

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ**

Методические указания по расчету на прочность в курсовых
и дипломных проектах

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ

1 Введение

Целью настоящих методических указаний является оказание помощи студентам, при выполнении ими расчетов закрытых зубчатых цилиндрические эвольвентных передач – одного из самых трудоемких этапов в ходе проектирования приводов машин.

Методические указания дают общую последовательность выполнения необходимых расчетов, позволяя экономить время при работе со справочной литературой. В методических указаниях приведены справочные таблицы, используемые при выполнении расчетов, и дан пример расчета передачи

По сравнению с предыдущими изданиями, в данных методических указаниях существенно расширен диапазон материалов, видов их термообработки и, соответственно, твердости активных поверхностей зубьев передач, что существенно расширяет кругозор знаний студентов в области прочности зубчатых передач, позволяет проектировать передачи с наименьшими массогабаритными параметрами и т.д.

2 Порядок расчета передач

2.1 Исходные данные для расчета

После определения основных кинематических и энергетических параметров действующих на валах разрабатываемого привода выполняется расчет передач. В качестве исходных данных для расчета передачи принимают:

P_1 – мощность на валу ведущего звена – шестерни, кВт;

P_2 – мощность на валу ведомого звена – колеса, кВт;

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

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

n_1 – частота вращения шестерни, мин⁻¹;

n_2 – частота вращения колеса, мин⁻¹;

u – передаточное число рассчитываемой передачи;

L_h – время работы (ресурс) передачи, ч.

Кроме того, в исходных данных указывается типовой режим нагружения (обозначается 0 – нагрузка постоянная и римскими цифрами от I до V), а также параметры электродвигателя: $P_{эд.ном}$ – номинальная мощность, кВт,

$P_{эд.расч}$ – расчетная мощность, кВт и $T_{max} / T_{ном}$ – отношение максимального (пускового) момента к номинальному.

2.2 Выбор твердости, термической обработки и материала зубчатых колес

В зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации и требований к габаритным размерам передачи выбирают необходимую твердость колес и материалы для их изготовления. Для изготовления силовых передач, применяемых в приводах большинства машин, используются термически обработанные 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 вида термической обработки. Основные марки сталей (предел прочности σ_B и предел текучести σ_T) с соответствующей термообработкой представлены в таблице 1.

Таблица 1.

Марка стали	Термическая обработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		σ_B , МПа	σ_T , МПа
		Диаметр	Толщина	В сердцевине	На поверхности		
35	Нормализация	Любой	Любая	162-192НВ	162-192НВ	570	270
45	Нормализация	Любой	Любая	179-207НВ	179-207НВ	600	320
45	Улучшение	125	80	235-262НВ	235-262НВ	780	540
45	Улучшение	80	50	269-302НВ	269-302НВ	800	650
40Х	Улучшение	200	125	235-262НВ	235-262НВ	790	640
40Х	Улучшение	125	80	269-302НВ	269-302НВ	900	750
40Х	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	269-302НВ	45-50 HRC ₃	920	750
40ХН, 35ХМ	Улучшение	315	200	235-262НВ	235-262НВ	800	630
40ХН, 35ХМ	Улучшение	200	125	269-302НВ	269-302НВ	920	750
40ХН, 35ХМ	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269-302НВ	48-53 HRC ₃	930	750
40ХНМА, 38Х2МЮА	Улучшение и азотирование	125	80	269-302НВ	48-53 HRC ₃	950	780

20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A 25XГМ	Улучшение, цементация и закалка	200	125	300-400НВ	56-63 HRC _Э	1000	800
--	---------------------------------------	-----	-----	-----------	------------------------	------	-----

На практике основное применение имеют следующие варианты термической обработки.

I – термическая обработка колеса – улучшение до твердости 235-262 НВ и термическая обработка шестерни – улучшение до твердости 269-302 НВ. Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни (например, стали 35, 45 – ГОСТ 1050-88, 40X, 40XH, 35XM ГОСТ 4543-71 и т.д.). Зубья колес из улучшаемых сталей хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению, но имеют ограниченную нагрузочную способность.

II – термическая обработка колеса – улучшение до твердости 269-302 НВ и термическая обработка шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45-50 HRC_Э и 48-53 HRC_Э. Твердость сердцевины зуба соответствует термической обработке – улучшение. Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни.

III – термическая обработка колеса и шестерни одинаковая – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45-50 HRC_Э и 48-53 HRC_Э. Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни.

IV – термическая обработка колеса – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45-50 HRC_Э и 48-53 HRC_Э; термическая обработка шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56-63 HRC_Э. Материал шестерни – стали марок 20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A, 25XГМ и др. по ГОСТ 4543-71.

V – термическая обработка колеса и шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56-63 HRC_Э. Цементация (поверхностное насыщение углеродом) с последующей закалкой наряду с большой твердостью поверхностных слоев обеспечивает и высокую прочность зубьев на изгиб. Марки сталей одинаковы для колеса и для шестерни: 20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A, 25XГМ и др. по ГОСТ 4543-71.

Кроме цементации применяют также нитроцементацию (твердость поверхности 56-63 HRC_Э, стали марок 25XГМ, 30XГТ ГОСТ 4543-71) и азотирование (твердость поверхности 58-67 HRC_Э, стали марок 38X2МЮА, 40XHМА ГОСТ 4543-71).

При поверхностной термической или химико-термической обработке зубьев механические характеристики сердцевины зуба определяет предшествующая термическая обработка (улучшение).

Несущая способность зубчатых передач по контактной прочности тем выше, чем выше поверхностная твердость зубьев. Поэтому целесообразно применение поверхностного термического или химико-термического упрочнения.

Эти виды упрочнения позволяют в несколько раз повысить нагрузочную способность передачи по сравнению с улучшаемыми сталями. Однако, при назначении твердости рабочих поверхностей зубьев следует иметь в виду, что большей твердости соответствует более сложная технология изготовления зубчатых колес и малые размеры передачи, что может привести к трудностям при конструктивной разработке узла. Для изготовления зубчатых колес в машиностроении рекомендуется применять материалы I группы, так как зубчатые колеса из данных материалов наиболее дешевы и не требуют высокой точности изготовления, хорошо прирабатываются в процессе эксплуатации.

2.3 Допускаемые контактные напряжения

Искомые напряжения для шестерни $[\sigma]_{H1}$ и для колеса $[\sigma]_{H2}$ определяют по общей зависимости с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и для колеса, учитывая влияние на контактную прочность долговечности (ресурса), шероховатости сопрягаемых поверхностей зубьев и окружной скорости по формуле:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V.$$

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim}$ - вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала и способа термической обработки зубчатого колеса и средней твердости (HB_{CP} или HRC_{э CP}) на поверхности зубьев (см. таблицу 2).

Таблица 2.

Способ термической или химико-термической обработки	Средняя твердость на поверхности	Сталь	$\sigma_{H \lim}$, МПа
Улучшение	< 350 HB	Углеродистая и легированная	$2 \cdot HB_{CP} + 70$
Нормализация	40-60 HRC _э		$17 \cdot HRC_{э CP} + 200$
Цементация	> 56 HRC _э	Легированная	$23 \cdot HRC_{э CP}$
Азотирование	> 52 HRC _э		1050

S_H - коэффициент безопасности, для зубчатых колес с однородной структурой материала (улучшенных, объемно-закаленных) $S_H = 1,1$; для зубчатых колес с поверхностным упрочнением $S_H = 1,2$.

Z_N - коэффициент долговечности, учитывает влияние ресурса работы:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \text{ при условии, что } 1 \leq Z_N \leq Z_{N\max}. \quad (1)$$

Здесь N_{HG} - число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости, которое можно определить по средней твердости поверхностей зубьев:

$$N_{HG} = 30 \cdot (HB_{CP})^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7.$$

При этом твердость в единицах HRC, необходимо перевести в единицы HB согласно таблице 3.

Таблица 3.

HRC ₃	45	47	48	50	51	53	55	60	62	65
HB	425	440	460	480	495	522	540	600	620	670

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} по контактным напряжениям при частоте вращения n , мин⁻¹ и времени работы (ресурса) передачи L_h , час определяется зависимостью:

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot n_3 \cdot L_h \cdot k_{HE},$$

где n_3 - число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот (численно равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым колесом);

k_{HE} - коэффициент приведения при расчете по контактным напряжениям для типового режима нагружения (представлен в таблице 5).

В соответствии с кривой усталости контактные напряжения σ_H не могут иметь значений меньших $\sigma_{H\lim}$. Поэтому при $N_{HE} > N_{HG}$ в расчетах принимают $N_{HE} = N_{HG}$. В противном случае ($N_{HE} < N_{HG}$) в расчетах принимают каждое со своим значением.

Для длительно работающих быстроходных передач $N_{HE} > N_{HG}$ и, следовательно, $Z_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (1). Второй знак неравенства ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя: $Z_{H\max} = 2,6$ для материалов с однородной структурой (улучшенных, объемно закаленных) и $Z_{H\max} = 1,8$ для поверхностно упрочненных материалов (закалка ТВЧ, цементация, азотирование).

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев, который принимают для зубчатого колеса пары с более грубой поверхностью в зависимости от параметра R_a шероховатости ($Z_R = 1 - 0,9$).

Большие значения соответствуют шлифованным и полированным поверхностям ($R_a=0,63-1,25$ мкм).

Z_V - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости V ($Z_V=1-1,15$). Меньшие значения соответствуют твердым передачам, работающим при малых окружных скоростях (V до 5 м/с). При более высоких значениях окружной скорости возникают лучшие условия для создания надежного масляного слоя между контактирующими поверхностями зубьев, что позволяет повысить допускаемые напряжения

$$Z_V = 0,85 \cdot V^{0,1} \geq 1, \text{ при } H < 350\text{НВ};$$

$$Z_V = 0,925 \cdot V^{0,05} \geq 1, \text{ при } H > 350\text{НВ}.$$

Допускаемое расчетное контактное напряжение $[\sigma]_H$ для передач с прямыми зубьями равно меньшему из допускаемых напряжений шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$. Для передач с непрямыми зубьями (косозубых и шевронных) в связи с положением линии контакта под углом к полюсной линии допускаемые напряжения можно повысить до значения: $[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$, при выполнении условия $[\sigma]_{H1} \leq 1,25 \cdot [\sigma]_{H1 \min}$, где $[\sigma]_{H1 \min}$ - меньшее из значений $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$.

2.4 Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$ также определяются по общей зависимости, но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса, учитывая влияние на сопротивление усталости при изгибе долговечности (ресурса), шероховатости переходной поверхности между смежными зубьями и реверса (двухстороннего приложения) нагрузки:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A.$$

Предел изгибной выносливости $\sigma_{F \lim}$ при отнулевом цикле вычисляют по эмпирическим зависимостям, представленным в таблице 4.

Минимальные значения коэффициента запаса прочности для цементированных и нитроцементированных зубчатых колес равны $S_F = 1,55$; для остальных $S_F = 1,7$.

Коэффициент долговечности Y_N учитывает влияние ресурса передачи:

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}, \text{ при условии, что } 1 \leq Y_N \leq Y_{N \max} \quad (2)$$

где N_{FE} - эквивалентное число циклов перемены напряжений по напряжениям изгиба: $N_{FE} = 60 \cdot n \cdot n_3 \cdot L_h \cdot k_{FE}$ (здесь k_{FE} - коэффициент приведения при расчете по напряжениям изгиба для типового режима нагружения, представленный в таблице 5);

$Y_{N_{max}} = 4$ и $q = 6$ - для улучшенных зубчатых колес (из материалов I группы), а $Y_{N_{max}} = 2,5$ и $q = 9$ - для закаленных и поверхностно упрочненных зубьев (для материалов остальных групп);

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости.

В соответствии с кривой усталости изгибные напряжения σ_F не могут иметь значений меньших $\sigma_{F_{lim}}$. Поэтому при $N_{FE} > N_{FG}$ в расчетах принимают $N_{FE} = N_{FG}$. В противном случае ($N_{FE} < N_{FG}$) в расчетах принимают каждое со своим значением.

Таблица 4.

Способ термической и химико-термической обработки	Группа сталей	Твердость зубьев		$\sigma_{F_{lim}}$
		на поверхности	в сердцевине	
Улучшение	45, 40X, 40XH, 35XM	< 350HB	< 350HB	$1,75 \cdot HB_{cp}$
Закалка ТВЧ по контуру зубьев	40X, 40XH, 35XM	48-52HRC _э	48-52HRC _э	600-700
Закалка ТВЧ сквозная		48-52HRC _э	48-52HRC _э	500-600
Цементация	20X, 20XH2M, 18XГТ, 25XГМ, 12XH3A	57-62HRC _э	30-45HRC _э	750-800
Цементация с автоматическим регулированием процесса				850-950
Азотирование	38X2Ю 40XHMA	~ 67HRC _э	24-40HRC _э	$12 \cdot HRC_{эcp} + 290$

Для длительно работающих быстроходных передач $N_{FE} > N_{FG}$ и, следовательно, $Y_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (1). Второй знак неравенства ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения зуба.

Y_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями, который принимают: $Y_R = 1$ при шлифовании или зубофрезеровании с параметрами шероховатости $R_a \leq 2,5$ мкм; $Y_R = 1,05 \dots 1,2$ при полировании (большие значения при улучшении и после закалки ТВЧ, меньшие – в остальных случаях).

Y_A - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (реверса). При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$. При реверсивном нагружении и одинаковой нагрузке и числе циклов перемены напряжений в прямом и обратном направлении (например, зубья сателлита в планетарной передаче): $Y_A = 0,65$ - для нормализованных и улучшенных сталей; $Y_A = 0,75$ для закаленных и цементированных сталей; $Y_A = 0,9$ - для азотированных сталей.

В расчетах зубчатых передач на сопротивление усталости фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным (по усталостному воздействию) постоянным режимом с номинальным моментом T (наибольшим из длительно действующих) и эквивалентным числом N_E циклов перемены напряжений. В расчетах на выносливость в формулы (1) и (2) подставляют коэффициенты приведения режима k_{HE} и k_{FE} , которые зависят от типового режима нагружения и вида термической обработки материалов зубчатых колес: 0 – постоянный режим нагружения; I – тяжелый (работа большую часть времени с нагрузками близкими к номинальной); II – средний равновероятностный (одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки); III – средний нормальный (работа большую часть времени со средними нагрузками); IV – легкий (работа большую часть времени с нагрузками ниже средних); V – особо легкий (работа большую часть времени с малыми нагрузками) (рисунок 1).

Тяжелый режим (I) характерен для зубчатых передач горных машин, средний равновероятностный (II) и нормальный (III) – для транспортных машин, легкий (IV) и особо легкий (V) – для универсальных металлорежущих станков. Значения коэффициентов приведения k_{HE} и k_{FE} приведены в таблице 5, а типовые режимы нагружения представлены на рисунке 1.

Таблица 5.

Обозначение режима	Коэффициенты эквивалентности		
	k_{HE}	k_{FE}	
		$q = 6$	$q = 9$
0	1,0	1,0	1,0
1	0,500	0,300	0,200

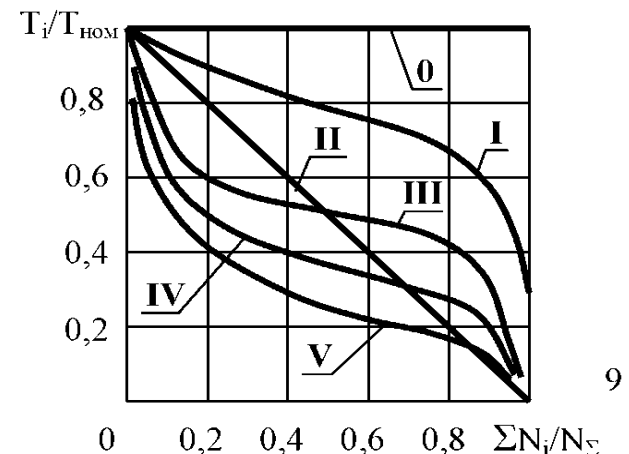


Рисунок 1 – Типовые режимы нагружения

II	0,250	0,143	0,100
III	0,180	0,065	0,036
IV	0,125	0,038	0,016
V	0,063	0,013	0,004

2.5 Определение межосевого расстояния

2.5.1 Предварительное определение межосевого расстояния

Предварительное значение межосевого расстояния a'_W , мм:

$$a'_W = K \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}},$$

где знак «+» (в скобках) относится к внешнему зацеплению, а знак «-» - к внутреннему;

T_1 - вращающий момент на шестерне (наибольший из длительно действующих);

u - передаточное число передачи.

Коэффициент K в зависимости от поверхностной твердости H_1 и H_2 зубьев шестерни и колеса соответственно имеет значения, представленные в таблице 6.

Таблица 6.

Твердость материалов	$H_1 \leq 350$ HB $H_2 \leq 350$ HB	$H_1 \geq 45$ HRC _Э $H_2 \leq 350$ HB	$H_1 \geq 45$ HRC _Э $H_2 \leq 45$ HRC _Э
Коэффициент K	10	8	6

2.5.2 Определение коэффициента нагрузки в расчетах на контактную прочность

Коэффициент нагрузки при расчете на контактную прочность определяется по формуле:

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$$

Коэффициент K_{HV} учитывает внутреннюю динамику нагружения, связанную с ошибками шагов зацепления и погрешностью профилей зубьев шестерни и колеса. Значения коэффициента K_{HV} определяются в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей.

Ожидаемое значение окружной скорости зубчатых колес рассчитывают исходя из полученного предварительного значения межосевого расстояния a'_W :

$$V = \frac{2\pi \cdot a'_W \cdot n_1}{60 \cdot 10^4 (u \pm 1)}$$

По найденному значению окружной скорости назначают степень точности передачи согласно таблице 7.

По полученным значениям окружной скорости и степени точности передачи, а также твердости материалов зубчатых колес определяют искомый коэффициент K_{HV} , значения которого приведены в таблице 8.

Коэффициент K_{HB} учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, обусловливаемую погрешностями изготовления (погрешностями направления зуба) и упругими деформациями валов, подшипников. Зубья зубчатых колес могут постепенно прирабатываться и в результате повышенного местного изнашивания распределение нагрузки становится более равномерным. Поэтому рассматривают коэффициенты неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы K_{HB}^0 и после приработки K_{HB} .

Таблица 7.

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Допустимая окружная скорость V , м/с зубчатых колес	
	прямозубых	непрямозубых
6 (передачи повышенной точности)	до 20	до 30
7 (передачи нормальной точности)	до 12	до 20
8 (передачи пониженной точности)	до 6	до 10
9 (передачи низкой точности)	до 2	до 3

Таблица 8.

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев	Значения K_{HV} при окружной скорости V , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 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	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 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 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

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

Значение коэффициента $K_{H\beta}^0$ принимается по таблице 9 в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца по делительному диаметру $\psi_{bd} = b_2/d_1$, твердости зубьев и схемы расположения зубчатых колес относительно опор (см. рис.1). Так как ширина колеса и диаметр шестерни еще не определены, то значение коэффициента ψ_{ba} вычисляют ориентировочно:

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

где ψ_{ba} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния.

Для рассматриваемой передачи коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния ψ_{ba} принимают из ряда стандартных значений: 0,1; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 в зависимости расположения колес относительно опор (см. рисунок 1):

- при симметричном расположении: $\psi_{ba} = 0,315-0,5$ (поз.3; 6; 7);
- при несимметричном расположении: $\psi_{ba} = 0,25-0,4$ (поз. 3; 4; 5)
- при консольном расположении одного или обоих колес: $\psi_{ba} = 0,2-0,25$ (поз.1;2);
- для шевронных передач $\psi_{ba} = 0,4-0,63$;
- для коробок передач $\psi_{ba} = 0,1-0,2$;
- для передач внутреннего зацепления $\psi_{ba} = \frac{0,2(u+1)}{u-1}$.

Меньшие значения ψ_{ba} для передач с твердостью поверхностей зубьев $H_1 \geq 45 \text{ HRC}_\beta$.

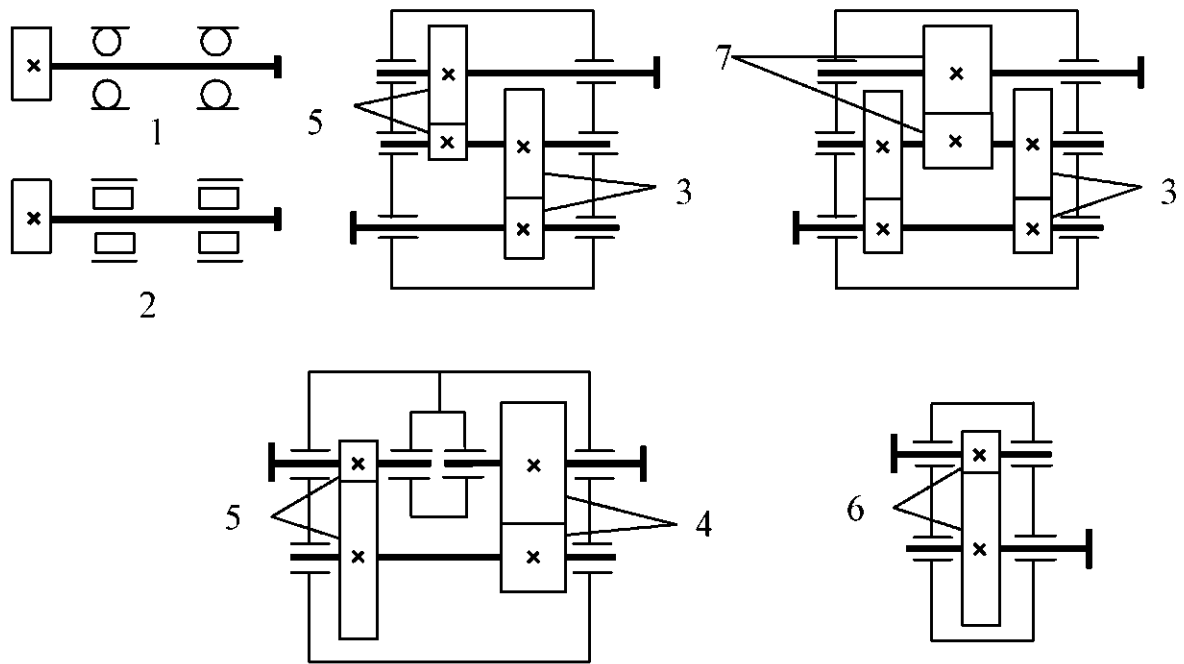


Рисунок 1

Таблица 9

ψ_{ba}	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения $K_{H\beta}^0$ для схемы передачи по рисунку 1						
		1	2	3	4	5	6	7
0,4	≤ 350 HB	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01
	> 350 HB	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,6	≤ 350 HB	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	> 350 HB	-	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,8	≤ 350 HB	1,45	1,27	1,12	1,08	1,05	1,03	1,02
	> 350 HB	-	-	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
1,0	≤ 350 HB	-	-	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	> 350 HB	-	-	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
1,2	≤ 350 HB	-	-	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	> 350 HB	-	-	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08
1,4	≤ 350 HB	-	-	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04

1,6	>350 НВ	-	-	-	1,42	1,31	1,20	1,12
	≤350 НВ	-	-	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	>350 НВ	-	-	-	-	-	1,26	1,16

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{Hw},$$

где K_{Hw} - коэффициент, учитывающий приработку зубьев, его значения находят в зависимости от окружной скорости для зубчатого колеса с меньшей твердостью (приведен в таблице 10).

Коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает погрешности изготовления передачи:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{Hw},$$

здесь $K_{H\alpha}^0$ - начальное значение коэффициента распределения нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления (погрешностями шага зацепления и направления зуба), которое определяется в зависимости от степени точности ($n_{cm} = 5; 6; 7; 8; 9$) по нормам плавности:

- для прямозубых передач:

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06 \cdot (n_{cm} - 5), \text{ при условии, что } 1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,25;$$

- для косозубых и шевронных передач:

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + A \cdot (n_{cm} - 5), \text{ при условии, что } 1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,6,$$

где $A = 0,15$ - для зубчатых колес с твердостью $H_1 > 350$ НВ и $H_2 > 350$ НВ и $A = 0,25$ при $H_1 \leq 350$ НВ и $H_2 \leq 350$ НВ или $H_1 > 350$ НВ и $H_2 \leq 350$.

Таблица 10

Твердость на поверхности зубьев	Значение K_{Hw} при окружной скорости V , м/с					
	1	3	5	8	10	15
200 НВ	0,19	0,20	0,22	0,27	0,32	0,54
250 НВ	0,26	0,28	0,32	0,39	0,45	0,67
300 НВ	0,35	0,37	0,41	0,50	0,58	0,87
350 НВ	0,45	0,46	0,53	0,64	0,73	1,00
43 HRC _Э	0,53	0,57	0,63	0,78	0,91	1,00
47 HRC _Э	0,63	0,70	0,78	0,98	1,00	1,00
51 HRC _Э	0,71	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00
60 HRC _Э	0,80	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00

2.5.3 Окончательное определение межосевого расстояния

Учитывая предварительно найденное межосевое расстояние, а также определенные выше коэффициент нагрузки K_H , допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ уточняют предварительно найденное значение межосевого расстояния по формуле:

$$a_w = K_a(u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\varphi_{ba} u [\sigma]_{Hl}^2}},$$

где $K_a = 450 \text{ МПа}^{1/3}$ - для прямозубых колес и $K_a = 410 \text{ МПа}^{1/3}$ - для косозубых и шевронных колес.

Вычисленное значение межосевого расстояния a_w округляют до стандартного значения из стандартного ряда: 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 260; 280; 300; 315; 355; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900; 1000 мм (ряд можно продолжить).

2.6 Определение основных геометрических и кинематических параметров передачи

2.6.1 Рабочая ширина венцов

2.6.1.1 Рабочая ширина b_2 венца колеса

$$b_2 = \varphi_{ba} \cdot a_w.$$

2.6.1.2 Рабочая ширина b_1 венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5), \text{ мм}$$

Полученные значения b_1 и b_2 округляют до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69: 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 65; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200 мм (ряд можно продолжить).

2.6.2 Модуль зацепления

Выбирается из интервала: $m_n = (0,01 - 0,02) \cdot a_w$, мм и принимается по ГОСТ 9563-60 из двух рядов (первый ряд следует предпочитать второму):

Ряд1, мм..... 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0

Ряд2, мм..... 1,12; 1,37; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0.

Значения модулей $m_n < 1$ мм при твердости $H \leq 350$ НВ и $m_n < 1,5$ мм при твердости $H > 350$ НВ для силовых передач использовать нежелательно.

2.6.3 Суммарное число зубьев и угол наклона

Минимальный угол наклона β_{\min} зубьев косозубых колес:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4 \cdot m_n}{b_2};$$

шевронных колес: и раздвоенных ступеней косозубых передач $\beta_{\min} = 25^\circ$.

Суммарное число зубьев Z_Σ передачи:

$$Z'_\Sigma = Z_2 \pm Z_1 = \frac{2a_w \cos \beta_{\min}}{m_n}.$$

Полученное значение Z'_Σ округляется в меньшую сторону до целого числа Z_Σ и определяется действительное значение угла наклона зубьев β :

$$\beta = \arccos \frac{Z_\Sigma \cdot m_n}{2 \cdot a_w} \geq \beta_{\min}.$$

Точность вычислений β_{\min} и β до 0,0001.

В косозубых передачах не рекомендуется $\beta > 20^\circ$, поскольку сильно возрастает осевая нагрузка на валы и подшипники.

Для прямозубых колес, суммарное число зубьев Z'_Σ должно быть целым числом. Для обеспечения этого условия при необходимости можно изменить значения m_n или a_w . В случае, если этого сделать невозможно, следует применить смещение инструмента, при этом суммарный коэффициент смещения определяется по формуле:

$$x_\Sigma = \frac{a_w}{m_n} - \frac{Z_1 + Z_2}{2}, \text{ при этом } -1 \leq x_\Sigma \leq 1.$$

При этом для шестерни рекомендуется применять положительное смещение, а для колеса – отрицательное смещение.

2.6.4 Число зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни определяется соотношением:

$$Z'_1 = \frac{Z_\Sigma}{u \pm 1} \geq Z_{\min},$$

где $Z_{\min} = 17$ – для прямозубых колес;

$$Z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta - \text{ для косозубых и шевронных колес.}$$

Значение Z'_1 округляется до целого числа Z_1 и определяется число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 - \text{ для внешнего зацепления;}$$

$$Z_2 = Z_\Sigma + Z_1 - \text{ для внутреннего зацепления.}$$

При $Z_1 < 17$ передачу выполняют со смещением для исключения подрезания зубьев и повышения их изгибной прочности. Коэффициент смещения x_1 вычисляют по формуле:

$$x_1 = (17 - Z_1)/17 \leq 0,6.$$

Для колеса внешнего зацепления $x_2 = -x_1$, а для колеса внутреннего зацепления $x_2 = x_1$.

2.6.4 Фактическое передаточное число u^ϕ передачи

$$u^\phi = \frac{Z_2}{Z_1}. \text{ Точность вычислений до } 0,01.$$

Отношение фактического передаточного числа u^ϕ от заданного u :

$$\Delta u = \frac{u - u^\phi}{u} \cdot 100\%.$$

В многоступенчатых редукторах фактическое передаточное число не должно отличаться от заданного не более чем на $\pm 4\%$, а в одноступенчатых редукторах - на $\pm 2,5\%$.

2.6.5 Диаметры колес

2.6.5.1 Делительные диаметры d_1 и d_2 шестерни и колеса

$$d_1 = (m_n \cdot Z_1) / \cos \beta;$$

$$d_2 = (m_n \cdot Z_2) / \cos \beta.$$

$$\text{Проверка: } d_1 + d_2 = 2 \cdot a_w.$$

2.6.5.2 Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев колес

внешнего зацепления

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

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (1,25 - x_1) \cdot m_n;$$

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

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (1,25 - x_2) \cdot m_n.$$

Здесь y - коэффициент воспринимаемого смещения у шестерни и колеса $y = (a_w - a)/m_n$ и a - делительное межосевое расстояние $a = 0,5 \cdot m_n \cdot (Z_2 \pm Z_1)$.

2.6.5.3 Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев колес

внутреннего зацепления

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (1 + x_1) \cdot m_n;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (1,25 - x_1) \cdot m_n;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot (1 - x_2 - y) \cdot m_n;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2 \cdot (1,25 - x_2) \cdot m_n.$$

2.7 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

Перед расчетом действительных контактных напряжений в передаче уточняют коэффициент нагрузки K_H , в связи с тем, что реальная окружная скорость передачи может несколько отличаться от предварительно найденной в разделе 2.5.2 и, следовательно, несколько может отличаться и коэффициент динамичности нагрузки $K_{H\beta}$. Поэтому уточняем значение окружной скорости зубчатых колес по формуле: $V = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1)/60000$ и по таблице 8 подбираем коэффициент динамичности нагрузки $K_{H\beta}$. Далее уточняем K_H :

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}.$$

Расчетное контактное напряжение равно:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u_\phi \pm 1)^3}{b_2 \cdot u_\phi}},$$

где $Z_\sigma = 9600$ для прямозубых и $Z_\sigma = 8400$ для косозубых передач, МПа^{1/2}.

Если расчетное контактное напряжение σ_H меньше допускаемого $[\sigma_H]$ в пределах 15-20% или $\sigma_{H\beta}$ больше $[\sigma_{H\beta}]$ в пределах 5%, то ранее принятые параметры передачи принимают за окончательные. В противном случае производится пересчет.

2.8. Силы, действующие в зацеплении

- окружная:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2};$$

- радиальная:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}; \text{ здесь } \alpha_w = 20^\circ - \text{ угол профиля производящей рейки.}$$

- осевая:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

2.9 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F F_t Y_{FS2} Y_\beta Y_\varepsilon}{b_2 m_n}.$$

Здесь K_F - коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба, который определяется формулой:

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha},$$

где коэффициент K_{FV} учитывает внутреннюю динамику нагружения, связанную прежде всего с ошибками шагов зацепления шестерни и колеса. Значения K_{FV} принимают по таблице 11 в зависимости от степени точности по нормам плавности, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей.

Коэффициент $K_{F\beta}$ учитывает неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца; его оценивают по формуле:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^0.$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$ учитывает влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями, который определяется также, как и в расчетах на контактную прочность: $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$.

В связи с менее благоприятным влиянием приработки на изгибную выносливость, чем на контактную, и более тяжелыми последствиями из-за неточность при определении напряжений изгиба приработку зубьев при вычислении коэффициентов $K_{F\beta}$ и $K_{F\alpha}$ не учитывают.

Значения коэффициента Y_{FS} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, в зависимости от приведенного числа зубьев $Z_V = Z / \cos^3 \beta$ и коэффициента смещения для внешнего зацепления принимают по таблице 12.

Таблица 11.

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев	Значения K_{FV} при окружной скорости V , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,50}{1,20}$	$\frac{1,64}{1,26}$
7	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,64}{1,25}$	$\frac{1,80}{1,32}$
8	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,77}{1,30}$	$\frac{1,96}{1,38}$
9	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,33}{1,12}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,90}{1,36}$	$\frac{-}{1,45}$

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

Таблица 12

Значение Z или Z_V	Значение Y_{FS} при коэффициенте смещения инструмента x						
	- 0,6	- 0,4	- 0,2	0	+ 0,2	+ 0,4	+ 0,6
12	-	-	-	-	-	3,67	-
14	-	-	-	-	4,00	3,62	3,30
17	-	-	-	4,30	3,89	3,58	3,32
20	-	-	-	4,08	3,78	3,56	3,34
25	-	-	4,22	3,91	3,70	3,52	3,37
30	-	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,57	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	3,60	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,59	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,59	3,59	3,59	3,56

Значения коэффициента формы зуба Y_{FS} для колеса с внутренними зубьями можно взять по таблице 13 исходя из числа зубьев Z колеса.

Таблица 13.

Z	40	50	63	71
Y_{FS}	4,02	3,88	3,80	3,75

Значение коэффициента Y_{β} , учитывающего угол наклона зуба в косозубой передаче, вычисляют по формуле: $Y_{\beta} = 1 - \beta/100$, при условии $Y_{\beta} \geq 0,7$ (здесь β в градусах).

Коэффициент Y_{ε} , учитывающий перекрытие зубьев: для прямозубых передач $Y_{\beta}=1$; $Y_{\varepsilon}=1$ – при степени точности 8, 9 и $Y_{\varepsilon}=0,8$ – при степени точности 5, 6, 7; для косозубых передач $Y_{\varepsilon}=0,65$.

2.10 Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

Целью расчета является предотвращение остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя или самих зубьев при действии пикового момента $T_{пик}$. Данный расчет выполняется при отсутствии в приводе предохранительных муфт, ременных передач и других устройств, защищающих привод от перегрузок. Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки $\alpha_{п}$:

$$\alpha_{п} = \frac{P_{э.ном} \cdot T_{max}}{P_{расч} \cdot T_{ном}}$$

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя максимальное расчетное контактное напряжение σ_{Hmax} не должно превышать допустимого напряжения $[\sigma_{Hmax}]$:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\alpha_{п}} \leq [\sigma_{Hmax}],$$

где σ_H - расчетное контактное напряжение (см. раздел 2.7).

Допускаемое напряжение $[\sigma_{Hmax}]$ принимают при:

- улучшения и сквозной закалке..... $[\sigma_{Hmax}] = 2,8 \cdot \sigma_T$;
- цементации или контурной закалке..... $[\sigma_{Hmax}] = 44 \cdot HRC_{\sigma}$;
- азотировании..... $[\sigma_{Hmax}] \approx 35 \cdot HRC_{\sigma} \leq 2000 \text{ МПа}$.

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев максимальное расчетное напряжение изгиба ϖ_{Fmax} при действии пикового момента не должно превышать допустимое $[\varpi_{Fmax}]$:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \alpha_H \leq [\sigma_{F \max}],$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба, вычисленное при расчетах на сопротивление усталости (см. раздел 2.9).

Проверку выполняют для зубьев шестерни и колеса в отдельности.

Допускаемое максимальное напряжение изгиба вычисляют в зависимости от вида термической обработки и возможной частоты приложения пиковой нагрузки:

$$[\sigma_{F \max}] = \sigma_{F \lim} \cdot Y_{N \max} \cdot k_{st} / S_{st},$$

где $\sigma_{F \lim}$ - предел выносливости при изгибе (см. таблицу 4);

$Y_{N \max}$ - максимально возможное значение коэффициента долговечности ($Y_{N \max} = 4$ - для сталей с объемной термообработкой: нормализация, улучшение, объемная закалка; $Y_{N \max} = 2,5$ - для сталей с поверхностной термообработкой: закалка ТВЧ, цементация, азотирование);

k_{st} - коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки (в случае единичных перегрузок) $k_{st} = 1,2-1,3$ - большие значения для объемной термообработки; при многократном (до 10^3) действии перегрузок $k_{st} = 1$;

S_{st} - коэффициент запаса прочности (обычно $S_{st} = 2$).

3 Особенности расчета соосных редукторов

Межосевое расстояние редуктора a_w определяется исходя из расчета на контактную выносливость тихоходной ступени (см. раздел 2.5.3). Для быстроходной ступени принимают то же межосевое расстояние и рассчитывается коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию φ_{baB} быстроходной ступени исходя из контактной прочности зубьев по формуле:

$$\varphi_{baB} = K_a^3 (u_B \pm 1)^3 \cdot \frac{K_H T_{2B}}{u_B [\sigma]_H^2 a_w^3}.$$

Здесь u_B - передаточное число быстроходной ступени;

K_H - коэффициент нагрузки в быстроходной ступени, который следует принять $K_H = 1,4-1,6$ (меньшие значения для легких режимов работы, а большие - для тяжелых режимов работы);

T_{2B} - момент на тихоходном валу быстроходной ступени;

$[\sigma]_H$ - допускаемое контактное напряжение для быстроходной ступени (см. раздел 2.3).

Если полученное значение φ_{baB} получится меньше, чем 0,2, то его следует принять равным 0,2. Исключение составляют соосные передачи коробок скоростей (коробок подач) автомобилей, станков и другого оборудования, где коэффициент ширины венца φ_{baB} можно принять также 0,1 и 0,16.

Определение остальных параметров быстроходной ступени можно определять согласно разделов 2.1-2.10.

Список использованных источников

- 1 ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Введен с 1.01.1989. – М.: Изд-во стандартов. – 1990. – 62 с.
- 2 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Высшая школа. –2001. –447 с.: ил.