = 60ntc, \quad (3.6)$$

где n – частота вращения колеса, мин⁻¹; t – полный срок службы, ч; c – число зацеплений.

При переменной нагрузке (см. график нагрузки на бланке задания прил. 3) эквивалентное число циклов служит для приведения различных моментов T , каждый из которых действует в течение времени t , к какому-либо постоянному моменту, который и принимают в качестве расчетного.

За расчетный чаще всего принимают момент T_1 (см. график нагрузки), хотя иногда рекомендуется брать T_{max} . Пиковые моменты T_{max} действуют непродолжительное время (как правило, в период пуска) и вследствие малого числа циклов не вызывают усталости. По этим моментам проверяют максимальные напряжения при перегрузке зубьев.

Эквивалентное число циклов напряжений при расчете на контактную прочность:

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i. \quad (3.7)$$

Таблица 3.5

Значение циклов N_{HO}

Средняя твердость поверхностей зубьев	HB _{ср}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC _{эсп}	—	25	32	38	43	47	52	56	60
N _{HO} , млн циклов		10	16,5	25	36,4	52	68	87	114	143

Преобразуем эту формулу при трехступенчатом графике нагрузки, вынося за знак суммы частоту вращения n вследствие незначительного ее изменения при нагружении электродвигателя различными по значению моментами. Тогда:

$$N_{HE} = 60cn \left[t_1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^3 t_2 + \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^3 t_3 \right], \quad (3.8)$$

где c – число зацеплений зуба за один оборот колеса; n – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, мин^{-1} ; $T_1 \dots T_3$ – вращающие моменты, передаваемые в течение времени $t_1 \dots t_3$ $H \cdot м$ (или $H \cdot мм$); $t_1 \dots t_3$ – время действия моментов $T_1 \dots T_3$, ч.

Далее определяют допустимые напряжения шестерни $[\sigma_{H1}]$ и колеса $[\sigma_{H2}]$, отдельно вычисляют N_{HE} [формула (3.7)], K_{HL} [формула (3.5)] и допустимое напряжение $[\sigma_H]$ [формула (3.4)]. После этого в качестве расчетного напряжения принимают: для прямозубых передач – меньшее из них, для косозубых передач, у которых зубья шестерни гораздо тверже зубьев колеса:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} \leq 2,5[\sigma_H]_{\min}. \quad (3.9)$$

Прочность зубьев по пиковым пусковым нагрузкам проверяют по формуле

$$\sigma_{H\text{пик}} = [\sigma_H] \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (3.10)$$

где $[\sigma_H]$ допускаемое напряжение, принятое в качестве расчетного, МПа; T_{\max} – максимальный пиковый момент, $H \cdot м$ (или $H \cdot мм$); T_1 – расчетный момент, $H \cdot м$ (или $H \cdot мм$).

Максимальное допускаемое напряжение при перегрузках определяют по следующим формулам:

при $HV \leq 350$ (нормализация, улучшение)

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T, \quad (3.11)$$

где σ_T – предел текучести, МПа;

при $HV > 350$ (объемная закалка, закалка ТВЧ, цементация)

$$[\sigma_H]_{\max} = 40HRC; \quad (3.12)$$

при азотировании

$$[\sigma_H]_{\max} = 3HV. \quad (3.13)$$

Эти формулы используют для расчета размеров зубьев отдельно шестерни и колеса. Расчет предпочтительно начинать с тихоходной пары, так как в большинстве случаев практики для быстроходной пары $N_{HE} > N_{H0}$, $K_{HL} = 1$, что упрощает расчет.

3.3. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость червячных передач

Допускаемые напряжения контактные $[\sigma_H]$ и изгибные $[\sigma_F]$ определяют для зубчатого венца червячного колеса в зависимости от материала зубьев, твердости витков червяка HRC (HV), скорости скольжения $V_{СК}$ (3.3), ресурса L_h по зависимостям, приведенным в таблице 3.6 или по формуле (3.14):

$$[\sigma_H] = K_{Oч} \cdot \sigma_B \cdot K_{HL}, \quad (3.14)$$

где $K_{Oч}$ – коэффициент, зависящий от шероховатости поверхности червяка: для нешлифованного червяка – $K_{Oч} = 0,7$; шлифованного – $K_{Oч} = 0,82$; шлифованного и полированно-го – $K_{Oч} = 0,95$; σ_B – предел прочности материала червячного колеса, МПа (табл. 3.3)

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материала	Червяк улучшенный, $\leq 350 \text{ HB}$	Червяк закален при нагреве ТВЧ, $\geq 45 \text{ HRC}$	Нереверсивная передача	Ревверсивная передача
	$[\sigma]_H, \text{H} / \text{мм}^2$		$[\sigma]_F, \text{H} / \text{мм}^2$	
I	$K_{HL} C_V 0,9\sigma_B$	$K_{HL} C_V 0,9\sigma_B$	$(0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) K_{FL}$	$0,16\sigma_B K_{FL}$
II	$250-25 V_{CK}$	$300-25 V_{CK}$		
III	$175-35 V_{CK}$	$200-35 V_{CK}$	$0,12\sigma_{BH} K_{FL}$	$0,075\sigma_{BH} K_{FL}$

Примечание. C_V – коэффициент, учитывающий износ материала.

$V_{CK}, \text{м/с}$	1	2	3	4	5	6	7	8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Коэффициент долговечности:

$$0,67 \leq K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \leq 1,2, \quad (3.15)$$

где $N_{HO} = 10^7$ – базовое число циклов напряжений.

При постоянной нагрузке число циклов напряжений определяют по формуле (3.6).

Эквивалентное число циклов напряжений с учетом графика нагрузки (см. бланк задания прил. 3):

$$N_{HE} = 60n \left[t_1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^m t_2 + \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^m t_3 \right]. \quad (3.16)$$

В этой формуле принимают $m=4$ при расчете зубьев на контактную прочность и $m=9$ при расчете на изгиб.

При перегрузках предельные допустимые напряжения для:

оловянистых бронз – $[\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_T; \quad (3.17)$

бронзы БрАЖ9-4 – $[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T; \quad (3.18)$

чугунов – $[\sigma_H]_{\max} = 300 \text{ МПа}. \quad (3.19)$

3.4. Допускаемые напряжения на изгиб зубьев при расчете на усталость зубчатых передач

Допускаемое напряжение на изгиб зубьев

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\text{limb}} K_{FC} K_{FL} / S_F, \quad (3.20)$$

где $\sigma_{F\text{limb}}$ – предел выносливости зубьев, МПа (табл. 3.7); K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки: при действии односторонней нагрузки – 1, для сателлитов планетарного редуктора при HB < 350 – 0,7; при HB > 350 – 0,8; K_{FL} – коэффициент долговечности; S_F – коэффициент безопасности: при нормализации, улучшении, объемной и поверхностной закалке, азотировании – 1,75; при цементации и нитроцементации – 1,55.

Таблица 3.7

Значения $\sigma_{F\text{limb}}$ в зависимости от твердости зубьев

Термическая обработка	Твердость зубьев	$\sigma_{F\text{limb}}$, МПа
Нормализация, улучшение	HB ≤ 350	1,8 HB
Объемная закалка	HRC 40...50	550
Поверхностная закалка	HRC 40...56	650
Цементная	HRC 54...64	750
Нитроцементация	HRC 57...64	1000
Азотирование	HRC 50...67	12HRC + 300

Коэффициент долговечности при HB < 350 и для зубьев со шлифованной переходной поверхностью:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = 1...2, \quad (3.21)$$

а при HB > 350 и для зубьев с нешлифованной переходной поверхностью:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = 1...1,6. \quad (3.22)$$

Базовое число циклов для всех сталей:

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6. \quad (3.23)$$

При постоянной нагрузке число циклов напряжений вычисляют по формуле (3.6). При переменном режиме нагрузки определяют эквивалентное число циклов:

$$N_{FE} = 60cn \left[t_1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^m t_2 + \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^m t_3 \right]. \quad (3.24)$$

Показатель степени $m = 6$ для нормализованных, улучшенных, азотированных сталей и $m = 9$ – для закаленных и цементированных сталей.

Прочность зубьев по пиковым нагрузкам проверяют по формуле:

$$\sigma_{Fnu} = [\sigma_F] \frac{T_{\max}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (3.25)$$

где $[\sigma_F]$ – допустимое напряжение, рассчитанное по формуле (3.20), МПа; T – максимальный пиковый момент, $H \cdot м$ (или $H \cdot мм$); T_1 – расчетный момент, $H \cdot м$ (или $H \cdot мм$).

Максимальное допускаемое напряжение в случаях перегрузок определяют по формулам:

$$\text{при } HB \leq 350 \quad [\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T; \quad (3.26)$$

$$\text{при } HB > 350 \quad [\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_B, \quad (3.27)$$

где σ_T и σ_B – пределы соответственно текучести и прочности.

По предложенным зависимостям определяют допускаемое напряжение на изгиб зубьев шестерни и колеса.

3.5. Допускаемые напряжения на изгиб зубьев при расчете на усталость червячных передач

Сопротивление изгибу витков червяка значительно выше, чем зубьев червячного колеса, поэтому допустимые напряжения определяют для зубьев червячного колеса.

Допускаемые напряжения на изгиб для венцов колес из бронзы:

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B)K_{FL}. \quad (3.28)$$

Значения σ_T и σ_B принимают по таблице 3.3. Коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}. \quad (3.29)$$

Для бронзы базовое число циклов $N_{FO} = 10^6$. Эквивалентное число циклов N_{FE} определяют по формуле (3.24) при $m = 9$. Если $N_{FE} < 10^6$, то принимают $N_{FE} = 10^6$, если $N_{FE} > 25 \cdot 10^6$, то $N_{FE} = 25 \cdot 10^6$.

При изготовлении червячного колеса из чугуна:

$$[\sigma_F] = 0,12\sigma_{BH}, \quad (3.30)$$

где σ_{BH} – предел прочности чугуна на изгиб (см. табл. 3.3).

Прочность зубьев по пиковым пусковым нагрузкам проверяют по формуле (3.25), подставляя значения расчетного момента T_1 из графика нагрузки, приложенной к колесу, и напряжения $[\sigma_F]_{\max}$, вычисленные по формуле (3.28) для бронзы или (3.30) для чугуна.

Максимально допустимое напряжение при перегрузках для зубьев червячного колеса:

$$\text{из бронзы} - [\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T; \quad (3.31)$$

$$\text{из чугуна} - [\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_{BH}. \quad (3.32)$$

Пример. Определить допускаемые напряжения для цилиндрической прямозубой тихоходной пары с графиком нагрузки, изображенным на бланке задания (прил. 3). Частота вращения вала шестерни, $n_{ш} = 1470 \text{ мин}^{-1}$, передаточное число, $u_T = 6,3$. Срок службы передачи, $t = 2000 \text{ ч}$. Материал сталь 40Х, термообработка – азотирование, закалка, отпуск. Твердость зубьев шестерни *HRC58 (HB578)*, колеса *HRC 56 (HB555)*.

Предел контактной выносливости шестерни и колеса $\sigma_{F\text{limb}} = 1050 \text{ МПа}$. Коэффициент безопасности $S_H = 1,2$. Базовое число циклов шестерни $N_{H0ш} = 130 \cdot 10^6$, колеса $N_{H0к} = 120 \cdot 10^6$. Время работы передачи с номинальным (расчетным) вращающим моментом T_1 , $t_1 = 0,25 \cdot 2000 = 500 \text{ ч}$. В случае работы с вращающим моментом $T_2 = 0,8T_1$ время $t_2 = 0,3 \cdot 2000 = 600 \text{ ч}$, с вращающим моментом $T_3 = 0,6T_1$ время $t_3 = 0,45 \cdot 2000 = 900 \text{ ч}$. Временем $0,003t$ из-за его малого значения пренебрегаем.

Эквивалентное число циклов напряжений:

$$\text{шестерни} - N_{HEu} = 60 \cdot 1 \cdot 1470 \left[500 + \left(\frac{0,8T_1}{T_1} \right)^3 \cdot 600 + \left(\frac{0,6T_1}{T_1} \right)^3 \cdot 900 \right] = 88,3 \cdot 10^6;$$

$$\text{колеса} - N_{HEk} = 60 \cdot 1 \cdot 233 \left[500 + \left(\frac{0,8T_1}{T_1} \right)^3 \cdot 600 + \left(\frac{0,6T_1}{T_1} \right)^3 \cdot 900 \right] = 14 \cdot 10^6,$$

где $n_k = 1470 / 6,3 = 266 \text{ мин}^{-1}$.

Коэффициент долговечности:

$$\text{шестерни} - K_{HLu} = \sqrt[6]{\frac{130 \cdot 10^6}{88,3 \cdot 10^6}} = 1,07;$$

$$\text{колеса} - K_{HLk} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{14 \cdot 10^6}} = 1,43.$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$\text{шестерни} - [\sigma_{Hu}] = \frac{1050 \cdot 1,07}{1,2} = 936 \text{ МПа};$$

$$\text{колеса} - [\sigma_{Hk}] = \frac{1050 \cdot 1,43}{1,2} = 1251 \text{ МПа}.$$

Для прямозубой передачи в качестве расчетного допускаемого напряжения принимаем меньшее $[\sigma_H] = 936 \text{ МПа}$. Проверяем передачу на перегрузку:

$$\sigma_{Hmk} = 936 \sqrt{\frac{1,3T_1}{T_1}} = 1067 \text{ МПа}.$$

Максимальное допускаемое напряжение при перегрузках (3.13):

$$[\sigma_H]_{\max} = 3 \cdot 649 = 1947 \text{ МПа},$$

что больше 1067 МПа. Следовательно, контактная прочность зубьев при перегрузках обеспечена.

Предел выносливости зубьев при изгибе $\sigma_{F \lim b} = 12 \cdot 58 + 300 = 996 \text{ МПа}$. Коэффициент безопасности $S_F = 1,75$. Базовое число циклов при расчете на изгиб $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Эквивалентное число циклов при расчете на изгиб:

$$\text{шестерни} - N_{FEu} = 60 \cdot 1 \cdot 1470 \left[500 + \left(\frac{0,8T_1}{T_1} \right)^9 \cdot 600 + \left(\frac{0,6T_1}{T_1} \right)^9 \cdot 900 \right] = 52 \cdot 10^6;$$

$$\text{колеса} - N_{FEk} = 60 \cdot 1 \cdot 233 \left[500 + \left(\frac{0,8T_1}{T_1} \right)^9 \cdot 600 + \left(\frac{0,6T_1}{T_1} \right)^9 \cdot 900 \right] = 8,2 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности:

$$\text{шестерни} - K_{FLu} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{52 \cdot 10^6}} = 0,75;$$

$$\text{колеса} - K_{FLk} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{8,2 \cdot 10^6}} = 0,92.$$

Принимаем $K_{FLu} = K_{FLk} = 1$. Допускаемое напряжение на изгиб шестерни и колеса $[\sigma_F] = 996 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 569 \text{ МПа}$. Максимальное допустимое напряжение при перегрузках $[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \cdot 1300 = 780 \text{ МПа}$. Для стали 40X, $\sigma_B = 1300 \text{ МПа}$. Максимальное пиковое напряжение $\sigma_{F_{\max}} = 569(1,3 \cdot T_1 / T_1) = 740 \text{ МПа}$, что меньше 780 МПа . Итак, прочность зубьев на изгиб при перегрузках обеспечена.

3.6. Расчет зубчатых передач

3.6.1. Расчет закрытой цилиндрической передачи

Проектный расчет

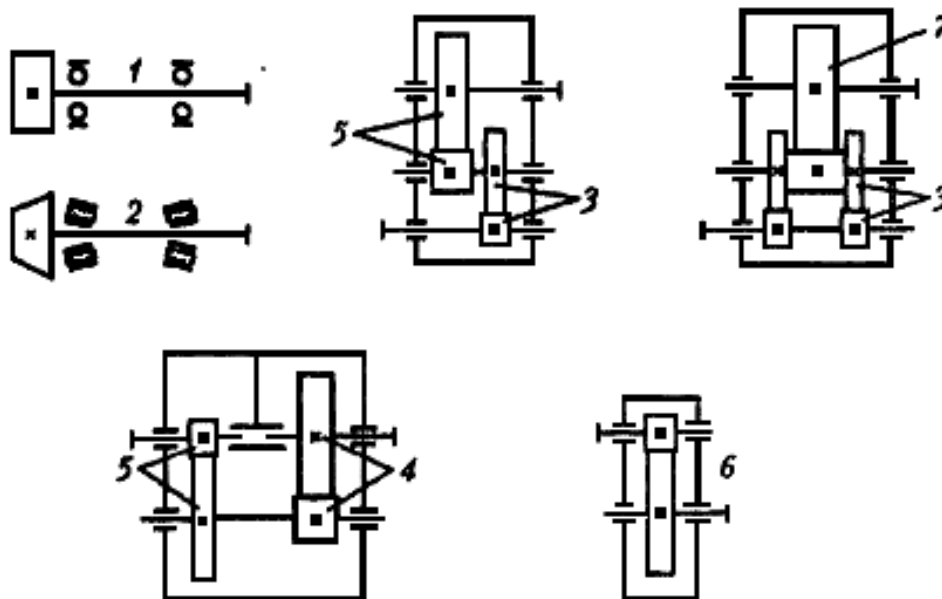
Один из главных параметров редуктора – межосевое расстояние a_w (мм) – определяют по зависимости:

$$a_w' \geq 0,82(u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{(T_1)_p \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_{np}}{[\sigma]_H^2 \cdot u \cdot \Psi_{\epsilon a}}}, \quad (3.33)$$

где u – передаточное число редуктора или открытой зубчатой передачи; $(T_1)_p$ – расчетный вращающий момент на шестерне, $H \cdot м$; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, обусловленный погрешностями изготовления и упругими деформациями валов и подшипников. Принимают в зависимости от схемы редуктора, ширины зубчатых колес и твердости материала по таблице 3.8:

Таблица 3.8

Коэффициент неравномерности распределений нагрузки по длине зуба



$\Psi_{\text{вн}}$	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения $K_{H\beta}$ для схемы передачи						
		1	2	3	4	5	6	7
0,15	$\leq 350 \text{ HB}$	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01
	$> 350 \text{ HB}$	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,2	$\leq 350 \text{ HB}$	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	$> 350 \text{ HB}$	—	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,25	$\leq 350 \text{ HB}$	1,45	1,27	1,12	1,08	1,05	1,03	1,02
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
0,35	$\leq 350 \text{ HB}$	—	—	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
0,4	$\leq 350 \text{ HB}$	—	—	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08
0,45	$\leq 350 \text{ HB}$	—	—	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	—	1,42	1,31	1,20	1,02
0,5	$\leq 350 \text{ HB}$	—	—	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	—	—	—	1,26	1,16

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, вызванную прежде всего ошибками шагов зацепления и погрешностями профилей зубьев шестерни и колеса. Значения $K_{H\beta}$ принимают по таблице 3.9 в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей.

$$E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}, \text{ МПа} \text{ – приведенный модуль упругости; } E_1, (\text{МПа}) \text{ – модуль упругости}$$

материала шестерни; $E_2, (\text{МПа})$ – модуль упругости материала колеса.

$$[\sigma_H] \text{ – допустимое напряжение (3.9).}$$

$$\Psi_{\text{вн}} = \frac{b}{a_w} \text{ – коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию; } b \text{ – ширина венца колеса, мм.}$$

- Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию рекомендуется принимать:
- для зубчатых колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении относительно опор – 0,315...0,4;
 - для зубчатых колес из закаленных сталей – 0,25...0,315; при симметричном расположении относительно опор – 0,4...0,5;
 - для передвижных колес коробок скоростей – 0,1...0,2.

Стандартные значения коэффициента $\Psi_{\text{вн}}$ по ГОСТ2185-6в: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63.

Значения коэффициента K_{HV} и K_{FV}

Степень точности, ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения K_{HV} при V , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,21}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

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

Расчетный вращающий момент на шестерне:

$$(T_1)_p = T_1 \cdot K_\delta, \quad (3.34)$$

где K_δ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в передаче.

При предварительных расчетах принимают:

- для передач 8-й степени точности и окружной скорости $V = 1 \dots 6$ м/с, $K_\delta = 1,3 \dots 1,5$;

- для передач 7-й степени точности и окружной скорости $V = 6 \dots 12$ м/с, $K_\delta = 1,2 \dots 1,4$.

Вычисленное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего большего числа, кратного пяти, или по ряду размеров $Ra 40$. При крупносерийном производстве редукторов a_w округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66: 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 400.

Вычисляют модуль зацепления:

$$\text{для закрытых передач} \quad m' = \frac{2a_w}{z_1 + z_2} = \frac{2a_w}{17(u \pm 1)}, \text{ мм}; \quad (3.35)$$

$$\text{для открытых передач} \quad m' \geq \frac{2K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot \sigma_F}, \text{ мм}, \quad (3.36)$$

где $z_1 \geq 17$ – число зубьев шестерни;

$z_2 = uz_1$ – число зубьев колеса;

$K_m = 5,8$ для косозубых и шевронных передач, для прямозубых – $K_m = 6,8$;

$d_2 = 2a_w \cdot u / (u + 1)$ – делительный диаметр колеса, мм;

$b_2 = \Psi_{ea} \cdot a_w$ – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$ – допустимое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, МПа;

T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н · м.

Полученные значения модулей округляют m' до стандартного m (мм) из ряда чисел (ряд 1 следует предпочитать ряду 2).

Ряд 1, мм – 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0.

Ряд 2, мм – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0.

Значение модулей $m < 1$ при твердости ≤ 350 НВ и $m \leq 1,5$ мм при твердости ≥ 40 HRC для силовых передач использовать нежелательно.

В открытых зубчатых передачах расчетное значение модуля m рекомендуется увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

Минимальный угол наклона зубьев:

$$\text{косозубых колес} - \beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{4m}{b_2}\right); \quad (3.37)$$

$$\text{шевронных колес} - \beta_{\min} = 25^\circ.$$

$$\text{Суммарное число зубьев} - z_\Sigma = \frac{2a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}. \quad (3.38)$$

Полученное значение z_Σ округляют в меньшую сторону до целого числа и определяют действительное значение угла β наклона зуба:

$$\beta = \arccos[z_\Sigma \cdot m / (2a_w)]. \quad (3.39)$$

Для косозубых колес – $\beta = 8 \dots 20^\circ$, для шевронных – $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = z_\Sigma / (u \pm 1) \geq z_{1\min}. \quad (3.40)$$

Значение z_1 округляют в большую сторону до целого числа.

Для прямозубых колес $z_{1\min} = 17$; для косозубых и шевронных $z_{1\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$.

При необходимости нарезания колеса $z_1 < 17$ передачу выполняют со смещением исходного контура для исключения подрезания зубьев и повышения их изломной прочности. Коэффициент смещения:

$$x_1 = (17 - z_1) / 17 \leq 0,6. \quad (3.41)$$

Для колеса внешнего зацепления $x_2 = -x_1$; для колеса внутреннего зацепления – $x_2 = x_1$.

Число зубьев колеса внешнего зацепления: $z_2 = z_\Sigma - z_1$;

внутреннего зацепления: $z_2 = z_\Sigma + z_1$.

Фактическое передаточное число $u_\phi = z_2 / z_1$.

Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 3% – для одноступенчатых передач, 4% – для двухступенчатых, 5% – для многоступенчатых передач.

Проверяют фактическое межосевое расстояние:

- для прямозубых передач:
$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}; \quad (3.42)$$

- для косозубых передач:
$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cdot \cos \beta}. \quad (3.43)$$

Вычисляют основные геометрические размеры шестерни и колеса, мм.

Делительные диаметры, d :

шестерни – $d_1 = mz_1 / \cos \beta$;

колеса внешнего зацепления – $d_2 = 2a_w - d_1$;

колеса внутреннего зацепления – $d_2 = 2a_w + d_1$.

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев:

колес внешнего зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - y)m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1.25 - x_1)m;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - y)m;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1.25 - x_2)m;$$

колес внутреннего зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1.25 - x_1)m;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(1 - x_2 - 0.2)m;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2(1.25 - x_2)m;$$

$$v_2 = \Psi_{ea} \cdot a_w,$$

где x_1 и x_2 коэффициенты смещения у шестерни и колеса; $y = -(a_w - a) / m$ – коэффициент воспринимаемого смещения; a – делительное межосевое расстояние: $a = 0,5m(z_2 \pm z_1)$.

Проверочный расчет цилиндрической зубчатой передачи

Проверяют выполнение условия по контактной прочности $\sigma_H \leq [\sigma]_H$, МПа (H/mm^2):

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 \cdot v_2}} K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \leq [\sigma]_H,$$

где K – вспомогательный коэффициент; $K = 376$ – для косозубых и шевронных передач; $K = 436$ – для прямозубых передач.

$F_t = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$ – окружная сила в зацеплении, Н;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых $K_{H\alpha} = 1$. Для косозубых и шевронных $K_{H\alpha}$ определяется по графику рис. 3.1 в зависимости от окружной скорости колес $V = \omega_2 \cdot d_2 / (2 \cdot 10^3)$, м/с, и степени точности передачи (табл. 3.10);

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи, определяется по таблице 3.9;

d_2 – делительный диаметр колеса, мм;

b_2 – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм²;

T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н · м .

ω_2 – угловая скорость вала колеса рассчитываемой передачи, с⁻¹.

Допускаемая недогрузка передачи $\sigma_H < [\sigma]_H$ не более 15 % и перегрузка $\sigma_H > [\sigma]_H$ до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_2 либо межосевое расстояние a_w (уменьшить, увеличить), либо назначить другие материалы и другую термообработку и повторить весь расчет передачи.

Далее проверяют выполнение условия изгибной прочности зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где m – модуль зацепления, мм;

b_2 – ширина зубчатого венца колеса, мм;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых $K_{F\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных $K_{F\alpha}$ зависит от степени точности передачи, определяемой по таблице:

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

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{F\beta} = 1$, для зубьев с твердостью > 350 НВ $K_{F\beta}$ определяется по таблице 3.8;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки (см. табл. 3.9), зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

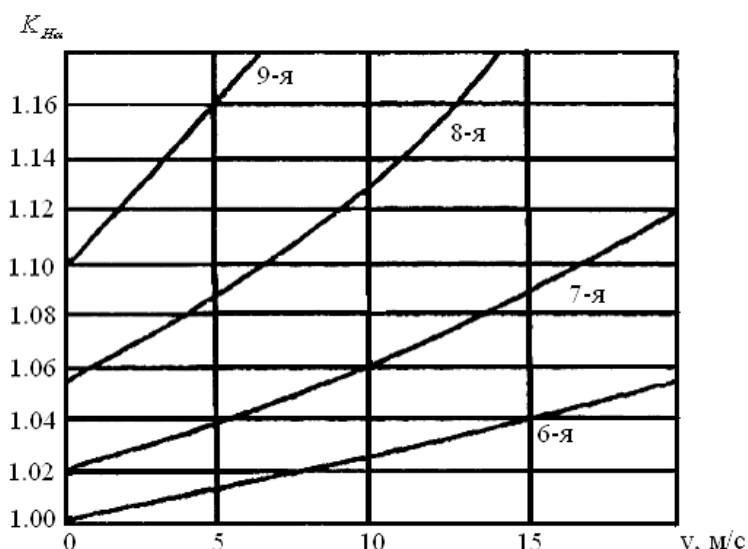


Рис. 3.1. График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ по кривым степени точности

Y_{F1}, Y_{F2} – коэффициент формы зуба шестерни и колеса. Определяют по таблице 3.11 в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 для прямозубых колес. Для косо-

зубых и шевронных – в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_{V1} = z_1 / \cos^3 \beta$ и колеса $z_{V2} = z_2 / \cos^3 \beta$, где β – угол наклона зубьев;

$Y_\beta = 1 - \beta^0 / 140^0$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба, для прямозубых $Y_\beta = 1$.

Таблица 3.10

Степень точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости (V , м/с) вращения колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	» 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1,5	» 4	» 3

Таблица 3.11

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2}

Z или Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Примечание. Коэффициенты формы зуба Y_F соответствуют коэффициенту смещения инструмента $x = 0$.

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, это приемлемо, так как нагрузочная способность для большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью, если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то следует увеличить модуль m , пересчитать z_1 и z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб, при этом межосевое расстояние остается прежним, следовательно, контактная прочность передачи не нарушается.

3.6.2. Расчет конической зубчатой передачи

Окружная скорость на среднем диаметре шестерни

$$V_m = \frac{n_1}{10^3 \cdot C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}}, \quad (3.44)$$

где V_m – окружная скорость на среднем диаметре, м/с;
 n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;
 C_v – коэффициент, учитывающий вид термической обработки зубчатых колес (табл. 3.12);
 T_2 – вращающий момент на валу колеса, $H \cdot м$;
 u – передаточное число конической зубчатой передачи.

Таблица 3.12

Значение коэффициента C_v

Передача	Термическая обработка				
	$У_1+У_2$	$ТВЧ_1+У_2$	$Ц_1+У_2$	$ТВЧ_1+ТВЧ_2$ $З_1+З_2$	$Ц_1+Ц_2$
Коническая прямозубая	15	16	17,5	19,5	23,5
Коническая с круговым зубом	10	10	11	11	13,5

Примечание: У – улучшение; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка поверхностная при нагреве; Ц – цементация.

Степень точности

Степень точности по нормам плавности выбирают с учетом окружной скорости V_m по табл. 3.13.

Таблица 3.13

Рекомендуемая степень точности

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Допускаемая окружная скорость V_m , м/с	
	Прямозубая	Непрямозубая
6 (передача повышенной точности)	До 12	До 20
7 (передача нормальной точности)	До 8	До 10
8 (передача пониженной точности)	До 4	До 7
9 (передача низкой точности)	До 1,5	До 3

Таблица 3.14

Значения коэффициента u_H и u_F

Твердость зубчатых колес	u_H	u_F
$H_1 \leq 350$ HB $H_2 \leq 350$ HB	$1,22+0,21u$	$0,94+0,08u$
$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \leq 350$ HB	$1,13+0,13u$	$0,85+0,04u$
$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \geq 45$ YRC	$0,81+0,15u$	$0,65+0,11u$

Диаметр внешней делительной окружности колеса, мм

$$d'_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot T_2 \cdot u}{u_H \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (3.45)$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, $H \cdot м$;

u – передаточное число конической передачи;

$[\sigma]_H$ – допускаемое расчетное контактное напряжение, $H/мм^2$ (см. раздел 3.3);

u_H – коэффициент вида конической передачи. Значение этого коэффициента принимают для прямозубых конических передач $u_H = 0,85$, для передач с круговым зубом (табл. 3.14);

K_{Hv} – коэффициент внешней динамической нагрузки (см. табл. 3.9);

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

Для конических колес:

- с прямыми зубьями $K_{H\beta} = K^0_{H\beta}$;

- с круговыми зубьями $K_{H\beta} = \sqrt{K^0_{H\beta}}$, при условии $K_{H\beta} > 1,2$.

$K^0_{H\beta}$ – коэффициент, выбираемый по таблице 3.8 для цилиндрических зубчатых передач в зависимости от соотношения $\Psi_{gd} = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$, твердости зубчатых колес и расположения передачи относительно опор (см. раздел 3.6).

Полученное значение d'_{e2} округлить до ближайшего большего значения стандартного ряда по СТ СЭВ 224 -75, d_{e2} : 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000.

Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Предварительные значения углов делительных конусов δ'_1 и δ'_2 с точностью вычислений до пятого знака после запятой: $\delta'_2 = \arctg u$, $\delta'_1 = 90^\circ - \delta'_2$.

Внешнее конусное расстояние (два знака после запятой), мм:

$$R_e = d_{e2} / (2 \sin \delta'_2).$$

Ширина зубчатого венца, мм:

$$b = 0,285 R_e.$$

Внешний торцевой модуль

$$m_e (m_{te}) \geq \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta}}{v_F \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_F}, \quad (3.46)$$

где T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·м;

d_{e2} – внешний делительный диаметр колеса, мм;

b – ширина зубчатого венца, мм;

$[\sigma]_F$ – допустимое напряжение на изгиб зубьев колеса, Н/мм² (см. раздел 3.4).

В расчетную формулу подставляют меньшее из двух значений $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$.

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки для прямозубых колес выбирают по таблице 3.9, условно принимая их точность на одну степень грубее фактической.

Для конических колес с круговыми зубьями значение K_{FV} принимают по таблице 3.9, как для цилиндрических косозубых колес.

v_F – коэффициент понижающей нагрузки – принимают равным 0,85 для прямозубых колес, для колес с круговым зубом (см. табл. 3.14).

Значение $m_e(m_{te}) \geq 1,5$ мм, а для открытых передач следует увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубов.

Числа зубьев

Для колеса – $z_2 = d_{e1} / m_e(m_{te})$;

Для шестерни – $z_1 = z_2 / u$. Тогда $d_{e1} = d_{e2} / u$.

Полученные значения округляют в ближайшую сторону до целого числа. На практике применяют также и другой метод определения числа зубьев и модуля колес. Выбирают

предварительные значения числа зубьев шестерни z'_1 в зависимости от ее диаметра d_{e1} и передаточного числа по одному из графиков, построенных для прямозубых конических колес (рис. 3.2) и колес круговыми зубьями (рис. 3.3) при твердости колеса и шестерни $\geq 45\text{HRC}$. Уточняют z_1 с учетом твердости зубьев шестерни и колеса:

твердость Н.....	$H_1 \leq 350\text{HB}$ $H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_1 \geq 45\text{HRC}$ $H_2 \leq 350\text{HRC}$	$H_1 \geq 45\text{HR}$; $H_2 \geq 45\text{HR}$;
число зубьев z_1	$1,6 z'_1$	$1,3 z'_1$	z'_1 .

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$. Полученные значения зубьев шестерни и колеса округляют до целых чисел.

Внешний окружной модуль передачи $m_e (m_{ie}) = d_{e1} / z_1$.

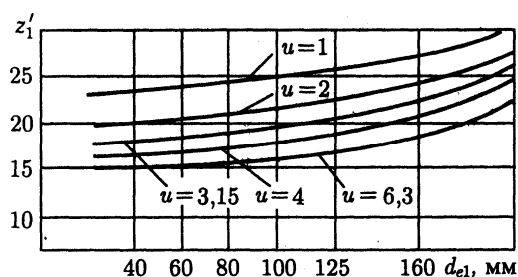


Рис. 3.2. График значений чисел зубьев шестерни

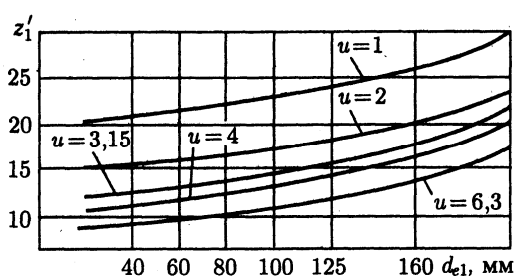


Рис. 3.3. График значений чисел зубьев шестерни с круговым зубом

Фактическое передаточное число

Фактическое передаточное число:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть больше 4%, то есть

$$\Delta u = \frac{(u_\phi - u) \times 100}{u} \leq 4\%.$$

Окончательные значения размеров колес

На рисунке 3.4 показаны основные геометрические параметры конической зубчатой передачи.

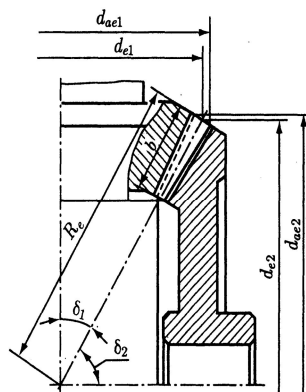


Рис. 3.4. Геометрические параметры конической

зубчатой передачи

Углы делительных конусов шестерни и колеса:

$$\delta_2 = \arctg u_\phi;$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2.$$

Делительные диаметры колес:

- прямозубых $d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2;$

- с круговым зубом $d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2.$

Внешние диаметры колес:

- прямозубых $d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1;$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2;$$

- с круговым зубом $d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{te} \cos \delta_1;$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2.$$

Диаметры впадин зубьев:

- прямозубые $d_{fe1} = d_{e1} - 2(1,2 - x_{e1})m_e \cos \delta_1;$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2 + x_{e2})m_e \cos \delta_2;$$

- с круговым зубом $d_{fe1} = d_{e1} - 1,64(1,2 - x_{n1})m_{te} \cos \delta_1;$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 1,64(1,2 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2;$$

- средние диаметры $d_{m1} \cong 0,857d_{e1}, d_{m2} \cong 0,857d_{e2}.$

Коэффициенты смещения x_e и x_n , для шестерни прямозубой и с круговым зубом принимают по таблицам 3.15–3.16:

Таблица 3.15

z_1	x_{n1} при передаточном числе u							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	–	–	–	0,50	0,53	0,56	0,57
13	–	–	–	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	–	–	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	–	0,18	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	–	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,00	0,09	0,15	0,20	0,22	0,24	0,20	0,27

Таблица 3.16

z_1	x_{e1} при передаточном числе u							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	–	–	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	–	–	–	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	–	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22

40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17
----	------	------	------	------	------	------	------	------

Для передач, у которых z_1 и u отличаются от указанных в таблицах 3.15–3.16, коэффициенты x_e и x_n принимают с округлением в большую сторону.

Размеры заготовки колес

$$D_{заг} = d_{e1} + 2m_e(m_{te}) + 6 \text{ мм};$$

$$S_{заг} = 8m_e(m_{te}).$$

Силы в зацеплении

Окружная сила на среднем диаметре шестерни, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m1},$$

где $d_{m1} = 0,875d_{e1}$.

Осевая сила на шестерне:

- прямозубой $F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$;

- с круговым зубом $F_{a1} = \gamma_a \cdot F_t$;

Радиальная сила на шестерне:

- прямозубой $F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$;

- с круговым зубом $F_{r1} = \gamma_r \cdot F_t$;

Осевая сила на колесе $F_{a2} = F_{r1}$;

радиальная сила на шестерне $F_{r2} = F_{a1}$.

Коэффициент γ_a и γ_r для угла $\beta_n = 35^\circ$ определяют:

$$\gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1;$$

$$\gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1.$$

Полученное значение γ_a и γ_r подставляют в формулы со своими знаками.

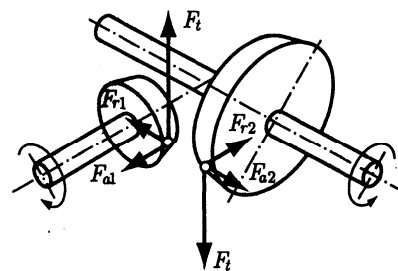


Рис. 3.5. Силы в зацеплении

Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 6,7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{K_{HV} \cdot K_{HB} \cdot T_1}{u_\phi \cdot d_{e1}^3 \cdot v_H}} \leq [\sigma]_H.$$

Значения величин, входящих в формулу, определены ранее. Фактические напряжения ($\sigma_H > [\sigma]_H$) не должны превышать 5% от допускаемых.

Если условия прочности не выполняется, то следует увеличить d_{e1} , либо взять другие материалы и термообработку, пересчитать $[\sigma]_H$ и повторить весь расчет передачи.

Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{v_F \cdot b \cdot m_e(m_{te})} \cdot K_{FV} \cdot K_{FB} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где $F_b, v_F, b, m_e(m_{te}), K_{FV}, K_{F\beta}, [\sigma]_{F1}, [\sigma]_{F2}$ – определены ранее.

Y_{F1}, Y_{F2} – коэффициенты формы зуба – определяют по таблице 3.17 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни z_{V1} и колеса z_{V2} :

- для прямозубых колес:

$$z_{V1} = z_1 / \cos \delta_1;$$

$$z_{V2} = z_2 / \cos \delta_2.$$

- для колес с круговыми зубьями:

$$z_{V1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta);$$

$$z_{V2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta),$$

где $\beta = 35^\circ$ – угол наклона кругового зуба.

Таблица 3.17

Коэффициент формы зуба Y_F

Z_V	Коэффициент смещения режущего инструмента x										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	–	3,9	3,67	3,46
14	–	–	–	–	–	–	4,24	4	3,78	3,59	3,42
17	–	–	–	–	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,4
20	–	–	–	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,5	3,39
25	–	4,6	4,39	4,2	4,04	3,9	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,9	3,8	3,7	3,62	3,55	3,47	3,4
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,7	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,7	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,7	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,5	3,46
80	3,73	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,5
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,6	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, это допустимо, так как нагрузочная способность передачи ограничивается контактной прочностью. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5 %, то следует увеличить модуль $m_e(m_{te})$, пересчитать z_1 и z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом внешний делительный диаметр колеса d_{e2} не изменяется, поэтому контактная прочность передачи не нарушается.

Проверка на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep}} \leq [\sigma]_{H \max},$$

где $K_{nep} = \frac{T_{\max}}{T}$, (см. табл. 2.3); T – номинальный расчетный момент.

Допускаемое напряжение $[\sigma]_{H \max}$ принимают:

при улучшении и объемной закалке $[\sigma]_{H \max} = 2,85 \sigma_T$; цементации или поверхностной закалке ТВЧ $[\sigma]_{H \max} = 44 HRC_{cp}$.

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{nep} \leq [\sigma]_{F \max};$$

$$[\sigma]_{F \max} = \sigma_{F \lim b} \cdot Y_{N \max} \cdot K_{St} / S_{St},$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости при изгибе (см. табл. 3.7);

$Y_{N \max}$ – максимально возможное значение коэффициента долговечности:

$Y_{N \max} = 4$ для сталей с объемной термической обработкой (нормализация, улучшение, объемная закалка);

$Y_{N \max} = 2,5$ для сталей с поверхностной обработкой: закалка ТВЧ, цементация, азотирование;

K_{St} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки (в случае единичных перегрузок $K_{St} = 1, 2 \dots 1,3$, при многократном действии перегрузок $K_{St} = 1$);

S_{St} – коэффициент запаса прочности (обычно $S_{St} = 1,75$).

3.6.3. Расчет червячных передач

Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$ выбирают по рекомендациям разделов 3.3–3.5.

Межосевое расстояние

Условия зацепления и несущая способность червячных передач с архимедовыми, конволютными и эвольвентными червяками приблизительно одинаковы, вследствие чего формулы для расчета червячных передач с архимедовым червяком по ГОСТ19036-81 можно использовать и при расчете передач с другими червяками.

При расчете на контактную прочность определяют межосевое расстояние a_w по формуле:

$$a_w \geq Ka \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{[\sigma]_H^2}},$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

$Ka = 610$ для эвольвентных, архимедовых и конволютных червяков;

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа (см. раздел 3.3);

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки:

$K_{H\beta} = 1$ при постоянном режиме нагружения,

$K_{H\beta} = 0,5 (K_{H\beta}^0 + 1)$ при переменном режиме нагружения.

Начальный коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}^0$ находят по графику (рис. 3.6), для этого определяют число витков z_1 червяка в зависимости от передаточного числа:

u	свыше 8 до 14	свыше 14 до 30	свыше 30
z_1	4	2	1

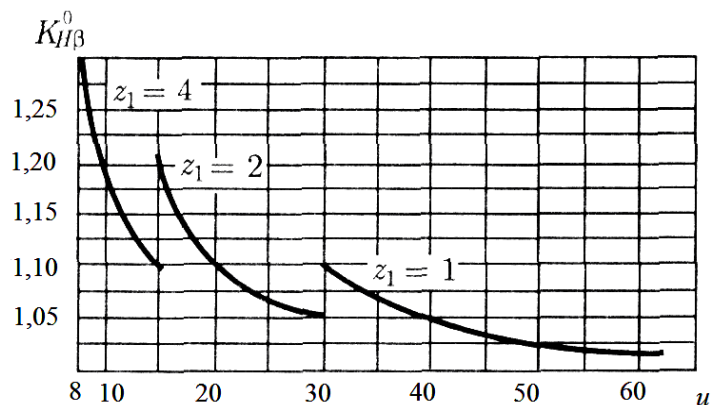


Рис. 3.6. График значений начального коэффициента концентрации нагрузки

Полученное значение межосевого расстояния округляют в большую сторону: для стандартной червячной пары до целого числа (мм): 50, 60, 70, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280; для нестандартной до большего числа нормальных линейных размеров.

Основные параметры червячной передачи

Число зубьев колеса – $z_2 = z_1 \cdot u$.

Предварительные значения:

- модуля передачи $m = (1,4 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2}$;

- коэффициента диаметра червяка $q = \frac{2a_w}{m} - z_2$.

В формулу для q подставляют ближайшее к расчетному стандарту значение m :

<i>m</i> , мм	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
<i>q</i>	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20;	8; 10; 12,5; 16

Полученное значение q округляют до ближайшего стандартного значения. Минимально допускаемое значение q из условия жесткости червяка $q_{\min} = 0,212 \cdot z_2$.

Коэффициент смещения:

$$x = a_w / m - 0,5 \cdot (z_2 + q).$$

При этом должно выполняться условие $-1 \leq x \leq 1$.

Если это условие не выполняется, то следует варьировать значением q и z_2 , при этом $q > q_{\min}$, а z_2 изменяют на 1–2 зуба, чтобы не превысить допускаемое отклонение передаточного числа Δu .

Угол подъема линии витка червяка:

- на делительном цилиндре – $\gamma = \arctg \cdot [z_1 / q]$;

- на начальном цилиндре – $\gamma_w = \arctg \cdot [z_1 / (q + 2x)]$.

Фактическое передаточное число:

$$u_\phi = Z_2 / Z_1, \quad \Delta u = \frac{(u_\phi - u)}{u} \cdot 100 \leq 4\%,$$

где u – заданное передаточное число.

Фактическое межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5m \cdot (q + z_2 + 2x).$$

Размеры червяка и колеса

Далее определяют основные геометрические размеры передачи (рис. 3.7)

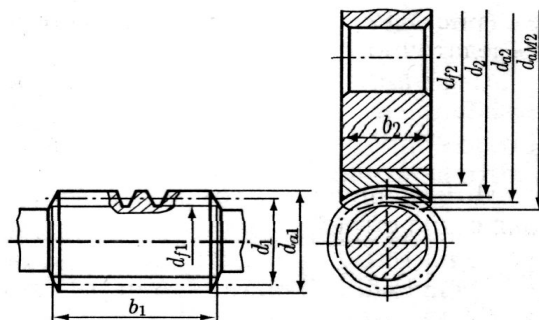


Рис. 3.7. Геометрические параметры червячной передачи

При корригировании исполнительные размеры червяка не изменяются; у червячного колеса делительный d_2 и начальный d_{w2} диаметры совпадают, но изменяются диаметры вершин d_{a2} и впадин d_{f2} .

Основные диаметры червяка, мм:

- делительный диаметр – $d_1 = q \cdot m$;
- начальный диаметр – $d_w = m \cdot (q + 2 \cdot x)$;
- диаметр вершин витков – $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$;
- диаметр впадин витков – $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$;
- длина нарезной части червяка – $b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m + C$,

где x – коэффициент смещения. При $x \leq 0$ $C = 0$; при $x > 0$ $C = 100 \cdot m / z_2$. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину нарезной части b_1 увеличивают на 25 мм при $m < 10$ и на 35–40 мм при $m = 10–16$ мм.

Основные размеры колеса, мм:

- делительный диаметр – $d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2$;
- диаметр вершин зубьев – $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x)$;
- наибольший диаметр вершин – $d_{am2} \leq d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2)$;
- диаметр впадин зубьев – $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x)$;
- ширина венца – $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$ при $z_1 = 1; 2$;
 $b_2 \leq 0,67 d_{a1}$ при $z_1 = 4$;
 $b_2 = 0,355 a_w$ при $z_1 = 1, 2$;
 $b_2 = 0,315 a_w$ при $z_1 = 4$;
- радиусы закруглений зубьев – $R_a = 0,5 \cdot d_1 - m$;
 $R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m$.

Условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $d' = d_{a1} - 0,5 \cdot m$ с контуром венца колеса, как правило, это 90–120° и равен:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m}.$$

При этом должно выполняться условие: $a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2})$.

Проверочный расчет

Уточняют КПД червячной передачи:

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho),$$

где γ – делительный угол подъема линии червяка;

ρ – угол трения, который определяется по табл. 3.18 в зависимости от скорости скольжения $V_s = \pi n_1 m (q + 2x) / 60000, \text{ м/с}$.

Таблица 3.18

Значения угла трения ρ

$V_s, \text{ м/с}$	ρ	$V_s, \text{ м/с}$	ρ	$V_s, \text{ м/с}$	ρ
0,1	4°30' – 5°10'	1,5	2°20' – 2°50'	3	1°30' – 2°00'
0,5	3°10' – 3°40'	2	2°00' – 2°30'	4	1°20' – 1°40'
1,0	2°30' – 3°10'	2,5	1°40' – 2°20'	7	1°00' – 1°30'

Примечание. Меньшие значения – для материалов группы I, большие для группы II и III (см. табл. 3.3).

Проверяют контактные напряжения зубьев колес σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\sigma]_H,$$

где $F_{t2} = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$ – окружная сила на колесе, Н;

T_2 – вращающий момент на колесе, Н·м;

$d_1 = m \cdot q$, мм;

$d_2 = m \cdot z_2$, мм;

K – коэффициент нагрузки – зависит от окружной скорости колеса $V = \omega_2 \cdot d_2 / (2 \cdot 10^3)$, м/с: $K = 1$ при $V \leq 3$ м/с; $K = 1,1 - 1,3$ при $V > 3$ м/с;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение зубьев колеса, Н/мм², уточняется в зависимости от действительной скорости скольжения V_S по зависимостям раздела 3.3.

Допускается недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 20% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, следует принять другую марку материала венца червячного колеса (см. табл. 3.3) и повторить весь расчет передачи.

Определяют напряжения изгиба зубьев колеса σ_F , Н/мм²:

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 m} \cdot K \leq [\sigma]_F,$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, который выбирают по таблице 3.19 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $Z_{V2} = z_2 / \cos^3 \gamma$. Здесь γ – делительный угол подъема линии витков червяка;

m – модуль зацепления, мм;

b_2 – ширина венца червячного колеса, мм;

F_{t2} – окружная сила на колесе, Н;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, Н/мм² (см. раздел 3.5)

K – коэффициент нагрузки: $K = 1$ при $V \leq 3$ м/с; $K = 1,1 - 1,3$ при $V > 3$ м/с.

Таблица 3.19

Коэффициенты формы зуба Y_{F2} червячного колеса

Z_{V2}	Y_{F2}	Z_{V2}	Y_{F2}	Z_{V2}	Y_{F2}	Z_{V2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

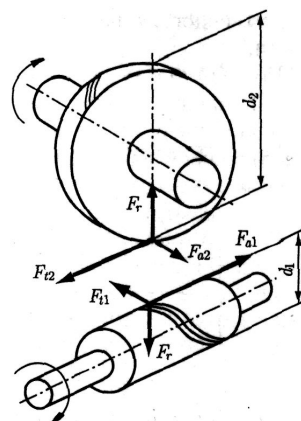


Рис. 3.8. Силы в зацеплении
Силы в зацеплении

Окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке:

$$Ft_2 = Fa_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot T_2 / d_2.$$

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$Ft_1 = Fa_2 = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1.$$

Радиальная сила:

$$F_r = Ft_2 \operatorname{tg} \alpha,$$

где $\alpha = 20^\circ$.

Тепловой расчет

Мощность (Вт) на червяке $P_1 = 0,1T_2 \cdot n_2 / \eta$.

Температура нагрева масла (корпуса) без искусственного охлаждения:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta)\rho_1}{[K_T \cdot A(1+\psi)]} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}}.$$

Температура нагрева масла (корпуса) при охлаждении вентилятором:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta)P_1}{[0,65(1+\psi)K_T + 0,35K_{ТВ}] \cdot A} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}},$$

где $\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму; $[t]_{\text{раб}} = 95 \dots 110^\circ \text{C}$ – максимальная допустимая температура нагрева масла.

Поверхность охлаждения корпуса A , м^2 равна сумме поверхностей всех его стенок, за исключением поверхности дна, корпус которой прилегает к плите или раме. Размеры стенок корпуса можно взять по эскизному проекту редуктора или приближенно в зависимости от межосевого расстояния:

a_w , мм... 80 100 125 140 160 180 200 225 250 280.
 A , м^2 ... 0,16 0,24 0,35 0,42 0,53 0,65 0,78 0,95 1,14 1,34.

Для чугунных корпусов при естественном охлаждении коэффициент теплоотдачи $K_T = 12 \dots 18$, $\text{Вт}/\text{м}^2$ (большие значения при хороших условиях охлаждения).

Коэффициент $K_{ТВ}$ при обдуве вентилятором:

n_B750 1000 1500 3000.
 $K_{ТВ}$...20 24 35 50.

Здесь n_B – частота вращения вентилятора, мин^{-1} .
 Вентилятор обычно устанавливают на валу червяка.