ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

ГОСТ 21354—87
(СТ СЭВ 5744—86)

Издание официальное

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО СТАНДАРТАМ
Москва

gost.e-ecolog.ru

УДК 621.833.1:539.4:006.354 Группа Г02

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Расчет на прочность

Cylindrical evolvent gears of external engagement. Strength calculation.

ГОСТ 21354—87 (СТ СЭВ 5744—86)

ОКСТУ 0073

Дата введения 01.01.89

Настоящий стандарт распространяется на передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные и устанавливает основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и прочности зубьев при изгибе эвольвентных цилиндрических металлических зубчатых колес внешнего зацепления передач общепромышленного применения с исходным контуром по ГОСТ 13755—81, модулем $m \geqslant 1$ мм, работающих со смазкой маслом при окружных скоростях $v \leqslant 25$ м/с.

Стандарт не распространяется на зубчатые цилиндрические эвольвентные передачи, для которых установлены особые правила расчета.

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

1 РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

При расчете определяют контактное напряжение σ_H в полюсе зацепления. При малом числе зубьев (например $z<17$) или неблагоприятных параметрах зацепления можно дополнительно проверить контактное напряжение и в других характерных фазах зацепления.

1.1. Контактное напряжение (σ_H) в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \sigma_{H0}\sqrt{K_H}\ , \qquad (1)$$

где σ_{H0} — контактное напряжение без учета дополнительных нагрузок (динамических и от неравномерности распределения, то есть при $K_H = 1$);

Издание официальное ★

Перепечатка воспрещена

© Издательство стандартов, 1988

$$\sigma_{H0}=Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1}\cdot\frac{u+1}{u}}\ ; \qquad (2)$$

K_H — коэффициент нагрузки

$$K_H=K_A K_{H\vartheta} K_{H\beta} K_{H\alpha}; \qquad (3)$$

Z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления (влияние радиусов кривизны боковых поверхностей и переход от окружной силы на делительном цилиндре на нормальную на начальном цилиндре);

Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

Z_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба (влияние угла наклона, не охваченное другими коэффициентами);

F_t — окружная сила на делительном цилиндре в торцовом сечении;

b_w — рабочая ширина венца зубчатой передачи;

d_1 — делительный диаметр шестерни;

u — передаточное число;

K_A — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения);

$K_{H\vartheta}$ — коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку;

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

1.2. Допускаемое контактное напряжение (σ_{HP}), не вызывающее опасной контактной усталости материала

$$\sigma_{HP}=\frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_{H\min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_X\ , \qquad (4)$$

где $\sigma_{H\lim}$ — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений,

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

Z_N — коэффициент долговечности;

Z_L — коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала;

Z_R — коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев;

Z_v — коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

Z_w — коэффициент, учитывающий влияние перепада твердостей материалов сопряженных поверхностей зубьев;

Z_X — коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

1.3. Допускаемое предельное контактное напряжение (σ_{HPmax}) не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя

$$\sigma_{HPmax} = \frac{\sigma_{HSt}}{S_{HStmin}}, \quad (5)$$

где σ_{HSt} — предельное контактное напряжение при действии максимальной, в частности, ударной нагрузки;

S_{HStmin} — минимальный коэффициент запаса прочности при расчете по максимальным контактным нагрузкам.

1.4. Нагрузочная способность поверхностей зубьев. Нагрузочная способность поверхностей зубьев обеспечивается при выполнении условий любого критерия (табл. 1).

Таблица 1

Критерии	Условия нагрузочной способности	
Напряжение	$\sigma_H \leqslant \sigma_{HP}$,	(6)
	$\sigma_{Hmax} \leqslant \sigma_{HPmax}$	(7)
Безопасность	$S_H \geqslant S_{Hmin}$,	(8)
	$S_{HSt} \geqslant S_{HStmin}$	(9)
Ресурс	$N_L \geqslant N_K$,	(10)
	$\sigma_{Hmax} \leqslant \sigma_{HPmax}$	(11)
Вероятность безотказной работы	$P_H(N_L \geqslant N_K) \geqslant P_{Hmin}$,	(12)
	$P_{HSt}(\sigma_{HSt} \geqslant \sigma_{Hmax}) \geqslant P_{HStmin}$	(13)

Примечание S_H — расчетный коэффициент запаса прочности для предотвращения опасной контактной усталости

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{\sigma_H} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_X, \quad (14)$$

S_{HSt} — расчетный коэффициент запаса прочности для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя при максимальной нагрузке

$$S_{HSt} = \frac{\sigma_{HSt}}{\sigma_{H\max}}; \qquad (15)$$

$\sigma_{H\max}$ — максимальное контактное напряжение за весь срок службы;

N_L — число циклов напряжений в соответствии с расчетным сроком службы;

N_K — число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы;

P_H — вероятность безотказной работы в течение заданного срока службы;

$P_{H\min}$ — минимальное регламентированное значение P_H;

P_{HSt} — вероятность безотказной работы при расчете по максимальным контактным нагрузкам;

$P_{HSt\min}$ — минимальное регламентированное значение P_{HSt}.

2. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

При расчете определяют напряжение изгиба σ_F в опасном сечении на переходной поверхности.

2.1. Напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_n} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon, \qquad (16)$$

где K_F — коэффициент нагрузки

$$K_F = K_A K_{F\upsilon} K_{F\beta} K_{F\alpha}, \qquad (17)$$

F_t — окружная сила на делительном цилиндре в торцовом сечении;

b — ширина венца зубчатого колеса;

m_n — нормальный модуль;

Y_{FS} — коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрацию напряжений;

Y_β — коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба;

Y_ε — коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев;

K_A — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (неучтенную в циклограмме нагружения);

$K_{F\upsilon}$ — коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку;

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

2.2. Допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{Flimb}Y_N}{S_{Fmin}}Y_RY_XY_\delta, \qquad (18)$$

где σ_{Flimb} — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

S_{Fmin} — минимальный коэффициент запаса прочности;

Y_N — коэффициент долговечности;

Y_R — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности;

Y_X — коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса;

Y_δ — опорный коэффициент (учитывает чувствительность материала к концентрации напряжений).

2.3. Допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении, не вызывающее остаточных деформаций, хрупкого излома или первичных трещин

$$\sigma_{FPmax}=\frac{\sigma_{FSt}}{S_{FStmin}}\cdot\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}}, \qquad (19)$$

где σ_{FSt} — предельное напряжение изгиба при максимальной нагрузке

$$\sigma_{FSt}=\sigma_{Flimb}Y_{Nmax}; \qquad (20)$$

σ_{Flimb} — предел выносливости зубьев при изгибе;

S_{FStmin} — минимальный коэффициент запаса прочности при расчете по максимальным нагрузкам;

Y_{Nmax} — максимальное значение коэффициента долговечности;

$Y_{\delta St}$ — опорный коэффициент при максимальной нагрузке;

$Y_{\delta StT}$ — опорный коэффициент испытываемого зубчатого колеса при максимальной нагрузке.

2.4. Нагрузочная способность зуба при изгибе

Нагрузочная способность зуба при изгибе обеспечивается при выполнении условий любого критерия (табл. 2).

Таблица 2

Критерии	Условия нагрузочной способности	
Напряжение	$\sigma_F \leqslant \sigma_{FP}$,	(21)
	$\sigma_{Fmax} \leqslant \sigma_{FPmax}$	(22)
Безопасность	$S_F \geqslant S_{Fmin}$,	(23)
	$S_{FSt} \geqslant S_{FStmin}$	(24)

Продолжение табл. 2

Критерии	Условия нагрузочной способности	
Ресурс	$N_L \geqslant N_K$,	(25)
	$\sigma_{F\max} \leqslant \sigma_{FP\max}$	(26)
Вероятность безотказной работы	$P_F(N_L \geqslant N_K) \geqslant P_{F\min}$,	(27)
	$P_{FSt}(\sigma_{FSt} \geqslant \sigma_{F\max}) \geqslant P_{FSt\min}$	(28)

Примечание. $\sigma_{F\max}$ — максимальное местное напряжение от изгиба в опасном сечении зуба за весь срок службы;

S_F — расчетный коэффициент запаса прочности для предотвращения усталостного разрушения материала

$$S_F = \frac{\sigma_{F\lim b} Y_N}{\sigma_F} \cdot Y_R Y_X Y_\delta \ ; \tag{29}$$

S_{FSt} — расчетный коэффициент запаса прочности для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или первичных трещин при максимальной нагрузке;

$$S_{FSt} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{F\max}} \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} \ ; \tag{30}$$

N_L — число циклов напряжений в соответствии с расчетным сроком службы;

N_K — число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы;

P_F — вероятность отсутствия повреждений в течение заданного срока службы;

$P_{F\min}$ — минимальное регламентированное значение P_F;

P_{FSt} — вероятность отсутствия хрупкого излома или остаточных деформаций при максимальной нагрузке;

$P_{FSt\min}$ — минимальное регламентированное значение P_{FSt}.

3. Допускается вводить в расчетные формулы дополнительные коэффициенты, значения которых подтверждены теоретическими расчетами или экспериментально.

4. Методы расчета на прочность активных поверхностей зубьев и на прочность зубьев при изгибе приведены в приложениях I—10.

5. Пример расчета зубчатой передачи на прочность приведен в приложении 11.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Рекомендуемое

МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ АКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ И НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ ПРИ ИЗГИБЕ

Методы распространяются на силовые зубчатые передачи внешнего зацепления, состоящие из стальных зубчатых колес, исходный контур которых соответствует требованиям ГОСТ 13755—81, встроенные или выполненные в виде самостоятельных агрегатов, работающие со смазкой в закрытом корпусе при окружных скоростях не свыше 25 м/с в пределах температур окружающего воздуха от минус 40 до плюс 100 °С.

Методы расчета могут распространяться на силовые зубчатые передачи с параметрами, отличными от вышеперечисленных, если при их расчете будут учтены дополнительные факторы, оказывающие существенное влияние на прочность.

Методы расчета не распространяются на передачи, прочность которых надежно определена на основе экспериментов, опыта эксплуатации и подобия.

1. Общие положения

1.1. Термины и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, — по ГОСТ 16530—82 и ГОСТ 16531—82.

1.2. Основные термины и определения, относящиеся к прочности зубчатых передач, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Термин	Определение
Нагрузочная способность зубчатой передачи	Нагрузка, которую может безотказно передавать зубчатая передача в течение заданного срока службы при заданных режимах нагружения и условиях эксплуатации
Контактная прочность активных поверхностей зубьев	Способность активных поверхностей зубьев обеспечивать требуемую безопасность против прогрессирующего усталостного выкрашивания, а также предотвращение остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя
Прочность зубьев при изгибе	Способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного или хрупкого излома зуба, а также его остаточной деформации

1.3. Метод расчета геометрических и кинематических параметров зубчатой передачи, применяемых в расчете на прочность, — по ГОСТ 16532—70 или по приложению 2 настоящего стандарта.

1.4. Буквенные обозначения, наименования параметров и единицы измерений приведены в табл. 4.

Таблица 4

Обозначение	Наименование	Номер таблицы, пункта, формулы
a_w	Межосевое расстояние, мм	Табл. 20, п. 1
b	Ширина венца зубчатого колеса, мм	Табл. 5, п. 3
b_w	Рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм	Формула (2)
c'	Удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/(мм·мкм)	Табл. 6, п. 7.1.2
c_γ	Средняя удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес, Н/(мм·мкм)	Табл. 6, п. 8.1
d	Делительный диаметр, мм	Табл. 20, п. 3
d_a	Диаметр вершин зубьев, мм	Табл. 20, п. 5
d_b	Основной диаметр, мм	Табл. 20, п 4
E	Модуль упругости материала зубчатого колеса, МПа	Табл. 6, п 1
F_t	Окружная сила на делительном цилиндре в торцовом сечении, Н	Формула (2)
F_{tF}	Окружная сила на делительном цилиндре при расчете на выносливость при изгибе, Н	Табл. 13, п. 1
F_{tH}	Окружная сила на делительном цилиндре при расчете на контактную выносливость, Н	Табл. 6, п. 4
F_β	Допуск на направление зуба, мкм	Табл 5, п 7 1
f_{kE}	Отклонение положения контактных линий вследствие упругой деформации и зазора в подшипниках, мкм	Табл. 5, п. 12
f^0_{ky}	Фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи, мкм	Табл 6, п. 7.1.1
f_{kZ}	Отклонение положения контактных линий вследствие погрешностей изготовления, мкм	Табл. 6, п. 7.1.1.1
f_{pb}	Предельное отклонение шага зацепления, мкм	Табл. 5, п. 8
g_0	Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса при расчете коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$	Табл. 9
H_K	Твердость сердцевины зубчатого колеса	Табл. 5, п. 17
H_O	Твердость поверхности зубчатого колеса	Табл. 5, п. 16
h_t	Толщина упрочненного слоя до исходной структуры (сердцевины), мм	Табл. 5, п. 15
K_A	Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения)	Табл. 6, п. 5
K_{AS}	Коэффициент K_A при расчете на максимальную нагрузку	П. 4.2.2

Продолжение табл. 4

Обозначение	Наименование		Номер таблицы, пункта, формула
K_F	Коэффициент нагрузки	при расчете на прочность зубьев при изгибе	Формула (38)
$K_{F\upsilon}$	Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку		Табл. 13, п. 3
$K_{F\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями		Табл. 13, п. 4
$K_{F\beta}$	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий		Табл. 13, п. 5
K_H	Коэффициент нагрузки	при расчете на прочность активных поверхностей зубьев	П. 3.1.1
$K_{H\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями		Табл. 6, п. 8
$K_{H\beta}$	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий		Табл. 6, п. 7
$K_{H\upsilon}$	Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку		Табл. 6, п. 6
K_{Hw}	Коэффициент, учитывающий приработку зубьев		Табл. 6, п. 7.2
L_h	Требуемый ресурс, ч		Табл. 5, п. 11
m	Нормальный модуль, мм		Табл. 5, п. 2
N	Число циклов напряжений		
N_F	Показатель степени для пересчета $K_{H\beta}$ в $K_{F\beta}$		Табл. 13, п. 5
N_{FE}	Эквивалентное число циклов напряжений при расчете изгибной выносливости		Табл. 13, п. 11
N_{HE}	Эквивалентное число циклов напряжений при расчете контактной выносливости		Табл. 11, п. 3
N_K	Число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы		Табл. 11, п. 3
N_{FLim}	Число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости, при расчете на изгибную выносливость		Табл. 13, п. 11.1
N_{HLim}	Число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости, при расчете на контактную выносливость		Табл. 11, п. 3.1
n	Частота вращения, мин$^{-1}$		Табл. 5, п. 10
P_{r0}	Параметр протуберанца, мм		Табл. 13, п. 6
q_F	Показатель степени кривой усталости при расчете на изгибную выносливость		Табл. 13, п. 11

Продолжение табл. 4

Обозначение	Наименование		Номер таблицы, пункта, формулы
q_H	Показатель степени кривой усталости при расчете на контактную выносливость		Табл. 11, п. 3
Ra Rz	Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789—73 (высота неровностей профиля), мкм		Табл. 11, п. 4
S_F	Расчетный коэффициент запаса прочности	при расчете на изгибную выносливость	Табл. 13, п. 11
S_{Fmin}	Минимальный коэффициент запаса прочности		Табл. 13, п. 11
S_{FSt}	Коэффициент запаса прочности при расчете на прочность зубьев при изгибе максимальной нагрузкой		Табл. 18, п. 2
S_H	Расчетный коэффициент запаса прочности	при расчете на контактную выносливость	Табл. 11, п. 2
S_{Hmin}	Минимальный коэффициент запаса прочности		Табл. 11, п. 2
T	Вращающий момент, Н·м		Табл. 5, п. 9
v	Окружная скорость на делительном цилиндре, м/с		Табл. 20, п. 10
w_{Fv} w_{Hv}	Удельная окружная динамическая сила, Н/мм		Табл. 13, п. 3.1 Табл. 6, п. 6.1
x	Коэффициент смещения		Табл. 20, п. 4
Y_A	Коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки		Табл. 13, п. 10.6
Y_d	Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зуба		Табл. 13, п. 10.4
Y_{FS}	Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений		Табл. 13, п. 6
Y_g	Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба		Табл. 13, п. 10.5
Y_N	Коэффициент долговечности	при расчете на изгибную выносливость зубьев	Табл. 13, п. 9
Y_R	Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности		Табл. 13, п. 13
Y_T	Коэффициент, учитывающий технологию изготовления		Табл. 13, п. 10.2
Y_X	Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса		Табл. 13, п. 14
Y_Z	Коэффициент, учитывающий влияние способа получения заготовки зубчатого колеса		Табл. 13, п. 10.3

Продолжение табл. 4

Обозначение	Наименование	Номер таблицы, пункта, формулы
Y_β	Коэффициент, учитывающий наклон зуба	Табл. 13, п. 7
Y_δ	Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент)	Табл. 13, п. 12
$Y_{\delta st}$	Опорный коэффициент рассчитываемого зубчатого колеса при максимальной нагрузке	П. 4.2.4
$Y_{\delta stT}$	Опорный коэффициент испытываемого зубчатого колеса при максимальной нагрузке	П. 4.2.4
Y_ε	Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев при расчете на выносливость при изгибе	Табл. 13, п. 8
y_r	Значение приработки, уменьшающее отклонение шага зацепления f_{pb} в результате износа, мкм	Табл. 10
Z_E	Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, $(\text{МПа})^{0,5}$	Табл. 6, п. 1
Z_H	Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев	Табл. 6, п. 2
Z_L	Коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла	Табл. 11, п. 6
Z_N	Коэффициент долговечности при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев	Табл. 11, п. 3
Z_R	Коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев	Табл. 11, п. 4
Z_X	Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	Табл. 11, п. 7
Z_v	Коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости	Табл. 11, п. 5
Z_ε	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Табл. 6, п. 3
z	Число зубьев	Табл. 5, п. 1
z_v	Эквивалентное число зубьев	Табл. 20, п. 9
τ	Делительный угол профиля в торцовом сечении, рад.	Табл. 20, п. 1.1
α_{tw}	Угол зацепления, рад.	Табл. 20, п. 1.2
β	Угол наклона, град.	Табл. 5, п. 5
β_b	Основной угол наклона, рад.	Табл. 5, п. 2
δ_F	Коэффициенты, учитывающие влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев при расчетах	Табл. 13, п. 3.1.1
δ_H		Табл. 9
ε_α	Коэффициент торцового перекрытия	Табл. 20, п. 6
ε_β	Коэффициент осевого перекрытия	Табл. 20, п. 7

Продолжение табл. 4

Обозначение	Наименование	Номер таблицы, пункта, формулы
ε_γ	Суммарный коэффициент перекрытия	Табл. 20, п. 8
μ	Коэффициент Пуассона	Табл. 6, п. 1
σ_F	Напряжение изгиба в опасном сечении на переходной поверхности зуба, МПа	П. 4.1.1
$\sigma_{F\lim b}$	Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа	Табл. 13, п. 10
$\sigma^0_{F\lim b}$	Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа	Табл. 13, п. 10.1
$\sigma_{F\max}$	Напряжение изгиба зуба при максимальной нагрузке	П. 4.2.1
σ_{FP}	Допускаемое напряжение изгиба зуба	П. 4.1, ф-ла (39)
$\sigma_{FP\max}$	Допускаемое напряжение при изгибе зуба максимальной нагрузкой, МПа	П. 4.2.4
σ_H	Контактное напряжение, МПа	П. 3.1
$\sigma_{H\lim}$	Предел контактной выносливости	Табл. 11, п. 1
$\sigma_{H\max}$	Контактное напряжение при максимальной нагрузке	П. 3.2.1
σ_{HP}	Допускаемое контактное напряжение	П. 3.1.2
$\sigma_{HP\max}$	Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке	П. 3.2.1
σ_T	Предел усталости материала зубчатого колеса, МПа	П. 3.2.2

Примечания:

1. Приняты следующие основные буквенные обозначения расчетных параметров:

F — окружная сила, Н;

K — коэффициент, учитывающий влияние отдельных факторов на расчетную нагрузку;

S — коэффициент запаса прочности;

T — расчетная нагрузка (вращающий момент), Н·м;

w — удельная окружная сила, Н/мм;

Y — коэффициент, учитывающий влияние отдельных факторов при расчете изгибной прочности;

Z — то же, при расчете контактной прочности;

σ — напряжение, МПа.

2. Приняты следующие основные и дополнительные индексы для буквенных обозначений расчетных параметров:

F — относящийся к изгибной прочности;

H — относящийся к контактной прочности;

P — дополнительный индекс, относящийся к допускаемому напряжению;

1 — относящийся к шестерне;

2 — относящийся к колесу.

Отсутствие цифрового индекса означает отношение к любому зубчатому колесу передачи.

1.5. Рекомендуются следующие виды проверочных расчетов на прочность:

1.5.1. Расчет на контактную выносливость (предотвращение усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев)— п. 3.1.

1.5.2. Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки (предотвращение остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя) — п. 3.2.

1.5.3. Расчет на глубинную контактную выносливость для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес (предотвращение усталостного глубинного разрушения и последующего выкрашивания активных поверхностей зубьев) — приложение 8.

1.5.4. Расчет на глубинную контактную прочность при действии максимальной нагрузки (предотвращение продавливания упрочненного слоя, искажения профилей и последующего их разрушения)

цементированных и нитроцементированных зубчатых колес — приложение 8

Примечание. В реверсивных зубчатых передачах, если условия их работы (значение нагрузки, длительность действия, частота вращения зубчатых колес и пр.) при изменении направления вращения меняются, расчеты на контактную прочность и глубинную контактную прочность активных поверхностей зубьев для каждой рабочей стороны зуба зубчатого колеса следует производить как для самостоятельной передачи.

1.5.5. Расчет на выносливость при изгибе (предотвращение усталостного износа зубьев) — п. 4.1.

1.5.6. Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой (предотвращение остаточной деформации или хрупкого излома зуба) — п. 4.2.

1.6. Проектировочный расчет для ориентировочного определения габаритов передачи и модуля приведен в разд. 5.

1.7. Исходные данные для расчета на прочность приведены в табл. 5.

1.8. Расчетные формулы представлены с применением единиц СИ, а также кратных и дольных от них.

2. Исходные данные

Исходные данные, необходимые для проведения проверочных расчетов, приведены в табл. 5.

Таблица 5

Наименование данного	Обозначение
1. Число зубьев шестерни и колеса	z_1, z_2
2. Нормальный модуль, мм	m
3. Ширина венцов зубчатых колес, мм	b_1, b_2
4. Коэффициенты смещения шестерни и колеса	x_1, x_2
5. Угол наклона, град.	β
6. Наличие или отсутствие модификации головки зуба	—
7. Степень точности передачи по ГОСТ 1643—81	
7.1. Допуск на направление зуба, мкм	F_β
7.2. Предельные отклонения шага зацепления, мкм	f_{pb1}, f_{pb2}
8. Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789—73, мкм	Ra
9. Циклограмма нагружения $T=f(N_c)$	—
10. Частота вращения ведущего зубчатого колеса, мин$^{-1}$	n_1
11. Требуемый ресурс, ч	L_h

Продолжение табл. 5

Наименование данного	Обозначение
12. Отклонение положения контактных линий вследствие упругой деформации и зазора в подшипниках, мкм	$f_{k\Sigma}$
13. Марка стали зубчатых колес	—
14. Способ упрочняющей обработки зубчатых колес	—
15. Толщина упрочняющего слоя до исходной структуры (сердцевины), мм	h_{t1}, h_{t2}
16. Твердость поверхностей зубчатых колес (средняя)	H_{O1}, H_{O2}
17. Твердость сердцевины зубчатых колес (средняя)	H_{K1}, H_{K2}
18. Пределы текучести материала зубчатых колес, МПа	σ_{T1}, σ_{T2}

3. Проверочный расчет на контактную прочность

3.1. Проверочный расчет на контактную выносливость

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением действующих в полюсе зацепления расчетного и допускаемого контактных напряжений

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} . \quad (31)$$

3.1.1. Контактное напряжение в полюсе зацепления при $K_H = 1$ определяют следующим образом

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} . \quad (32)$$

Коэффициент нагрузки K_H определяют по зависимости

$$K_H = K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha} . \quad (33)$$

Параметры в уравнениях (32) и (33) определяют по табл. 6.

Примечание. В практических расчетах могут быть использованы зависимости

$$k_0 = \frac{F_{tH}}{b_w d_1} \cdot \frac{(u+1)}{u} ;$$

$$C_H = \left(\frac{\sigma_H}{Z_E} \right)^2 .$$

3.1.2. Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_H} Z_R Z_v Z_{L_H} Z_X . \quad (36)$$

Таблица 6

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес	Z_E	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$, для $E_1=E_2=E$ и $\nu_1=\nu_2=0{,}3$ принимают $Z_E=\sqrt{0{,}175\cdot E}$. Для стали при $E=2{,}1\cdot10^5$ МПа $Z_E=190$
2. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления	Z_H	По черт. 1 или формуле $Z_H=\frac{1}{\cos\alpha_t}\sqrt{\frac{2\cos^2\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}}$
3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Z_ε	По черт. 2 или формулам $Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$ для $\varepsilon_\beta=0$; $Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{(4-\varepsilon_\alpha)(1-\varepsilon_\beta)}{3}+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$ для $\varepsilon_\beta<1$; $Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ для $\varepsilon_\beta\geqslant1$
4 Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	$F_{tH}=\frac{2000T_{1H}}{d_1}=\frac{2000T_{2H}}{d_2}$. При переменных нагрузках определяют по приложению 3
5. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	$K_A=1$. Если в циклограмме не учтены внешние динамические нагрузки, то можно воспользоваться ориентировочными значениями K_A, приведенными в приложении 4 для некоторых машин и механизмов

Продолжение табл. 6

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
6. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{H\alpha}$	При выполнении условия $\frac{vz_1}{1000} < 1$ для прямозубых передач, (34) $\frac{vz_1}{1000} < 1{,}4$ для косозубых передач (35) определяют по формуле $K_{H\alpha} = 1 + \nu_H = 1 + \frac{w_{H\alpha} b_w}{F_{tH} K_A}$, где ν_H — динамическая добавка. При невыполнении условий (34) и (35) определяют по приложению 5
6.1. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{H\alpha}$	$w_{H\alpha} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}$. Примечания: 1. Если с шестерней жестко связана массивная деталь (например зубчатое колесо, одетое на вал-шестерню в непосредственной близости от этой шестерни) с моментом инерции в γ раз большим, чем у шестерни, то значение $w_{H\alpha}$ следует увеличить в $\sqrt{\frac{(1+u^2)\gamma}{u^2+\gamma}}$ раз. 2. Если значения $w_{H\alpha}$, вычисленные по формуле, превышают предельные значения, указанные в табл. 7, их следует принимать равными этим предельным значениям
6.1.1. Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи и модификации профиля голо		о табл. 8
6.1.2. вающи гов ни и колеса		бл. 9

Продолжение табл. 6

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
7. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta}=1+(K^0_{H\beta}-1)K_{Hw}$ При дополнительно заданных конструктивных параметрах передачи определяется по приложению 6.
7.1. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в начальный период работы передачи	$K^0_{H\beta}$	Для прямозубых и косозубых передач при $\Psi_{bd}<1,3$ $K^0_{H\beta}=1+\frac{0,4b_w f^0_{ky}c'\cos\alpha_t}{F_{tH}K_A K_{Hv}Z^2_\varepsilon}+$ $+K_k\left(\frac{b_w}{d_1}\right)^2$, где $K_k=0,14$, если максимальная ордината эпюры распределения удельных нагрузок по ширине зубчатого венца расположена со стороны подвода вращающего момента; $K_k=$ —0,08 — в противоположном случае Для шевронных передач с симметричным расположением относительно опор, при подводе мощности с одной стороны, при зацеплении шестерни только с одним колесом и $\Psi_{bd}=b_w/d_{w1}>1,3$ коэффициент $K^0_{H\beta}$ определяют по формуле $K^0_{H\beta}=1+0,12\left(\Psi_{bd}+0,4\frac{b_k}{d_{w1}}\right)^{2,56}$, где b_k — ширина канавки между полушевронами
7.1.1 Фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи	f'_{ky}	$f^0_{kz}=f_{kE}+f_{kZ}$
7.1.1.1. Отклонение положения контактных линий вследствие погрешностей изготовления	f_{kZ}	При наличии значения допуска $f_{kZ}=a_\beta F_\beta$, где a_β — коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей и критерии допустимого повреждения активных поверхностей зубьев; для передач с твердостью поверхностей зубьев обоих зубчатых колес $H>350$ HV $a_\beta=0,5$;

Продолжение табл. 6

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
7.1.2. Удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/(мм·мкм)	c'	для передач с твердостью поверхности зубьев хотя бы одного зубчатого колеса $H \leqslant 350$ HV $a_\beta > 0{,}3$ По черт. 3 или формуле $\frac{1}{c'} = 0{,}05139 + \frac{0{,}1425}{z_{v1}} + \frac{0{,}1860}{z_{v2}} - 0{,}01x_1 - \frac{0{,}1027x_1}{z_{v1}} + 0{,}00455x_2 + \frac{0{,}3762x_2}{z_{v2}} + 0{,}00734x_1^2 - 0{,}00054x_2^2$
7.2. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	$K_{H\omega}$	$K_{H\omega} = 1 - \frac{20}{(0{,}01H_{H^0}+2)^2(v+4)^{0{,}25}}$. Примечание. В формулу подставляется значение твердости менее твердого зубчатого колеса
8. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$. Для косозубых передач при $\varepsilon_\gamma < 2$ принимают $K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2}\left[0{,}9 + 0{,}4\,\frac{c_\gamma b_\omega (a_\alpha f_{pbe} - y_\alpha)}{F_{tH} K_A K_{H\upsilon} K_{H\beta}}\right]$, для косозубых (при $\varepsilon_\gamma > 2$) и шевронных передач принимают $K_{H\alpha} = 0{,}9 + 0{,}4\sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \times \frac{c_\gamma b_\omega (a_\alpha f_{pbe} - y_\alpha)}{F_{tH} K_A K_{H\upsilon} K_{H\beta}}$, где $f_{pbe} = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}$;

Продолжение табл. 6

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		a_α — коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей и критерии допустимого повреждения активных поверхностей зубьев; для передач с твердостью поверхностей зубьев обоих зубчатых колес $H>350$ HV $a_\alpha \geqslant 0{,}3$; для передач с твердостью поверхности зубьев хотя бы одного зубчатого колеса $H \leqslant 350$ HV $a_\alpha \geqslant 0{,}2$. Должно выполняться условие $1 \leqslant K_{H\alpha} \leqslant \frac{c_\gamma}{\varepsilon_\alpha Z_\varepsilon^2}$
8.1. Средняя удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес, Н/(мм·мкм)	c_γ	$c_\gamma = c'(0{,}75\varepsilon_\alpha + 0{,}25)$
8.2. Уменьшение погрешности шага зацепления в результате приработки, мкм	y_α	По табл. 10 Примечание. При $a_\alpha < 1$ можно принять $y_\alpha = 0$
9 Удельная окружная сила при расчете на контактную выносливость	$w_{H\prime}$	$w_{H\prime} = \frac{F_{tH}}{b_w} K_H$

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным по формуле (36), принимают

для прямозубых передач минимальное из σ_{HP1} и σ_{HP2}, т. е.

$$\sigma_{HP} = \min\{\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}\};$$

для косозубых и шевронных передач по формуле

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

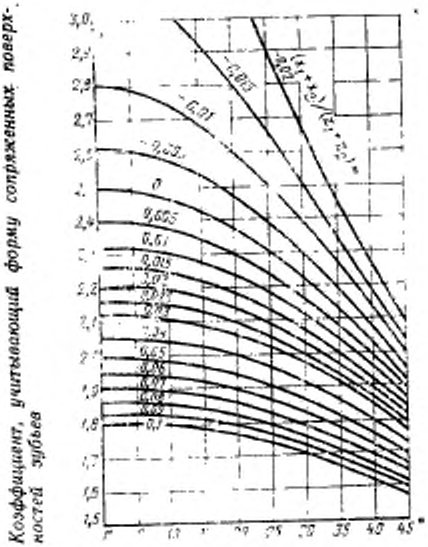
при выполнении условия

$$\sigma_{HP} < 1{,}25\,\sigma_{HP\min}.$$

Значения, входящие в формулу (36), определяют по табл. 11

При уточненном расчете для косозубых передач σ_{HP} определяют по приложению 7.

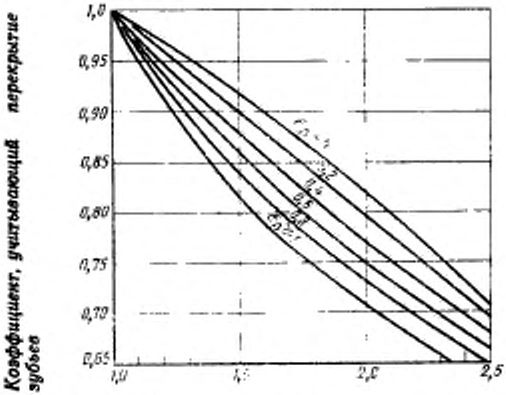
Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, Z_H



Угол наклона на делительном цилиндре

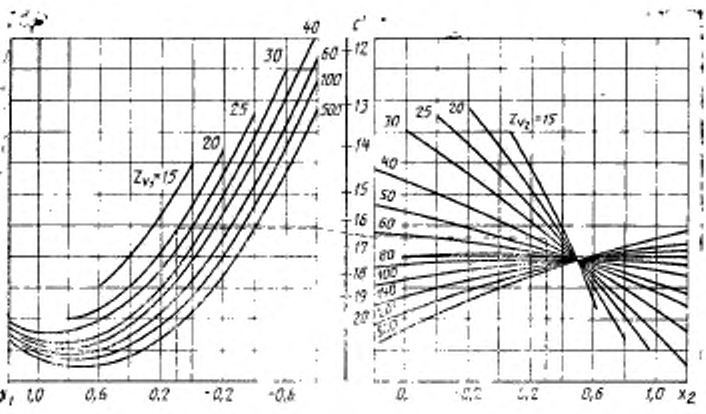
Черт. 1

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, Z_ε



Черт. 2

Удельная нормальная жесткость пары зубьев c', Н/(мм·мкм)



Черт. 3

Таблица 7

Предельные значения w_{He} и w_{Fe}, Н/мм

Модуль m, мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643—72					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	85	160	240	380	700	1200
Св. 3,55 до 10	105	194	310	410	880	1500
Св. 10	150	250	450	590	1050	1800

Таблица 8

Твердость поверхностей зубьев по Виккерсу	Вид зубьев	Значение коэффициента δ_H
При твердости $H_1 \leqslant 350$ HV или $H_2 \leqslant 350$ HV	Прямые без модификации головки	0,06
	Прямые с модификацией головки	0,04
	Косые	0,02
При твердости $H_1 > 350$ HV и $H_2 > 350$ HV	Прямые без модификации головки	0,14
	Прямые с модификацией головки	0,10
	Косые	0,04

Таблица 9

Значения коэффициента g_0

Модуль m, мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643—81					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	2,8	3,8	4,7	5,6	7,3	10,0
Св. 3,55 до 10	3,1	4,2	5,3	6,1	8,2	11,0
Св. 10	3,7	4,8	6,4	7,3	10,0	13,5

Таблица 10

Ориентировочные значения приработки y_α

Характеристика материала зубчатого колеса	Окружная скорость, м/с	Значение приработки y_α, мкм	Максимальное значение приработки $y_{\alpha max}$, мкм
Зубчатые колеса с однородной структурой материала	<5	$\frac{160}{\sigma_{H\lim}} f_{pb}$	Без ограничений
	$5<v<10$		$\frac{12800}{\sigma_{H\lim}}$
	>10		$\frac{6400}{\sigma_{H\lim}}$
Зубчатые колеса с поверхностным упрочнением	—	$0{,}075\ f_{pb}$	3

Примечание. Если применяют материалы с разными механическими свойствами, то необходимо определить среднее арифметическое из значений приработки обоих зубчатых колес.

Таблица 11

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Предел контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H\lim}$	По табл. 12 Примечания: 1. Значения $\sigma_{H\lim}$ можно принять отличающимися от приведенных в табл. 12, если они оправданы натурными или стендовыми испытаниями спроектированных зубчатых колес или их моделей. 2. Значение $\sigma_{H\lim}$ для азотирования установлено только для зубчатых колес с шероховатостью поверхности не хуже Ra=1,25 и суммарном пятне контакта зубьев в передаче не меньше предусмотренного 6-й степенью точности по ГОСТ 1643—81.
2. Коэффициент запаса прочности	S_H	Коэффициент запаса прочности интегрально учитывает приближенный характер метода расчета. Минимальная безопасность должна устанавливаться с учетом неточности исходных параметров, заданной вероятности неразрушения и опасности возможности повреждений.

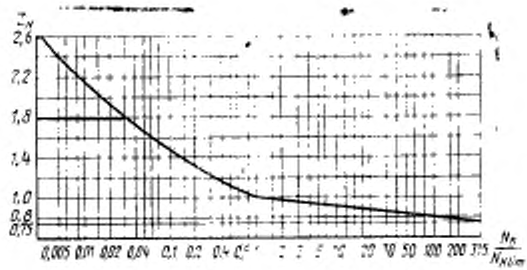
Продолжение табл. 11

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		При отсутствии необходимых фактических статистических данных можно применять следующие минимальные коэффициенты запаса прочности: для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_{H\min}=1{,}1$; для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_{H\min}=1{,}2$ Примечание. Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значение минимальных коэффициентов запасов прочности следует увеличивать до $S_{H\min}=1{,}25$ и $S_{H\min}=1{,}35$ соответственно
3. Коэффициент долговечности	Z_N	По графику (черт. 4) или формулам $Z_N=\sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}}$ при $N_K \leqslant N_{H\lim}$, но не более 2,6 для однородной структуры материала и 1,8 для поверхностного упрочнения; $Z_N=\sqrt[20]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}}$ при $N_K > N_{H\lim}$, но не менее 0,75. Примечание. При использовании метода эквивалентных циклов вместо N_K подставляют N_{HE}
3.1. Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости	$N_{H\lim}$	По графику (черт. 5) или формуле $N_{H\lim}=30H_{HB}^{2,4}\leqslant 120\cdot 10^6$
4. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев	Z_R	Значение Z_R, общее для шестерни и колеса, принимают для того из зубчатых колес пары, зубья которого имеют более грубые поверхности, в зависимости от параметра шероховатости поверхности.

Продолжение табл. 11

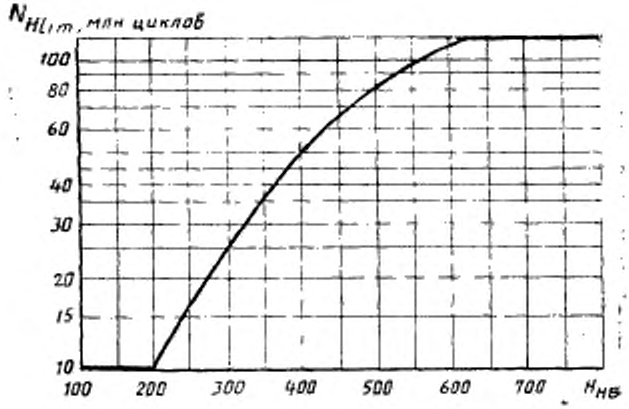
Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		Для Ra=1,25—0,63 Z_R=1. Для Ra=от 2,5 до 1,25 Z_R=0,95. Для Rz=от 40 до 10 Z_R=0,9
5. Коэффициент, учитывающий окружную скорость	Z_v	Определяют по графику (черт. 6) или по формулам при H≤350 HV $Z_v=0{,}85\ v^{0{,}1}$, при H>350 HV $Z_v=0{,}925\ v^{0{,}05}$
6. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	Z_L	$Z_L=1$
7. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	Z_X	Определяют по графику (черт. 7) или по формуле $Z_X=\sqrt{1{,}07-10^{-4}\,d}$. При d<700 мм принимать Z_X=1

График для определения коэффициента Z_N



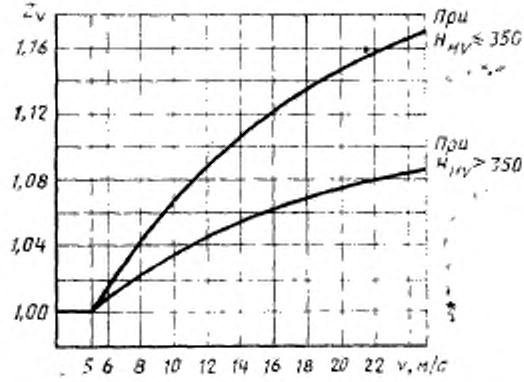
Черт. 4

График для определения базового числа циклов перемены напряжений $N_{H\lim}$



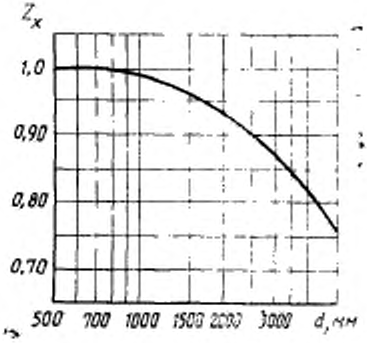
Черт. 5

График для определения коэффициента Z_v



Черт. 6

График для определения коэффициента Z_X



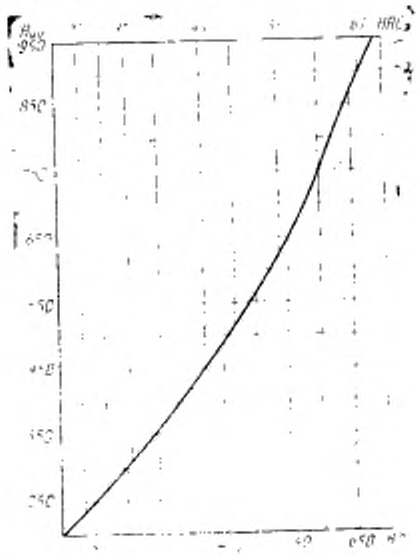
Черт. 7

Таблица 12

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	Формула для расчета значений $\sigma_{H\lim b}$, МПа
1. Отжиг, нормализация или улучшение	Менее 350 НВ	Углеродистая и легированная	$\sigma_{H\lim b}=2H_{HB}+70$
2. Объемная и поверхностная закалка	38...50 $HRC_э$		$\sigma_{H\lim b}=17H_{HRC_э}+200$
3. Цементация и нитроцементация	Более 56 $HRC_э$	Легированная	$\sigma_{H\lim b}=23H_{HRC_э}$
4. Азотирование	550...750 HV		$\sigma_{H\lim b}=1050$

Примечание. Соотношения между твердостями, выраженными в единицах $HRC_э$, HV и НВ определяют по графику (черт. 8).

График соотношений твердостей, выраженных в единицах HB, $HRC_э$ и HV



Черт. 8

3.2. Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

3.2.1. При действии максимальной нагрузки T_{1max} наибольшее за заданный срок службы контактное напряжение σ_{Hmax} не должно превышать допускаемого σ_{HPmax}

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}.$$

Напряжение σ_{Hmax} определяют по формуле

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max} K_{Hmax}}{T_H K_H}},$$

где K_{Hmax} — коэффициент нагрузки, определяемый при нагрузке T_{max}.

3.2.2. Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя σ_{HPmax}, зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса и от характера изменения твердости по глубине зуба:

1) для зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению или сквозной закалке с низким отпуском, принимают

$$\sigma_{HP\max}=2,8\sigma_T;$$

2) для зубьев, подвергнутых цементации или контурной закалке, принимают:

$$\sigma_{HP\max}=44H_{HRC_э};$$

3) для азотированных зубьев принимают

$$\sigma_{HP\max}=3H_{HV}.$$

4. Расчет зубьев на прочность при изгибе

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

4.1. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения

$$\sigma_F \leqslant \sigma_{FP}.$$

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле

$$\sigma_F=\frac{F_{tF}}{bm}K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon. \qquad (37)$$

Для коэффициента нагрузки K_F принимают:

$$K_F=K_A K_{F\upsilon} K_{F\beta} K_{F\alpha}. \qquad (38)$$

Между допускаемым напряжением σ_{FP} и пределом выносливости $\sigma_{F\lim b}$ существует следующая взаимосвязь

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} Y_N Y_\delta Y_R Y_X. \qquad (39)$$

Параметры, входящие в формулы (37) — (39), определяют по табл. 13.

Таблица 13

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tF}	$F_{Ft}=\frac{2000T_{1F}}{d_1}=\frac{2000T_{2F}}{d_2}$. При переменных нагрузках определяют по приложению 3
2. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	$K_A=1$. Если в циклограмме не учтены внешние динамические нагрузки, то можно воспользоваться ориентировочными значениями K_A, приведенными в приложении 4 для некоторых машин и механизмов

Продолжение табл. 13

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
3. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{F\upsilon}$	При выполнении условия: для прямозубых передач $\frac{\upsilon z_1}{1000}<1$ (40) для косозубых передач $\frac{\upsilon z_1}{1000}<1{,}4$ (41) определяют по формуле $$K_{F\upsilon}=1+\nu_F=1+\frac{w_{F\upsilon}b_w}{F_{tF}K_A},$$ где ν_F — динамическая добавка. При невыполнении условий (40) и (41) определяют по приложению 5
3.1. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{F\upsilon}$	$$w_{F\upsilon}=\delta_F g_0 \upsilon \sqrt{\frac{a_w}{u}},$$ Примечания: 1. Если с шестерней жестко связана массивная деталь (например зубчатое колесо, закрепленное на вал-шестерне в непосредственной близости от этой шестерни) с моментом инерции в γ раз большим, чем у шестерни, то значение $w_{F\upsilon}$ надо увеличить в $\sqrt{\frac{(1+u^2)\gamma}{u^2+\gamma}}$ раз. 2. Если значения $w_{F\upsilon}$, вычисленные по формуле, превышают предельные значения, указанные в табл. 7, их следует принимать равными этим предельным значениям
3.1.1. Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев	δ_F	Для косозубых и шевронных передач $\delta_F=0{,}06$. Для прямозубых передач с модифицированной головки $\delta_F=0{,}11$. Для прямозубых передач без модификации головки $\delta_F=0{,}16$.
3.1.2. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	По табл. 8

Продолжение табл. 13

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
4. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	По черт. 9 или формуле $$K_{F\beta}=(K^0_{H\beta})^{N_F},\qquad(42)$$ где N_F определяют по формуле $$N_F=\frac{(b/h)^2}{(b/h)^2+b/h+1},$$ принимая $h=\frac{2m}{\varepsilon_\alpha}$ для прямозубого зацепления; $h=2m$ для косозубого зацепления. Для (b/h) необходимо подставить значение более узкого колеса. Примечание. В уточненных расчетах $K^0_{H\beta}$ в первой формуле по табл. 6, п. 7.1, принимая 0,6 вместо 0,4.
5. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Расчет прямозубых передач первоначально производят в предположении, что в зацеплении находится одна пара зубьев и принимают $K_{F\alpha}=1$ и $Y_\varepsilon=1$. Если при этом условие прочности не удовлетворяется ($\sigma_F>\sigma_{FP}$), то для передач не грубее 8-й степени точности по нормам плавности ГОСТ 1643—81 следует провести расчет для двух случаев зацепления (в вершине зуба и в верхней граничной точке однопарного зацепления) по приложению 9. Для косозубых и шевронных передач $K_{F\alpha}$ по табл. 6, п. 8. При этом в уточненных расчетах принимают $\beta_b=0$ и $a_\alpha\geq0{,}4$. Должно выполняться условие $1\leq K_{F\alpha}<\varepsilon_\gamma$
6. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений	Y_{FS}	По черт. 10 или приближенно по формуле $$Y_{FS}=3{,}47+\frac{13{,}2}{z_v}-27{,}9\frac{x}{z_v}+0{,}092x^2.$$ Для зубчатых колес, изготовленных с применением червячной фрезы или зубострогальной гребенки с протуберанцем

Продолжение табл. 13

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		(при $h_{a0}/m=1,4$ и $P_{r0}/m=0,05$), по черт. 11 или приближенно по формуле $Y_{FS}=3,61+0,53x^2+\frac{25,3}{z_v}-37,6\frac{x}{z_v}$. Примечание. Формулы не учитывают влияния шлифовочных ступенек, которые могут привести к значительному увеличению концентрации напряжений
7. Коэффициент, учитывающий наклон зуба	Y_β	$Y_\beta=1-\varepsilon_\beta\cdot\frac{\beta}{120}\geqslant 0,7$
8. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Y_ε	Для прямозубых передач при предварительных расчетах $Y_\varepsilon=1$. Для уточненных расчетов для прямозубых передач не грубее 8-й степени точности по нормам плавности ГОСТ 1643—81 по приложению 9. Для косозубых передач при $\varepsilon_\beta<1$ $Y_\varepsilon=0,2+\frac{0,8}{\varepsilon_\alpha}$, при $\varepsilon_\beta\geqslant 1$ $Y_\varepsilon=\frac{1}{\varepsilon_\alpha}$
9. Коэффициент долговечности	Y_N	$Y_N=\sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim}}{N_K}}$, но не менее 1. Для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки их зубьев $q_F=6$.

Продолжение табл. 13

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		Для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью $q_F=9$. Максимальные значения Y_N : $Y_{N\max}=4$ при $q_F=6$, $Y_{N\max}=2{,}5$ при $q_F=9$. Примечание. При использовании метода эквивалентных циклов вместо N_K подставляют N_{FE}.
9.1. Базовое число циклов напряжений	$N_{F\lim}$	$N_{F\lim}=4\cdot10^6$. Примечание. Под базовым числом циклов напряжений понимают число циклов, соответствующее на диаграмме усталости переходу наклонного участка кривой усталости в горизонтальный участок или участок с очень малым наклоном к оси циклов
10. Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа	$\sigma_{F\lim b}$	$\sigma_{F\lim b}=\sigma^0_{F\lim b}Y_TY_zY_gY_dY_A$
10.1. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа	$\sigma^0_{F\lim b}$	Установлен для отнулевого цикла напряжений. Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по табл. 14—17. Примечания: 1. В качестве $\sigma^0_{F\lim b}$ в табл. 14—17 использованы усредненные значения предела выносливости зубьев цилиндрических эвольвентных колес внешнего зацепления, найденного экспериментально и выраженного в максимальных местных напряжениях. Максимальные местные напряжения определялись в предположении упругого поведения материала.

Продолжение табл. 13

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		2. Значения $\sigma^0_{Flim\,b}$ можно принять отличающимися от приведенных в табл. 14—17, если это оправдано стендовыми или натурными испытаниями спроектированных зубчатых колес или их моделей
10.2. Коэффициент, учитывающий технологию изготовления	Y_T	При отступлениях от примечаний к табл. 14—17 принимают $Y_T < 1$
10.3. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса	Y_z	Для поковок и штамповок $Y_z = 1$. Для проката $Y_z = 0{,}9$. Для литых заготовок $Y_z = 0{,}8$
10.4. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	Y_g	Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по табл. 14—17 Для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев принимают $Y_g = 1$
10.5. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности	Y_d	Для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают $Y_d = 1$
10.6. Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки	Y_A	При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$. При двустороннем приложении нагрузки $Y_A = 1 - q_A \dfrac{\min\left(\dfrac{T_F}{Y_N}, \dfrac{T'_F}{Y'_N}\right)}{\max\left(\dfrac{T_F}{Y_N}, \dfrac{T'_F}{Y'_N}\right)}$. Примечание. При $T'_F < 0{,}6\ T_F$ можно принимать $Y_A = 1$

Продолжение табл. 13

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
10.6.1. Коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака	Y_A	Для зубчатых колес из отожженной, нормализованной и термоулучшенной стали $Y_A = 0{,}35$. Для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев более 45 $HRC_э$, за исключением азотированных, $Y_A = 0{,}25$. Для азотированных зубчатых колес $Y_A = 0{,}1$
10.6.2. Исходная расчетная нагрузка, действующая на противоположную сторону зуба, Н·м	T'_F	Определяют аналогично T_F. Примечание. При методе эквивалентных моментов вместо T_F подставлять T_{FE}
10.6.3. Коэффициент долговечности при расчете противоположной стороны зуба	Y'_N	Определяют аналогично Y_N по п. 9
11. Коэффициент запаса прочности	S_F	Коэффициент запаса прочности интегрально учитывает приближенный характер метода расчета. Минимальная безопасность должна устанавливаться с учетом неточности исходных параметров заданной вероятности неразрушения и опасности возможности повреждения. Определяют в зависимости от способа термической и химико-термической обработки и вероятности неразрушения. В табл. 14—17 приведены S_F для вероятности неразрушения 0,99. При отсутствии необходимых фактических статистических данных минимальные коэффициенты запаса прочности при использовании в качестве $\sigma^0_{F\lim b}$ медианных (средних) значений $S_{F\min} = 1{,}4 - 1{,}7$

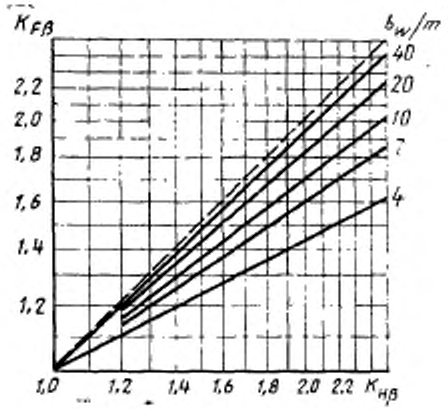
Продолжение табл. 13

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
12. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент)	Y_δ	$Y_\delta = 1{,}082 - 0{,}172 \lg m$ Для уточненных расчетов при $\rho_{Fn} > 7$ мм можно пользоваться следующими зависимостями: для зубчатых колес, изготовленных из нормализованной улучшенной стали и с поверхностной закалкой без охвата основания зуба: $Y_\delta = (1{,}0 - 0{,}07 \lg m)[1{,}0 + \varkappa^{0{,}55} \cdot 10^{-(0{,}47 + \frac{\sigma_T}{875})}]$; для цементированных, нитроцементированных зубчатых колес и с поверхностной закалкой, кроме закалки без охвата основания зуба: $Y_\delta = 0{,}84(1{,}0 + \varkappa^{0{,}55} \cdot 10^{-0{,}72})$, где $\varkappa$ — относительный градиент напряжений, мм$^{-1}$; $\varkappa = 2{,}3/\rho_{Fn}$; ρ_{Fn} — радиус кривизны переходной кривой в опасном сечении, определяют по черт. 12а и 12б
13. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности	Y_R	Для шлифования и зубофрезерования при шероховатости поверхности не более $Rz = 40$ мкм $Y_R = 1$. Для полирования Y_R в зависимости от способа термического упрочнения принимают: при цементации, нитроцементации, азотировании (полирование до химико-термической обработки) $Y_R = 1{,}05$; при нормализации и улучшении $Y_R = 1{,}2$; при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертание впадины между зубьями $Y_R = 1{,}05$; при закалке ТВЧ, когда закаленный слой распределяется на все сечение зуба, а также часть ступицы под основанием зуба и впадины или обрывается к переходной поверхности $Y_R = 1{,}2$

Продолжение табл. 13

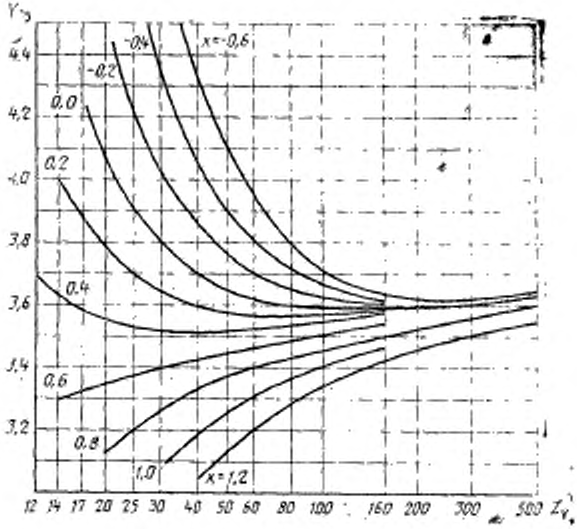
Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
14. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	Y_X	$Y_X = 1{,}05 - 0{,}000125\ d$

График для определения коэффициента $K_{F\beta}$



Черт. 9

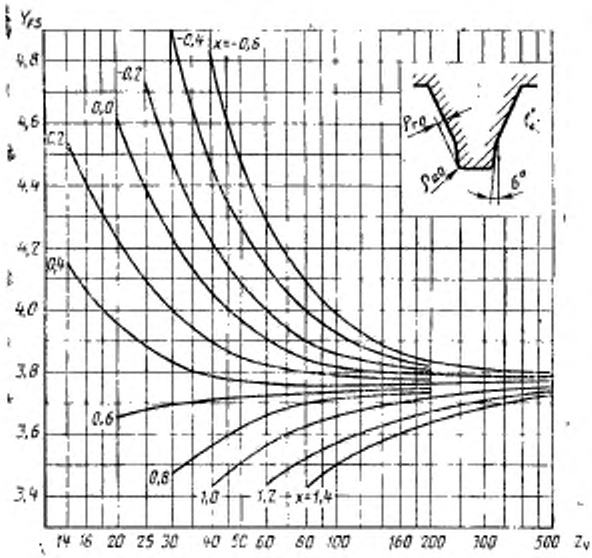
Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений Y_{FS}



$\alpha_n=20°$; $h_a^*=1$; $c^*=0,25$; $\rho_{a0}/m_n=0,38$

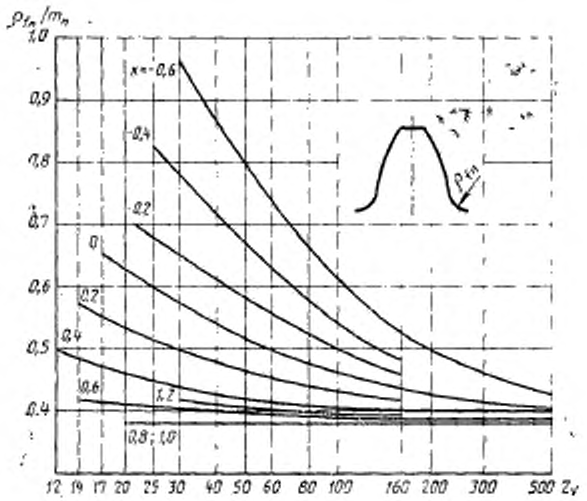
Черт. 10

Коэффициент, учитывающий форму зубьев, изготовленных инструментом с протуберанцем



Черт. 11

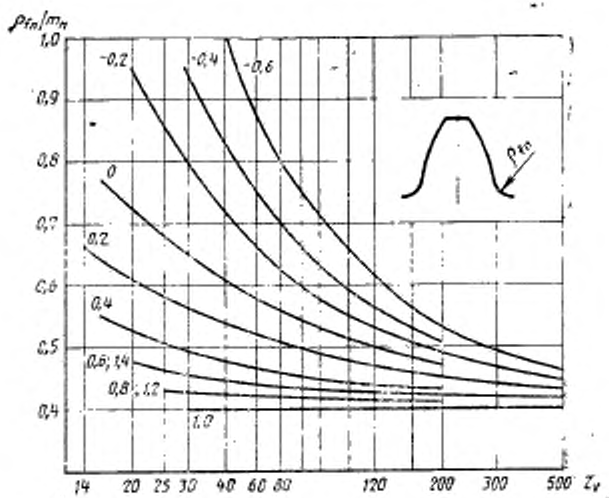
Относительный радиус кривизны переходной кривой зубьев с исходным контуром по ГОСТ 13755—81



$$\frac{\rho_{fn}}{m_n}=0{,}417+\frac{4{,}32}{z}-10{,}34\,\frac{x}{z}+6{,}03\frac{x^2}{z}-0{,}071x+0{,}036x^2$$

Черт. 12а

Относительный радиус кривизны переходной кривой зубьев, нарезаемых зуборезным инструментом с протуберанцем



$\alpha=20°$; $h_a^*=1$; $c^*=0{,}4$; $\rho_{f0}^*=0{,}4$; $P_{Z0}/m_n=0{,}05$

$$\rho_{fn/m_n}=0{,}424+\frac{7{,}27}{z}-\frac{16{,}8}{z}x+\frac{9{,}81}{z}x^2-0{,}019x-0{,}004x^2$$

Черт. 126

Таблица 14

Определение параметров σ^{0}_{Flimb}, Y_g, Y_d и S_F для цементированных зубчатых колес

Легированная сталь	Концентрация углерода на поверхности, %	Твердость зубьев на поверхности	σ^{0}_{Flimb} *, МПа	Y_g ***	Y_d		S_F ***
					дробь, ролики *4	электрохимическая обработка *5	
1. Содержащая никель более 1 % и хром 1 % и менее (например марок 20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А; 20ХН3А, 15ХГНТА по ГОСТ 4543—71)	0,75—1,1 (достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала карбюризатора и закалочной атмосферы)	57...63 $HRC_э$	950	0,75 0,6	1,0—1,05 1,1—1,3	1,0 1,2	1,55
2. Безникелевая, содержащая никель менее 1 % (например марок 18ХГТ, 30ХГТ, 20Х, 20ХГР по ГОСТ 4543—71 и марки 25ХГНМА) Содержащая хром более 1 % и никель более 1 % (например марок 12Х2Н4А, 20Х2Н4А, 18Х2Н4ВА по ГОСТ 4543—71 и марки 14ХГСН2МА			820**	0,75 0,65	1,0—1,1 1,1—1,3	1,1 1,2	1,55

Продолжение табл. 14

Легированная сталь	Концентрация углерода на поверхности, %	Твердость зубьев на поверхности	σ^0_{Flimb} *, МПа	Y_g ***	Y_d		S_F *6
					дробь, ролики *4	электрохимическая обработка *5	
3. Всех марок	0,6—1,4 (достигается при цементации в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом и закалке с применением средств против обезуглероживания)	56...63 $HRC_э$	800	0,8 / 0,65	1,1—1,2 / 1,15—1,3	1,2 / 1,25	1,65
4. Содержащая никель более 1 % (например марок 20Х2Н4А 20ХН3А, 18Х2Н4ВА по ГОСТ 4543—71)	Возможно обезуглероживание (производится при закалочном нагреве в атмосфере воздуха или продуктах сгорания смеси углеводородов с воздухом)	55...63 $HRC_э$	780	0,8 / 0,65	1,1—1,2 / 1,15—1,3	1,2 / 1,25	1,70
5. Прочая (например марок 18ХГТ, 30ХГТ по ГОСТ 4543—71)			680	0,8 / 0,7			1,70

* Значения σ^0_{Flimb} установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина диффузионного слоя у переходной поверхности зубьев $(0{,}28\ m - 0{,}007\ m^2) \mp 0{,}2$ мм; данную формулу применяют при расчете колес с модулями до 20 мм. Толщину диффузионного слоя рекомендуется определять на отожженных шлифах как толщину слоя до структуры сердцевины;

2) твердость сердцевины зубьев, измеренная у их основания, находится в пределах 30... 45 $HRC_э$;

3) зерно исходного аустенита в диффузионном слое не грубее балла 5 по ГОСТ 5639—65.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения σ^0_{Flimb} снижать на 25 %. Марку стали и технологию химико-термической обработки выбирают, исходя из требуемой прочности зубьев с учетом экономических факторов. Не всегда целесообразно выполнять условия 1, так как это может быть связано с дополнительными издержками производства.

Значения σ^0_{Flimb} установлены для условий плавного изменения напряжений на переходной поверхности и не касаются спектра нагружения, для которого характерно наличие ударных нагрузок. Если в спектр включены ударные нагрузки, то независимо от технологии химико-термической обработки предпочтительнее применять стали с высоким содержанием никеля.

** Для сталей с содержанием хрома более 1 % и никеля более 1 %, закаливаемых после высокого отпуска, принимают σ^0_{Flimb} =950 МПа, если высокий отпуск проводится в безокислительной среде.

*** Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности.

*4 Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочненных дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения Y_d следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

*5 Значения Y_d установлены для условий бескоррозионной электрохимической обработки, проводимой для удаления слоя интенсивного обезуглероживания и слоя внутреннего окисления. Данные в знаменателе принимают в случае, если электрохимическая обработка проводится после шлифования переходной поверхности. Если электрохимической обработке подвергается зубчатое колесо со шлифовочной ступенькой на зубе, то принимают Y_d =1.

*6 Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S_F в индивидуальном порядке.

Определение параметров σ^0_{Flimb}, Y_g, Y_d, S_F для нитроцементированных зубчатых колес

Легированная сталь	Концентрация* углерода на поверхности, %	Концентрация азота на поверхности, %	Твердость зубьев на поверхности	σ^0_{Flimb} МПа**	Y_g***	Y_d*4	S_F*5
1. Хромомарганцевая, содержащая молибден, закаливаемая с нитроцементационного нагрева (например марки 25ХГМ по ГОСТ 4543—71)	0,7—1,0	0,15—0,3	57...63 HRC$_э$	1000	0,7	1,0 / 1—1,35	1,55
2. Не содержащая молибден, закаливаемая с нитроцементационного нагрева (например марки 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х по ГОСТ 4543—71)	0,7—1,0	0,15—0,5	57...63 HRC$_э$	750	0,75	1,05—1,1 / 1,1—1,35	1,55

* Концентрация углерода достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала карбюризатора и атмосферы для нагрева при закалке.

** Значения σ^0_{Flimb} установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина диффузионного слоя у переходной поверхности зубьев $0{,}13m$—$0{,}2m$, но не более 1,2 мм (применять нитроцементацию для зубчатых колес с модулем более 8 мм без специальных испытаний не рекомендуется). Толщину диффузионного слоя рекомендуется определять на отожженных шлифах как толщину слоя до структуры сердцевины;

2) твердость сердцевины зубьев, измеренная у их основания, должна быть 30...45 HRC$_э$;

3) зерно исходного аустенита в диффузионном слое не грубее балла 6 по ГОСТ 5639—65.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения σ^0_{Flimb} уменьшить на 25 %. Наличие темной составляющей в структуре диффузионного слоя не допускается. Значения σ^0_{Flimb} справедливы для плавного изменения напряжений на переходной поверхности и не касаются спектра нагружения, для которого характерно наличие ударных нагрузок.

*** Данные установлены для случаев, когда гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности. Если эти условия не гарантированы, то значение Y_g уменьшают на 25 %.

** Данные в знаменателе в скобках принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения Y_d следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

*5 Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S_F в индивидуальном порядке.

Таблица 16

Определение параметров σ^0_{Flimb}, Y_g, Y_d, S_F для зубчатых колес из отожженной, нормализованной и улучшенной стали, зубчатых колес, закаленных при объемном нагреве, и азотированных зубчатых колес

Сталь	Способ термической или химико-термической обработки	Твердость зубьев		σ^0_{Flimb} *, МПа	Y_g **	Y_d ***	S_F *4
		на поверхности	в сердцевине у основания				
1. Углеродистая и легированная, содержащая углерод более 0,15 % (например марок 40, 45 по ГОСТ 1050—74, марок 40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2МА, 18Х2Н4ВА по ГОСТ 4543—71)	Нормализация, улучшение	180...350 НВ		1,75 H_{HB}	1,1	1,1—1,3 / 1,1—1,3	1,7
2. Легированная, содержащая углерод 0,4—0,55 % (например марок 40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2М по ГОСТ 4543—71)	Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания	45...55 $HRC_э$		580	0,9 / 0,75	1,05—1,15 / 1,1—1,2	1,7
3. Легированная, содержащая никеля более 1 % (например марок 40ХН, 50ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543—71)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 $HRC_э$		500	1,0 / 0,8	1,1—1,3 / 1,1—1,2	1,7

Продолжение табл. 16

Сталь	Способ термической или химико-термической обработки	Твердость зубьев		σ^0_{Flimb} *, МПа	Y_g **	Y_d ***	S_F *1
		на поверхности	в сердцевине у основания				
4. Прочая легированная (например марок 40Х, 40ХФА по ГОСТ 4543—71)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 $HRC_э$		460	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,1—1,3}{1,1—1,2}$	1,7
5. Содержащая алюминий	Азотирование	700...950HV	24...40$HRC_э$	290+ +12$H^{сердц}_{HRC_э}$	—	1,0	1,7
6. Прочая легированная		550...750HV	24...40$HRC_э$				

---

* Значения σ^0_{Flimb} установлены для азотированных зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина диффузионного слоя для зубчатых колес из сталей с алюминием равна $0,07m$—$0,1m$, для зубчатых колес из прочих легированных сталей равна $0,1m$ $0,13m$;

2) в структуре диффузионного слоя отсутствует замкнутая нитридная сетка или ε-фаза

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения σ^0_{Flimb} уменьшить на 20 %.

** Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов, микротрещин или острой шлифовочной ступеньки.

*** Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или ролнками после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения Y_d следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

*1 Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S_F в индивидуальном порядке.

Таблица 17

Определение параметров σ^0_{Flimb}, Y_g, Y_d, S_F для зубчатых колес, закаленных при нагреве ТВЧ

Сталь	Форма закаленного слоя	Твердость зубьев		σ^0_{Flimb}*, МПа	Y_g*5	Y_d*6	S_F*7
		на переходной поверхности	в сердцевине				
1. Пониженной прокаливаемости, содержащая углерод 0,5—0,6 % (например марки У6 по ГОСТ 1435—54, марки 55ПП)	Закаленный слой повторяет очертания впадины	58...62HRC$_э$	28...35HRC$_э$	870**	0,75 / 0,55	1,0 / 1,1—1,2	1,7
2. Специальная легированная, содержащая углерод 0,6 % (например марок 60ХВ, 60Х, 60ХН)		54...60HRC$_э$	25...35HRC$_э$	730***	0,8 / 0,7	1,0 / 1,1—1,2	1,7
3. Легированная, содержащая углерод 0,35—0,5 % и никель 1 % и более (например марок 40ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543—71)		48...58HRC$_э$	25...35HRC$_э$	680	1,0 / 0,8	1,05—1,1 / 1,1—1,2	1,7
4. Прочая легированная, содержащая углерод 0,35—0,45 % (например марок 40Х, 35ХМ по ГОСТ 4543—71)		48...58HRC$_э$	25...35HRC$_э$	580	1,0 / 0,8	1,05—1,1 / 1,1—1,2	1,7

Продолжение табл. 17

Сталь	Форма закаленного слоя	Твердость зубьев		σ^0_{Flimb} *, МПа	Y^{*5}_g	Y^{*6}_d	S^{*7}_F
		на переходной поверхности	в сердцевине				
5. Легированная, содержащая углерод 0,35—0,45 % и никель 1 % и более (например марок 40ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543—71)	Закаленный слой распространяется на все сечение зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием зуба и впадины	48 ... 55 $HRC_э$		580*4	1,0 / 0,8	1,15—1,35 / 1,1—1,2	1,7
6. Прочая легированная, содержащая углерод 0,35—0,45 % (например марок 40Х, 35ХМ по ГОСТ 4543—71)				480*4			
7. Углеродистая и легированная	Закаленный слой обрывается на переходной поверхности или вблизи нее	Незакаленной части зуба 200 ... 300 НВ		390		1,2—1,4 / 1,1—1,3	1,7

* Значения σ^0_{Flimb} установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина закаленного слоя (до структуры сердцевины) у переходной поверхности $0{,}2m$—$0{,}4m$;

2) в структуре закаленного слоя отсутствует феррит.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения σ^0_{Flimb} уменьшать на 30 %.

** Форма закаленного слоя, повторяющего очертания впадины между зубьями, достигается на зубчатых колесах с модулем 6 мм и более при глубинном индукционном электронагреве и охлаждении в быстродвижущемся потоке воды с самоотпуском.

*** Форма закаленного слоя, повторяющего очертания впадины между зубьями, может быть получена при индукционном электронагреве токами двух частот.

*4 Значения $\sigma^0_{F\lim b}$ установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

1) толщина закаленного слоя (до структуры сердцевины) под основанием впадины между зубьями $0{,}5m$—$1{,}0m$;

2) в структуре закаленного слоя отсутствует феррит.

Если хотя бы одно условие не выполняется, следует приведенные в таблице значения $\sigma^0_{F\lim b}$ уменьшать на 25 %.

*5 Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности.

*6 Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения Y_d принимают при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

*7 Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S_F в индивидуальном порядке.

4.2. Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

4.2.1. Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки:

$$\sigma_{F\max} \leqslant \sigma_{FP\max}.$$

4.2.2. Расчетное местное напряжение ($\sigma_{F\max}$), МПа, определяют по формуле

$$\sigma_{F\max} = \frac{F_{Ft\max}}{b_w m} K_{F\upsilon} K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon . \qquad (43)$$

Для упрощенных расчетов в формуле (43) значения $K_{F\upsilon}$, $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$, Y_{FS}, Y_β, Y_ε берут из расчета на выносливость при изгибе (табл. 13), поэтому можно пользоваться зависимостью

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{F_{Ft\max}}{F_F K_A} = \sigma_F \frac{K_{AS}}{K_A} .$$

4.2.3. За исходную расчетную нагрузку ($F_{Ft\max}$), Н, или $T_{1(2)F\max}$, Н·м, принимают максимальную из действующих за расчетный срок службы нагрузок ударного или плавного характера — с числом повторных воздействий $N_K < 10^3$. Значения $T_{1(2)F\max}$ определяют экспериментально динамическим расчетом или по отраслевым рекомендациям.

Если в циклограмме нагружения при расчете σ_F представлены все внешние нагрузки, то принимают $K_A = 1$.

4.2.4. Допускаемое напряжение ($\sigma_{FP\max}$), МПа, определяют раздельно для зубчатых колес пары по формуле

$$\sigma_{FP\max} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} Y_{RSt} Y_X \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} , \qquad (44)$$

где коэффициент Y_X определяют по табл. 13 п. 14, (для варианта и условий, отраженных в табл. 18 и 19 $Y_{RSt} = 1$ и отношение $Y_{\delta St}/Y_{\delta StT} = 1$), а остальные параметры, входящие в формулу (44), определяют по табл. 19.

Таблица 18

Наименование параметров	Обозначение	Метод определения
1. Предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа	σ_{FSt}	$\sigma_{FSt} = \sigma^0_{FSt} \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt}$ Для марок сталей и способов термообработки, не вошедших в табл. 19, допускается определять по приближенной зависимости $\sigma_{FSt} \approx \sigma_{Flimb} \cdot Y_{Nmax} \cdot K_{St}$

Продолжение табл. 18

Наименование параметров	Обозначение	Метод определения
1.1. Базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа	σ^0_{FSt}	По табл. 19 в зависимости от марки стали и способа термической и химико-термической обработки. 1. В качестве σ^0_{FSt} в табл. 19 использованы усредненные (медианные) значения предельного напряжения зубьев цилиндрических эвольвентных колес внешнего зацепления, установленные на основании испытаний при знакопостоянном ударном нагружении при числе повторных воздействий N от 1 до 10^3 и выраженные в форме максимальных местных напряжений. 2. Использование этих значений в расчете на статическую прочность при плавном приложении нагрузки и на малоцикловую выносливость (при числе циклов $N=10^2 \ldots 10^3$), обеспечивает дополнительный запас прочности против излома зубьев
1.2. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	Y_{gSt}	Для зубчатых колес с переходной поверхностью зубьев, подвергнутой шлифованию после термообработки: сквозной закалки с нагревом ТВЧ и объемной закалкой: $Y_{gSt}=0{,}95$ (черновой режим зубошлифования), $Y_{gSt}=1{,}1$ (чистовой режим); цементации с закалкой: $Y_{gSt}=1{,}0$ (черновой режим), $Y_{gSt}=1{,}05$ (чистовой режим); нитроцементации с закалкой: $Y_{gSt}=0{,}9$ (черновой режим), $Y_{gSt}=0{,}95$ (чистовой режим) При отсутствии шлифования $Y_{gSt}=1$
1.3. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения	Y_{dSt}	Для зубчатых колес с деформационным упрочнением переходной поверхности зубьев: нешлифованной $Y_{dSt}=0{,}95$, шлифованной $Y_{dSt}=1$. При отсутствии деформационного упрочнения $Y_{dSt}=1$

Продолжение табл. 18

Наименование параметров	Обозначение	Метод определения
1.4. Предельное значение коэффициента долговечности	$Y_{N\max}$	Устанавливается по табл. 13 п. 11 для $N_{FE}=N_K=10^3$. $Y_{N\max}=4$ при $q_F=6$, $Y_{N\max}=2{,}5$ при $q_F=9$
1.5. Коэффициент, учитывающий различие между предельными напряжениями, определенными при ударном однократном нагружении и при числе ударных нагружений $N=10^3$	K_{St}	Значения K_{St} установлены на основе усреднения результатов испытаний при ударном нагружении зубчатых колес с различными вариантами термической и химико-термической обработки и числе нагружений N от 1 до 10^3. $K_{St}=1{,}3$ при $q_F=6$, $K_{St}=1{,}2$ при $q_F=9$
2. Коэффициент запаса прочности	S_{FSt}	$$S_{FSt}=Y_z\,S_Y,$$ где Y_z определяют из расчета на выносливость по табл. 13 п. 10.3. S_Y зависит от вероятности неразрушения Для марок сталей и способов термической и химико-термической обработки по табл. 19 и вероятности неразрушения 0,99 $S_Y=1{,}75$

Таблица 19

Базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой

Вид термической или химико-термической обработки зубьев		Сталь	Твердость зубьев		σ^0_{FSt}, МПа
			на поверхности	в сердцевине у основания	
Цементация	Закалка с повторного нагрева	Легированная с содержанием никеля ≥1 %	56...62HRC$_э$	30...43HRC$_э$	2800
			56...60HRC$_э$	27...32HRC$_э$	
	С непосредственного нагрева	Прочая легированная	54...60HRC$_э$	30...43HRC$_э$	2000
Нитроцементация (с автоматическим регулированием процесса)	Закалка с непосредственного нагрева	Легированная с молибденом	56...60HRC$_э$	32...45HRC$_э$	2500
Нитроцементация		Прочая легированная	56...60HRC$_э$	27...45HRC$_э$	2200
Азотирование		Легированная (без алюминия)	550...850HV	24...30HRC$_э$	1800
Закалка при нагреве ТВЧ	Сквозная до переходной поверхности	Легированная и углеродистая	48 ... 52 HRC$_э$ у основания 200 ... 300 НВ		
	Сквозная с охватом дна впадины	Легированная с содержанием никеля ≥1 %	48 ... 52 HRC$_э$		2500
	Сквозная	Прочая легированная			2250

Продолжение табл. 19

Вид термической или химико-термической обработки зубьев		Сталь	Твердость зубьев		σ^0_{FSt}, МПа
			на поверхности	в сердцевине у основания	
Закалка при нагреве ТВЧ	По контуру	Легированная с содержанием никеля более 1 %	48...54HRC$_э$	24...30HRC$_э$	2200
		Прочая легированная			1800
Объемная закалка		Легированная с содержанием никеля более 1 %	48 ... 52 HRC$_э$		2500
		Прочая легированная			2250
Нормализация, улучшение		Легированная и углеродистая	200 ... 350 НВ		$6{,}5H_{НВ}$

5. Проектировочный расчет

5.1. Расчет на контактную выносливость

5.1.1. Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров и не может заменить проведения расчета на контактную выносливость по п. 3.

Исходными данными для проектировочного расчета являются:

циклограмма нагружения;

параметр $\psi_{bd}=\frac{b_w}{d_{w1}}$ или $\psi_{ba}=\frac{b_w}{a_w}$;

передаточное число u;

вид передачи — прямозубая или косозубая;

способ термической или химико-термической обработки и твердость рабочих поверхностей зубьев.

5.1.2. Ориентировочное значение диаметра начальной окружности шестерни (d_{w1}), мм, определяют по формуле

$$d_{w1}=K_d\sqrt[3]{\frac{T_{2H}\cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd}\cdot\sigma^2_{HP}}\cdot\frac{u+1}{u^2}},$$

где K_d — вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_d=770$, для косозубых и шевронных передач $K_d=675$.

Ориентировочное значение межосевого расстояния (a_w), мм, определяют по формуле

$$a_w=K_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_{2H}\cdot K_{H\beta}}{u^2\cdot\psi_{ba}\cdot\sigma^2_{HP}}},$$

где K_a — вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_a=495$, для косозубых и шевронных передач $K_a=430$.

5.1.3. При переменных режимах нагружения исходную расчетную нагрузку (T_{2H}), Н·м, определяют в соответствии с приложением 3.

5.1.4. Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику на черт. 13а.

Примечание. Коэффициенты ψ_{bd} и ψ_{ba} связаны зависимостью

$$\psi_{bd}=\frac{\psi_{ba}(u+1)}{2}.$$

5.1.5. В качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} для прямозубой передачи принимают допускаемое контактное напряжение того зубчатого колеса (шестерни или колеса), для которого оно меньше.

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают в соответствии с указаниями п. 3.1.2, при этом следует принимать

$$Z_R\,Z_v\,Z_L\,Z_X=0{,}9.$$

5.1.6. В качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} для косозубой и шевронной передачи принимают условное допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле

$$\sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}).$$

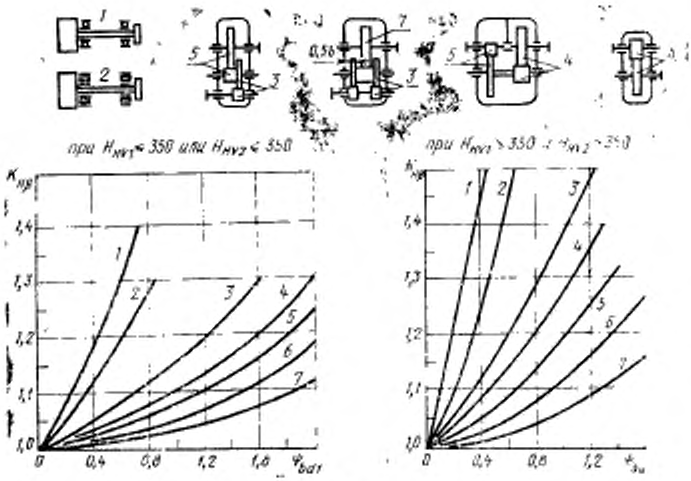
При этом должно выполняться условие

$$\sigma_{HP} < 1{,}23\,\sigma_{HP\min},$$

где $\sigma_{HP\min}$ — меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2}.

В противном случае принимают $\sigma_{HP} = 1{,}23\sigma_{HP\min}$.

График для ориентировочного определения коэффициента $K_{H\beta}$



Черт. 13а

5.2. Расчет на выносливость зубьев при изгибе

5.2.1. Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров и не может заменить проведение расчета на выносливость зубьев при изгибе по разд. 4.

Исходными данными для проектировочного расчета являются:

циклограмма нагружения;

параметр $\psi_{bd} = \dfrac{b_w}{d_{w1}}$ или межосевое расстояние a_w;

число зубьев шестерни z_1;

угол наклона зуба $\beta = 0$ или $\beta \neq 0$;

коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta > 1$ или $\varepsilon_\beta \leqslant 1$;

способ термической или химико-термической обработки и твердость рабочих поверхностей зубьев.

5.2.2. Расчет производится для шестерни.

5.2.3. Ориентировочное значение модуля (m), мм, при заданном параметре ψ_{bd} вычисляют по формуле

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta}}{u Z_1^2 \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}} Y_{FS1}} ,$$

где K_m — вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_m = 14$; для косозубых ($\varepsilon_\beta > 1$) и шевронных передач $K_m = 11{,}2$; для косозубых ($\varepsilon_\beta \leqslant 1$) передач $K_m = 12{,}5$.

Ориентировочное значение модуля (m), мм, при заданном межосевом расстоянии a_w вычисляют по формуле

$$m = K_{ma} \frac{T_{2F}(u+1) Y_{FS1}}{u a_w \cdot b_w \cdot \sigma_{FP1}} ,$$

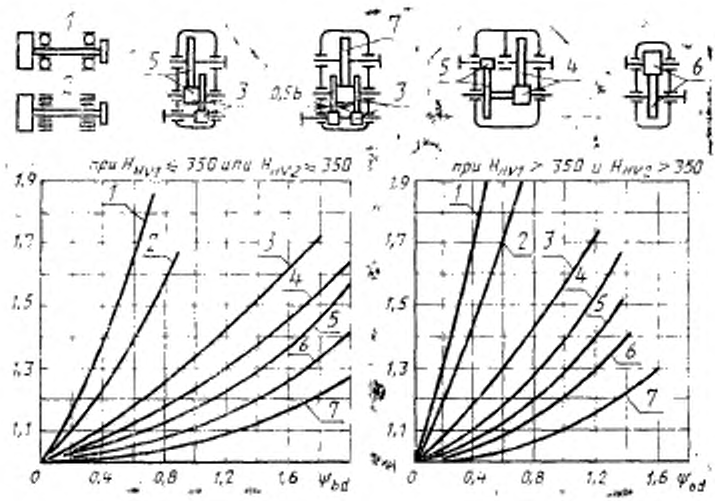
где K_{ma} — вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_{ma} = 1400$; для косозубых передач ($\varepsilon_\beta \leqslant 1$) $K_{ma} = 1100$; для косозубых ($\varepsilon > 1$) и шевронных передач $K_{ma} = 850$.

5.2.4. Исходную расчетную нагрузку (T_{1F}), Н·м, при переменных нагрузках определяют в соответствии с указаниями приложения 3.

5.2.5. Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику (черт. 13б).

График для ориентировочного определения коэффициента $K_{F\beta}$



Черт. 13б

5.2.6. Допускаемое изгибное напряжение (σ_{FP}), МПа, определяют по формуле

$$\sigma_{FP}=0{,}4\cdot\sigma^{\circ}_{F\lim b}\cdot Y_N,$$

где $\sigma^{\circ}_{F\lim b}$ — базовый предел выносливости зубьев, определяемый в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по табл. 14—17.

Коэффициент долговечности Y_N определяют в соответствии с указаниями табл. 13, п. 1.5.

Примечание. Для реверсивных зубчатых передач σ_{FP} уменьшить на 25 %.

5.2.7. Коэффициент, учитывающий форму зуба Y_F, определяют по графику (черт. 10).

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В РАСЧЕТЕ НА ПРОЧНОСТЬ

Таблица 20

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Межосевое расстояние, мм	a_w	$a_w=\frac{(z_1+z_2)m}{2\cos\beta}\cdot\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}$
1.1. Делительный угол профиля в торцовом сечении	α_t	$\alpha_t=\text{arc tg}\frac{\text{tg }20^\circ}{\cos\beta}$
1.2. Угол зацепления	α_{tw}	Определяют из формулы $\text{inv}\,\alpha_{tw}=\text{inv}\,\alpha_t+\frac{2(x_1+x_2)\text{tg }20^\circ}{z_1+z_2}$
2. Основной угол наклона	β_b	$\beta_b=\text{arc sin}(\sin\beta\cdot\cos 20^\circ)$
3. Делительные диаметры шестерни	d_1	$d_1=\frac{mz_1}{\cos\beta}$

Продолжение табл. 20

Наименование параметра		Обозначение	Метод определения
	колеса	d_2	$d_2=\frac{mz_2}{\cos\beta}$
4. Основные диаметры	шестерни	d_{b1}	$d_{b1}=d_1\cos\alpha_t$
	колеса	d_{b2}	$d_{b2}=d_2\cos\alpha_t$
5. Диаметры вершин зубьев	шестерни	d_{a1}	$d_{a1}=d_1+2m(1+x_1)$
	колеса	d_{a2}	$d_{a2}=d_2+2m(1+x_2)$
6. Коэффициент торцового перекрытия		ε_α	$\varepsilon_\alpha=\varepsilon_{\alpha1}+\varepsilon_{\alpha2}$
6.1. Составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками зубьев	шестерни	$\varepsilon_{\alpha1}$	$\varepsilon_{\alpha1}=\frac{z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1}-\operatorname{tg}\alpha_{tw})}{2\pi}$
	колеса	$\varepsilon_{\alpha2}$	$\varepsilon_{\alpha2}=\frac{z_2(\operatorname{tg}\alpha_{a2}-\operatorname{tg}\alpha_{tw})}{2\pi}$, где $\alpha_{a1(2)}=\arccos\frac{d_{b1(2)}}{d_{a1(2)}}$. Примечание. Для передач без смещения при $\beta<20°$ $\varepsilon_\alpha\approx\left[1{,}88-3{,}2\left(\frac{1}{z_1}+\frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta$
7. Коэффициент осевого перекрытия		ε_β	$\varepsilon_\beta=\frac{b_w}{p_x}$
7.1. Осевой шаг		p_x	$p_x=\frac{\pi m}{\sin\beta}$
8. Суммарный коэффициент перекрытия		ε_γ	$\varepsilon_\gamma=\varepsilon_\alpha+\varepsilon_\beta$

Продолжение табл. 20

Наименование параметра		Обозначение	Метод определения
9. Эквивалентные числа зубьев	шестерни	z_{v1}	$z_{v1}=\frac{z_1}{\cos^3\beta}$
	колеса	z_{v2}	$z_{v2}=\frac{z_2}{\cos^3\beta}$
10. Окружная скорость, м/с		v	$v=\frac{\pi d_1 n_1}{60000}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Справочное

МЕТОДЫ УЧЕТА НАГРУЗОК, ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ ВО ВРЕМЕНИ

При нагрузках, изменяющихся во времени, расчет может производиться по одному из нижеизложенных методов.

1. Метод эквивалентных циклов

Использование метода эквивалентного числа циклов ориентировано на приведение переменной нагрузки к ступеням циклограммы, оказывающим наибольшее повреждающее воздействие на передачу. Уровень выявленной расчетной нагрузки, действующей в течение эквивалентного числа циклов, можно использовать при ускоренных экспериментальных исследованиях, в процессе которых достигается более полная идентификация повреждений активных поверхностей в сравнении с испытаниями по эквивалентной нагрузке при базовом числе циклов.

1.1. Расчет на контактную выносливость

В приложении 1 табл. 6 п. 4 за исходную расчетную нагрузку T_{1H} принимают наибольшую из подводимых к передаче, для которой число циклов перемены напряжений не менее $0{,}03N_{H\lim1}$. Расчетный момент для колеса устанавливают по формуле $T_{2H}=T_{1H}u$.

Соответствующее этой нагрузке эквивалентное число циклов напряжений N_{HE1} определяют по формуле

$$N_{HE1}=\mu_H N_{H\lim1}.$$

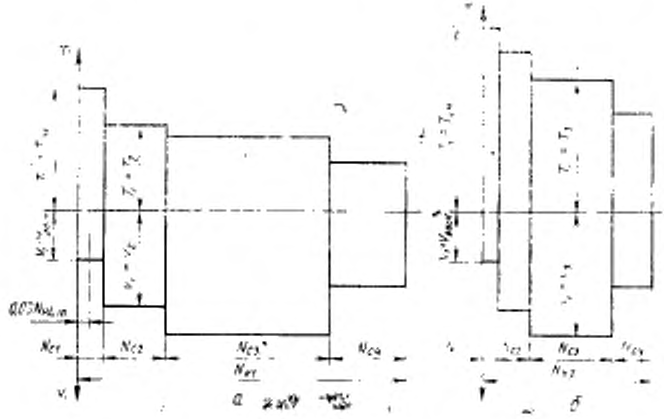
Коэффициент μ_H учитывает характер циклограммы нагружения.

Для упрощенных расчетов можно учитывать только ту часть циклограммы, в которой число циклов действия нагрузки не более $2N_{H\lim1}$.

При этом для ступенчатой циклограммы (черт. 14)

$$\mu_H = \sum_i \left(\frac{T_{1i}}{T_{1H}}\right)^3 \frac{N_{ci}}{N_{H\lim}} .$$

Циклограммы моментов и скоростей в зацеплениях для шестерни и колеса



Черт. 14

При плавном характере циклограммы

$$\mu_H = \int_{T_{1\min}}^{T_{1\max}} \left(\frac{T_{1i}}{T_{1H}}\right)^3 d\left(\frac{N_c}{N_{H\lim}}\right).$$

При уточненных расчетах для постоянной частоты вращения и невысоких значений динамической добавки (допустимо не учитывать $\nu_H < 0{,}1$) при $N_K < N_{H\lim}$ коэффициент μ_H определяют по формуле

$$\mu_H = \sum_{i=1}^{i_n} \left(\frac{T_i}{T_H}\right)^3 \frac{N_{ci}}{N_{H\lim}} , \qquad (45)$$

где i_n — полное число ступеней нагрузки в циклограмме.

При $N_K > N_{H\lim}$ учитывают только нагрузки, создающие повреждающие напряжения $\sigma_H > \sigma_{HG} = \alpha_{HG}\sigma_{H\lim}$ (рекомендуется принимать $\alpha_{HG} = 0{,}75$), т. е. первые i_k ступеней циклограммы.

Коэффициент μ_H определяют по той же формуле (45), но при переменном верхнем индексе суммирования k:

$$\mu_{HK} = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{T_i}{T_H}\right)^3 \frac{N_{ci}}{N_{H\lim}} .$$

Определяют последовательно суммы μ_{H1}, μ_{H2}, ..., μ_{Hk} до тех пор, пока не будет выполнено одно из двух следующих условий:

$\frac{T_K}{T_H} \leq \alpha_{HG} \sqrt[3]{\mu_{HK}}$, в этом случае $\mu_H = \left(\frac{T_K}{\alpha_{HG} T_H} \right)^3$ и дальнейшие вычисления прекращают или $\frac{T_{k+1}}{T_H} < \alpha_{HG} \sqrt[3]{\mu_{Hk}}$ в этом случае $\mu_H = \mu_{Hk}$ и дальнейшие вычисления прекращают.

В общем случае при переменной частоте вращения и необходимости учета динамических добавок

при $N_K \leq N_{H\lim}$

$$\mu_H = \sum_{i=1}^{k} \left[\frac{T_i + \nu_H T_H \frac{n_i}{n_H}}{T_H (1 + \nu_H)} \right]^3 \left(\frac{Z_{vH}}{Z_{vi}} \right)^6 \frac{N_{ci}}{N_{H\lim}},$$

при $N_K > N_{H\lim}$

$$\mu_H = \sum_{i=1}^{k} \left[\frac{T_i + \nu_H T_H \frac{n_i}{n_H}}{T_H (1 + \nu_H)} \right]^3 \left(\frac{Z_{vH}}{Z_{vi}} \right)^6 \frac{N_{ci}}{N_{H\lim}},$$

где n_i и n_H — частоты вращения, соответствующие нагрузкам T_i и T_H.

Z_{vi}, Z_{vH} — коэффициенты, учитывающие окружную скорость, соответственно при частотах вращения n_i и n_H.

Примечания (относятся ко всему п. 1.1):

1. Для нагрузок $T_i > T_H$ выполняют отдельный расчет, в котором принимают $Z_H = 2{,}6$ для зубчатых колес с однородной структурой материала и $Z_H = 1{,}8$ для поверхностного упрочнения.

2. Если $N_K < N_{H\lim 1}$, то $\mu_H \approx \mu_{Hk}$, где при определении μ_{Hk} учитывают все ступени нагрузки.

1.2. Расчет на выносливость при изгибе

В приложении 1 табл. 13 п. 1 за исходную расчетную нагрузку T_{1F} (или T_{2F}) принимают наибольшую длительно действующую с числом циклов перемен напряжений более $5 \cdot 10^6$, а при плавном характере циклограммы нагружения — нагрузку, соответствующую $5 \cdot 10^6$ циклам перемен напряжений.

Если значение исходной расчетной нагрузки для зубчатого колеса определяется условиями, заданными на другом, например конечном элементе механизма, в состав которого входит рассчитываемое зубчатое колесо, то выбранное по циклограмме нагружения число циклов перемен напряжений может быть менее $5 \cdot 10^6$.

Соответствующее этой нагрузке эквивалентное число циклов перемен напряжений определяют по формуле

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_{F\lim},$$

где μ_F — коэффициент, учитывающий характер циклограммы.

В общем случае при определении коэффициента μ_F вычисляют значение μ_{Fk} при переменном верхнем индексе суммирования

$$\mu_{Fk}=\sum_{i=1}^{k}\left[\frac{(T_i+\nu_F T_F)n_1}{T_H(1+\nu_F)n_H}\right]^{q_F}\cdot\frac{N_{ci}}{N_{FHlim}}\,.$$

Вычисления прекращают на одной из ступеней циклограммы $k=1, 2, 3, \ldots$ при выполнении одного из условий:

$$\frac{T_k}{T_F}\leqslant\alpha_{FG}\quad\sqrt[q_F]{\mu_{Fk}}\text{ при этом }\mu_F=\left(\frac{T_k}{\alpha_{FG}\cdot T_F}\right)^{q_F}$$

или $\dfrac{T_{k+1}}{T_F}>\alpha_{FG}\quad\sqrt[q_F]{\mu_{Fk}}$ при этом $\mu_F=\mu_{Fk}$.

Рекомендуется принимать $\alpha_{FG}=0{,}6$.

Все обозначения и примечания аналогичны п. 1.1.

2. Метод эквивалентных моментов

Эквивалентный момент учитывает значение и длительность всех уровней нагрузки, удобен при паспортизации редукторов, прост при вероятностных расчетах; этот метод принят в большинстве стран — членов СЭВ.

2.1. Расчет на контактную выносливость

В приложении 1 табл. 6 и 4 за исходную расчетную нагрузку T_{1H} (или T_{2H}) принимают эквивалентный момент T_{HE}.

При приближенных расчетах

$$T_{HE}=T_{max}\sqrt[3]{\sum_{N_K}\left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^3\frac{N_{ci}}{N_K}}\,,$$

где T_{max} — наибольшая нагрузка циклограммы.

При уточненных расчетах для случая $N_K>N_{H\,lim}$ следует учитывать второй наклон кривой усталости

$$T_{HE}=T_{max}\sqrt[10]{\sum_{N_{H\,lim}}\left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^3\frac{N_{ci}}{N_K}+\sum_{N_{H\,lim}}^{N_K}\left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^{10}\frac{N_{ci}}{N_K}}\,.$$

2.2. Расчет на выносливость при изгибе

В приложении 1 табл. 13 п. 1 за исходную расчетную нагрузку T_{1F} (или T_{2F}) принимают эквивалентный момент

$$T_{FE}=T_{max}\sqrt[q_F]{\sum_{N_K}\left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^{q_F}\frac{N_{ci}}{N_K}}\,,$$

где q_F — определяется в соответствии с табл. 13 п. 11.

3. Метод эквивалентных напряжений

Этот метод рекомендуется применять при использовании ЭВМ.

Для каждой i-й ступени циклограммы определяют соответствующее расчетное напряжение $\sigma_{\ldots}$.

3.1. Расчет на контактную выносливость

При определении эквивалентного напряжения σ_{HE} учитывают расчетные напряжения σ_{Hi}, удовлетворяющие следующим двум условиям:

число циклов действия за расчетный ресурс $N_{ci} > 0{,}03\,N_{H\lim}$ и $\sigma_{Hi} \geqslant \sigma_{HG}$,

где $\sigma_{HG} = \alpha_{HG} \cdot \sigma_{H\lim}$ — повреждающее напряжение, обычно принимают $\alpha_{HG} = 0{,}75$.

Эквивалентное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{HE} = K_{HE}\,\sigma_{H1},$$

где σ_{H1} — расчетное напряжение, соответствующее первой ступени циклограммы, принимаемой в расчет;

$$K_{HE} = \sqrt[6]{\frac{\sum\limits_{\sigma_{Hi} \geqslant \sigma_{H\lim}} \frac{N_{ci}}{N_{H\Sigma}} \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}}\right)^{6} + \sum\limits_{\sigma_{HG} \leqslant \sigma_{Hi} < \sigma_{H\lim}} \frac{N_{ci}}{N_{H\Sigma}} \cdot \frac{\sigma_{Hi}^{20}}{\sigma_{H1}^{6} \cdot \sigma_{H\lim}^{14}}}{}}.$$

Если все расчетные напряжения σ_{Hi} выше предела усталости, то

$$K_{HE} = \sqrt[6]{\Sigma \frac{N_{ci}}{N_{H\Sigma}} \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}}\right)^{6}},$$

если все $\sigma_{Hi} \leqslant \sigma_{H\lim}$, то $K_{HE} = \sqrt[20]{\Sigma \frac{N_{ci}}{N_{H\Sigma}} \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}}\right)^{20}}$,

где $N_{H\Sigma}$ — суммарное число циклов всех ступеней циклограммы, принятых в расчете на контактную выносливость;

σ_{Hi} — расчетное напряжение, соответствующее i-й ступени циклограммы;

N_{ci} — соответствующее этой ступени число циклов перемены напряжений.

3.2. Расчет на выносливость при изгибе

При определении эквивалентного напряжения (σ_{FE}) учитывают расчетные напряжения $\sigma_{Fi} \geqslant \sigma_{FG}$,

где $\sigma_{FG} = \alpha_{FG} \cdot \sigma_{F\lim}$ — повреждающее напряжение, обычно принимают $\alpha_{FG} = 0{,}6$.

Эквивалентное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{FE} = K_{FE} \cdot \sigma_{F1},$$

где σ_{F1} — расчетное напряжение, соответствующее первой из ступеней циклограммы, принимаемой в расчет

$$K_{FE} = \sqrt[q_F]{\Sigma \frac{N_{ci}}{N_{F\Sigma}} \left(\frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{F1}}\right)^{q_F}},$$

где $N_{F\Sigma}$ — суммарное число циклов всех ступеней циклограммы, принятых в расчете на изгибную выносливость;

σ_{Fi} — расчетное напряжение, соответствующее i-й ступени циклограммы;

N_{ci} — соответствующее этой ступени число циклов перемены напряжений;

q_F — показатель кривой усталости, устанавливаемый в соответствии с табл. 13 и 11.

Примечание. Аналогично может быть применен метод эквивалентных циклов.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4
Справочное

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА K_A

При отсутствии данных непосредственных измерений усилий в зацеплении, результатов динамических расчетов или отраслевых рекомендаций по определению расчетных нагрузок коэффициента K_A при расчетах зубьев на усталостную прочность можно воспользоваться ориентировочными данными, приведенными в табл. 21 с учетом табл. 22 и 23, а при действии максимальной нагрузки — по табл. 24.

Таблица 21

Коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на усталостную прочность K_A

Режим нагружения двигателя	Режим нагружения ведомой машины			
	равномерный	с малой неравномерностью	со средней неравномерностью	со значительной неравномерностью
Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00 и выше
Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

Примечания:

1. Табличные значения равны отношению эквивалентных нагрузок к номинальным и распространяются на передачи, работающие вне резонансной области.

2. При наличии в приводе гидравлических и упругих муфт, демпфирующих колебания, табличные значения коэффициентов K_A могут быть уменьшены на 20—30 % при условии, что $K_A \geqslant 1$.

Таблица 22

Характерные режимы нагружения двигателей

Режим нагружения	Вид двигателя
Равномерный	Электродвигатель; паровые и газовые турбины при стабильных режимах эксплуатации и небольших пусковых моментах
С малой неравномерностью	Гидравлические двигатели, паровые и газовые турбины при больших часто возникающих пусковых моментах
Со средней неравномерностью	Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания
Со значительной неравномерностью	Одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания

Таблица 23

Характерные режимы нагружения ведомых машин

Режим нагружения	Вид рабочей машины
Равномерный	Электрический генератор; равномерно работающие ленточные, пластинчатые конвейеры; легкие подъемники, упаковочные машины, вентиляторы; перемешивающие устройства и мешалки для веществ равномерной плотности; турбокомпрессоры; легкие центрифуги, механизмы с вращающимися деталями
С малой неравномерностью	Неравномерно работающие ленточные и пластинчатые транспортеры (для штучных грузов); шестеренчатые и роторные насосы; главные приводы станков; тяжелые подъемники; механизмы с вращающимися деталями кранов; промышленные и рудничные вентиляторы; тяжелые центрифуги; перемешивающие устройства и мешалки для веществ с переменной плотностью; поршневые многоцилиндровые, струйные и дозировочные насосы; экструдеры; каландры; вращающиеся печи; станы холодной прокатки
Со средней неравномерностью	Экструдеры для резины; мешалки с прерывающимся процессом для резины и пластмасс; легкие шаровые мельницы; деревообрабатывающие станки (пилы, токарные); одноцилиндровые поршневые насосы; нереверсивные станы горячей прокатки; подъемные машины
Со значительной неравномерностью	Экскаваторы, черпалки (приводы ковшей, цепных черпалок, грохотов); тяжелые шаровые мельницы; резиносмесители; дробилки (для камня и руды); кузнечные машины; тяжелые дозировочные насосы; роторные буровые машины; брикетные прессы; реверсивные станы горячей прокатки

Таблица 24

Коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность от максимальной нагрузки K_{AS}

Вид рабочих машин и условия их эксплуатации	K_{AS}	Примечание
Турбина-генератор при коротком замыкании	До 6	Перегрузка может быть уменьшена при помощи предохранительных муфт
Приводы с асинхронными электродвигателями при пуске	2,5–5	Перегрузка может быть уменьшена путем рационального конструирования колебательной системы привода
Главные приводы металлорежущих станков с электродвигателями:		Большие значения при наиболее неблагоприятных сочетаниях конструктивных и технологических параметров
асинхронным	1,8–4	
постоянного тока	1,5–2,2	
Лебедки, строгальные и долбежные станки, скребковые транспортеры, фрикционные прессы	1,5–2,5	—
Грузоподъемные машины:		
механизмы подъема	1,2–2	Большее значение при подъеме груза с подхватом
механизмы передвижения	1,5–4	
Пилы для резки металла (при пуске и реверсировании), ножницы	1,8—2,5	—
Транспортеры скребковые	1,5—2,5	У ленточных и пластинчатых перегрузки меньше
Вентиляторы, воздуходувки	1,4—1,8	—
Трансмиссии	1,4—2,5	Меньшие значения у легких трансмиссий
Электрический транспорт	1,6–2,5	—
Вагоноопрокидыватели	1,8—5	—
Мельницы, глиномялки, смесители вязких масс	1,8–2,2	—
Камнедробилки	2,0—3,5	—
Кривошипно-ползунные и эксцентриковые механизмы	1,8—3,0	—
Прокатные станы (удары при захвате)	2,5—4,5	—

Примечания:

1. Значения равны отношению максимальных нагрузок к номинальным. Они установлены по известным данным экспериментов, динамических расчетов и отраслевых норм для аналогичных машин.

2. При плавном пуске приводов под нагрузкой, обеспечиваемом двигателем и пусковой аппаратурой, табличные значения следует уменьшить на 20—30 % (большее значение при наличии большей неравномерности движения).

3. Если значения коэффициента $K_{A\beta}$ из табл. 24 меньше значений коэффициента K_A из табл. 21, то в расчетах зубьев на прочность при максимальной нагрузке следует принять большее значение из табл. 21.

4. При наличии в приводе гидравлических, упругих, фрикционных муфт или предохранительных устройств значения коэффициентов $K_{A\beta}$ следует уменьшить до отношения предельных моментов этих устройств к номинальному моменту.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Рекомендуемое

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА K_v

Коэффициент $K_v = K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, в случае, когда число оборотов шестерни n_1 больше чем 0,85 n_{E1}, вычисляют по табл. 25.

Таблица 25

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Резонансная частота вращения шестерни (главный резонанс), мин$^{-1}$	n_{E1}	$n_{E1} = \frac{30}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma b_w}{m_{red}}}$. Ориентировочное значение $n_{E1} = \frac{2{,}4 \cdot 10^7 \cos\alpha_t}{z_1 d_2} \sqrt{\frac{}{\varepsilon_\alpha \cos\beta_b (u^2+1)}}$
1.1. Средняя удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес, Н/(мм·мкм)	c_γ	Для зубчатых колес с жесткими венцами и дисками принимают $c_\gamma = c' (0{,}75\ \varepsilon_\alpha + 0{,}25)$
1.1.1. Удельная нормальная жесткость пары зубьев	c'	Определяют по табл. 6, п. 7.1.2
1.2. Приведенная масса, кг	m_{red}	$m_{red} = \frac{\frac{\Theta_1}{r_{b1}} \cdot \frac{\Theta_2}{r_{b2}}}{\frac{\Theta_1}{r_{b1}} + \frac{\Theta_2}{r_{b2}}}$,

Продолжение табл. 25

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		где Θ_1 и Θ_2 — полярные моменты инерции масс относительно оси вращения шестерни и колеса, кг·мм². Для приближенных расчетов можно определить по формуле $m_{red}=3{,}25\cdot10^{-9}\cdot\frac{d_2^2}{u^2+1}$. При присоединении к шестерне добавочной массы с моментом инерции в γ раз больше чем у шестерни $m_{red}=3{,}25\cdot10^{-9}\cdot\frac{d_2^2(\gamma+1)}{u^2+1+\gamma}$.
2. Отношение к зоне главного резонанса	$\frac{n_1}{n_{E1}}$	В зависимости от отношения $\frac{n_1}{n_{E1}}$ имеет место 4 зоны: $\frac{n_1}{n_{E1}}<0{,}85$ — дорезонансная зона, K_v определяют по приложению 1, табл. 6 п. 6; $0{,}85\leqslant\frac{n_1}{n_{E1}}<1{,}15$ — резонансная зона, K_v определяют по п. 3; $1{,}15<\frac{n_1}{n_{E1}}<1{,}5$ — промежуточная зона, K_v определяют по п. 5; $\frac{n_1}{n_{E1}}\geqslant1{,}5$ — закритическая зона, K_v определяют по п. 4
3. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении в резонансной зоне	K_v	По формуле $K_{Hv}=1+C_{v1}B_p+C_{v2}B_f+C_{v4}B_K$, где C_{v1}, C_{v2} и C_{v4} определяют по табл. 26
3.1. Коэффициент, учитывающий погрешность шага зацепления, приработку и нагруженность передачи	B_p	По формуле $B_p=\frac{c'f_{pb\,eff}}{\frac{F_t}{b_w}\cdot K_A}$

Продолжение табл. 25

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
3.1.1. Эффективная погрешность шага зацепления, мкм	f_{pbeff}	По формуле $f_{pbeff}=f_{pb}-y_{\alpha}$, где f_{pb} — погрешность шага зацепления (если она не задана, то принимается допускаемое значение f_{pbt}), мкм; y_{α} — уменьшение погрешности шага зацепления в результате приработки, мкм (определяют по приложению 1, табл. 10)
3.2. Коэффициент, учитывающий погрешность профиля, приработку и нагруженность передачи	B_f	По формуле $B_f=\frac{c'f_{feff}}{\frac{F_t}{v_w}K_A}$
3.2.1. Эффективная погрешность профиля, мкм	f_{feff}	По формуле $f_{feff}=f_f-y_{\alpha}$, где f_f — погрешность профиля (если она не задана, то принимают допускаемое значение f_{fr}), мкм
3.3. Коэффициент, учитывающий плавность входа головки зуба в зацепление	B_K	По формуле $B_K=1-\left\|\frac{c'C_a}{F_t/b_w}\right\|$, где $C_a=1{,}5+\frac{\left(\frac{\sigma_{Hlim}}{9{,}7}-18{,}45\right)^2}{18}$. Примечание. Если материалы зубчатых колес различны, то $C_a=\frac{C_{a1}+C_{a2}}{2}$

Продолжение табл. 25

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении в закритической зоне	K_v	По формуле $K_v = C_{v2} B_p + C_{v0} B_f + C_{v1}$, где C_{v2}, C_{v0} и C_{v1} определяют по табл. 26
5. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении в промежуточной зоне	K_v	Определяют линейной интерполяцией значений K_v в резонансной зоне при $n_1 = 1{,}15\ n_{E1}$ по п. 3 и в закритической зоне при $n_1 = 1{,}5\ n_{E1}$ по п. 4: $K_v = K_{v(n_1 = 1{,}5 n_{E1})} + \frac{K_{v(n_1 = 1{,}15 n_{E1})} - K_{v(n_1 = 1{,}5 n_{E1})}}{0{,}35}(1{,}5 - \frac{n_1}{n_{E1}})$

Таблица 26

Коэффициент	$1 < \varepsilon_\gamma < 2$	$\varepsilon_\gamma > 2$	
C_{v1}	0,32	0,32	
C_{v2}	0,34		
C_{v4}	0,90		
C_{v5}	0,47		
C_{v6}	0,47		
	$1 < \varepsilon_\gamma < 1{,}5$	$1{,}5 < \varepsilon_\gamma < 2{,}5$	$\varepsilon_\gamma > 2{,}5$
C_{v1}	0,75	$0{,}125 \sin\left[\left(\frac{\pi}{1{,}12}(\varepsilon_\gamma - 1{,}96)\right)\right] + 0{,}875$	1,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 6
Справочное

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА $K_{H\beta}$

Концентрация нагрузки обычно возникает на одном из торцов зубчатых колес (либо на торце T со стороны подвода вращающего момента, либо на противоположном торце O). Для однозначности решения коэффициент концентрации нагрузки определяют для каждого из двух значений:

$$K_{H\beta} = \max\left(K_{H\beta}^{T},\ K_{H\beta}^{O}\right).$$

Расчет коэффициентов концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ можно вести либо по формулам табл. 27, либо по номограммам (черт. 15—24).

Таблица 27

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в передаче	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = \max\left(K_{H\beta}^{T},\ K_{H\beta}^{O}\right)$. Примечание. Из двух значений $K_{H\beta}^{T}$ и $K_{H\beta}^{O}$ для $K_{H\beta}$ принимают большее значение
1.1. Коэффициент концентрации нагрузки на торцах зубчатых колес	$K_{H\beta}^{T,O}$	$K_{H\beta}^{T,O} = 1 + \left(K_{T} + K_{f} + K_{s} + K_{b} + K_{fc} + K_{bc} + K_{q}\right)^{T,O} \cdot K_{w}$. Примечание. Индекс T относится к торцу шестерни со стороны приложения вращающего момента, индекс O — к противоположному торцу
1.1.1. Коэффициент, учитывающий кручение зубчатых колес и вид зубьев	K_{T}	$K_{T}^{T,O} = (5 \pm 4_{T}) \cdot \psi_{bd}^{2} \cdot (1 - 0{,}02\beta) \cdot 10^{-2}$ или по черт. 17. Примечание. Здесь и далее верхний индекс в формулах принимают для торца T, нижний — для торца O
1.1.1.1. Параметр, учитывающий схему приложения вращающих моментов к передаче	A_{T}	Приложение моментов: разностороннее — $A_{T} = 8$; одностороннее — $A_{T} = 12$

Продолжение табл. 27

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1.1.1.2. Относительная ширина зубчатого венца	ψ_{bd}	$\psi_{bd}=\frac{b_w}{d_1}$. Для шевронных передач в числитель подставляют $0{,}5\,b_w$ (ширина полушеврона)
1.1.2. Коэффициент, учитывающий изгиб валов	K_f	$K_f^{T,O}=0{,}0175\psi_{bd}^2(\psi_{lb}+4)$ или по черт. 18
1.1.2.1. Относительная длина вала	ψ_{lb}	$\psi_{lb}=\frac{l_{w1}}{b_w}$
1.1.2.1.1. Расчетная длина вала шестерни	l_{w1}	Расстояние между опорами вала шестерни
1.1.3. Коэффициент, учитывающий расположение шестерни на валу	K_S	$K_S^{T,O}=\pm 0{,}16\psi_{bd}^{3{,}5}\psi_{lb}^2(|0{,}5-\psi_{Sl}|)^{0{,}75}$ или по черт. 19. Примечание. При $\psi_{Sl}>0{,}5$ знаки $(\pm)$, при $K_S^{T,O}$ следует изменить на противоположные $(\mp)$
1.1.3.1 Относительное расположение шестерни	ψ_{Sl}	$\psi_{Sl}=\frac{S_1}{l_{w1}}$
1.1.3.1.1. Расстояние шестерни до опоры вала	S_1	Расстояние от середины шестерни до середины опоры вала со стороны подвода вращающего момента
1.1.4. Коэффициент, учитывающий осадку подшипников	K_b	$K_b^{T,O}=\pm B\psi_{bd}^{0{,}75}(\psi_{Sl}-0{,}5)/(\psi_{lb}+1)^{1{,}5}$ или по черт. 20
1.1.4.1. Параметр типа подшипников	B	Подшипники: скольжения $B=0$, шариковые $B=5$; роликовые $B=16$

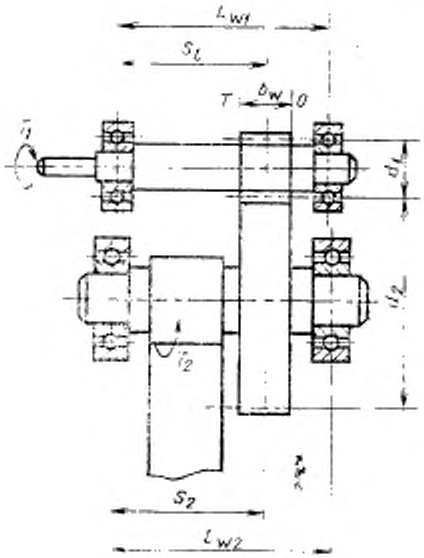
Продолжение табл. 27

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1.1.5. Коэффициент, учитывающий изгиб валов от влияния соседней передачи	K_{fc}	$K_{fc}^{T,O} = \pm A_c \cdot \psi_{bd}^{3,5} \cdot (\psi_{lb} - A_l)^2$ или по черт. 21. Примечание. При одностороннем приложении вращающих моментов знаки (±) при $K_{fc}^{T,O}$ следует изменить на противоположные (∓).
1.1.5.1. Параметры, схемы компоновки соседней передачи	A_c A_l	По черт. 16
1.1.6. Коэффициент, учитывающий осадку подшипников от влияния соседней передачи	K_{bc}	$K_{bc}^{T,O} = \pm A_b B \psi_{bd}^{0,7} (\psi_{lb} - 8)^2 10^{-4}$ или по черт. 22. Примечания: 1. При одностороннем приложении вращающих моментов знаки (±) при $K_{bc}^{T,O}$ следует изменить на противоположные (∓). 2. Параметр B по п. 1.1.4.1
1.1.6.1. Параметр схемы компоновки соседней передачи	A_b	По черт. 16
1.1.7. Коэффициент, учитывающий точность передачи	K_Q	$K_Q^{T,O} = 1{,}6 \cdot \psi_{bd}^{0,33} \cdot Q^2 / w_m$ или по черт. 23
1.1.7.1. Степень точности передачи по нормам контакта	Q	По ГОСТ 1643—81
1.1.7.2. Средняя удельная нагрузка	w_m	$w_m = \frac{F_t}{l_{\Sigma \min}}$

Продолжение табл. 27

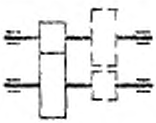
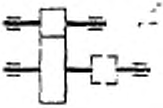
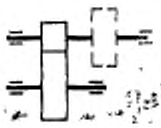
Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1.1.7.2.1. Минимальная длина контактных линий	$l_{2\min}$	$l_{2\min}=\frac{b_w}{Z_\varepsilon^2}$
1.1.3. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	K_w	$K_w=1-\frac{20}{(0{,}01H_{HV}+2)^2(v+4)^{0{,}25}}$ или по черт. 24
1.1.3.1. Твердость зубьев	H_{HV}	Твердость по Виккерсу активной поверхности зубьев менее твердого зубчатого колеса
2. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha}=1$. Примечание. Неравномерность распределения нагрузки между зубьями учтена в коэффициенте $K_{H\beta}$

Основные конструктивные параметры зубчатой передачи



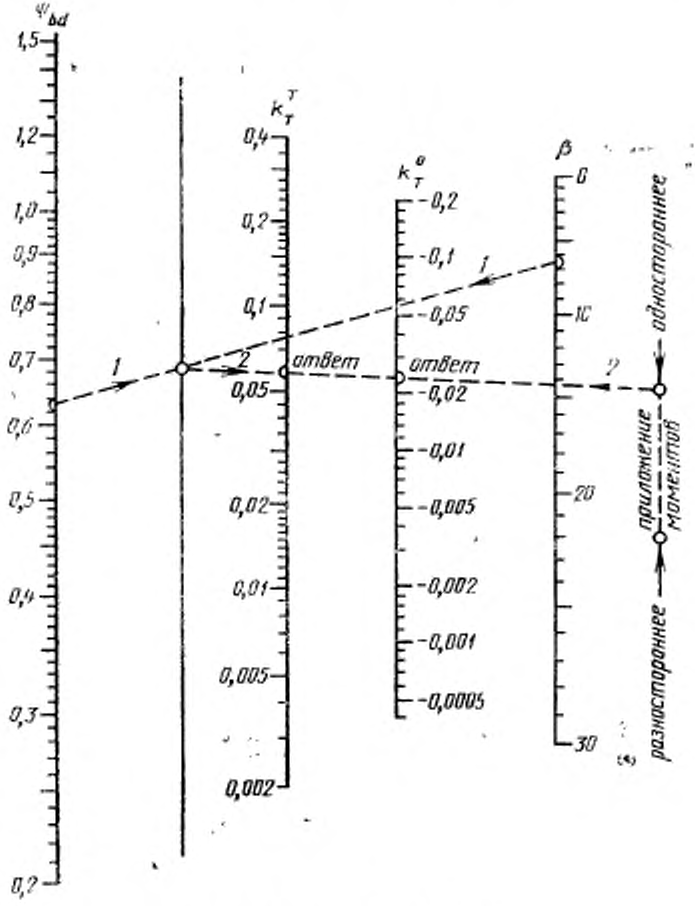
Черт. 15

Схемы и параметры компоновки соседней передачи

Номер схемы	Схема компоновки	Параметры компоновки			Ступень редуктора	Компоновка редуктора
		A_c	A_l	A_b		
1		0,024	0,2	3,0	Быстроходная	Развернутая
2		−0,017	6,0	7,5	Тихоходная	
		0,06	1,65	1,3	Промежуточная	
4		0	0	10,6	Быстроходная	Соосная
5		0,02	8,0	9,0	Тихоходная	

Черт. 16

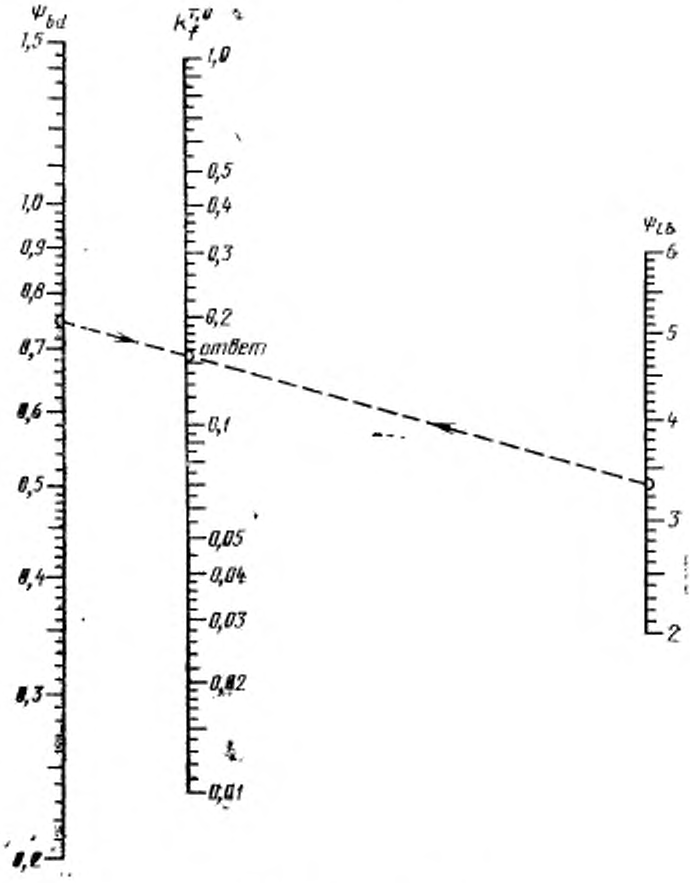
Номограмма коэффициента $K_T^{T,O}$ учета кручения колес и угла наклона зуба



$$K_T^{T,O} = (5 \pm A_T) \cdot 10^{-2}\ \psi_{bd}^2\ (1 - 0{,}02\beta)$$

Черт. 17

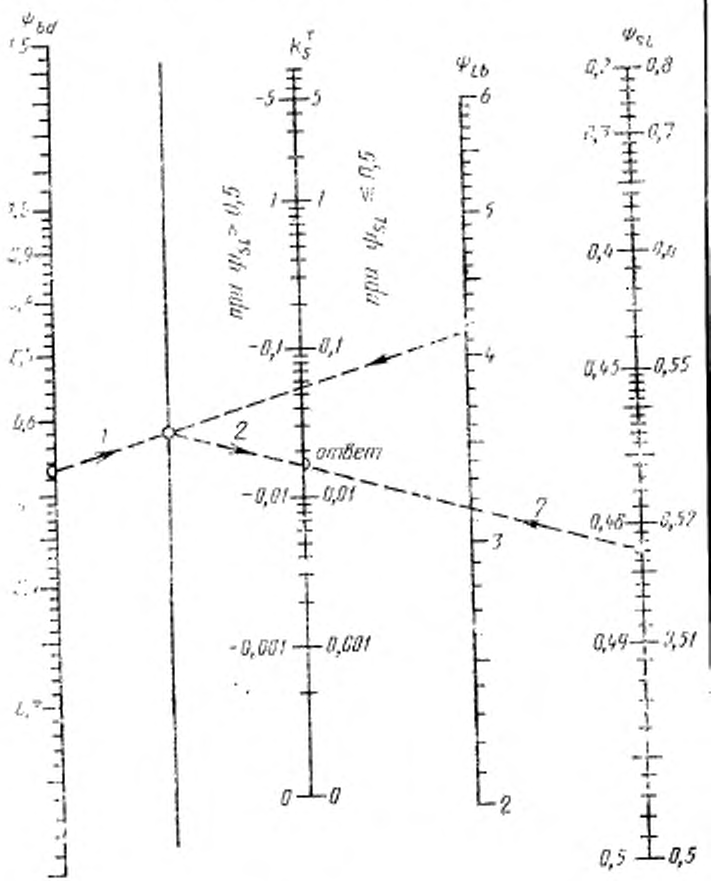
Номограмма коэффициента $K_f^{T,O}$ учета изгиба валов



$$K_f^{T,O}=0,0375\psi_{bd}^2\cdot(\psi_{Lb}+4)$$

Черт. 18

Номограмма коэффициента $k_S^{T,O}$ учета положения колес относительно опор

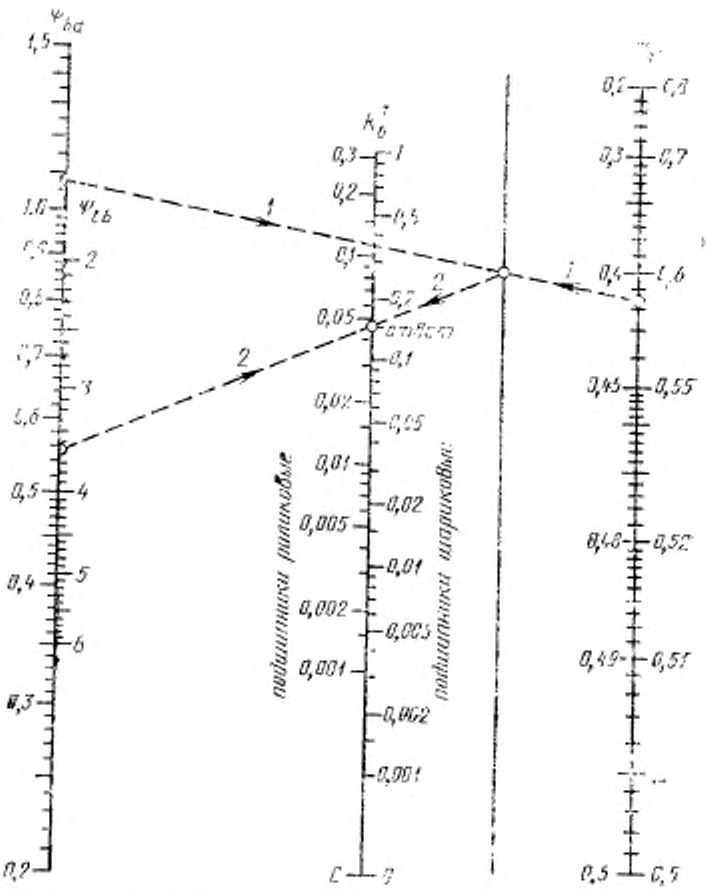


Примечание. $K_S^O = -K_S^T$.

$$K_s^{T,O} = \pm \text{sign}(0,5 - \psi_{St}) \cdot 0,16 \psi_{bd}^{3,3} \cdot \psi_{Lb}^2 \cdot (|0,5 - \psi_{St}|)^{0,75}$$

Черт. 19

Номограмма коэффициента k_b^{TO} учета подшипников



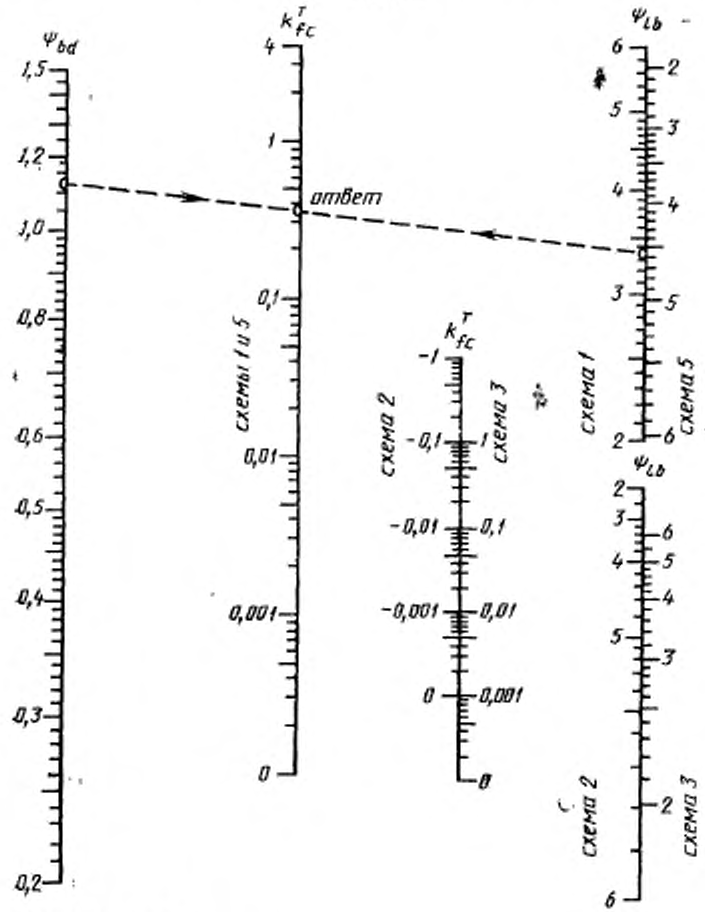
Примечания:

1. при $\psi_{SI} \leqslant 0{,}5$ $K_b^T < 0$
2. при $\psi_{SI} > 0{,}5$ $K_b^T > 0$
3. $K_b^O = -K_b^T$

$$K_b^{T,O} = \pm B \psi_{bd}^{0,75} \cdot (\psi_{SI} - 0{,}5) \cdot (\psi_{tb} - 1)^{-1,7}$$

Черт. 20

Номограмма коэффициента $k_{fc}^{T,O}$ учета изгиба валов от влияния соседней передачи



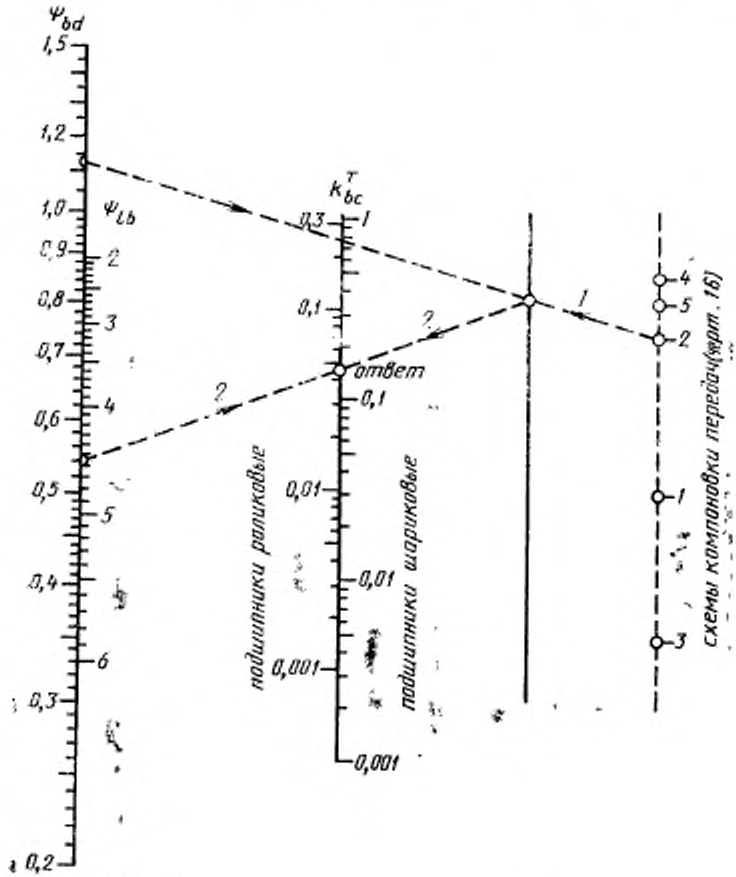
Примечания:

1. Номер схемы см. черт. 16.
2. Для схемы 4 $K_{fc}^{T,O}=0$
3. $K_{fc}^{O}=-K_{fc}^{T}$
4. При одностороннем положении моментов знаки следует при K_{fc} изменять на противоположные.

$$K_{fc}^{T,O}=\pm A_c\cdot\psi_{bd}^{3,5}\,(\psi_{Lb}-A_1)^2$$

Черт. 21

Номограмма коэффициента $k_{bc}^{T,O}$ учета осадки подшипников от компоновки соседней передачи



Примечания:

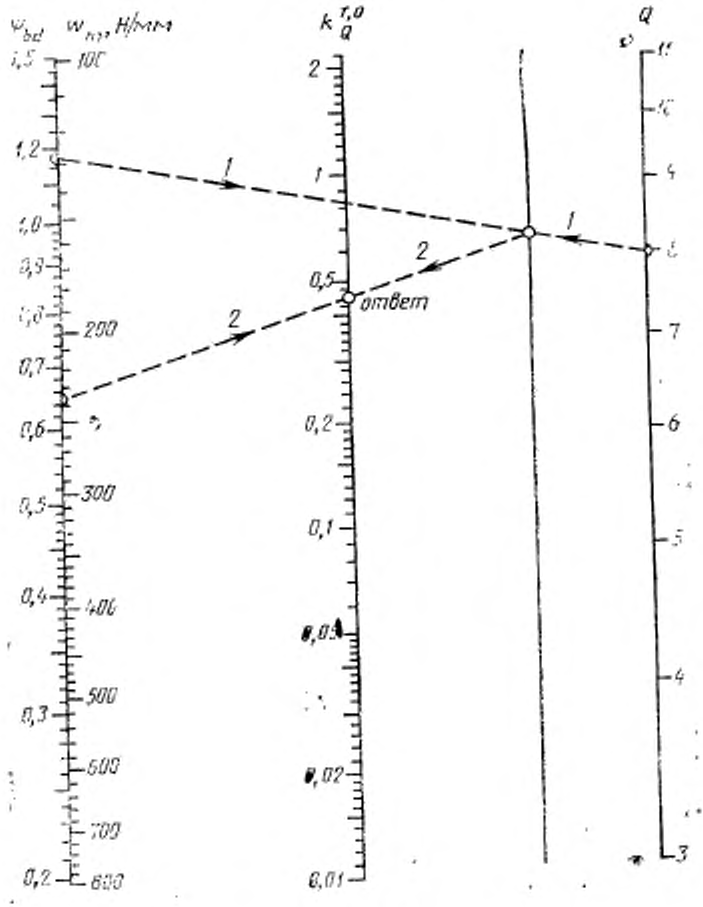
1. $K_{bc}^{O} = -K_{bc}^{T}$.

2. При одностороннем приложении моментов знаки K_{bc} следует изменить на противоположные.

$$K_{bc}^{T,O} = \pm A_b B \cdot \psi_{bd}^{0,7} \cdot (\psi_{Lb} - 8)^2 \cdot 10^{-4}$$

Черт. 22

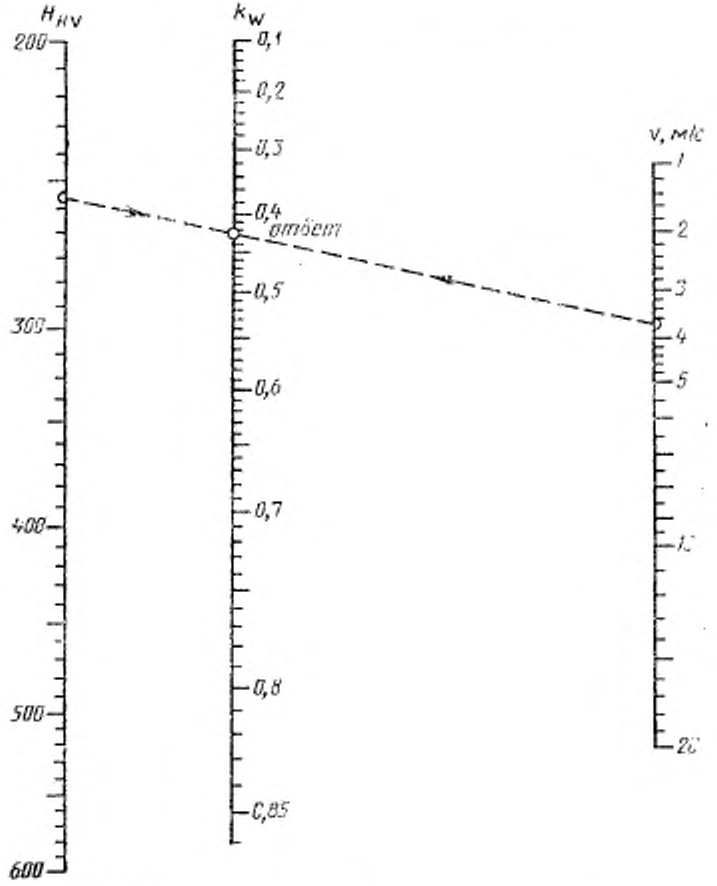
Номограмма коэффициента $k_Q^{T,O}$ учета точности передачи



$$K_Q^{T,O}=1,6\psi_{bd}^{0,33}\cdot Q^2\cdot w_n^{-1}$$

Черт. 23

Номограмма коэффициента приработки зубьев



Примечания:

1. При $H_{HV} > 600$ принять $H_{HV} = 600$.
2. При $v > 20$ м/с принять $v = 20$ м/с.

$$K_W = 1 - 20(0{,}01 \cdot H_{HV} + 2)^{-2} (v+4)^{-0{,}25}$$

Черт. 24

ПРИЛОЖЕНИЕ 7
Справочное

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ КОСОЗУБЫХ И ШЕВРОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Для косозубых и шевронных передач в качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} принимают условное допускаемое контактное напряжение, вычисляемое по формуле

$$\sigma_{HP}=\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}\left(\varepsilon_{\alpha 1}\delta_1\,\sigma^2_{HP1}+\varepsilon_{\alpha 2}\delta_{11}\,\sigma^2_{HP11}\right)}\ . \qquad (46)$$

Величины, входящие в формулу (46), определяют по табл. 28.

Примечание. Для передач без смещения значения $\varepsilon_{\alpha 1}\delta_1$ и $\varepsilon_{\alpha 2}\delta_2$ можно определять по графикам (черт. 25—27).

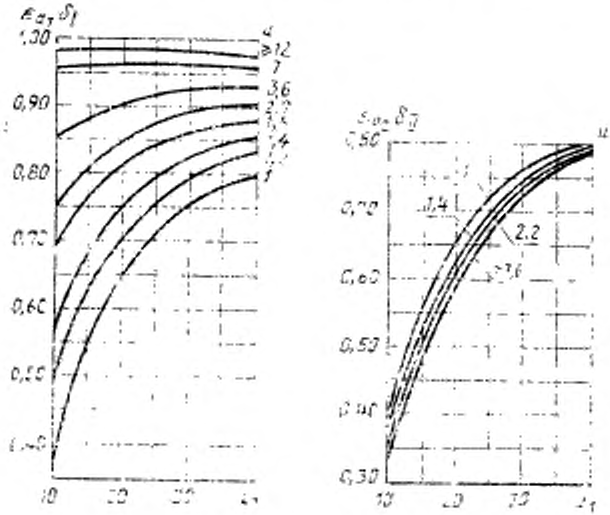
Таблица 28

Наименование параметра		Обозначение	Метод определения	
1. Коэффициент, учитывающий геометрические параметры зацепления, от которых зависит нагрузочная способность передачи в зоне I, где головки зубьев шестерни зацепляются с ножками зубьев колеса, и в зоне II, где головки зубьев колеса зацепляются с ножками зубьев шестерни		δ_1 δ_{11}	По номограмме (черт. 28) или формулам: $\delta_1=1+0{,}5K_1-0{,}5\frac{K_1}{u}-\frac{K_1^2}{3u}$; $\delta_{11}=1-0{,}5K_{11}+0{,}5\frac{K_{11}}{u}-\frac{K_{11}^2}{3u}$, где $K_1=\frac{2\varepsilon_{\alpha 1}\pi}{z_1\operatorname{tg}\alpha_{tw}}$, $K_{11}=K_1\cdot\frac{\varepsilon_{\alpha 2}}{\varepsilon_{\alpha 1}}$	
2. Допускаемое контактное напряжение, МПа	для зоны I	σ_{HP1}	Принимать меньшее из двух значений: $\mu_{K1}\sigma_{HP1}$ и σ_{HP2}	где σ_{HP1} и σ_{HP2} - допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса, определяемые по формуле, приведенной в п. 3.1.2.
	для зоны II	σ_{HP11}	Принимать меньшее из двух значений: σ_{HP1} и $\mu_{K2}\sigma_{HP2}$	

Продолжение табл. 28

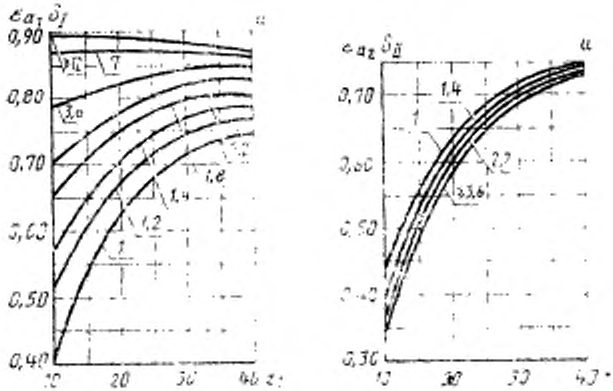
Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		Примечание. При $\sigma_{HPI} \neq \sigma_{HPII}$ значение вспомогательного параметра, представляющего собой отношение большего из двух значений σ_{HPI} и σ_{HPII} к меньшему, не должно превышать допустимого значения ψ_P. Для твердости $H_1 \leqslant 350$ HV и $H_2 \leqslant 350$ HV при $v < 15$ м/с, $\varphi_P = \sqrt{2{,}7 - 0{,}1v}$; при $v \geqslant 15$ м/с, $\varphi_P = 1{,}12$. Для твердости $H_1 > 350$ HV и $H_2 > 350$ HV при $v < 9$ м/с, $\varphi_P = \sqrt{1{,}9 - 0{,}1v}$, при $v \geqslant 9$ м/с, $\varphi_P = 1$. В противном случае большее из значений σ_{HPI} и σ_{HPII} принимают равным меньшему, умноженному на значение φ_P
2.1. Коэффициент увеличения допускаемого контактного напряжения для поверхностей головок зубьев шестерни и колеса относительно значения σ_{HP} для полюса	μ_R	$\mu_R = 1{,}6 \sqrt[4]{\frac{200}{H_{HB}}}$. При $H_{HB} < 200$ НВ принимают $\mu_R = 1{,}6$

График для определения значений $\varepsilon_{\alpha 1}\delta_{\mathrm{I}}$ и $\varepsilon_{\alpha 2}\delta_{\mathrm{II}}$ для косозубых передач без смещения при $\beta<15°$



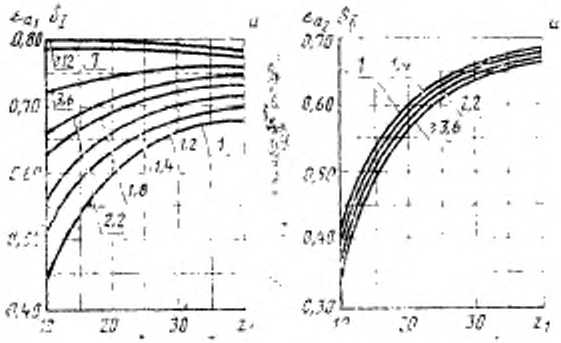
Черт. 25

График для определения значений $\varepsilon_{\alpha 1}\delta_I$ и $\varepsilon_{\alpha 2}\delta_{II}$ для косозубых передач без смещения при $15° < \beta < 27°$



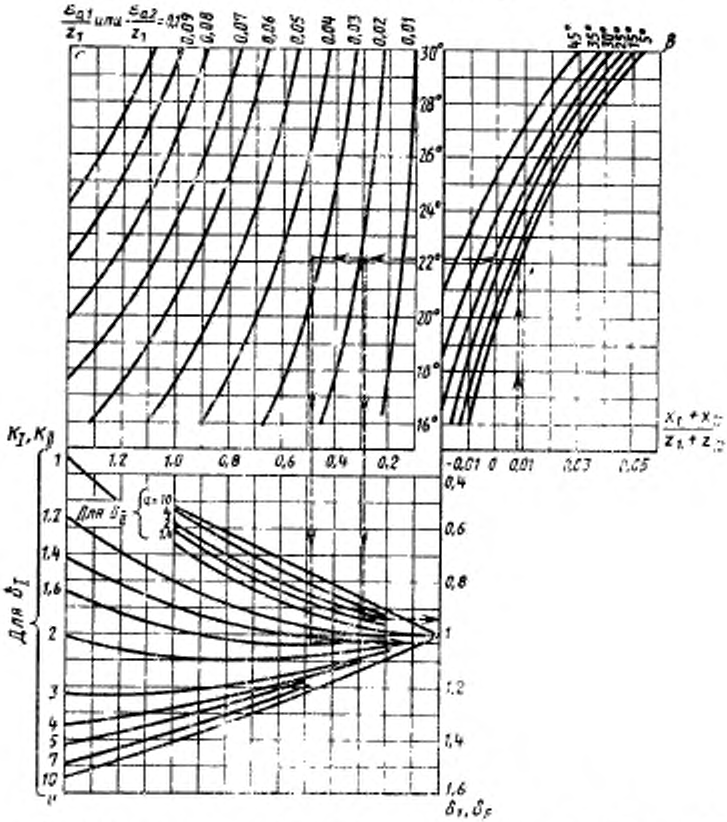
Черт. 26

График для определения значений $\varepsilon_{\alpha 1}\delta_I$ и $\varepsilon_{\alpha 2}\delta_{II}$ для косозубых передач без смещения при $27° < \beta < 35°$



Черт. 27

График для определения коэффициентов δ_I и δ_{II}



Пример. Дано: $z_1=30$, $z_2=45$, $x_1=0{,}5$, $x_2=0$, $\beta=10°$, $\varepsilon_{\alpha 1}=0{,}96$, $\varepsilon_{\alpha 2}=0{,}57$.

По графику определяем при $\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2}=0{,}0067$ $\alpha_{tw}=22{,}1°$.

Определяем $\frac{\varepsilon_{\alpha 1}}{z_1}=0{,}032$ и $\frac{\varepsilon_{\alpha 2}}{z_1}=0{,}019$.

Далее по графику определяем при $u=1{,}5$ и $\frac{\varepsilon_{\alpha 1}}{z_1}=0{,}032$

$\delta_I=1{,}03$ и при $u=1{,}5$ и $\frac{\varepsilon_{\alpha 2}}{z_1}=0{,}019$ $\delta_{II}=0{,}93$.

Черт. 28

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Рекомендуемое

РАСЧЕТ НА ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ ГЛУБИННОГО КОНТАКТНОГО РАЗРУШЕНИЯ

Расчет (отдельно для шестерни и колеса) производят для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес.

Примечание. Все твердости приводят в единицах HV.

1. Расчет на глубинную контактную выносливость

1.1. При сопоставлении расчетного контактного напряжения σ_H и предела глубинной контактной выносливости σ_{HKP} должно выполняться условие

$$\sigma_H \leqslant \frac{\sigma_{HKP}}{S_{HK}}. \qquad (47)$$

1.2. Допускаемые предельные глубинные напряжения определяют в зависимости от вида поверхностного упрочнения и зоны возможного повреждения.

1.2.1. Для азотированных зубчатых колес

$$\sigma_{HKP}=1{,}07A_{\varphi}\,\mu_T\,H_K\,Z_{LK} \qquad (48)$$

при условии, что распределение твердости $H(z)$ по толщине упрочненного слоя не хуже чем по следующей зависимости

$$H(z)=0{,}8(H_O-H_K)\left(\frac{z}{h_t}\right)^2-1{,}8(H_O-H_K)\left(\frac{z}{h_t}\right)+H_O. \qquad (49)$$

Величины, входящие в формулы (47) — (49), определяют по табл. 29.

Таблица 29

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Расчетное контактное напряжение, МПа	σ_H	По формуле (31)
2. Коэффициент запаса прочности по глубинным контактным напряжениям	S_{HK}	При отсутствии необходимых фактических статистических данных можно принять минимальный коэффициент запаса прочности $S_{HK\min}=1{,}4$
3. Глубина расположения зоны наибольших глубинных касательных напряжений	h_H	$h_H=1{,}52\sqrt{\frac{w_{Ht}}{E}}\,\rho_v$

Продолжение табл. 29

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
3.1 Удельная окружная сила при расчете на контактную выносливость	w_{Ht}	По табл. 6 п. 9
3.2. Приведенный радиус кривизны профилей	ρ_v	$\rho_v = \frac{0,17 d_1 u}{(u+1)\cos^2\beta}$
4. Коэффициент приведения глубинных касательных напряжений к предельным глубинным нормальным напряжениям	A_j	По графику, приведенному на черт. 29а, в зависимости от вспомогательного параметра $\varphi = \frac{h_t \cdot 10^4}{\rho_v H_K}$
5. Коэффициент, учитывающий возможность возникновения трещин не в сердцевине, а в упрочненном слое	ψ_T	По графику, приведенному на черт. 29б, в зависимости от отношения $\frac{H_O}{H_K}$ и вспомогательного параметра φ
6. Коэффициент, учитывающий число циклов напряжений рассчитываемого зубчатого колеса в расчетах на глубинные разрушения	Z_{LK}	$Z_{LK} = \sqrt[18]{\frac{N_{HK}}{N_{EK}}}$. При $N_{HK} < N_{EK}$ принимают $Z_{LK} = 1$
6.1. Базовое число циклов глубинных напряжений	N_{HK}	$N_{HK} = (0,0133 H_K - 1) \cdot 10^7$
6.2. Эквивалентное число циклов напряжений рассчитываемого зубчатого колеса при проверке на глубинные напряжения	N_{EK}	По приложению 3 п. 1. При расчете по методу эквивалентных моментов и напряжений вместо N_{EK} следует подставлять N_K

1.2.2. Для цементированных и нитроцементированных зубчатых колес при условии, что распределение твердости $H(z)$ по толщине упрочненного слоя не хуже чем по зависимости

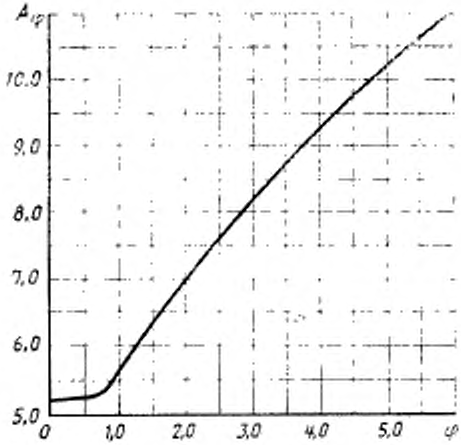
$$H(z) = \frac{H_O}{\left(\frac{H_O}{H_K} - 1\right)\left(\frac{z}{h_t}\right)^2 + 1}, \qquad (50)$$

Допускаемые предельные глубинные напряжения определяют в трех зонах возможного развития повреждения.

1.2.2.1. При $h_H > h_t$ опасная зона может располагаться только в сердцевине

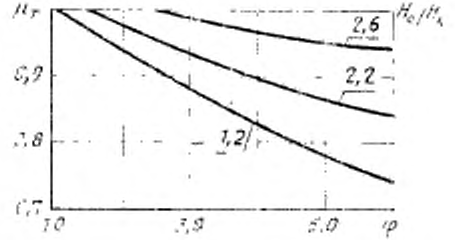
$$\sigma_{HKP} = 3{,}6H_K \,, \tag{51}$$

График для определения параметра A_φ



Черт. 29а

График для определения коэффициента μ_T



Черт. 29б

1.2.2.2. При $h_H \leqslant h_t$ опасная зона может располагаться либо в упрочненном слое

$$\sigma_{HKP}=3{,}6H_{eff}, \quad (52)$$

либо на границе слоя

$$\sigma_{HKP}=H_K\left[0{,}8\left(\frac{h_t}{h_H}\right)^2+2{,}8\right]. \quad (53)$$

1.3. Значения, входящие в формулы (51) — (53), находят из табл. 30.

Таблица 30

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Расчетное контактное напряжение	σ_H	По формуле (31)
2. Коэффициент запаса прочности по глубинной контактной выносливости	S_{HK}	При отсутствии необходимых фактических статистических данных можно принять минимальный коэффициент запаса прочности в соответствии с табл. 31
3. Глубина расположения зоны наибольших глубинных касательных напряжений	h_H	По табл. 29, п. 3
4. Эффективная толщина упрочненного слоя	h_{teff}	$h_{teff}=h_H \div 0{,}2$
5. Эффективная твердость упрочненного слоя	H_{eff}	$H_{eff}=\dfrac{H_0}{\left(\dfrac{H_0}{H_K}-1\right)\left(\dfrac{h_{teff}}{h_t}\right)^2+1}$. Примечание. Можно использовать фактическое значение твердости на глубине h_{teff}

Таблица 31

Сталь	Наличие автоматического регулирования химико-термического процесса	$S_{HK\min}$
1. Углеродистая	Есть	1,5
2. Малолегированная	Есть	1,4
	Нет	1,5

Таблица 31

Сталь	Наличие автоматического регулирования химико-термического процесса	$S_{HK\min}$
3. Безникелевая сталь и содержащая менее 1 % никеля (например марок 18ХГТ, 20Х, 25ХГТ, 20ХГР, 20ХГНР по ГОСТ 4543—71)	Есть Нет	1,3 1,4
4. Содержащая более 1 % никеля и хрома (например марок 15ХН3А, 20ХН3А, 12Х2Н4А, 18ХГН2МФБ, 20Х2Н4А по ГОСТ 4543—71)	Есть	1,2

2. Расчет на глубинную контактную прочность при действии максимальной нагрузки

При сопоставлении расчетного максимального напряжения $\sigma_{H\max}$ и допускаемого глубинного напряжения σ_{HKSt} должно выполняться условие

$$\frac{\sigma_{HK\,St}}{S_{HK\,St}} \geqslant \sigma_{H\max}. \qquad (54)$$

Допускаемые глубинные напряжения определяют в трех зонах возможного повреждения.

2.1. При $h_{HSt} > h_t$ опасная зона может располагаться только в сердцевине

$$\sigma_{HKSt} = 7{,}2H_K. \qquad (55)$$

2.2. При $h_{HSt} \leqslant h_t$ опасная зона может располагаться либо в упрочненном слое

$$\sigma_{HKSt} = 7{,}2H_{c\,l\,St}, \qquad (56)$$

либо на границе слоя; в этом случае σ_{HKSt} определяют либо по номограмме черт. 30 или из уравнения

$$\sigma^3_{HKSt} - D\sigma^2_{HKSt} - B = 0,$$

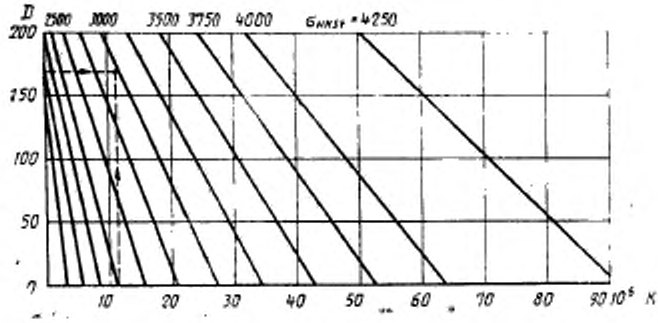
где $B = 1{,}6 \cdot 10^6 \cdot \dfrac{H_K \cdot h_t^2}{\rho_0}$; $\qquad D = 0{,}42H_K$.

Значения, входящие в формулы (54) — (56), определяют по табл. 32.

Таблица 32

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Наибольшее за заданный срок службы контактное напряжение, МПа	$\sigma_{H\max}$	По формуле п 3.2.1
2. Коэффициент запаса прочности по максимальным глубинным контактным напряжениям	S_{HKSt}	При отсутствии необходимых фактических статистических данных можно принять минимальный коэффициент запаса прочности $S_{HKSt\min}=1,1$
3. Глубина расположения зоны наибольших глубинных касательных напряжений при максимальной нагрузке	h_{HSt}	По табл. 29 п. 3 с заменой w_{Ht} на $\frac{w_{Ht}T_{\max}}{T_H}$
4. Эффективная твердость упрочненного слоя при расчетах на максимальную нагрузку	H_{effSt}	$H_{effSt}=\frac{H_O}{\left(\frac{H_O}{H_K}-1\right)\left(\frac{h_{HSt}+0,2}{h_t}\right)^2+1}$

Номограмма для определения предельных глубинных контактных напряжений σ_{KSt} при действии максимальной нагрузки



$$\sigma^3_{KSt} - D\sigma^2_{KSt} - K = 0$$

Пример. Дано: H_K=400 нv, h_t=2 мм, ρ_p=15 мм.

Определяем $K = 1{,}6 \cdot 10^6 \frac{H_K h_t^2}{\rho_a^2}$; $D = 0{,}42 H_K$;

$K = 11{,}2 \cdot 10^4$; $D = 168$; $\sigma_{KSt} = 2960$ МПа

Черт. 30

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Справочное

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Расчет производится для двух случаев зацепления отдельно для зубьев шестерни и колеса.

Первый случай соответствует двухпарному зацеплению (Y_ε =0,5), когда часть полной нагрузки $0{,}5 F_{tF} K_{F\alpha}$ приложена к вершине зуба a.

Второй случай соответствует однопарному зацеплению, когда полная нагрузка $F_{tF}(Y_\varepsilon = 1,\ K_{F\alpha} = 1)$ приложена к верхней граничной точке u.

Определяют произведения $0{,}5 Y_{FSa} F_{tF} K_{F\alpha}$ и $Y_{FSu} F_{tF}$, соответствующие этим двум моментам зацепления. При

$$0{,}5 Y_{FSa} F_{tF} K_{F\alpha} > Y_{FSu} F_{tF}$$

расчетные напряжения σ_{F1} и σ_{F2} рассчитывают для первого случая зацепления (табл. 33), при обратном соотношении — для второго случая зацепления (табл. 34).

Таблица 33

Значения параметров при приложении нагрузки к вершине зуба

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha 1}$	$K_{F\alpha 1}=\frac{2c'_a}{c'_a+c'_v}\left(1+\frac{0{,}78b_w\cos\alpha_{tw}c'_v}{F_{tF}K_AK_{Hv}K_{H\beta}}\sqrt{f^2_{pb1}+f^2_{pb2}}\right)$ В первом приближении можно принимать $K_{F\alpha 1}=0{,}932+0{,}11\frac{\sqrt{f^2_{pb1}+f^2_{pb2}}}{\frac{F_{tF}}{b_w}}$
1.1. Удельная нормальная жесткость пары зубьев при контакте вершины зуба шестерни, Н/(мм·мкм),	c'_a	$\frac{1}{c'_a}=\frac{1}{c_a}+\frac{1}{c_p}$,
то же, для пары зубьев, отстоящей от первой на расстоянии шага зацепления, Н/(мм·мкм)	c'_v	$\frac{1}{c'_v}=\frac{1}{c_v}+\frac{1}{c_a}$
1.1.1. Удельная нормальная жесткость зуба шестерни при контакте его вершины, Н/(мм·мкм),	c_a	Для зубьев с исходным контуром по ГОСТ 13755—81 определяют из формулы
то же, для сопряженного зуба колеса;	c_p	$\frac{1}{c}=10^{-2}\cdot(9{,}671-7{,}521x+$ $+1{,}626x^2-0{,}041x^3-3{,}878\xi+$ $+4{,}662x\xi-0{,}457x^2\xi+1{,}557\xi^2-$ $-0{,}734x\xi^2-0{,}224\xi^3-3{,}440h_m+$ $+2{,}674xh_m-0{,}515x^2h_m-$ $-2{,}180\xi h_m-0{,}737x\xi h_m+$ $+0{,}338\xi^2h_m+2{,}042h^2_m-0{,}298xh^2_m+$ $+0{,}529\xi h^2_m-0{,}573h^3_m)$
удельная нормальная жесткость зуба шестерни при контакте в его нижней граничной точке, Н/(мм·мкм),	c_v	
то же, для сопряженного зуба колеса	c_a	

Продолжение табл. 33

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
		для зубьев с модификацией ножек при $c^*=0{,}4$, $P_{ro}=0{,}05m$ и $h_a^*=1$ определяют из формулы $\frac{1}{c}=10^{-2}\cdot(12{,}280-6{,}077x+$ $+0{,}886x^2-0{,}033x^3-4{,}489\xi+$ $+3{,}800x\xi-0{,}214x^2\xi+1{,}113\xi^2-$ $-0{,}599x\xi^2-0{,}079\xi^3-10{,}207h_m+$ $+1{,}536xh_m-0{,}242x^2h_m+1{,}250\xi h_m-$ $-0{,}516x\xi h_m-0{,}138\xi^2h_m+4{,}389h_m^2-$ $-0{,}008xh_m^2-0{,}155\xi h_m^2-0{,}807h_m^3)$; в этих формулах $\xi=\lg z$. При расчете c_a в формулы подставляют величины $z=z_1,\ x=x_1,\ h_m=h_{ma1}=0$; при расчете c_ρ— $z=z_2,\ x=x_2,\ h_m=h_{m\rho2}$; при расчете c_v— $z=z_1,\ x=x_1,\ h_m=h_{mv1}$; при расчете c_a— $z=z_2,\ x=x_2,\ h_m=h_{ma2}$
1.1.1.1. Расстояние в долях модуля, измеренное по радиусу зубчатого колеса от вершины зуба до контактной линии	h_m	$h_{ma1}=0$, $h_{m\rho2}=\left(\frac{1}{\cos\alpha_{a2}}-\frac{1}{\cos\alpha_{\rho2}}\right)\frac{d_{b2}}{2m}$, $h_{mv1}=\left(\frac{1}{\cos\alpha_{a1}}-\frac{1}{\cos\alpha_{v1}}\right)\frac{d_{b1}}{2m}$, $h_{ma2}=\left(\frac{1}{\cos\alpha_{a2}}-\frac{1}{\cos\alpha_{a2}}\right)\frac{d_{f2}}{2m}$
1.1.1.1.1. Углы профиля: для вершины зуба шестерни	α_{a1}	$\alpha_{a1}=\arccos\left(\frac{d_{b1}}{d_{a1}}\right)$
для вершины зуба колеса	α_{a2}	$\alpha_{a2}=\arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}}\right)$

Продолжение табл. 33

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
для нижней активной точки профиля зуба колеса	α_{p2}	$\alpha_{p2}=\operatorname{arctg}\left[\operatorname{tg}\alpha_{tw}-\frac{z_1}{z_2}(\operatorname{tg}\alpha_{a1}-\operatorname{tg}\alpha_{tw})\right]$
для нижней граничной точки однопарного зацепления зуба шестерни	α_{v1}	$\alpha_{v1}=\operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\alpha_{a1}-\frac{2\pi}{z_1}\right)$
для верхней граничной точки однопарного зацепления зуба колеса	α_{v2}	$\alpha_{v2}=\operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\alpha_{p2}+\frac{2\pi}{z_2}\right)$
2. Коэффициент формы зуба при приложении нагрузки к вершине зуба шестерни	Y_{FSa1}	По приложению 1 табл. 13, п. 6 или формулам: для зубьев с исходным контуром по ГОСТ 13755—81 $Y_{FS}=7{,}103-5{,}683x+0{,}687x^2-0{,}100x^3-3{,}737\xi_\beta+4{,}461x\xi_\beta-0{,}278x^2\xi_\beta+1{,}221\xi_\beta^2-0{,}862x\xi_\beta^2-0{,}115\xi_\beta^3-1{,}163h_m+0{,}497xh_m-0{,}012x^2h_m-0{,}5796h_m-0{,}161x\xi_\beta h_m+0{,}170\xi_\beta^2h_m+0{,}192h_m^2-0{,}078xh_m^2-0{,}127\xi_\beta h_m^2+0{,}221h_m^3$; для зубьев с модификацией ножек при $c^*=0{,}4$, $P_{ro}=0{,}05m$ и $h_a^*=1$ $Y_{FS}=9{,}003-4{,}814x+0{,}285x^2-0{,}051x^3-5{,}908\xi_\beta+3{,}646x\xi_\beta-0{,}097x^2\xi_\beta+2{,}231\xi_\beta^2-0{,}687x\xi_\beta^2-0{,}282\xi_\beta^3-1{,}657h_m+0{,}412xh_m-0{,}005x^2h_m-0{,}182\xi_\beta h_m-0{,}137x\xi_\beta h_m+0{,}079\xi_\beta^2h_m+0{,}222h_m^2-0{,}041xh_m^2-0{,}125\xi_\beta h_m^2+0{,}162h_m^3$ при $z=z_1$, $x=x_1$, $h_m=h_{ma1}=0$. В этих формулах $\xi=\lg z$

Примечание. При расчете зуба колеса везде слово «шестерня» заменить на «колесо», а «колесо» на «шестерня» и соответственно индекс 1 на 2 и 2 на 1.

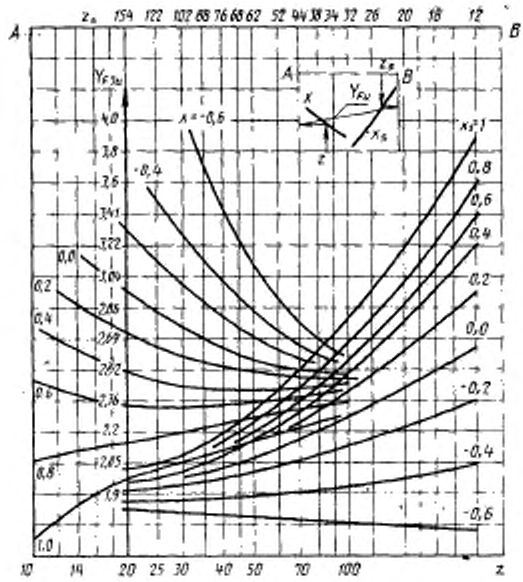
Таблица 34

Значения параметров при расчете однопарного зацепления

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha 1}$	$K_{F\alpha 1}=1$
2. Коэффициент формы зубьев при приложении нагрузки в верхней граничной точке однопарного зацепления шестерни	Y_{FSa1}	По табл. 33, п. 3 при $z=z_1$, $x=x_1$, $h_m=h_{ma1}$ или номограмме на черт. 31
2.1. Расстояние в долях модуля, измеренное по радиусу шестерни от вершины зуба до контактной линии	h_{ma1}	$h_{ma1}=\left(\frac{1}{\cos\alpha_{a1}}-\frac{1}{\cos\alpha_{at1}}\right)\frac{d_{b1}}{2m}$
2.1.1. Угол профиля для верхней граничной точки однопарного зацепления зуба шестерни	α_{a1}	$\alpha_{a1}=\operatorname{arctg}\left[\operatorname{tg}\alpha_{wt}-\frac{z_2}{z_1}(\operatorname{tg}\alpha_{at2}-\operatorname{tg}\alpha_{wt})+\frac{2\pi}{z_1}\right]$

Примечание. При расчете зуба колеса везде слово «шестерня» заменить на «колесо» и заменить индекс 1 на 2 и 2 на 1.

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, при приложении нагрузки в верхней граничной точке Y_{FSa}



z и x — параметры рассчитываемого зубчатого колеса; z_S и x_S — параметры сопряженного зубчатого колеса

Черт. 31

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Справочное

ТИПОВЫЕ И ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ

1 Типовой режим нагрузки может быть определен путем сравнения реальной циклограммы с типовыми (черт. 32) или эквивалентными режимами нагружения (черт. 33), для чего строят упорядоченный убывающий график реальной нагрузки в относительных координатах

$$\frac{T}{T_{max}} \text{ и } \frac{N_c}{N_\Sigma},$$

где T_{max} и N_Σ — максимальное значение вращающего момента и суммарное число циклов нагружения зуба рассчитываемого зубчатого колеса, T — значение вращающего момента при числе циклов N_c.

2. В качестве типовых режимов нагружения, полученных на основе статистической обработки реальных режимов нагружения множества машин, приняты:

2.1. Тяжелый режим — интегральная функция β-распределения

$$\Phi(\nu_i)=\frac{1}{B(a,b)}\int_0^{\nu_i}\nu_i^{a-1}(1-\nu_i)^{b-1}d\nu_i \qquad (57)$$

с параметрами $a=6{,}8$, $b=2$, $\nu_{cp}=0{,}77$.

2.2. Средний — равновероятный, интегральная функция равновероятного распределения

$$\Phi(\nu_i)=\int_0^{\nu_i}d\nu_i \qquad (58)$$

с параметром $\nu_{cp}=0{,}5$.

2.3. Средний — нормальный, интегральная функция нормального распределения

$$\Phi(\nu_i)=\frac{1}{s\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{\nu_i}e^{-\frac{(\nu_i-\nu_{cp})^2}{2s^2}}d\nu_i \qquad (59)$$

с параметрами $\nu_{cp}=0{,}5$, $s=0{,}19$.

2.4. Легкий — интегральная функция β-распределения (57) с параметрами $a=2{,}2$, $b=3{,}0$, $\nu_{cp}=0{,}42$.

2.5. Особо легкий — интегральная функция β-распределения (57) с параметрами $a=1{,}8$, $b=4{,}0$, $\nu_{cp}=0{,}31$.

В формулах (57) — (59)

$$\nu_i=\frac{T_i}{T_{max}}, \qquad \nu_{cp}=\frac{T_{cp}}{T_{max}},$$

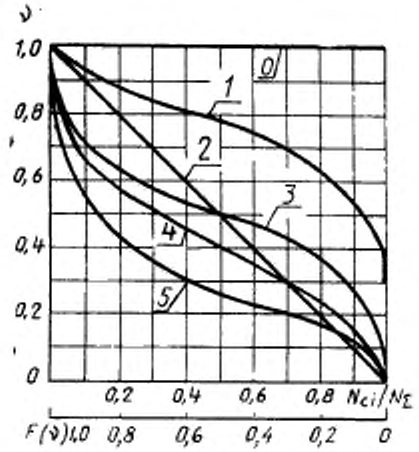
где T_{cp} — среднее значение нагрузки, представляющее собой высоту прямоугольника, площадь которого равна площади под циклограммой нагружения.

3 Эквивалентные числа циклов определяют по следующим формулам:

3.1. В расчете на контактную выносливость

$$N_{HE}=\mu_H N_\Sigma, \qquad (60)$$

Типовые режимы нагружения



1—тяжелый режим нагружения; *2*—средний равновероятный режим нагружения; *3*—средний нормальный режим нагружения; *4*—легкий режим нагружения; *5*—особолегкий режим нагружения

Черт. 32

3.2. В расчете на выносливость при изгибе

$$N_{FE}=\mu_F N_\Sigma \ . \qquad (61)$$

Значения коэффициентов μ_H и μ_F в формулах (60) — (61), характеризующих интенсивность типовых режимов нагружения, принимают по табл. 35, где $q_F=6$ или 9 в зависимости от способа упрочнения зубьев (табл. 13, п. 11).

Таблица 35

Номер типа режима по черт. 32	Режимы нагружения	μ_H	Значения μ_F при	
			$q_F=6$	$q_F=9$
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004

4. Эквивалентные моменты определяют по следующим формулам:

4.1. В расчете на контактную выносливость

$$T_{HE}=\mu_H T_{max};$$

4.2. В расчете на выносливость при изгибе

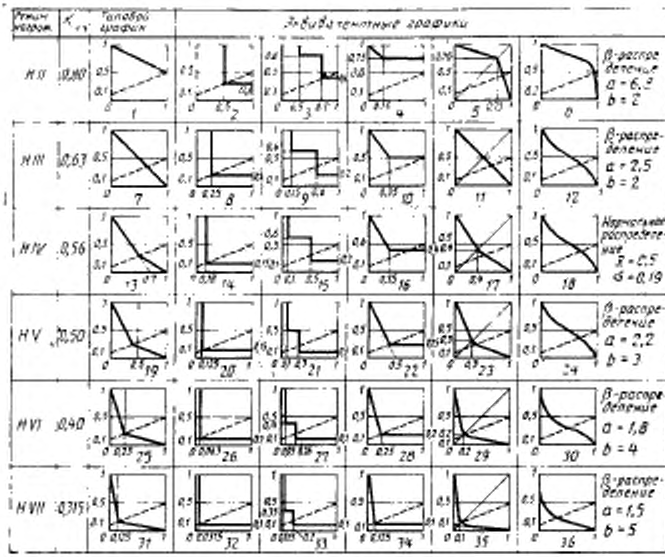
$$T_{FE}=\mu_F T_{max}.$$

Значения коэффициентов μ_H и μ_F принимают по табл. 36, где $q_F=6$ или 9 в зависимости от способа упрочнения зубьев (табл. 13, п. 11).

Таблица 36

Номер типа режима по черт. 32	Типовые режимы	μ_H	Значения μ_F при	
			$q_F=6$	$q_F=9$
1	Тяжелый	0,80	0,82	0,84
2	Средний равновероятный	0,63	0,72	0,77
3	Средний нормальный	0,56	0,63	0,69
4	Легкий	0,50	0,58	0,63
5	Особо легкий	0,40	0,48	0,54

Типовые и эквивалентные графики



Черт. 33

Примечание. На графиках 6, 12, 24, 30 и 36 a и b — параметры β-распределения; на графике 18 x — математическое ожидание; σ — дисперсия нормального распределения.

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

1. Исходные параметры приведены в табл. 37.
2. Определение геометрических и кинематических параметров, используемых в расчетах на прочность, приведено в табл. 38.
3. Пример расчета на контактную выносливость приведен в табл. 39.
4. Пример расчета на выносливость при изгибе приведен в табл. 40.

Таблица 37

Исходные параметры

Наименование параметра		Обозначение	Значение
1. Число зубьев	шестерни	z_1	32
	колеса	z_2	64
2. Нормальный модуль, мм		m	5
3. Ширина венца	шестерни	b_1	60
	колеса	b_2	60
4. Коэффициент смещения	шестерни	x_1	0
	колеса	x_2	0
5. Угол наклона		β	16°15′
6. Наличие модификации головки зуба		—	Нет
7. Степень точности передачи по ГОСТ 1643—81		—	7
8. Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789—73, мкм		Ra	2,0
9. Циклограмма нагружения		—	Постоянная нагрузка T_1=1970 Н·м
10. Частота вращения ведущего зубчатого колеса, мин$^{-1}$		n_1	1500

Продолжение табл. 37

Наименование параметра		Обозначение	Значение
11. Требуемый ресурс, ч		L_h	1000
12. Отклонение положения контактных линий вследствие упругой деформации и зазора в подшипниках, мкм		f_{kE}	0
13. Марка стали	шестерни	—	25ХГМ
	колеса	»	40Х
14. Способ упрочняющей обработки	шестерни	—	Нитроцементация хромомарганцевой стали с молибденом с закалкой с нитроцементационного нагрева
	колеса	—	Закалка при нагреве ТВЧ, закаленный слой повторяет очертания впадины
15. Толщина упрочненного слоя, мм	шестерни	h_{t1}	0,8...1,1
	колеса	h_{t2}	—
16. Твердость поверхности зуба (средняя)	шестерни	H_{O1}	58 HRC$_э$
	колеса	H_{O2}	50 HRC$_э$
17. Твердость сердцевины зуба (средняя)	шестерни	H_{K1}	300 HV
	колеса	H_{K2}	300 HV
18. Предел текучести материала, МПа	шестерни	σ_{T1}	1000
	колеса	σ_{T2}	900

Таблица 38

Определение геометрических и кинематических параметров, используемых в расчете на прочность

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
1. Делительный угол профиля в торцовом сечении	α_t	Табл. 20, п. 1.1	$\alpha_t = \text{arctg}\,\frac{\text{tg}\,20^\circ}{\cos\beta} = \text{arctg}\,\frac{0{,}364}{0{,}96} = 20{,}76^\circ$
2. Угол зацепления	α_{tw}	Табл. 20, п. 1.2	$\text{inv}\,\alpha_{tw} = \frac{2(x_1+x_2)\text{tg}\,20^\circ}{z_1+z_2} + \text{inv}\,\alpha_t$, так как $x_1+x_2=0$, то $\alpha_{tw}=\alpha_t=20{,}76^\circ$
3. Межосевое расстояние, мм	a_w	Табл. 20, п. 1	$a_w = \frac{(z_1+z_2)m}{2\cos\beta}\cdot\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}} = \frac{(32+64)\cdot 5}{2\cdot 0{,}96}\cdot\frac{0{,}935}{0{,}935} = 250$
4. Делительные диаметры, мм	d	Табл. 20, п. 3	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta} = \frac{5\cdot 32}{0{,}96} = 166{,}667$, $d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta} = \frac{5\cdot 64}{0{,}95} = 333{,}334$
5. Диаметры вершин зубьев, мм	d_a	Табл. 20, п. 5	$d_{a1}=d_1+2m(1+x_1) = 166{,}667+2\cdot 5=176{,}667$, $d_{a2}=d_2+2m(1+x_2) = 333{,}334+2\cdot 5=343{,}334$
6. Основные диаметры, мм	d_b	Табл. 20, п. 4	$d_{b1}=d_1\cos\alpha_t = 166{,}667\cdot 0{,}935 = 155{,}834$, $d_{b2}=d_2\cos\alpha_t = 333{,}334\cdot 0{,}935 = 311{,}666$
7. Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин	α_a	Табл. 20, п. 6.1	$\alpha_{a1} = \arccos\frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos\frac{155{,}834}{176{,}667} = 29{,}11^\circ$,

Продолжение табл. 38

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
			$\alpha_{at2}=\arccos\frac{d_{b2}}{d_{a2}}=$ $=\arccos\frac{311,666}{343,334}=24,80°$
8. Составляющие коэффициента торцового перекрытия	$\varepsilon_{\alpha 1}$	Табл. 20, п. 6.1	$\varepsilon_{\alpha 1}=\frac{z_1(\operatorname{tg}\alpha_{at1}-\operatorname{tg}\alpha_{tw})}{2\pi}=$ $=\frac{32\cdot(0,534-0,379)}{2\pi}=0,790$
	$\varepsilon_{\alpha 2}$		$\varepsilon_{\alpha 2}=\frac{z_2(\operatorname{tg}\alpha_{at2}-\operatorname{tg}\alpha_{tw})}{2\pi}=$ $=\frac{64\cdot(0,462-0,379)}{2\pi}=0,846$
9. Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	Табл. 20, п. 6	$\varepsilon_\alpha=\varepsilon_{\alpha 1}+\varepsilon_{\alpha 2}=0,790+0,846=$ $=1,64$
10. Осевой шаг	p_x	Табл. 20, п. 7.1	$p_x=\frac{\pi m}{\sin\beta}=\frac{\pi\cdot 5}{0,280}=56,13$
11. Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	Табл. 20, п. 7	$\varepsilon_\beta=\frac{b_w}{p_x}=\frac{60}{56,13}=1,07$
12. Суммарный коэффициент перекрытия	ε_γ	Табл. 20, п. 8	$\varepsilon_\gamma=\varepsilon_\alpha+\varepsilon_\beta=1,64+1,07=2,71$
13. Основной угол наклона	β_b	Табл. 20, п. 9	$\beta_b=\arcsin(\sin\beta\cos 20°)=$ $=\arcsin(0,280\cdot 0,94)=15,25°$
14. Эквивалентные числа зубьев	z_v	Табл. 20, п. 10	$z_{v1}=\frac{z_1}{\cos^3\beta}=\frac{32}{0,885}=36,2$ $z_{v2}=\frac{z_2}{\cos^3\beta}=\frac{64}{0,885}=72,4$
15. Окружная скорость, м/с	v	Табл. 20, п. 10	$v=\frac{\pi d_1 n_1}{60000}=\frac{\pi\cdot 166,7\cdot 1500}{60000}=13,1$

Таблица 39

Расчет на контактную выносливость

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
1. Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес	Z_E	Табл. 6, п. 1	Для стальных зубчатых колес $Z_E=190$
2. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления	Z_H	Табл. 6, п. 2	$Z_H=\frac{1}{\cos\alpha_{t\omega}}\sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_{t\omega}}}=\frac{1}{0,935}\sqrt{\frac{2\cdot0,965}{0,379}}=2,41$
3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Z_ε	Табл. 6, п. 3	$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}=\sqrt{\frac{1}{1,64}}=0,781$
4. Окружная сила, Н	F_{Ht}	Табл. 6, п. 4	$F_{Ht}=\frac{2000\cdot1970}{166,7}=25635$
5. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	Табл. 6, п. 5	Поскольку в циклограмме учтены внешние нагрузки, принято $K_A=1$
6. Проверка на резонансную зону	—	Табл. 6, п. 6	$\frac{vz_1}{1000}=\frac{13,1\cdot32}{1000}=0,42<1$, Это свидетельствует, что резонансная зона далеко и расчет можно проводить по основной формуле
7. Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку	δ_H	Табл. 8	При твердости $H_1>350$ HV и $H_2>350$ HV для косых зубьев $\delta_H=0,004$

Продолжение табл. 39

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
8. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	Табл. 9	Для 7-й степени точности по нормам плавности при модуле $m=5$ $g_0=53$
9. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	Табл. 6, п. 6.1	$w_{Hv}=b_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}=$ $=0{,}004 \cdot 53 \cdot 13{,}1 \cdot \sqrt{\frac{250}{2}}=31{,}0$
10. Динамическая добавка	ν_H	Табл. 6, п. 6	$\nu_H=\frac{w_{Hv} b_w d_1}{2000 \cdot T_{1H} K_A}=$ $=\frac{31{,}0 \cdot 60 \cdot 166{,}7}{2000 \cdot 1970 \cdot 1}=0{,}08$
11. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	K_{Hv}	Табл. 6, п. 6	$K_{Hv}=1+\nu_H=1+0{,}08=1{,}08$
12. Допуск на погрешность направления зуба, мкм	F_β	Табл. 5, п. 7.1	По ГОСТ 1643—81 для 7-й степени точности по нормам контакта при ширине зубчатого венца $b_1=60$, $F_\beta=16$
13. Отклонение положения контактных линий вследствие погрешностей изготовления, мкм	f_{kZ}	Табл. 6, п. 7.1.1.1	$f_{kZ}=0{,}5 \cdot F_\beta=0{,}5 \cdot 16=8$
14. Фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи, мкм	f^0_{kV}	Табл. 6, п. 7.1.1	$f^0_{kV}=f_{kE}+f_{kZ}=0+8=8$

Продолжение табл. 39

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
15. Удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/(мм·мкм)	c'	Табл. 6, п. 7.1.2	При $x_1=0$ и $x_2=0$ $\frac{1}{c'}=0{,}05139+\frac{0{,}1425}{z_{v1}}+$ $+\frac{0{,}1860}{z_{v2}}=0{,}05139+\frac{0{,}1425}{36{,}2}+$ $+\frac{0{,}1860}{72{,}4}=0{,}0578,$ $c'=17{,}3$
16. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в начальный период работы передачи	$K^0_{H\beta}$	Табл. 6, п. 7.1	$K^0_{H\beta}=1+\frac{0{,}4f^0_{k\gamma}b_w c'\cos\alpha_t}{F_{Ht}Z_\varepsilon^2 K_A K_{Hv}}=$ $=1+\frac{0{,}4\cdot 8\cdot 60\cdot 17{,}3\cdot 0{,}935}{25635\cdot 0{,}781^2\cdot 1\cdot 1{,}08}=$ $=1{,}18$
17. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	K_{Hw}	Табл. 6, п. 7.2	$K_{Hw}=1-\frac{20}{(0{,}01\cdot H_{Hv}+2)^2\cdot(v+4)^{0{,}25}}=$ $=1-\frac{20}{(0{,}01\cdot 510+2)^2\cdot(13{,}1+4)^{0{,}25}}=$ $=0{,}804$
18. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	Табл. 6, п. 7	$K_{H\beta}=1+(K^0_{H\beta}-1)\cdot K_{Hw}=$ $=1+(1{,}18-1)\cdot 0{,}804=1{,}14$
19. Средняя удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес, Н/(мм·мкм)	c_γ	Табл. 6, п. 8.1	$c_\gamma=c'\cdot(0{,}75\varepsilon_\alpha+0{,}25)=$ $=17{,}3\cdot(0{,}75\cdot 1{,}64+0{,}25)=25{,}6$

Продолжение табл. 39

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
20. Предельные отклонения шага зацепления, мкм	f_{pb}	Табл. 6, п. 8.1	По ГОСТ 1643—81 для 7-й степени точности по нормам плавности при модуле $m=5$ и соответствующих делительных диаметрах $d_1=166{,}7$ и $d_2=333{,}3$, $f_{pb1}=19$ и $f_{pb2}=19$
21. Предел контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H\lim 2}$	Табл. 12	$\sigma_{H\lim 2}=17\cdot H_{HRC_э}+200=$ $=17\cdot 50+200=1050$
22. Уменьшение погрешности шага зацепления в результате приработки, мкм	y_α	Табл. 10	$y_{\alpha 1}=0{,}075\cdot 19=1{,}4$, $y_{\alpha 2}=\frac{160}{\sigma_{H\lim}}\cdot f_{pb}=\frac{160}{1050}\cdot 19=$ $=2{,}9$, $y_\alpha=\frac{y_{\alpha 1}+y_{\alpha 2}}{2}=\frac{1{,}4+2{,}9}{2}=$ $=2{,}1$
23. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Табл. 6, п. 8	При $\varepsilon_\gamma>2$. $K_{H\alpha}=0{,}9+0{,}4\sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma-1)}{\varepsilon_\gamma}}\times$ $\times\frac{c_\gamma b_\omega(a_\gamma f_{pb1}-y_\alpha)}{F_t K_A K_{H\beta} K_{H\vartheta}}=$ $=0{,}9+0{,}4\sqrt{\frac{2\cdot(2{,}71-1)}{2{,}71}}\times$ $\times\frac{25{,}6\cdot 60\cdot(0{,}3\sqrt{19^2+19^2}-2{,}1)}{25635\cdot 1\cdot 1{,}14\cdot 1{,}08}=$ $=1{,}02$
24. Коэффициент нагрузки	K_H	Формула (33)	$K_H=K_A K_{H\vartheta} K_{H\beta} K_{H\alpha}=1\cdot 1{,}08\times$ $\times 1{,}14\cdot 1{,}02=1{,}26$

Продолжение табл. 39

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
25. Контактное напряжение при $K_H=1$, МПа	σ_{HO}	Формула (32)	$\sigma_{HO}=Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w d_1}} \times \sqrt{\frac{u+1}{u}}=190 \cdot 2{,}41 \cdot 0{,}781 \times \sqrt{\frac{25635}{60 \cdot 166{,}7} \cdot \frac{2+1}{2}}=700$
26. Расчетное контактное напряжение, МПа	σ_H	Формула (31)	$\sigma_H=\sigma_{HO}\sqrt{K_H}=700 \cdot \sqrt{1{,}26}=$ $=784$
27. Пределы контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H\lim}$	Табл. 12	Для цементованной шестерни $\sigma_{H\lim 1}=23 H_{HRC_э}=$ $=23 \cdot 59=1360$; для колеса, закаленного с нагревом ТВЧ $\sigma_{H\lim 2}=17 \cdot H_{HRC_э}+200=$ $=17 \cdot 50+200=1050$
28. Коэффициенты запаса прочности	S_H	Табл. 11, п. 2	Для шестерни и колеса с поверхностным упрочнением зубьев принимаем $S_{H1}=1{,}2$ и $S_{H2}=1{,}2$
29. Базовые числа циклов напряжений, соответствующие пределу выносливости	$N_{H\lim}$	Табл. 11, п. 3.1	$N_{H\lim 1}=30 \cdot H_{HB}^{2{,}4}=30 \cdot 590^{2{,}4}=$ $=134 \cdot 10^6$, так как $N_{H\lim}>N_{H\lim \max}=$ $=120 \cdot 10^6$, то $N_{H\lim 1}=120 \cdot 10^6$, $N_{H\lim 2}=30 \cdot 470^{2{,}4}=$ $=77{,}6 \cdot 10^6$,

Продолжение табл. 39

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
30. Суммарное число циклов напряжений	N_K	—	$N_{K1}=60n_1L_h=60\cdot1500\cdot1000=90\cdot10^6$, $N_{K2}=N_{K1}\cdot\frac{z_1}{z_2}=90\cdot10^6\times\frac{32}{64}=45\cdot10^6$
31. Коэффициент долговечности	Z_N	Табл. 11, п. 3	$Z_{N1}=\sqrt[6]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{K1}}}=\sqrt[6]{\frac{120\cdot10^6}{90\cdot10^6}}=1,05$, $Z_{N2}=\sqrt[6]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{K2}}}=\sqrt[6]{\frac{78\cdot10^6}{45\cdot10^6}}=1,10$
32. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев	Z_R	Табл. 11, п. 4	При шероховатости поверхности с $Ra=2$ мкм $Z_R=0,95$
33. Коэффициент, учитывающий окружную скорость	Z_v	Табл. 11, п. 5	При $H>350$ HV $Z_{v1}=Z_{v2}=0,925\cdot v^{0,05}=0,925\cdot13,1^{0,05}=1,05$
34. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	Z_L	Табл. 11, п. 6	$Z_L=1$

Продолжение табл. 39

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
35. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	Z_X	Табл. 11, п. 7	Поскольку $d_1<700$ и $d_2<700$, то $Z_{X1}=Z_{X2}=1$
36. Допускаемые контактные напряжения зубчатых колес	σ_{HP1}	Формула (36)	$\sigma_{HP1}=\frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_{v1} Z_L Z_{X1}=$ $=\frac{1360 \cdot 1,05}{1,2} \cdot 0,95 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1=$ $=1190,$
	σ_{HP2}		$\sigma_{HP2}=\frac{\sigma_{Hlim2} Z_{N2}}{S_{H2}} Z_R Z_{v2} Z_L Z_{X2}=$ $=\frac{1050 \cdot 1,10}{1,2} \cdot 0,95 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1=$ $=960$
37. Допускаемое контактное напряжение передачи	σ_{HP}	П. 3.1.2	$0,5 \cdot (1190+960)=1075;$ $1,25\sigma_{HP2}=1,25 \cdot 960=1200.$ В качестве σ_{HP} принимают меньшее из этих двух значений, т. е. $\sigma_{HP}=1075$
38. Сопоставление расчетного и допускаемого напряжений	–		$\sigma_H=784<\sigma_{HP}=1075$, следовательно, обеспечена усталостная выносливость по контакту

Таблица 40

Расчет на изгибную выносливость

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
1. Окружная сила, Н	F_{Ft}	Табл. 13, п. 1	$F_{Ft}=\frac{2000\cdot 1970}{166,7}=25635$
2. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	Табл. 13, п. 2	Поскольку в циклограмме учтены внешние нагрузки, принимают $K_A=1$
3. Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку	δ_F	Табл. 13, п. 3.1.1	Для косозубой передачи $\delta_F=0,06$
4. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	Табл. 9	Для 7-й степени точности по нормам плавности при модуле $m=5$ $g_0=53$
5. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Fv}	Табл. 12, п. 3.1	$w_{Fv}=\delta_F g_0 v\sqrt{\frac{a_w}{u}}=$ $=0,006\cdot 53\cdot 13,1\sqrt{\frac{250}{2}}=46,6$
6. Динамическая добавка	ν_F	Табл. 13, п. 3	$\nu_F=\frac{w_{Fv}b_w d_1}{2000\cdot T_{1F}\cdot K_A}=$ $=\frac{46,6\cdot 60\cdot 166,7}{2000\cdot 1970\cdot 1}=0,12$
7. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	K_{Fv}	Табл. 13, п. 3	$K_{Fv}=1+\nu_F=1+0,12=1,12$

Продолжение табл. 40

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
8. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	Табл. 13, п. 4	$h=2m=2\cdot5=10$, $N_F=\frac{(b/h)^2}{(b/h)^2+b/h+1}=$ $=\frac{\left(\frac{60}{10}\right)^2}{\left(\frac{60}{10}\right)^2+\frac{60}{10}+1}=0{,}837$, $K_{F\beta}=(K_{H\beta})^{N_F}=1{,}14^{0{,}837}=1{,}12$
9. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Табл. 13, п. 5	$K_{F\alpha}=K_{H\alpha}=1{,}02$
10. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений	Y_{FS}	Табл. 13, п. 6	Для зубчатых колес, нарезанных фрезой без протуберанца $Y_{FS}=3{,}47+\frac{13{,}2}{z_v}-27{,}9\frac{x}{z_v}+$ $+0{,}092x^2$, $Y_{FS1}=3{,}47+\frac{13{,}2}{36{,}2}=3{,}83$, $Y_{FS2}=3{,}47+\frac{13{,}2}{72{,}4}=3{,}65$
11. Коэффициент, учитывающий наклон зуба	Y_β	Табл. 13, п. 7	$Y_\beta=1-\varepsilon_\beta\cdot\frac{\beta}{120}=1-1{,}07\times$ $\times\frac{16{,}25}{120}=0{,}855$
12. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Y_ε	Табл. 13	$Y_\varepsilon=\frac{1}{\varepsilon_\alpha}=\frac{1}{1{,}64}=0{,}61$

Продолжение табл. 40

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
13. Коэффициент перегрузки	K_F	Формула (38)	$K_F = K_A K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1 \cdot 1,12 \times$ $\times 1,12 \cdot 1,02 = 1,28$
14. Расчетные напряжения, МПа	σ_F	Формула (37)	$\sigma_{F1} = \frac{F_{Ft}}{b_1 m} K_F Y_{FS1} Y_\beta Y_\varepsilon =$ $= \frac{25635}{60 \cdot 5} \cdot 1,78 \cdot 3,83 \cdot 0,855 \times$ $\times 0,61 = 218.$ При $b_1 = b_2$ $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 218 \cdot \frac{3,65}{3,83} = 208$
15. Пределы выносливости зубьев, соответствующие базовому числу циклов напряжений, МПа	$\sigma^0_{F\lim b}$	Табл. 15	Для нитроцементованной шестерни из стали марки 25ХГН $\sigma^0_{F\lim b1} = 1000$
		Табл. 17	Для колеса из стали марки 40Х, закаленной при нагреве ТВЧ с закаленным слоем, повторяющим очертания впадины $\sigma^0_{F\lim b2} = 580$
16. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	Y_g	Табл. 13, п. 10.4	Для зубчатых колес с нешлифованными зубьями $Y_{g1} = Y_{g2} = 1$
17. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения	Y_d	Табл. 13, п. 10.5	При отсутствии деформационного упрочнения $Y_{d1} = Y_{d2} = 1$
18. Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	Y_A	Табл. 13, п. 10.6	При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$

Продолжение табл. 40

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
19. Коэффициент, учитывающий технологию изготовления	Y_T	Табл. 13, п. 10.2	Поскольку в технологии изготовления шестерни и колеса нет отступлений от примечаний к соответствующим табл. 15 и 17 $Y_{T1}=1$ и $Y_{T2}=1$
20. Предел выносливости зубьев при изгибе	σ_{FlimB}	Табл. 13, п. 10	$\sigma_{Flim b1}=\sigma^0_{Flim b1}\times$ $\times Y_{g1}Y_{d1}Y_{A1}Y_{T1}=1000\cdot1\cdot1\times$ $\times1\cdot1=1000,$ $\sigma_{Flim b2}=\sigma^0_{Flim b2}\times$ $\times Y_{g2}Y_{d2}Y_{A2}Y_{T2}=580\cdot1\cdot1\cdot1\times$ $\times1=580$
21. Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и ответственность зубчатой передачи	S'_F	Табл. 15 Табл. 17	Для нитроцементованной шестерни из стали марки 25ХГН $S'_{F1}=1{,}55$. Для колеса из стали марки 40Х, закаленной при нагреве ТВЧ с закаленным слоем, повторяющим очертания впадины $S'_{F2}=1{,}7$
22. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса	Y_z	Табл. 13, п. 10.3	Для поковки $Y_{z1}=1$ и $Y_{z2}=1$
23. Коэффициент долговечности	Y_N	Табл. 13, п. 9	Так как $N_{K1}>N_{Flim}=4\ 10^6$ и $N_{K2}>N_{Flim}$, то $Y_{N1}=Y_{N2}=1$

Продолжение табл. 40

Наименование параметра	Обозначение	Номер таблицы и пункта	Метод определения
24. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент)	Y_δ	Табл. 13, п. 12	$Y_\delta = 1{,}08 - 0{,}15 \lg m = 1{,}08 - 0{,}15 \lg 5 = 1{,}00$
25. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности	Y_R	Табл. 13, п. 13	Для нитроцементованной шестерни $Y_{R1} = 0{,}95$. Для колеса при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертание впадины $Y_{R2} = 1{,}05$
26. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	Y_X	Табл. 13, п. 14	$Y_{X1} = 1{,}05 - 0{,}000125 d_1 = 1{,}05 - 0{,}000125 \cdot 166{,}7 = 1{,}03$, $Y_{X2} = 1{,}05 - 0{,}000125 d_2 = 1{,}05 - 0{,}000125 \cdot 333{,}4 = 1{,}01$
27 Допускаемые напряжения, МПа	σ_{FP}	Формула (39)	$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_\delta Y_{R1} Y_{X1} = \frac{1000}{1{,}55} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}03 = 631$, $\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F\lim b2}}{S_{F2}} \cdot Y_{N2} Y_\delta Y_{R2} Y_{X2} = \frac{580}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}01 = 362$
28. Сопоставление расчетного и допускаемого напряжений	—	—	$\sigma_{F1} = 218 < \sigma_{FP1} = 631$, $\sigma_{F2} = 208 < \sigma_{FP2} = 362$. Следовательно, выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 99 %

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

1. **РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН** Министерством энергетического машиностроения СССР

ИСПОЛНИТЕЛИ

Д. Э. Голлер, канд. техн. наук (руководитель темы); **И. Я. Архипов**, канд. техн. наук; **А. Е. Мительман**; **В. Н. Кудрявцев**, д-р техн. наук; **А. А. Филипенков**, канд. техн. наук; **Д. Н. Решетов**, д-р техн. наук; **Р. М. Пратусевич**, канд. техн. наук; **К. И. Заблонский**, д-р техн. наук; **С. И. Филипович**, канд. техн. наук; **В. В. Брагин**, д-р техн. наук; **Н. М. Шоломов**, канд. техн. наук; **Э. В. Бабенкова**, канд. техн. наук; **Е. И. Тескер**, канд. техн. наук

2. **УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ** Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 27.10.87 № 4020

3. Срок первой проверки 1995 г., периодичность проверки 10 лет.

4. Стандарт полностью соответствует СТ СЭВ 5744—86.

5. **ВЗАМЕН ГОСТ 21354—75.**

6. **ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ**

Обозначение НТД, на который дана ссылка	Номер пункта, приложения
ГОСТ 1435—54	Приложение 1
ГОСТ 1643—81	Приложение 1
ГОСТ 4543—71	Приложение 1
ГОСТ 5639—65	Приложение 1
ГОСТ 13755—81	Вводная часть, приложение 1
ГОСТ 16530—83	Приложение 1
ГОСТ 16531—82	Приложение 1
ГОСТ 16532—70	Приложение 1

СОДЕРЖАНИЕ

Основные расчетные зависимости 1

1. Расчет зубьев на контактную прочность 1

2. Расчет зубьев на прочность при изгибе 4

Приложение 1. Рекомендуемое. Методы расчета зубчатых передач на прочность активных поверхностей зубьев и на прочность зубьев при изгибе 7

1. Общие положения 7

2. Исходные данные 13

3. Проверочный расчет на контактную прочность 14

3.1. Проверочный расчет на контактную выносливость . . . 14

3.2. Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки 28

4. Расчет зубьев на прочность при изгибе 29

4.1. Расчет зубьев на выносливость при изгибе 29

4.2. Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой . 52

5. Проектировочный расчет 57

5.1. Расчет на контактную выносливость 57

5.2. Расчет на выносливость зубьев при изгибе 58

Приложение 2. Справочное. Расчет геометрических и кинематических параметров, используемых в расчете на прочность 60

Приложение 3. Справочное. Методы учета нагрузок, изменяющихся во времени 62

1. Метод эквивалентных циклов 62

1.1. Расчет на контактную выносливость 62

1.2. Расчет на выносливость при изгибе 64

2. Метод эквивалентных моментов 65

3. Метод эквивалентных напряжений 65

Приложение 4. Справочное. Определение коэффициента K_A . . . 67

Приложение 5. Рекомендуемое. Определение коэффициента K_v . . 70

Приложение 6. Справочное. Определение коэффициента $K_{H\beta}$ . . . 74

Приложение 7. Справочное. Уточненный расчет допускаемых напряжений для косозубых и шевронных передач 88

Приложение 8. Рекомендуемое. Расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения 93

1. Расчет на глубинную контактную выносливость 93
2. Расчет на глубинную контактную прочность при действии максимальной нагрузки 97
Приложение 9. Справочное. Уточненный расчет прямозубых передач на прочность при изгибе 99
Приложение 10. Справочное. Типовые и эквивалентные режимы нагружения 105
Приложение 11. Справочное. Примеры расчетов 109

Редактор *В. П. Огурцов*
Технический редактор *Л. Я. Митрофанова*
Корректор *А. С. Черноусова*

Сдано в наб. 18.12.87 Подп. в печ. 18.08.88 8.0 усл. п. л. 8.13 усл. кр.-отт. 7.10 уч.-изд. л.
Тираж 20000 Цена 40 коп.

gost.e-ecolog.ru

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов, 123840, Москва, ГСП,
Новопресненский пер., 3.
Калужская типография стандартов, ул. Московская, 256. Зак. 3200