

**МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬНОГО, ДОРОЖНОГО  
И КОММУНАЛЬНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**РУКОВОДЯЩИЙ НОРМАТИВНЫЙ ДОКУМЕНТ**

---

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ МАШИН  
ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ.  
РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН  
НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ.  
ЭТАП РАЗРАБОТКИ РАБОЧЕЙ ДОКУМЕНТАЦИИ**

**РД 22-127-85**

**МОСКВА 1985**

**УТВЕРЖДЕН** Генеральным директором НПО «ВНИИстройдормаш»  
Э. Н. Кузиным 23 мая 1985 г.

**ИСПОЛНИТЕЛИ:** к. т. н. Б. Ф. Хазов,  
Р. А. Краснощекова

Группа Г 02

РУКОВОДЯЩИЙ НОРМАТИВНЫЙ ДОКУМЕНТ

---

Строительные, дорожные,  
коммунальные машины и  
оборудование

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ  
МАШИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ.  
РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН НА  
ДОЛГОВЕЧНОСТЬ.  
ЭТАП РАЗРАБОТКИ РАБОЧЕЙ  
ДОКУМЕНТАЦИИ

РД 22-127-85

Взамен РД 22-62-81

---

Срок введения с 01.07.1986

Настоящий руководящий документ (РД) устанавливает методы  
расчета вероятности неразрушения деталей машин в течение заданного  
ресурса и распространяется на изделия основной номенклатуры отрасли  
строительного, дорожного и коммунального машиностроения.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. Требования к ресурсным показателям деталей и соответствую-  
щим вероятностям принимаются по данным расчетов, выполненных по  
РД 22-61-81 на стадиях технического задания и технического проекта,  
и являются исходными данными при расчете ресурса деталей машин в  
вероятностном аспекте.

I.2. Геометрические размеры деталей (диаметры валов, радиусы галтелей и т.д.) твердость, качество поверхности и другие характеристики рассчитываемых деталей принимаются из рабочих чертежей деталей.

I.3. Механические характеристики (предел прочности материала и др. рассчитываемых деталей определяются по марочникам сталей в зависимости от твердости деталей, указываемой на рабочих чертежах.

I.4. Действующие на детали нагрузки (крутящие и изгибающие моменты в рассчитываемых сечениях) принимаются по данным традиционных (детерминистских) прочностных расчетов.

I.5. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса базируется на прочностном расчете при циклическом воздействии внешних нагрузок.

I.6. Необходимые для расчета коэффициенты и другие справочные данные выбираются по чертежам и таблицам, приведенным в приложении I.

I.7. Для существенного упрощения процесса расчета и сокращения времени на его выполнение в приложении 2 приводится алгоритм расчета в табличной форме, удобной для практического применения.

I.8. В приложении 3 даны примеры расчета.

I.9. Расчетные формулы и величины, входящие в них, даны в размерности СИ.

## 2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет зубчатых передач на долговечность предусматривает определение долговечности зубчатых колес и шестерен, находящихся в зацеплении и составляющих зубчатую передачу. Расчет включает в себя уточнение исходных данных, вычисление геометрических параметров зубчатых передач в удобной для расчета форме и определение вероятности обеспечения заданного ресурса зубчатой передачи по принятому критерию. Методикой предусматривается расчет ресурса зубчатых колес (шестерен) по двум критериям: по усталостному выкрашиванию поверхности зубьев и по усталостной поломке зуба от изгиба.

### 2.1. Расчет цилиндрических зубчатых передач на долговечность

#### 2.1.1. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостного выкрашивания

Основное расчетное условие

$$\gamma_h \geq \gamma,$$

где  $\gamma$  - заданная вероятность обеспечения ресурса, %;

$\gamma_h$  - расчетная вероятность неразрушения зуба по критерию усталостного выкрашивания, %.

$\gamma_h$  определяется по табл. II приложения I в зависимости от величины квантили  $u_h$  распределения разности напряжений:

$$u_h = \frac{\tilde{G}_{hp} - \tilde{G}_h}{\sqrt{D_{\tilde{G}_{hp}} + D_{\tilde{G}_h}}} > 0,$$

где  $\bar{\sigma}_{hp}$  - средняя величина предела контактной выносливости, МПа;

$\bar{\sigma}_h$  - расчетное контактное напряжение, МПа;

$D_{\bar{\sigma}_{hp}}$  - дисперсия предела контактной выносливости, МПа<sup>2</sup>;

$D_{\bar{\sigma}_h}$  - дисперсия контактного напряжения, МПа<sup>2</sup>.

Определение  $\bar{\sigma}_h$  и  $\bar{\sigma}_{hp}$  производится в соответствии с ГОСТ 21354-75 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные.

Расчет на прочность".

Расчетная формула:

$$\bar{\sigma}_h = Z_h \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{ht}}{d_{\omega_1}} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}, \quad (I)$$

где  $Z_h$  - коэффициент формы поверхности (приложение I, черт.6);

$Z_M$  - коэффициент свойств материалов, МПа<sup>1/2</sup> (для стальных зубчатых колес  $Z_M = 275$ );

$Z_\varepsilon$  - коэффициент длины контактных линий (приложение I, черт.7);

$d_{\omega_1}$  - начальный диаметр шестерни, мм;

$u$  - передаточное число;

$W_{ht}$  - удельная расчетная окружная сила, Н/мм.

В формуле (I) и далее в аналогичных случаях знак плюс соответствует внешнему зацеплению, знак минус - внутреннему.

Величина  $W_{ht}$  определяется по формуле

$$W_{ht} = \frac{2000 \cdot T_{hi}}{b_w \cdot d_{\omega_1}} \cdot K_{ha} \cdot K_{hb} \cdot K_{hc},$$

где  $T_{hi}$  - расчетный крутящий момент на валу шестерни, Н·м;

$b_w$  - рабочая ширина венца, мм;

$K_{ha}$  - коэффициент распределения нагрузки между зубьями (приложение I, черт.8);

$K_{hb}$  - коэффициент распределения нагрузки по ширине венца (приложение I, черт.9);

$K_{Hv}$  - коэффициент динамичности.

Коэффициент динамичности

$$K_{Hv} = 1 + \bar{\nu}_H ,$$

где  $\bar{\nu}_H$  - динамическая добавка, определяемая по формуле

$$\bar{\nu}_H = \frac{W_{Hv} \cdot b\omega \cdot d\omega_1}{200 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (2)$$

В формуле (2)  $W_{Hv}$  - удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$W_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot U \sqrt{\frac{a_\omega}{U}} ,$$

где  $\delta_H$  - коэффициент вида зубчатой передачи (приложение I, табл.1);

$g_0$  - коэффициент разности шагов шестерни и колеса (приложение I, табл.2);

$U$  - окружная скорость, м/с;

$a_\omega$  - межосевое расстояние, мм.

Среднюю величину предела контактной выносливости ( $\tilde{\sigma}_{HP}$ ) определяют раздельно для шестерни и колеса с учетом разных чисел циклов нагружений, твердости рабочих поверхностей зубьев и т.п.

$$\tilde{\sigma}_{HP} = \tilde{\sigma}_{H\text{смб}} \cdot Z_R \cdot Z_\sigma \cdot K_{xH} \cdot K_{H\zeta} ,$$

где  $\tilde{\sigma}_{H\text{смб}}$  - средняя величина базового предела контактной выносливости, МПа (приложение I, табл.3);

$Z_R$  - коэффициент шероховатости (приложение I, табл.4);

$Z_\sigma$  - скоростной коэффициент (при  $U \leq 5$  м/с,  $Z_\sigma = 1$ ; при  $U > 5$  м/с,  $Z_\sigma$  определяется по черт.10 приложения I);

$K_{xH}$  - коэффициент размеров (приложение I, черт.II);

$K_{H\zeta}$  - коэффициент среднего ресурса, значение которого

Стр. 6 РД 22-127-85

$$K_{HL} \text{ определяется по формуле: } K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} . \quad (3)$$

Пределные значения  $K_{HL}$  ограничиваются:  $K_{HL} \leq 2,6$  при объемном упрочнении,  $K_{HL} \leq 1,8$  при поверхностном упрочнении. При  $N_{HE} > N_{HO}$  коэффициент среднего ресурса  $K_{HL} = 1$ .

В формуле (3) :

$N_{HO}$  – базовое число циклов переменных напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости (приложение I, черт. 12) ;

$N_{HE}$  – эквивалентное число циклов переменных напряжений, определяемое в зависимости от циклограммы напряжения.

Для постоянной нагрузки  $N_{HE}$  равно суммарному числу циклов переменных напряжений и выражается зависимостью

$$N_{HE} = 60 n \cdot T_{P\gamma} ,$$

где  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$  ;

$T_{P\gamma}$  – гамма-процентный ресурс, ч.

При ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{HE} = \sum_i^i \left[ \left( \frac{T_{ri}}{T_{r1}} \right)^3 \cdot N_{ri} \right] \cdot \frac{1}{K_{\gamma}} ,$$

где  $T_{ri}$  – крутящий момент на валу шестерни, соответствующий  $i$ -ой ступени циклограммы нагружения;

$T_{r1}$  – крутящий момент на валу шестерни, соответствующий I-й ступени циклограммы нагружения (наибольший);

$N_{ri}$  – число циклов переменных напряжений за время действия нагрузки  $T_{ri}$ .

$K_{\gamma}$  – отношение среднего к гамма-процентному ресурсу при заданном законе распределения ресурса.

Дисперсия предела контактной выносливости ( $D_{\sigma_{HP}}$ ) определяется зависимостью

$$D_{\sigma_{HP}} = \sigma_{HP}^2 \cdot U_{\sigma_{HP}}^2 ,$$

где  $\sigma_{\sigma_H}$  - коэффициент вариации предела контактной выносливости, определяемый по формуле

$$\sigma_{\sigma_H}^2 = \sigma_{\sigma_{Hmb}}^2 + \sigma_{K_H}^2$$

Здесь

$\sigma_{\sigma_{Hmb}}$  - коэффициент вариации базового предела контактной выносливости (приложение I, табл.5);

$\sigma_{K_H}$  - коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса (при  $K_H < 1$ ,  $\sigma_{K_H} = 0$ , при  $K_H > 1$   $\sigma_{K_H} = 0,05$ ).

Дисперсия контактного напряжения ( $D_{\sigma_H}$ ) определяется зависимостью

$$D_{\sigma_H} = G_H^2 \cdot \sigma_{\sigma_H}^2,$$

где  $\sigma_{\sigma_H}$  - коэффициент вариации контактного напряжения из зависимости  $\sigma_{\sigma_H}^2 = \frac{1}{4} (\sigma_{\sigma_{TH}}^2 + \sigma_{K_H}^2 + \sigma_{K_Hb}^2 + \sigma_{K_Hr}^2 + \sigma_{K_H\alpha} \cdot \sigma_{K_H\beta} + \sigma_{K_H\alpha} \cdot \sigma_{K_Hr} + \sigma_{K_H\beta} \cdot \sigma_{K_Hr})$ .

Входящие в эту зависимость коэффициенты вариации определяются в следующем порядке: коэффициент вариации нагрузки ( $\sigma_{\sigma_{TH}}$ ) находится по табл.6 приложения I; коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями - по формуле

$$\sigma_{K_H\alpha} = \frac{K_{H\alpha} - 1}{3K_{H\alpha}};$$

коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца - по формуле

$$\sigma_{K_H\beta} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{H\beta} - 1,05}{3K_{H\beta}},$$

в которой  $S$  - степень точности; коэффициент вариации динамического коэффициента - по формуле

$$\sigma_{K_Hr} = \frac{K_{Hr} - 1}{3K_{Hr}}.$$

**2.1.2. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостной поломки зуба от изгиба**

Основное расчетное усилие  $\gamma_f \geq \gamma$ ,

где  $\gamma_f$  – расчетная вероятность неразрушения зуба по критерию усталости от изгиба, %.

Значение  $\gamma_f$  определяется раздельно для шестерни и колеса по табл. II приложения I в зависимости от величины квантили  $u_f$  распределения разности напряжений

$$u_{f_1} = \frac{\bar{\sigma}_{fp_1} - \bar{\sigma}_{f_1}}{\sqrt{D_{\bar{\sigma}_{fp_1}} + D_{\bar{\sigma}_{f_1}}}} \quad - \text{для шестерни};$$

$$u_{f_2} = \frac{\bar{\sigma}_{fp_2} - \bar{\sigma}_{f_2}}{\sqrt{D_{\bar{\sigma}_{fp_2}} + D_{\bar{\sigma}_{f_2}}}} \quad - \text{для колеса},$$

где  $\bar{\sigma}_{f_1}$  и  $\bar{\sigma}_{f_2}$  – среднее напряжение изгиба соответственно для шестерни и колеса, МПа;

$\bar{\sigma}_{fp_1}$  и  $\bar{\sigma}_{fp_2}$  – средняя величина предела выносливости материала соответственно шестерни и колеса, МПа;

$D_{\bar{\sigma}_{f_1}}$  и  $D_{\bar{\sigma}_{f_2}}$  – дисперсия напряжения изгиба соответственно шестерни и колеса, МПа<sup>2</sup>;

$D_{\bar{\sigma}_{fp_1}}$  и  $D_{\bar{\sigma}_{fp_2}}$  – дисперсия предела выносливости соответственно шестерни и колеса, МПа<sup>2</sup>.

Среднее напряжение изгиба на переходной поверхности шестерни определяется по формуле

$$\bar{\sigma}_f = \frac{2000 \cdot T_{f_1} \cdot K_{FQ} \cdot K_{FB} \cdot K_{Fr}}{b_w \cdot d_w \cdot m} \cdot Y_{f_1} \cdot Y_B \quad (4)$$

Напряжение изгиба на переходной поверхности колеса определяется по формуле

$$\tilde{\sigma}_{F2} = \frac{G_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}. \quad (5)$$

Величины, входящие в формулы (4) и (5):

$T_{F1}$  - расчетный крутящий момент на валу шестерни, Н·м (за расчетный момент принимается наибольший из тех подводимых к передаче моментов, число циклов действия которых превышает  $5 \cdot 10^4$ );

$K_{F\alpha}$  - коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

$K_{F\beta}$  - коэффициент распределения нагрузки по ширине венца (приложение I, черт.И3);

$K_{F\gamma}$  - коэффициент динамичности;

$Y_\beta$  - коэффициент наклона зуба (для прямозубых  $Y_\beta = 1$ , для косозубых  $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{1400}$ );

$m$  - модуль, мм;

$b_\omega$  - рабочая ширина венца, мм;

$Y_{F1}$  - коэффициент формы зуба шестерни (приложение I, черт.И4);

$Y_{F2}$  - коэффициент формы зуба колеса (для передач с внешним зацеплением по черт.И4, для передач с внутренним зацеплением по черт.И5 приложения I).

Коэффициент формы зуба выбирается от эквивалентного числа зубьев  $Z_\nu$ ; для прямозубого колеса  $Z_\nu = Z$ , для косозубого -

$$Z_\nu = \frac{Z}{\cos \beta}.$$

Коэффициент  $K_{F\alpha}$  для прямозубых передач  $K_{F\alpha} = 1$ ; для косозубых: при  $\xi_\beta \leq 1$   $K_{F\alpha} = 1$ , при  $\xi_\beta > 1$  - по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\xi_\alpha - 1)(S - 5)}{4 \cdot \xi_\alpha}.$$

Здесь  $\xi_\alpha$  - коэффициент торцевого перекрытия;

$\xi_\beta$  - коэффициент осевого перекрытия;

$S$  - степень точности по ГОСТ 1643- 81

Коэффициенты  $\varepsilon_\alpha$  и  $\varepsilon_\beta$  выражаются зависимостями

$$\varepsilon_\alpha = [1,88-3,2 (\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2})] \cos\beta ;$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{\beta \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m}$$

где  $z$  - число зубьев;

$\beta$  - угол наклона, градус.

Коэффициент  $K_{F_U}$  определяется по формуле

$$K_{F_U} = 1 + \nu_F ,$$

где  $\nu_F$  - динамическая добавка.

$$\nu_F = \frac{W_{F_U} \cdot \delta_H \cdot d_{\omega_1}}{2000 \cdot T_{F_U} \cdot K_{F_\alpha} \cdot K_{F_\beta}} . \quad (6)$$

В формуле (6)

$W_{F_U}$  - удельная окружная динамическая сила, Н/мм, определяемая по формуле

$$W_{F_U} = \frac{\delta_F}{\delta_H} W_{H_U} ,$$

где  $\delta_F$  - коэффициент вида зубчатой передачи:

для косозубых передач  $\delta_F = 0,006$ ,

для прямозубых передач  $\delta_F = 0,016$ .

Величины  $\delta_H$  и  $W_{H_U}$  берутся из расчета по критерию усталостного выкрашивания (см. 2.1.1.).

Средняя величина предела выносливости  $\tilde{\sigma}_{fp}$ , МПа, определяется раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$\tilde{\sigma}_{fp} = \bar{\sigma}_{F_{Umb}} \cdot K_{Fc} \cdot K_{Fl} \cdot Y_S \cdot K_{xF} ,$$

где  $\bar{\sigma}_{F_{Umb}}$  - средняя величина базового предела выносливости, МПа (приложение I, табл.7);

$K_{Fc}$  - коэффициент реверсивности;

$K_{Fl}$  - коэффициент среднего ресурса;

$\gamma_s$  - коэффициент чувствительности материала (приложение I, черт.16);

$K_{xf}$  - коэффициент размеров (приложение I, черт.17).

Коэффициент  $K_{fc}$  определяется по формуле

$$K_{fc} = 1 - R_{fc} \frac{T_1' \cdot t'}{T_{fr} \cdot t},$$

где  $R_{fc}$  - коэффициент влияния амплитуд напряжений противоположного знака (приложение I, табл.8);

$T_1'$  - расчетный крутящий момент на реверсируемом валу шестерни, Н·м;

$t'$  - время работы передачи при реверсе,

Коэффициент  $K_{fl}$  определяется по формуле  $K_{fl} = \sqrt[m_f]{\frac{N_{f0}}{N_{fe}}}$ ,

где  $m_f$  - показатель кривой усталости (приложение I, табл.9);

$N_{f0} = 4 \cdot 10^6$  - базовое число циклов перемены напряжений;

$N_{fe}$  - эквивалентное число циклов, определяемое согласно циклограмме нагружения. При постоянной нагрузке

$N_{fe} = 60 n \cdot T_{pr}$ ; при ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{fe} = \sum \left[ \left( \frac{T_{ri}}{T_{fr}} \right)^{m_f} \cdot N_i \right] \cdot \frac{1}{K_f}.$$

При  $\frac{N_{f0}}{N_{fe}} < 1$  принимать  $K_{fl} = 1$ .

Максимальные значения  $K_{fl}$  ограничены: при  $m_f = 9$   $K_{fl} \leq 1,63$ ;  
при  $m_f = 6$   $K_{fl} \leq 2$ .

Дисперсия предела выносливости  $D_{\sigma_{fp}}$  определяется зависимостью  $D_{\sigma_{fp}} = \sigma_{fp}^2 \cdot U_{\sigma_{fp}}^2$ ,

где  $U_{\sigma_{fp}}$  - коэффициент вариации предела выносливости, определяемый по формуле

$$U_{\sigma_{fp}}^2 = U_{\sigma_{flimb}}^2 + U_{K_{fl}}^2.$$

Здесь  $U_{\sigma_{flimb}}$  - коэффициент вариации базового предела выносливости.

вости (приложение I, табл.IO);

$\mathcal{U}_{KFL}$  - коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса (при  $K_{FL} \leq 1$ ,  $\mathcal{U}_{KFL} = 0$ ; при  $K_{FL} > 1$ ,  $\mathcal{U}_{KFL} = 0,05$ ).

Дисперсия напряжения изгиба  $D_{\delta F}$  определяется зависимостью

$$D_{\delta F} = \bar{\sigma}_F^2 \cdot \mathcal{U}_{\delta F}^2,$$

где  $\mathcal{U}_{\delta F}$  - коэффициент вариации напряжения изгиба, определяемый из зависимости

$$\mathcal{U}_{\delta F}^2 = \frac{1}{4} (\mathcal{U}_{TF1}^2 + \mathcal{U}_{KF\alpha}^2 + \mathcal{U}_{KF\beta}^2 + \mathcal{U}_{KF\gamma}^2 + \mathcal{U}_{KF\alpha} \cdot \mathcal{U}_{KF\beta} + \\ + \mathcal{U}_{KF\alpha} \cdot \mathcal{U}_{KF\gamma} + \mathcal{U}_{KF\beta} \cdot \mathcal{U}_{KF\gamma}).$$

Входящие в эту зависимость коэффициенты определяются в следующем порядке:

коэффициент вариации нагрузки  $\mathcal{U}_{TF1} = \mathcal{U}_{TH1}$ ;

коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями - по формуле

$$\mathcal{U}_{KF\alpha} = \frac{K_{F\alpha} - 1}{3K_{F\alpha}};$$

коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца - по формуле

$$\mathcal{U}_{KF\beta} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{F\beta} - 1,05}{3K_{F\beta}};$$

коэффициент вариации динамического коэффициента - по формуле

$$\mathcal{U}_{KF\gamma} = \frac{K_{F\gamma} - 1}{3K_{F\gamma}}.$$

## 2.2. Расчет конических зубчатых передач на долговечность

Расчет конических передач на долговечность аналогичен расчету цилиндрических передач. Различие состоит в определении расчетного контактного напряжения и напряжения изгиба.

Расчетное контактное напряжение определяется по формуле

$$\bar{\sigma}_H = z_H \cdot z_M \cdot z_E \sqrt{\frac{W_{ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \quad (7)$$

напряжение изгиба на шестерне по формуле

$$\bar{\sigma}_{F1} = \frac{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_B \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot b \cdot m_{nm}} \cdot \quad (8)$$

В формулах (7) и (8)

$d_{m1}$  - средний делительный диаметр шестерни, мм;

$m_{nm}$  - средний нормальный модуль, мм.

Остальные величины определяются так же, как для цилиндрических передач.

### 3. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет вала на долговечность предусматривает определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталости.

Расчет включает в себя составление расчетной схемы вала, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов и определение значения этих моментов в опасных сечениях вала.

При расчете учитывают все основные факторы, влияющие на долговечность, а именно: напряженное состояние, статические и усталостные характеристики материала вала, изменение предела выносливости вследствие концентрации напряжений и влияния абсолютных размеров вала, качество поверхности и поверхностное упрочнение.

Основное расчетное условие:

$$\gamma_f \geq \gamma,$$

где  $\gamma$  - заданная вероятность обеспечения ресурса, %;

$\gamma_f$  - расчетная вероятность обеспечения ресурса, %;

$\gamma_f$  определяется на основании статических данных по табл. II приложения I в зависимости от величины квантиля распределения разности напряжений  $u_f$  :

$$u_f = \frac{(\sigma_{-1})_g - \sigma_{экв.}}{\sqrt{D_{(\sigma_{-1})_g} + D\sigma_{экв.}}} > 0, \quad (9)$$

где  $(\sigma_{-1})_g$  - предел выносливости вала при изгибе, МПа;

$\sigma_{экв.}$  - эквивалентное напряжение, МПа;

$D_{(\sigma_{-1})_g}$  - дисперсия предела выносливости, МПа<sup>2</sup>;

$D\sigma_{экв.}$  - дисперсия эквивалентного напряжения, МПа<sup>2</sup>.

Предел выносливости вала при изгибе  $(\sigma_{-1})_g$  определяется по формуле

$$(\sigma_{-1})_g = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_g} \cdot K_v \cdot K_{FL},$$

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости при изгибе, МПа (приложение I, табл. I.14);

$K_v$  - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (приложение I, табл. 22);

$(K_\sigma)_g$  - коэффициент концентрации напряжений при изгибе;

$K_{FL}$  - коэффициент среднего ресурса.

Коэффициент концентрации напряжений при изгибе  $(K_\sigma)_g$  определяется для сечений с посаженными деталями по табл. 2I приложения I, а для остальных видов концентраторов напряжений (галтель, выточка, шпонка, шлицы и др.) - по зависимости

$$(K_\sigma)_g = \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{n\sigma}} - 1,$$

где  $K_\sigma$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе (приложение I, табл. I.16, I.17 и I.18);

$K_{d\sigma}$  - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения при изгибе (приложение I, табл. I.19);

$K_{n\sigma}$  - коэффициент влияния шероховатости при изгибе (приложение I, табл. 20).

Коэффициент среднего ресурса  $K_{FL}$  определяется по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$$

где  $N_{FO}$  - базовое число циклов переменных напряжений (обычно  $N_{FO} = 10^7$ );

$N_{FE}$  - эквивалентное число циклов, определяемое согласно циклограмме нагружения.

При постоянной нагрузке

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot T_{P\gamma} ;$$

при ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{FE} = \sum^k \left[ \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^3 \cdot N_i \right] \cdot \frac{1}{K_r} ,$$

где  $n$  - частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$T_{P\gamma}$  - гамма-процентный ресурс, ч;

$T_i$  - крутящий момент, соответствующий  $i$ -ой ступени циклограммы нагружения, Н·м;

$T_1$  - крутящий момент, соответствующий I-й ступени циклограммы нагружения (наибольший), Н·м;

$N_i$  - число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки  $T_i$ .

При  $N_{FE} > N_{FO}$  коэффициент среднего ресурса  $K_{FL} = 1$ .

Пределальное значение  $K_{FL} \leq 1,6$ .

Величина эквивалентного напряжения  $\sigma_{ek\beta}$ , входящая в формулу (9), определяется из условия:

$$\sigma_{ek\beta} = \sigma \sqrt{1 + \left( \frac{n\sigma}{n\tau} \right)^2} ,$$

где  $\sigma$  - нормальные напряжения в опасных сечениях, МПа;

$n\sigma$  и  $n\tau$  - запасы прочности соответственно при изгибе и кручении.

Нормальные напряжения определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_{FE}}{W_u} ,$$

где  $W_u$  - момент сопротивления изгибу,  $\text{см}^3$  (приложение I, табл.I5);

$M_{FE}$  - изгибающий момент в опасных сечениях, найденный по расчетному крутящему моменту  $T_{FE}$  (за момент  $T_{FE}$

принимается наибольший из числа подводимых к валу моментов, число циклов действия которого превышает  $5 \cdot 10^4$ .

Запасы прочности определяются из выражений:

$$n_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_g}{\sigma} \quad - \text{при изгибе};$$

$$n_\tau = \frac{2(\tau_{-1})_g}{\tau \left[ 1 + \frac{\psi_\tau}{(K_\tau)_g} \right]} \quad - \text{при кручении}.$$

Здесь  $(\sigma_{-1})_g$  - предел выносливости вала при изгибе, МПа;  
 $\tau$  - касательные напряжения в опасных сечениях, МПа;  
 $(K_\tau)_g$  - коэффициент концентрации напряжений при кручении;  
 $\psi_\tau$  - коэффициент чувствительности к асимметрии напряжений

$$\psi_\tau = 0,01 + 10^{-4} \delta_f \cdot$$

Предел выносливости вала при кручении  $(\tau_{-1})_g$  определяется по формуле

$$(\tau_{-1})_g = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_g} \cdot K_U \cdot K_{FL},$$

где  $\tau_{-1}$  - предел выносливости материала при кручении, МПа  
(приложение I6 табл.I4);

$(K_\tau)_g$  - коэффициент концентрации напряжений при кручении.

Значение коэффициента  $(K_\tau)_g$  определяется: для сечений с посаженными деталями - по табл.2I приложения I, для сечений с остальными видами концентраторов - по зависимости

$$(K_\tau)_g = \frac{K_\tau}{K_{a\tau}} + \frac{1}{K_{n\tau}} - 1,$$

где  $K_\tau$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении (приложение I, табл.I6, I7 и I8);

$K_{d\tau}$  - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения при кручении (приложение I, табл. I9);

$K_{n\tau}$  - коэффициент влияния шероховатости при кручении

$$K_{n\tau} = 0,575 \cdot K_{n\theta} + 0,425.$$

Касательные напряжения определяются по формуле

$$\tau = \frac{T_{FE}}{W_K},$$

где  $W_K$  - момент сопротивления кручению, см<sup>3</sup> (приложение I, табл. I5).

Входящие в выражение (9) дисперсия предела выносливости  $D_{(\sigma_1)_g}$  и дисперсия эквивалентного напряжения  $D_{\sigma_{ek\theta}}$  определяются по формулам:  $D_{(\sigma_1)_g} = (\sigma_1)_g^2 \cdot U_{(\sigma_1)_g}^2$ ,

$$D_{\sigma_{ek\theta}} = \bar{\sigma}_{ek\theta}^2 \cdot U_{\sigma_{ek\theta}}^2.$$

В этих формулах

$U_{\sigma_{ek\theta}}$  - коэффициент вариации эквивалентного напряжения (приложение I, табл. 6);

$U_{(\sigma_1)_g}$  - коэффициент вариации коэффициента выносливости вала  $U_{(\sigma_1)_g}^2 = U_{\sigma_1}^2 + U_{(k\theta)_g}^2 + U_{kv}^2 + U_{ek\theta} \cdot U_{(k\theta)_g} + U_{(k\theta)_g} \cdot U_{kv}$ ,

где  $U_{\sigma_1}$  - коэффициент вариации предела выносливости материала ( $U_{\sigma_1} = 0,09 \dots 0,11$  в зависимости от качества материала);

$U_{(k\theta)_g}$  - коэффициент вариации коэффициента концентрации напряжений (от напрессовки  $U_{(k\theta)_g} = 0,04$ ; от других видов концентраторов  $U_{(k\theta)_g} = 0,02$ );

$U_{kv}$  - коэффициент вариации коэффициента упрочнения ( $U_{kv} = 0,12$ ; а при отсутствии упрочнения  $U_{kv} = 0$ ).

#### 4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчетная вероятность неразрушения подшипника  $\chi_0$  определяется по графику (приложение I, черт. I.8) в зависимости от соотношения девяностопроцентного ресурса  $T_{P90}$  и гамма-процентного ресурса  $T_{P\gamma}$ . Значение  $T_{P\gamma}$ дается в задании на расчет подшипника. Значение  $T_{P90}$  определяется по формуле

$$T_{P90} = \frac{10^6 (\frac{C}{P})^\rho}{60 n},$$

где  $C$  - динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

$P$  - эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

$n$  - частота вращения подшипника,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$\rho$  - степенной показатель ( $\rho = 3$  - для шарикоподшипников;

$\rho = 10/3$  - для роликоподшипников).

Динамическая грузоподъемность  $C$  является основной характеристикой подшипника. Она зависит от размеров и конструкции подшипника и приводится в таблицах каталогов для всех стандартных подшипников.

Эквивалентная динамическая нагрузка  $P$  определяется по формуле

$$P = (X \cdot U \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\delta \cdot K_T,$$

где  $F_r$  и  $F_a$  - соответственно радиальная и осевая нагрузка, Н;

$U$  - коэффициент вращения ( $U = 1$  - если вращается внутреннее кольцо подшипника;  $U = 1,2$  - если вращается наружное);

$X$  и  $Y$  - соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника (даны в справочнике-каталоге);

$K_T$  - коэффициент, учитывающий влияние температурного режима

ма работы на долговечность подшипника (приложение I, табл.24);

$K_{\delta}$  – коэффициент безопасности в зависимости от характера нагрузки (приложение I, табл.23).

Если нагрузка переменная (изменяется по величине и времени действия), то определение эквивалентной динамической нагрузки ведется по средней радиальной  $F_{rm}$  и средней осевой нагрузке  $F_{am}$ , которые определяются по формулам:

$$F_{rm} = \left( \sum_i^{\dot{z}} F_{ri} \cdot \frac{q_i}{100} \cdot \frac{n_i}{n_m} \right)^{3/10}$$

$$F_{am} = \left( \sum_i^{\dot{z}} F_{ai} \cdot \frac{q_i}{100} \cdot \frac{n_i}{n_m} \right)^{3/10},$$

где  $F_{ri}$  и  $F_{ai}$  – радиальные и осевые нагрузки, воспринимаемые подшипником при каждом  $i$ -ом режиме, Н;

$q_i$  – продолжительность работы при каждом  $i$ -ом режиме относительно общей продолжительности, %;

$n_i$  – частота вращения при каждом  $i$ -ом режиме работы,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_m$  – средняя частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ , определяемая по фор-

$$\text{муле } n_m = \sum_i^{\dot{z}} \frac{q_i}{100} \cdot n_i.$$

Особенности расчета радиально-упорных подшипников обусловлены наличием радиальной и осевой составляющих внешней нагрузки.

Для восприятия такой нагрузки конструкция радиально-упорных подшипников предусматривает отклонение нормалей в точках контакта тел качения с кольцами на угол  $\alpha$  от торцевой плоскости подшипника. Вследствие этого от действия радиальных нагрузок  $F_r$  возникают внутренние осевые силы  $S$ , значение которых необходимо учитывать при определении расчетных осевых нагрузок

$F_{apI}$  и  $F_{apII}$  (приложение I, табл.25).

При расчете принимается, что радиальные нагрузки  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$  приложены в точках пересечения контактных нормалей с осью вала.

## 5. РАСЧЕТ ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Ресурс роликовой цепи устанавливается по критерию усталостной прочности пластин.

Расчетная вероятность обеспечения ресурса определяется в зависимости от отношения среднего ресурса цепи  $T_{p\varphi}$  к гамма-процентному ресурсу  $T_{p\gamma}$  по графику (приложение I, черт.20). Значение гамма-процентного ресурса  $T_{p\gamma}$ дается в задании на расчет цепи. Средний ресурс цепи  $T_{p\varphi}$  находится по формуле

$$T_{p\varphi} = \frac{m_4 \cdot t_4 \cdot N_3}{3,6 \cdot 10^6 \cdot U}, \quad (IO)$$

где  $m_4$  - число звеньев в цепи;

$t_4$  - шаг цепи, мм;

$N_3$  - эквивалентное число циклов нагружения;

$U$  - скорость движения цепи, м/с.

Значение  $N_3$  находится по графику (приложение I, черт.I9) в зависимости от коэффициента  $K_{ph}$ , который определяется по формуле

$$K_{ph} = \frac{F_t \cdot K_3}{S}. \quad (II)$$

Стр. 22 РД 22-127-85

В формуле (II):

$F_t$  - окружная сила, Н (для практических расчетов натяжение в ведущей ветви цепи  $F_t = F_1$ );

$\mathcal{S}$  - статическая разрушающая нагрузка, Н (приводится в обозначении типоразмера цепи по ГОСТ 13568-75);

$K_3$  - коэффициент эксплуатации

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_c \cdot K_h \quad (I2)$$

Коэффициенты, входящие в формулу (I2), даны в табл. 26 приложения I.

Скорость движения цепи, входящая в формулу (I0) определяется по зависимости

$$\mathcal{V} = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t_4}{60\,000} \text{ ,}$$

где  $Z_1$  - число зубьев ведущей звездочки;

$n_1$  - частота вращения ведущей звездочки,  $\text{мин}^{-1}$ .

## 6. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИТОВЫХ ПРУЖИН СЖАТИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Данный расчет предназначен для стальных цилиндрических пружин сжатия из прутка круглого сечения диаметром от 0,5 до 30 мм, в которых при работе отсутствует инерционное соударение витков. Проверка пружин на отсутствие инерционного соударения витков производится по ГОСТ 13765-68.

Основное расчетное условие

$$\gamma_p \geq \gamma$$

где  $\gamma_p$  - расчетная вероятность обеспечения заданного ресурса, %;

$\gamma$  - заданная вероятность обеспечения ресурса, %.

Расчетная вероятность обеспечения заданного ресурса определяется по номограмме (приложение I, черт.22) в зависимости от коэффициента вариации  $\sigma$  и отношения среднего ресурса пружины  $T_{\rho\varphi}$  к гамма-процентному ресурсу  $T_{\rho\gamma}$ .

Значение гамма-процентного ресурсадается в задании на расчет пружины и выражается количеством циклов нагружения.

Коэффициент вариации выбирается в зависимости от условий производства и характера нагрузок по таблице 28 приложения I.

Средний ресурс пружины определяется по графику (приложение I, черт.21) в зависимости от коэффициента уменьшения условного допускаемого напряжения  $Q$  и коэффициента асимметрии  $r$ , значения которых находятся по формулам

$$Q = \frac{\sigma_{max}}{0,75 \cdot \sigma_{usn}} ; \quad r = \frac{\rho_{min}}{\rho_{max}} ,$$

где  $\sigma_{max}$  - максимальное напряжение цикла, МПа;

$\sigma_{usn}$  - условное допускаемое напряжение, МПа (приложение I, табл.27);

$\rho_{min}$  - нагрузка в начале рабочего хода пружины, Н (обычно усилие предварительного поджатия пружины);

$\rho_{max}$  - нагрузка в конце рабочего хода пружины, Н.

Максимальное напряжение цикла определяется по формуле

$$\sigma_{max} = \frac{2,55 \cdot K \cdot \rho_{max} \cdot c}{d^2} ,$$

где  $d$  - диаметр проволоки (прутика), мм;

$K$  - коэффициент кривизны

$$K = 1 + \frac{1,5}{c}$$

*c* - индекс пружины

$$c = \frac{D}{d}$$

*D* - средний диаметр витка пружины, мм.

## 7. РАСЧЕТ КАНАТОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет предусматривает определение вероятности недостижения стальным канатом норм браковки по количеству оборванных проволок в течение заданного срока.

Основное расчетное условие

$$\gamma_p \geq \gamma,$$

где  $\gamma_p$  - расчетная вероятность недостижения норм браковки каната, %;

$\gamma$  - заданная вероятность обеспечения ресурса каната, %.

Расчетная вероятность  $\gamma_p$  определяется по nomogramme (приложение I, черт.23) в зависимости от коэффициента вариации  $\sigma$  и отношения среднего ресурса каната  $T_{p\varphi}$  к гамма-процентному ресурсу  $T_{p\gamma}$ .

Значение гамма-процентного ресурса дается в задании на расчет каната и выражается количеством часов наработки. Коэффициент вариации принимается  $\sigma = 0,6$ .

Средний ресурс каната определяется по формуле

$$T_{p\varphi} = 0,75 \cdot T_r \cdot T_{cl,cr},$$

где  $T_r$  - средняя продолжительность работы техники за год в часах фактической работы;

$T_{ср.ср.}$  - средний срок службы каната, лет.

$$T_r = 8760 \cdot K_u ; \quad (I3)$$

$$T_{ср.ср.} = \frac{\mathcal{J}}{\sum z \cdot K_t} . \quad (I4)$$

В формулах (I3) и (I4)

$K_u$  - средний коэффициент использования астрономического времени (задается в задании на расчет);

$\sum z$  - число перегибов каната на блоках в эксплуатации в течение года (задается в задании на расчет);

$K_t$  - температурный коэффициент (если температура окружающего воздуха до  $-40^{\circ}\text{C}$ , то  $K_t = 1$ ; если ниже, то  $K_t = 1,5 \dots 2,5$ );

$\mathcal{J}$  - число перегибов, которое выдерживает канат до норм браковки.

$$\mathcal{J} = J_H \cdot K_{прив} . \quad (I5)$$

В формуле (I5)

$J_H$  - число перегибов, которое выдерживает эталонный канат до норм браковки;

$K_{прив}$  - суммарный коэффициент приведения каната.

$$J_H = 30 \left( \frac{D_1}{d} \right)^2 (K - 1,7) ,$$

где  $D_1$  - диаметр наибольшего блока (барабана), мм;

$d$  - диаметр каната, мм;

$K$  - коэффициент запаса прочности, принимаемый по "Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов".

Суммарный коэффициент приведения каната определяется по формуле

$$K_{прив} = K_H \cdot K_K \cdot K_{\delta} \cdot C ,$$

где  $K_n$  - коэффициент режима работы;  
 $K_k$  - коэффициент приведения каната;  
 $K_\delta$  - коэффициент приведения блоков;  
 $C$  - коэффициент условий работы (при расчете канатов на долговечность  $C = 0,4$ ).

Коэффициент режима работы находится из зависимости

$$K_n = 1,25 \frac{Q_{max}}{Q_{cp}},$$

где  $Q_{max}$  - максимальная нагрузка на крюке, Н;

$Q_{cp}$  - среднеарифметическая нагрузка на крюке, Н.

Коэффициент приведения каната определяется по формуле

$$K_{прив} = K_k' \cdot K_k'' \cdot K_k''',$$

где  $K_k'$  - коэффициент, учитывающий влияние диаметра каната (приложение I, табл.29);

$K_k''$  - коэффициент, учитывающий предел прочности проволоки (приложение I, табл.30);

$K_k'''$  - коэффициент, учитывающий тип и конструкцию каната (приложение I, табл.31).

Коэффициент приведения блоков в случае, если блоки имеют одинаковые диаметры  $K_\delta = 1$ , если разные, то

$$K_\delta = \frac{\sum_i D_i^2}{\bar{i} \cdot D_f^2},$$

где  $D_i$  - диаметры блоков (барабанов), измеряемые по средней линии, мм;

$D_f$  - диаметр наибольшего барабана, мм;

$i$  - количество барабанов.

### 8. РАСЧЕТ КЛИНОВОГО РЕМНЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет передачи сводится к подбору типа и числа ремней по методике, изложенной в ГОСТ 1284.3-80.

Расчетная вероятность обеспечения заданного ресурса определяется по nomogramme (приложение I, черт.23) в зависимости от коэффициента вариации  $\sigma$  (принимается  $\sigma = 0,5$ ) и отношения среднего ресурса наработки  $T_{p,cr}$  к гамма-процентному ресурсу  $T_{p,\gamma}$ .

Значение  $T_{p,\gamma}$ дается в задании на расчет клиновых ремней и выражается в часах, а средний ресурс наработки  $T_{p,cr}$  принимается по ГОСТ 1284.2-80. Для случая эксплуатации при среднем режиме нагрузки (умеренные колебания)

$$T_{p,cr} = 2000 \text{ ч}$$

При других условиях

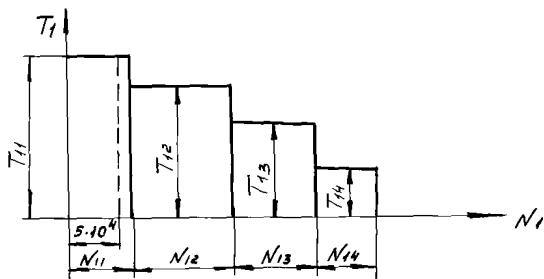
$$T_{p,cr} = 2000 \cdot K_1 \cdot K_2 ,$$

где  $K_1$  - коэффициент режима нагрузки (приложение I, табл.32);

$K_2$  - коэффициент климатических условий (для центральных зон  $K_2 = 1$ ; для зон с холодным климатом  $K_2 = 0,75$ ).

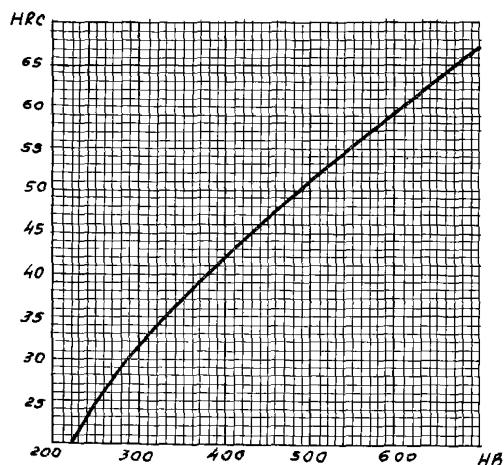
СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Циклограмма нагружения



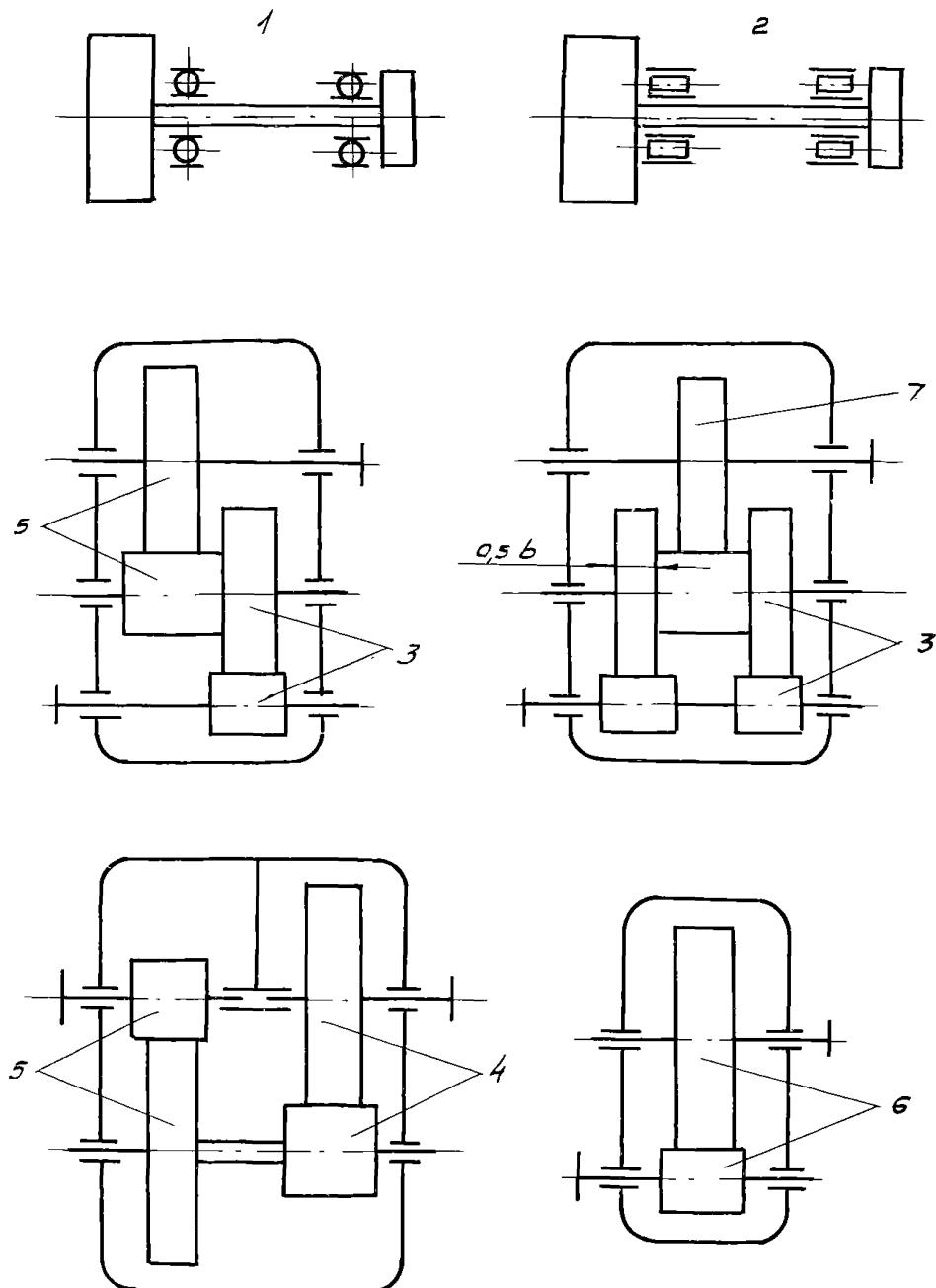
Черт. I

График соотношения твердостей, выраженных  
в единицах HB и HRC



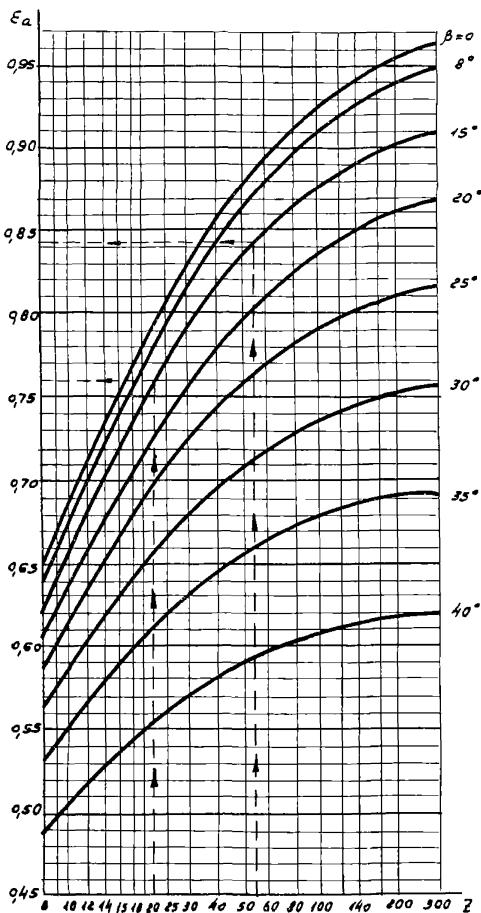
Черт. 2

Схемы расположения колес относительно опор

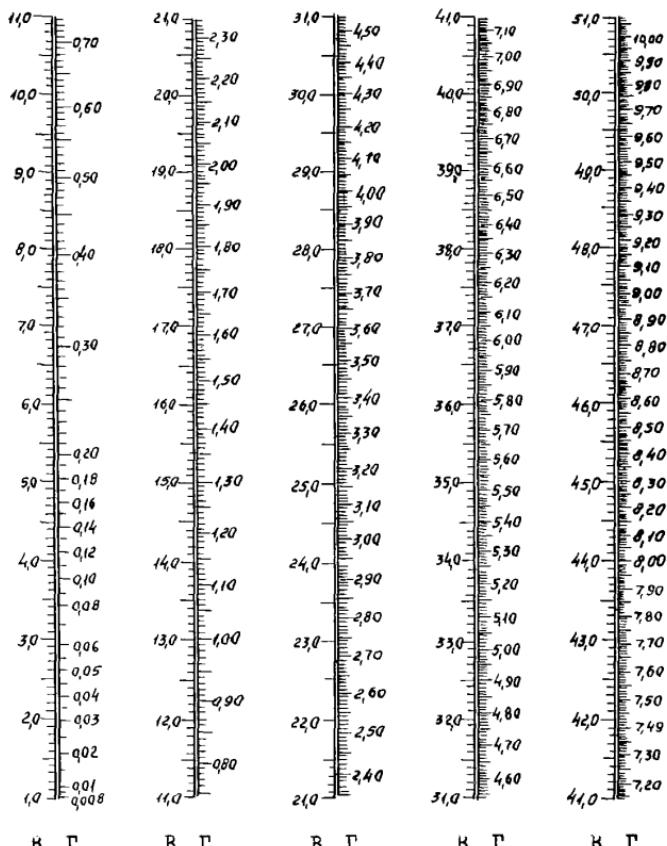


Черт. 3

График для определения составляющих коэффициента торцевого перекрытия  $\varepsilon_{\alpha_1}$  и  $\varepsilon_{\alpha_2}$



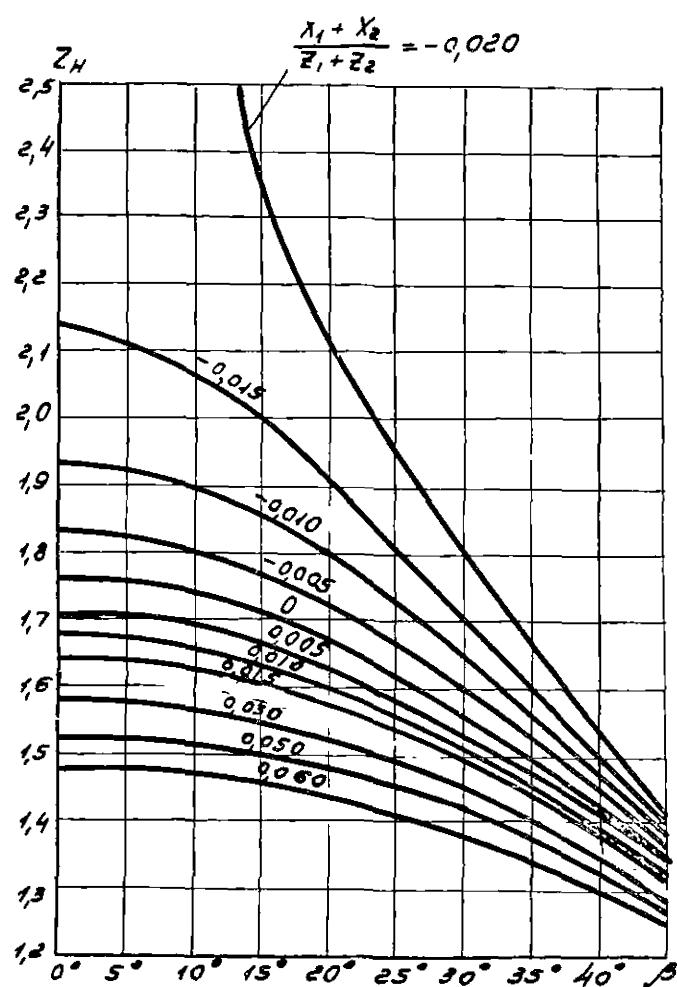
Номограмма для определения вспомогательной величины Г



Пример:  $B = 16,0$  тогда  $G = 1,45$

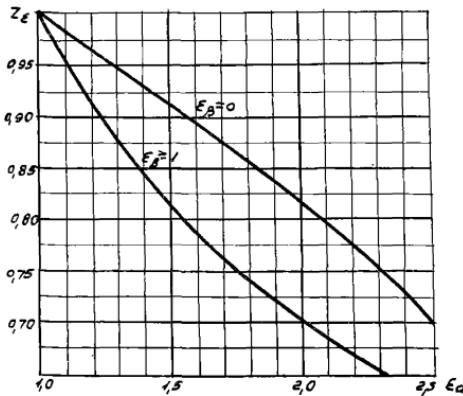
Стр. 32 РД 22-127-85

График для определения коэффициента  $Z_H$



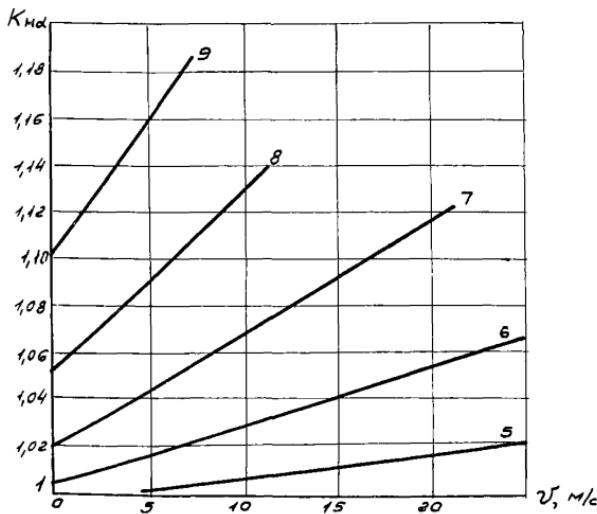
Черт. 6

График для определения коэффициента  $Z_\varepsilon$



Черт. 7

График для определения коэффициента  $K_{Hd}$



П р и м е ч а н и е. Цифры у кривых означают степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-78.

Черт. 8

Таблица 1

Коэффициент  $\delta_H$ 

Твердость поверхностей зубьев HB	Вид зубьев	Значение коэффициента $\delta_H$
При $H_1 \leq HB 350$ или $H_2 \leq HB 350$	Прямые	0,006
	Косые	0,002
При $H_1 > HB 350$ и $H_2 > HB 350$	Прямые	0,014
	Косые	0,004

Таблица 2

Коэффициент  $g_0$ 

Модуль, мм	Значение коэффициента $g_0$			
	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
До 3,5	38	47	56	73
3,5...10	42	53	61	82
Св. 10	48	64	73	100

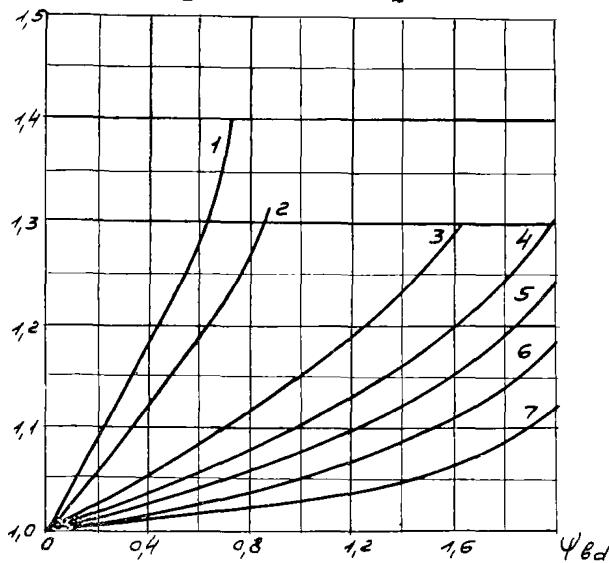
Таблица 3

Значение  $\tilde{\sigma}_H \lim \delta$ 

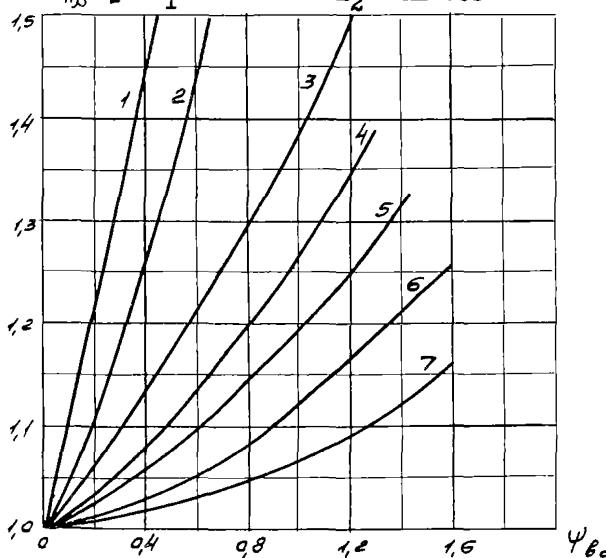
Способ упрочнения	Средняя твердость поверхности зубьев	$\tilde{\sigma}_H \lim \delta$ , МПа
Нормализация, улучшение	$H \leq HB 350$	$\tilde{\sigma}_H \lim \delta = 2 HB + 70$
Объемная закалка	$H = HRC 38...50$	$\tilde{\sigma}_H \lim \delta = 18 HRC + 150$
Поверхностная закалка	$H = HRC 40...56$	$\tilde{\sigma}_H \lim \delta = 17 HRC + 200$
Цементация, нитроцементация	$H > HRC 54$	$\tilde{\sigma}_H \lim \delta = 23 HRC$
Азотирование	$H = HRC 55...75$	$\tilde{\sigma}_H \lim \delta = 1050$

Графики для определения коэффициента  $K_{HB}$

$K_{HB}$  при  $H_1 \leq HB 350$  или  $H_2 = HB 350$



$K_{HB}$  при  $H_1 > HB 350$  и  $H_2 > HB 350$

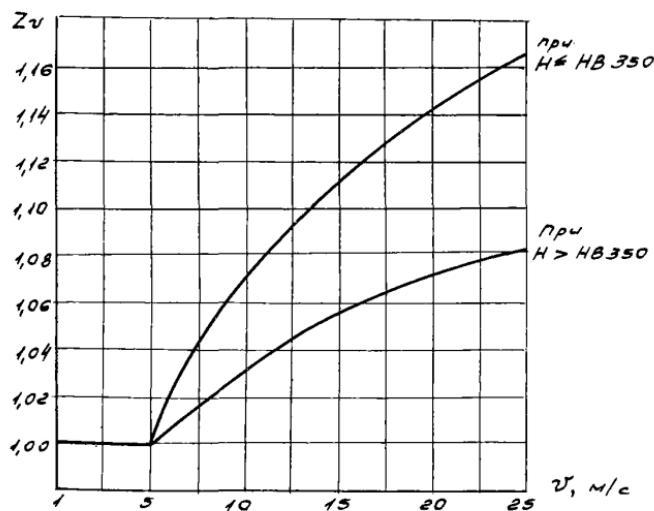


П р и м е ч а н и е. Цифры у кривых соответствуют номеру схемы расположения колес относительно опор (см. исходные данные)

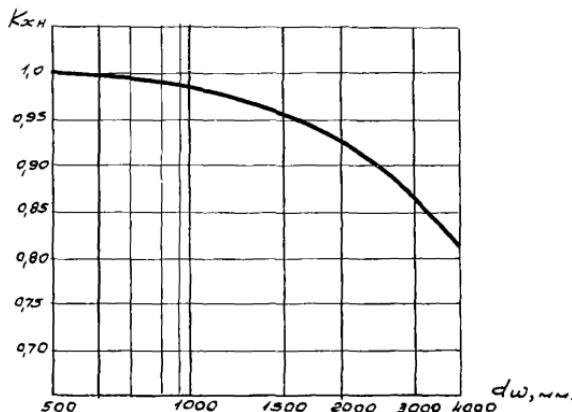
Таблица 4

Коэффициент  $Z_R$ 

Класс шероховатости	Высота микронеровностей, мкм	Значение коэффициента
7 и 8	$R_a = 1,25 \dots 0,32$	1,0
6	$R_a = 2,5 \dots 1,25$	0,95
4 и 5	$R_a = 40 \dots 10$	0,9

График для определения коэффициента  $Z_v$ 

Черт. 10

График для определения коэффициента  $K_{xH}$ 

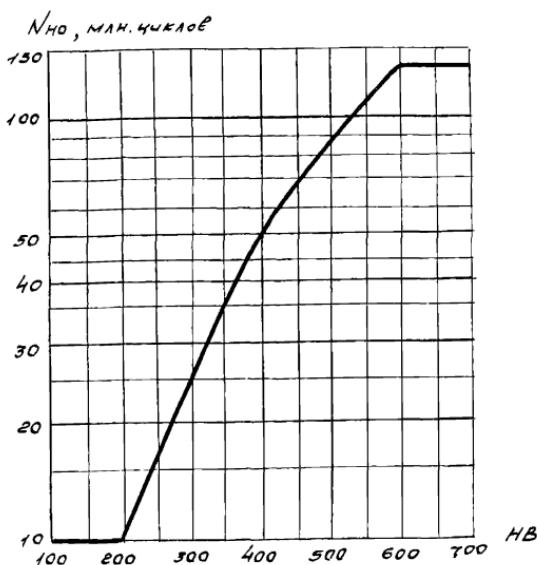
Черт. II

Таблица 5

Значение  $v_{bH, lim} b$ 

Степень точности по нормам плавности - $S$	Значение $v_{bH, lim} b$ в зависимости от вида производства			
	Мелкосерийное	Серийное	Крупносерийное	Массовое
6	0,07	0,06	0,05	0,04
7	0,08	0,07	0,06	0,05
8	0,09	0,08	0,07	0,06
9	0,10	0,09	0,08	0,07

График для определения базового числа циклов  
перемены напряжений –  $N_{HO}$



Черт. I2

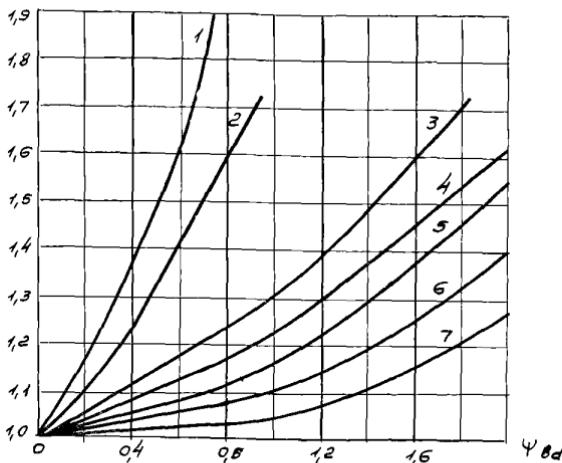
Таблица 6

Коэффициент вариации нагрузки –  $U_{TH_1}$

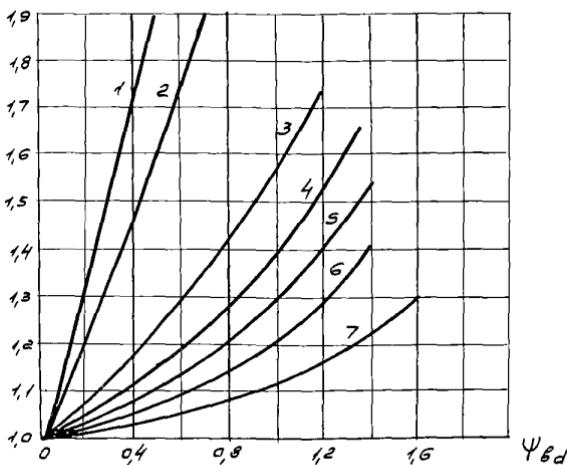
Условия работы передачи	Степень нагруженности передачи	Степень точности по нормам плавности – $\delta$	Коэффициент вариации $U_{TH_1}$ и $U_{G_{3x8}}$
Стабильные	Максимальная	8 и 9	0,15
		6 и 7	0,20
	Средняя	8 и 9	0,25
Изменяющиеся	Максимальная	8 и 9	0,35
	Средняя	6 и 7	0,45

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

$K_{F\beta}$  при  $H_1 \leq HB 350$  или  $H_2 \leq HB 350$



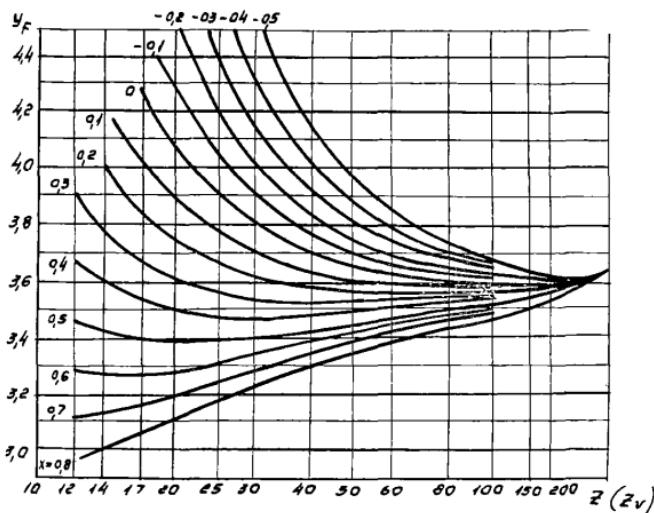
$K_{F\beta}$  при  $H_1 > HB 350$  и  $H_2 > HB 350$



П р и м е ч а н и е. Цифры у кривых соответствуют номеру схемы расположения колес относительно опор (см. исходные данные).

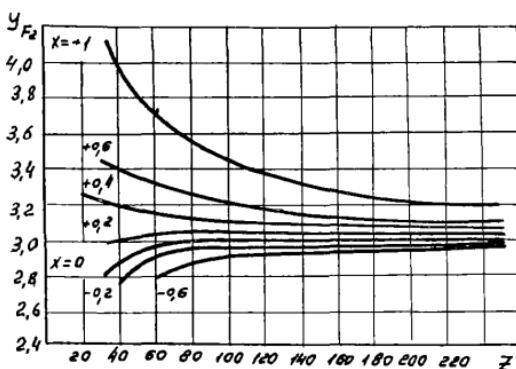
Стр. 40 РД 22-127-85

График для определения коэффициента  
формы зuba  $y_f$



Черт. 14

График для определения коэффициента  $y_f$   
для колес с внутренним зубом



Черт. 15

Таблица 7

Значение  $G_{F_{limb}}$ 

Марка стали	Способ термообработки	Твердость зуба		$G_{F_{limb}}$ • MPa	
		на поверх- ности	в серде- нике		
40, 45, 40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2МА, 18ХГН4ВА	Нормализация, улучшение	HB 180...220 HB 220...270 HB 270...350		360	
				440	
				560	
40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2М	Объемная закалка с при- менением средств против обезуглероживания	HRC 45...55		600	
40ХН, 50ХН, 40ХН2МА	Объемная закалка при возможном обезуглеро- живании	HRC 45...55		550	
40Х, 40ХФА				500	
40ХН, 40ХН2МА	Закалка стаканом	Закаленный слой повторяет очертания впадины	HRC 48...58	HRC 25...35	700
40Х, 35ХН					600
40ХН, 40ХН2МА		Закаленный слой распространяется на все сечение зуба	HRC 48...55		600
40Х, 35ХН					500
20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А, 20ХН3А, 15ХНТА	Пламен- ная загара- ка	Достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала	HRC 57...63	—	950
18ХГТ, 30ХГТ, 20Х, 20ХГТ					820
Легированные стали всех марок		Достигается в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом	HRC 56...63	—	800
	Азотирование	—	HRC 24...40	I8HRC + + 50	

Таблица 8

Коэффициент  $R_{FC}$

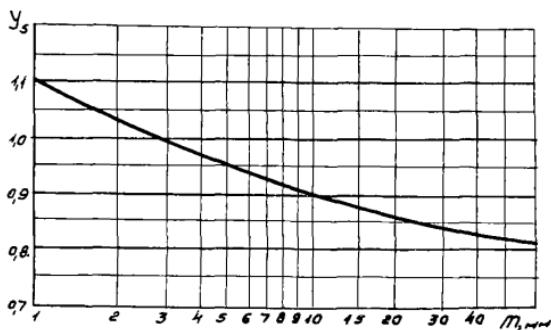
Способ термообработки	Значение $R_{FC}$
Отжиг, нормализация, улучшение	0,35
При $H > HRC 45$	0,25

Таблица 9

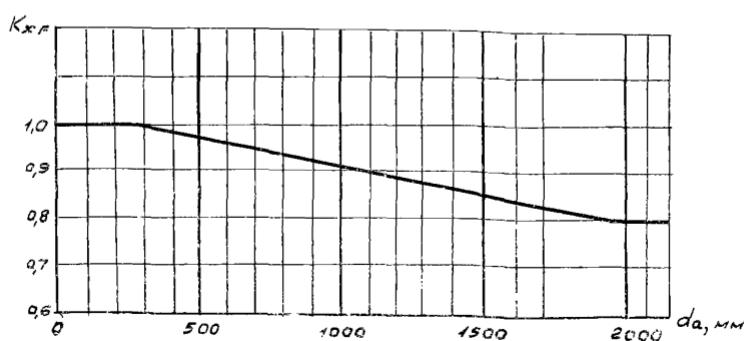
Показатель  $m_F$

Способ термообработки зубьев	Значение $m_F$
Нормализация, улучшение, закалка ТВЧ	6
Объемная закалка ( $H > HB 350$ ) и цементация	9

График для определения коэффициента  $y_s$



Черт. I6

График для определения коэффициента  $K_{xf}$ 

Черт. I7

Таблица IO

Значение  $U_{\sigma_{f,lim}, 8}$ 

Степень точности по нор- мам плав- ности	Значение $U_{\sigma_{f,lim}, 8}$ в зависимости от вида производства			
	Мелкосе- рийное	Серийное	Крупно- серийное	Массовое
6	0,09	0,08	0,07	0,06
7	0,10	0,09	0,08	0,07
8	0,11	0,10	0,09	0,08
9	0,12	0,11	0,10	0,09

Таблица II

Таблица квантилей нормального распределения

$u$	$\gamma, \%$	$u$	$\gamma, \%$	$u$	$\gamma, \%$
0	50	0,90	82	1,80	96,4
0,05	52	0,95	83	1,85	96,8
0,10	54	1,00	84	1,90	97,1
0,15	56	1,05	85	1,95	97,5
0,20	58	1,10	86	2,00	97,7
0,25	60	1,15	87	2,10	98,2
0,30	62	1,20	88	2,20	98,6
0,35	64	1,25	89	2,30	98,9
0,40	66	1,30	90	2,40	99,2
0,45	67	1,35	91	2,50	99,4
0,50	69	1,40	92	2,60	99,5
0,55	71	1,45	92,6	2,70	99,6
0,60	73	1,50	93,3	2,80	99,7
0,65	74	1,55	93,9	2,90	99,8
0,70	76	1,60	94,5	3,00	99,8
0,75	77	1,65	95,0	3,25	99,9
0,80	79	1,70	95,5		
0,85	80	1,75	96,0		

Таблица I2

Расчетные зависимости для определения  $Z_{\sigma}$  и  $Z_{\varepsilon}$ 

Вид зубчатых колес	Значение $Z_{\sigma}$		Значение $Z_{\varepsilon}$
	шестерни	колесо	
Прямозубые	$Z_{\sigma_1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}$	$Z_{\sigma_2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}$	$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_d}{3}}$
Косозубые и с круговым зубом	$Z_{\sigma_1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta}$	$Z_{\sigma_2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta}$	$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_d}}$

Таблица I3

Коэффициенты  $K_{HB}$  и  $K_{FB}$ 

Относительная ширина эквивалентного конического колеса	Шариковые опоры		Роликовые опоры	
	Твердость рабочих поверхностей зубьев			
	шестерни и колеса $HB > 350$	шестерни или колеса $HB \leq 350$	шестерни и колеса $HB > 350$	шестерни или колеса $HB \leq 350$
<u>з у б ь я</u>				
$\frac{K_{be}}{2 - K_{be}}$	прямые и косые	круговые	прямые и косые	круговые
0,2	1,16	1,08	1,07	1,0
0,4	1,37	1,18	1,14	1,0
0,6	1,58	1,29	1,23	1,0
0,8	1,80	1,40	1,34	1,0
1,0	—	—	—	1,0

## Механические характеристики материалов валов

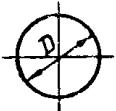
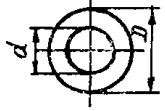
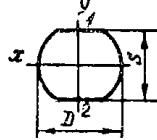
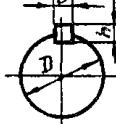
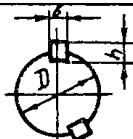
Размерность в МПа

Марка стали	Диаметр заготовки не более D <sub>3</sub> , мм	*) Твердость не ниже, НВ	Предел				
			прочности	текущести	внносимости		
		σ <sub>s</sub>	σ <sub>T</sub>	γ <sub>T</sub>	σ <sub>-1</sub>	ε <sub>-1</sub>	
Ст.5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	Любой	200	560	280	150	250	150
	120	240	800	550	300	350	210
	80	270	900	650	390	380	230
40Х	Любой	200	730	500	280	320	200
	200	240	800	650	390	360	210
	120	270	900	750	450	410	240
40ХН	Любой	240	820	650	390	360	210
	200	270	920	750	450	420	250
20	60	145	400	240	120	170	100
20Х	120	190	650	400	240	300	160
I2ХН3А	120	260	950	700	480	420	210
I2Х2Н4А	120	300	1100	850	600	500	250
I8ХГТ	60	330	1150	950	660	520	280
30ХГТ	Любой	270	950	750	520	450	260
	120	320	1150	950	660	520	310
	60	415	1500	1200	840	650	330
25Х2ГНТ	200	360	1500	1200	840	650	330

\*) Твердость нормализованных и улучшенных сталей.

Таблица I5

## Геометрические параметры валов

Вал	Эскиз	$F$	$W_u$	$W_k$
Сплошной		$\frac{\pi D^2}{4}$	$\frac{\pi D^5}{32}$	$\frac{\pi D^5}{16}$
Полый		$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	$\frac{\pi}{32} (D^3 - \frac{d^4}{D})$	$\frac{\pi}{16} (D^3 - \frac{d^4}{D})$
С лысками		$0,855 \cdot D \cdot S$	$W_x$ $0,106 D^2 \cdot S$	$W_y$ $0,094 D^2 \cdot S$ 0,186 $D^2 \cdot S$ (для точек I и 2)
С одной шпонкой		$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{8h}{2}$	$\frac{\pi D^3}{32} - \frac{8h(2D-h)^2}{16D}$	$\frac{\pi D^3}{16} - \frac{8h(2D-h)^2}{16D}$
С двумя шпонками		$\frac{\pi D^2}{4} - 8h$	$\frac{\pi D^3}{32} - \frac{8h(2D-h)^2}{8L}$	$\frac{\pi D^3}{16} - \frac{8h(2D-h)^2}{8D}$

РД 22-127-85 Стд. 47

Продолжение табл. I5

СДР. 48 Р1 22-127-85

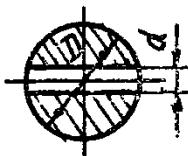
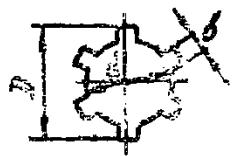
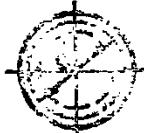
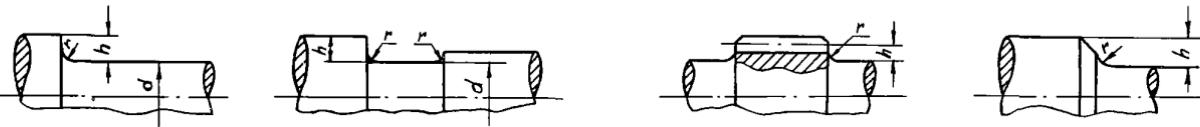
Вал	Эскиз	$F$	$W_u$	$W_k$					
		$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \xi_F$	$\frac{\pi}{32} \cdot D^3 \cdot \xi_u$	$\frac{\pi}{16} \cdot D^3 \cdot \xi_k$					
		$d/D$	$\xi_F$	$\xi_u$	$\xi_k$				
С поперечным отверстием		0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30	0,936 0,873 0,809 0,746 0,682 0,618	0,925 0,850 0,775 0,700 0,625 0,550	0,964 0,926 0,884 0,840 0,791 0,740	0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,60	0,555 0,490 0,426 0,364 0,300 0,235	0,475 0,400 0,330 0,270 0,215 0,170	0,686 0,630 0,573 0,515 0,458 0,400
С присоединенными шлицами			$\frac{\pi d^2}{4} + \beta z \frac{D-d}{2}$	$\frac{\pi d^4 + 6z(D-d)(D+d)^2}{32 \cdot D}$	$(W_k = 2W_u)$				
С эвольвентными шлицами и вал- -шестерня			$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$				
				$d$ - базирующий диаметр					

Таблица 16

Эффективные коэффициенты концентрации для валов с галтельным переходом



$\sigma_b$ , МПа	$h/r$													
	I					2				3				
	$r/d$													
0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	
Эффективный коэффициент концентрации при изгибе - $K_b$														
400	1,34	1,41	1,59	1,54	1,38	1,51	1,76	1,76	1,70	1,86	1,90	1,89	2,07	2,09
600	1,38	1,47	1,67	1,64	1,50	1,57	1,86	1,88	1,82	1,94	2,02	2,03	2,17	2,23
800	1,41	1,52	1,76	1,73	1,61	1,62	1,96	1,99	1,95	2,03	2,13	2,16	2,28	2,38
1000	1,45	1,57	1,84	1,83	1,72	1,67	2,06	2,11	2,07	2,12	2,25	2,30	2,39	2,52
1200	1,49	1,62	1,92	1,93	1,83	1,72	2,16	2,23	2,19	2,21	2,37	2,44	2,50	2,66
Эффективный коэффициент концентрации при кручении - $K_t$														
400	1,26	1,33	1,39	1,42	1,37	1,37	1,53	1,52	1,50	1,54	1,59	1,61	2,12	2,03
600	1,29	1,36	1,42	1,44	1,39	1,40	1,58	1,57	1,57	1,59	1,66	1,68	2,24	2,12
800	1,30	1,37	1,45	1,47	1,43	1,43	1,61	1,61	1,62	1,64	1,72	1,74	2,37	2,22
1000	1,31	1,39	1,48	1,51	1,46	1,46	1,65	1,66	1,68	1,68	1,79	1,81	2,48	2,31
1200	1,32	1,42	1,52	1,54	1,50	1,47	1,68	1,71	1,74	1,73	1,86	1,88	2,60	2,40

Таблица I7

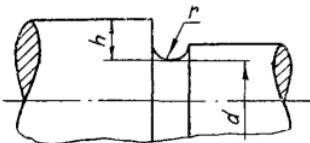
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шлицами, шпоночной канавкой, метрической резьбой, поперечным отверстием

$\sigma_t$ , МПа	$K_6$	$K_t$		$K_6$	$K_t$	$K_6$	$K_t$	$K_6$ (изгиб)	$K_t$ (изгиба)	$K_6$ (кручение)
		Прямо- бочн ые шил- цы	Эвольвент- ные шилицы и зубья валов- шестерен							
400	I,35	2,10	I,40	I,51	I,20	I,30	I,45	I,20	I,90	I,70
600	I,55	2,36	I,46	I,76	I,54	I,46	I,96	I,54	2,00	I,80
800	I,65	2,55	I,52	2,01	I,88	I,62	2,32	I,88	2,10	I,90
1000	I,72	2,70	I,58	2,26	2,22	I,77	2,61	2,22	2,20	2,00
1200	I,75	2,80	I,60	2,50	2,39	I,92	2,90	2,39	2,30	2,10

Знаком  $\bigcirc$  отмечены зоны концентрации напряжений изгиба и кручения.

Таблица I8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточкой



$\sigma_B$ , МПа	$h/r$																		
	0,5					1					2			3					
	$r/d$																		
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,03	0,10			
	$K_\sigma$ (изгиб)															$K_t$ (кручение)			
400	I,88	I,79	I,72	I,61	I,44	2,09	I,99	I,91	I,79	2,29	2,18	2,10	2,38	2,28	I,60	I,51	I,44	I,34	I,17
600	I,98	I,89	I,82	I,71	I,52	2,21	2,11	2,03	I,91	2,43	2,32	2,22	2,56	2,42	I,80	I,69	I,60	I,46	I,23
800	2,09	2,00	I,92	I,82	I,59	2,37	2,20	I,14	2,03	2,56	2,45	2,35	2,73	2,56	2,00	I,86	I,75	I,57	I,28
1000	2,20	2,11	2,02	I,93	I,66	2,45	2,35	2,25	I,15	2,70	2,58	2,47	2,90	2,70	2,20	2,03	I,90	I,69	I,34
1200	2,31	2,22	2,12	2,04	I,73	2,57	2,49	2,36	2,27	2,84	2,71	2,59	3,07	2,84	2,40	2,20	2,05	I,81	I,40

Таблица 19

## Коэффициент влияния абсолютных размеров

Наименьший из примыкающих к зоне концентрации диаметр вала, мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	$K_{ds}$	$K_{dc}$	$K_{ds}$	$K_{dc}$
20...30	0,91	0,89	0,83	0,89
30...40	0,88	0,81	0,77	0,81
40...50	0,84	0,78	0,73	0,78
50...60	0,81	0,76	0,70	0,76
60...70	0,78	0,74	0,68	0,74
70...80	0,75	0,73	0,66	0,73
80...100	0,73	0,72	0,64	0,72
100...120	0,70	0,70	0,62	0,70
120...150	0,68	0,68	0,60	0,68
150...500	0,60	0,60	0,54	0,60

Таблица 20

## Коэффициент влияния шероховатости поверхности при изгибе

Вид механической обработки и шероховатость поверхности	Значения $K_{nb}$ при $\sigma_b$ , Мпа				
	400	800	1200		
Шлифование	✓ $R_z 0,32$	... ✓ $R_z 0,16$	I	I	I
Обточка	✓ $R_z 2,5$	... ✓ $R_z 0,63$	I,05	I,10	I,25
Обдирка	✓ $R_z 80$	... ✓ $R_z 20$	I,20	I,25	I,50
Необработанная поверхность	✓		I,30	I,50	2,20

Таблица 2I

Коэффициенты концентрации напряжений  
для валов с посаженными деталями  
(концентратор - край посаженной детали )

Диаметр вала, мм	Посадка	Предел прочности $\sigma_b$ , МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
( $K_\sigma$ ) <sub>b</sub> - изгиб									
30...50	r 6	2,25	2,50	2,75	3,0	3,25	3,50	3,75	4,25
	k 6	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	h 6	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50...100	s 6	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	k 6	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	h 6	1,80	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
> 100	s 6	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,60
	k 6	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	h 6	1,92	2,13	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	3,64
( $K_\tau$ ) <sub>b</sub> - кручение									
30...50	r 6	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	k 6	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	h 6	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50...100	s 6	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	k 6	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	h 6	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
> 100	s 6	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	k 6	1,73	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	h 6	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

П р и м е ч а н и е. Значения (  $K_\sigma$  )<sub>b</sub> и (  $K_\tau$  )<sub>b</sub> для посадки  
колец подшипников качения принимать по графе, соответствующей  
прессовой посадке.

Таблица 22

Значение коэффициента  $K_V$ 

Вид поверхностной обработки	Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	Гладкие валы	Валы с коэффициентом концентрации	
			$K_b \leq 1,5$	$K_b > 1,5$
Закалка ТВЧ	600...800	1,5	1,6	2,4
	800...1000	1,3	-	-
Азотирование	900...1200	1,1	1,6	1,8
Цементация	400...600	1,8	3,0	-
	700...800	1,4	-	-
	1000...1200	1,2	2,0	-
Обдувка дробью	700...1250	1,1	1,5	1,7
Обкатка роликом	-	1,2	1,4	1,8

Таблица 23

Значение коэффициента безопасности  $K_\delta$ 

Характер нагрузки	$K_\delta$	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Ременная и фрикционная передачи, ленточные конвейеры, грузовые блоки.
Легкие толчки, кратковременная перегрузка до 125 %	1,0...1,2	Металлорежущие станки, вентиляторы.
Умеренные толчки, кратковременная перегрузка до 150 %	1,3...1,5	Редукторы, компрессоры, электродвигатели, тракторы, автомобили, крановые механизмы, снегоуборочные машины.
Вибрационная нагрузка	1,5...1,8	Двигатели внутреннего сгорания, грохоты, валковые и молотковые дробилки.
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией	1,8...2,0	Мелкие щековые дробилки, шаровые и стержневые мельницы, вибраторы для уплотнения бетона.
Нагрузка с перегрузкой до 200 %	2,0...2,5	Колеса, железнодорожные букисы, крупные щековые дробилки.
Сильные удары, перегрузка до 300 %, повышенная температура, плохие условия работы	2,5...3,0	Лесопильные рамы

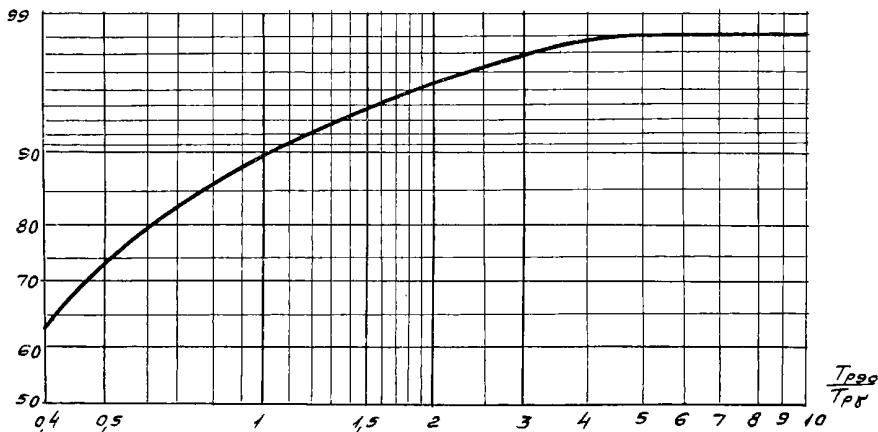
Таблица 24

Значение температурного коэффициента  $K_T$   
в зависимости от рабочей температуры подшипника

Рабочая температура подшипника	125	150	175	200	225
Температурный коэффициент $K_T$	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35

График для определения вероятности  
обеспечения ресурса подшипника

$\gamma, \%$



Черт. I8

Таблица 25

Формулы для определения расчетной осевой нагрузки  $F_{ap}$  на радиально-упорные шарикоподшипники и конические роликоподшипники

Условия нагружения	Расчетная осевая нагрузка	
	Опора I	Опора II
$S_x \geq S_{\bar{x}} \text{ и } F_a \geq 0$	$F_{ap_I} = S'_I$	$F_{ap_{\bar{x}}} = S'_{\bar{x}} + F_a$
$S_x < S_{\bar{x}} \text{ и } F_a \geq S_{\bar{x}} - S_x$		
$S_x < S_{\bar{x}} \text{ и } F_a \leq S_{\bar{x}} - S_I$	$F_{ap_I} = S'_{\bar{x}} - F_a$	$F_{ap_{\bar{x}}} = S'_I$

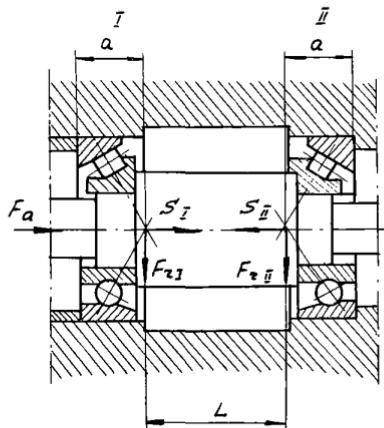
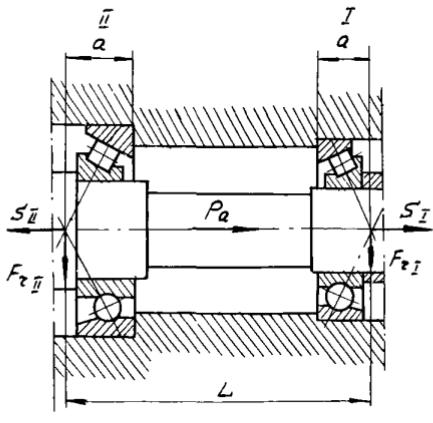
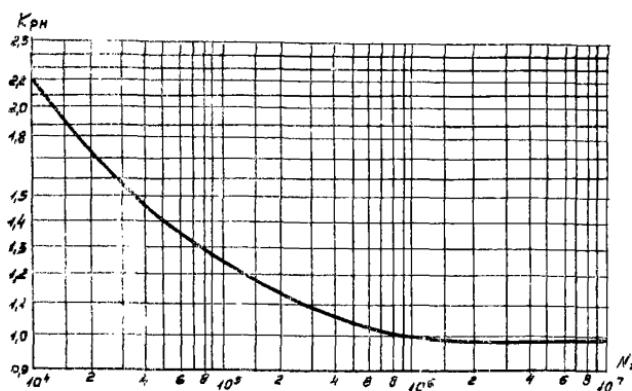


Таблица 26

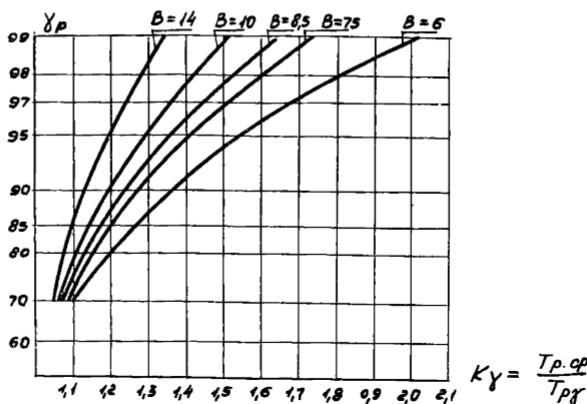
Значение коэффициентов, определяющих  
коэффициент эксплуатации  $K_{\text{з}}$

Наименование коэффициента	Обозна- чение	Значение
Коэффициент динамической нагрузки	$K_d$	1,0...1,5
Коэффициент межосевого расстояния	$K_a$	1,0...1,25
Коэффициент наклона передачи к горизонту	$K_h$	1,0...1,25
Коэффициент способа регулировки натяжения цепи	$K_p$	1,0...1,25
Коэффициент смазки и загрязнения передачи	$K_c$	1,0...6,0
Коэффициент продолжительности работы в течение суток	$K_n$	1,0...1,5

График для определения эквивалентного числа циклов нагружения



## График для определения вероятности обеспечения ресурса цепной передачи



Черт. 20

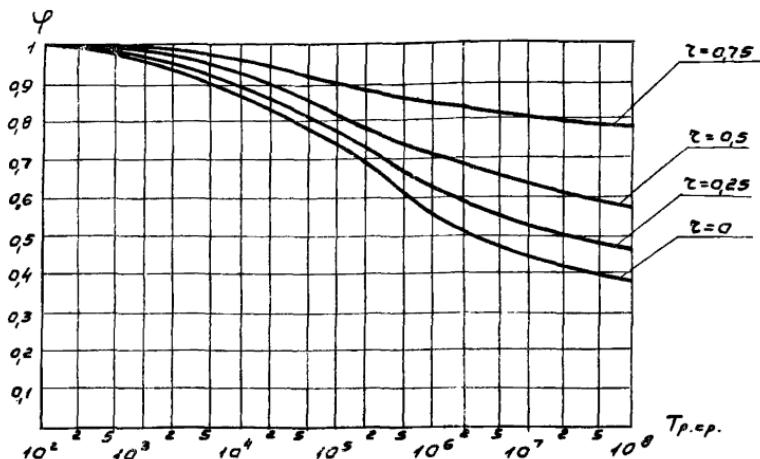
Значение условного допускаемого напряжения  $E_{\text{усл}}$

Размерность в МПа

Таблица 27

Материал проволоки (прутка)	Диаметр проволоки (прутка), мм										
	0,5	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	8...30
Проволока по ГОСТ 3889-60	класс I	I3,0	I2,5	II,0	IO,0	9,0	8,5	8,0	7,5	7,0	-
	класс II	II,0	IO,0	9,0	9,0	8,0	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0
	класс III	8,5	8,0	7,0	7,0	6,5	6,5	5,5	5,5	5,0	5,0
Сталь 60С2 и 60С2А			—					7,5		7,0	

График для определения среднего ресурса  
пружины —  $T_{p,\varphi}$ .



Черт. 21

Коэффициент вариации  $\gamma$ 

Таблица 28

Условия производства	Характер нагрузки	Значение $\gamma$
Неспециализированное	Наличие случайных ударов, вибраций, отдельных пиковых амплитудных нагрузок.	1,2
	Отсутствие вибраций и ударов. Постоянная амплитудная нагрузка.	1,0
Специализированное	Наличие случайных ударов, вибраций, отдельных пиковых амплитудных нагрузок.	0,8
	Отсутствие вибраций и ударов. Постоянная амплитудная нагрузка.	0,6

Стр. 60 РД 22-127-85  
Коэффициент  $K_k$

Таблица 29

Диаметр каната, мм	10	14	16	18	20
Коэффициент $K_k'$	1,1	1,0	0,95	0,89	0,85

Коэффициент  $K_k''$

Таблица 30

Предел прочности проволок каната $G_s$ , МПа	16	18	20
Коэффициент $K_k'''$	1,0	0,95	0,8

Коэффициент  $K_k''''$

Таблица 31

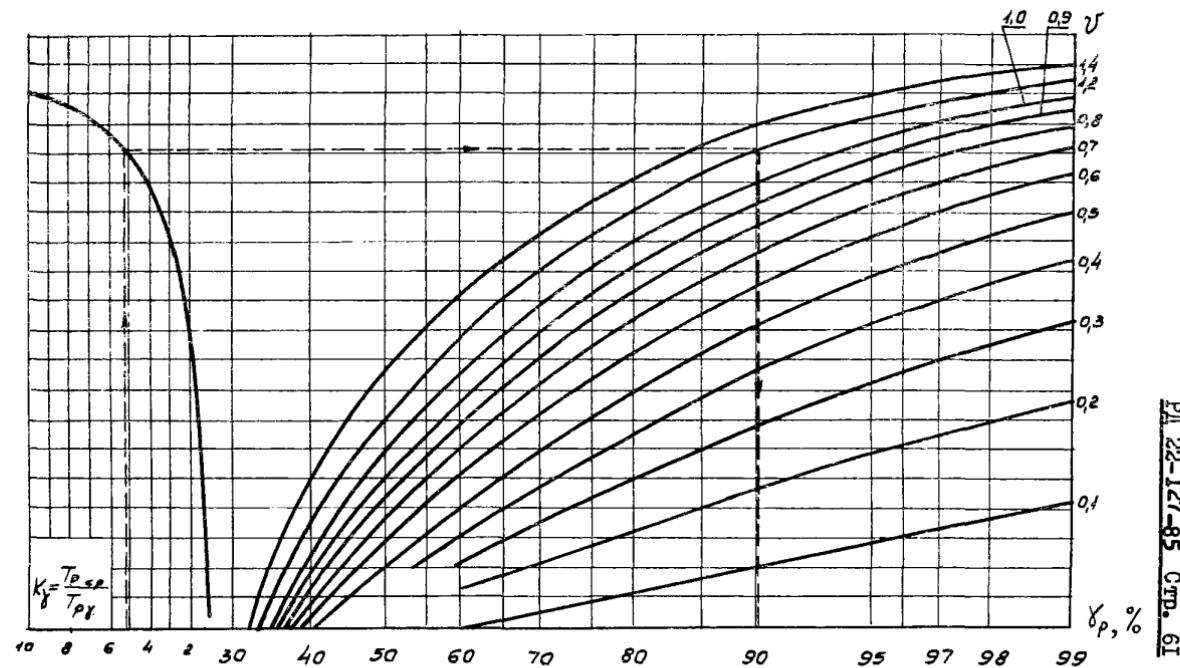
Тип и конструкция каната	Коэффициент $K_k''''$	
	канат крестовой свивки	канат односторонней свивки
ТЛК-0; 6x3I+I о.с.	1,4	2,1
ЛК-Р0; 6x36+I о.с.	1,35	2,02
ЛК-Р; 6xI9+I о.с.	1,0	1,5
ТК; 6xI9+I о.с.	0,5	0,75

Коэффициент режима нагружения  
для клиновых ремней  $K_f$

Таблица 32

Характер нагрузки	Значение $K_f$
Спокойная	2,5
Умеренные колебания	1,0
Значительные колебания	0,5
Ударная или резко переменная	0,25

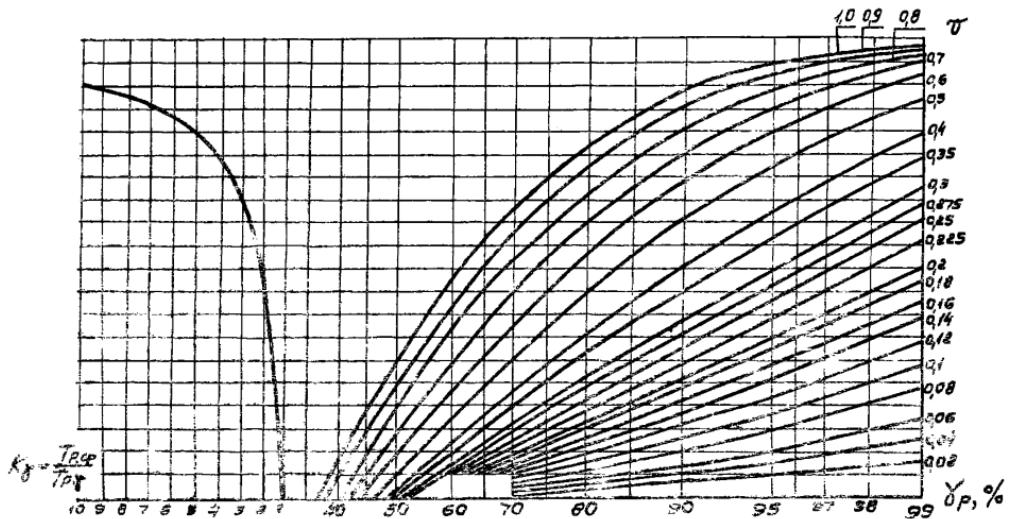
Номограмма для определения вероятности обеспечения ресурса пружины  
 (логарифмически-нормальный закон распределения)



Черт. 22

Номограмма для определения вероятности обеспечения ресурса  
канатов (закон распределения Вейбулла)

СТД. 62 РИ 22-127-85



## РАСЧЕТНЫЕ ТАБЛИЦЫ

I. Расчет цилиндрических зубчатых передач  
на долговечность

I.I. Исходные данные

Таблица I

Наименование параметров	Обозначение	Значение
Число зубьев	шестерни	$Z_1$
	колеса	$Z_2$
Модуль, мм		$m$
Угол наклона, градус		$\beta$
Коэффициент смещения	шестерни	$x_1$
	колеса	$x_2$
Рабочая ширина венца, мм		$b_w$
Первая ступень нагружения шестерни(черт. I)	Крутящий момент, Н·м	$T_{11}$
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_{11}$
	Время действия момента, ч	$t_1$
Вторая ступень		$T_{12}$
	То же	$n_{12}$
		$t_2$
Третья ступень		$T_{13}$
	То же	$n_{13}$
		$t_3$
Четвертая ступень		$T_{14}$
	То же	$n_{14}$
		$t_4$
Гамма-процентный ресурс, ч		$T_{P\gamma}$
Заданная вероятность обеспечения, %		$\gamma$
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу при заданном законе распределения ресурса)		$K_T$

Наименование параметров	Обозна- чение	Значение
Наибольший длительно действующий крутящий момент на реверсируемом валу шестерни, Н·м	$T_1'$	
Время работы передачи при реверсе, ч	$t'$	
Количество зубчатых колес, одновременно находящихся в зацеплении с рассчитываемым колесом	$\alpha$	
Схема расположения колес относительно опор (приложение I, черт.3)	—	
Наличие колеса, насаженного на вал рядом с шестерней (да, нет)	—	
Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-78	$S$	
Класс шероховатости по ГОСТ 2789-73	—	
*) Условия работы передачи (стабильные, изменяющиеся)	—	
Степень нагруженности передачи (средняя, максимальная)	—	
Марка стали	шестерни	—
	колеса	—
Способ термообработки	шестерни	—
	колеса	—
**) Твердость поверхности зубьев (средняя), НВ или НРС	шестерни колеса	$H_1$ , $H_2$
Твердость сердцевины зубьев (средняя), НВ или НРС	шестерни колеса	$H_1'$ , $H_2'$

\*) Условия работы принимаются стабильными в случае постоянства крутящего момента, а также при кратковременных его изменениях.

\*\*) Соотношение между значениями твердости, выраженным в единицах НВ и НРС, приведено на черт. 2 приложения 1.

## I.2. Определение основных геометрических параметров

## I.2.1. Определение основных геометрических параметров

некорrigированных зубчатых передач ( $x_1 = x_2 = 0$ )и передач с высотной коррекцией ( $x_1 = -x_2$ )

Таблица 2

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Начальный диаметр, мм	$d_{\omega_1}$	$d_{\omega} = \frac{z \cdot m}{\cos \beta}$	
	$d_{\omega_2}$		
Межосевое расстояние, мм	$a_{\omega}$	$a_{\omega} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cos \beta}$	
Составляющие коэффициента торцевого перекрытия	$\mathcal{E}_{\alpha_1}$	Приложение I, черт.4	
	$\mathcal{E}_{\alpha_2}$		
Коэффициент торцевого перекрытия	$\mathcal{E}_{\alpha}$	$\mathcal{E}_{\alpha} = \mathcal{E}_{\alpha_1} + \mathcal{E}_{\alpha_2}$	
Осевой шаг, мм	$p_x$	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	
Коэффициент осевого перекрытия	$\mathcal{E}_{\beta}$	$\mathcal{E}_{\beta} = \frac{\mathcal{E}_{\omega}}{p_x}$	

I.2.2. Определение основных геометрических параметров  
прямозубой передати с угловой коррекцией ( $x_1 \neq x_2$ )

Таблица 3

Найменование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Коэффициент суммы сме- щений	$x_\Sigma$	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	
Вспомогательные величины	$B$	$B = \frac{1000 \cdot x_\Sigma}{z_1 + z_2}$	
	$\Gamma$	Приложение I, черт.5	
Коэффициент уравнительного смещения	$\Delta y$	$\Delta y = \frac{\Gamma(z_1 + z_2)}{1000}$	
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y$	$y = x_\Sigma - \Delta y$	
Межосевое расстояние, мм	$a_\omega$	$a_\omega = \left( \frac{z_1 + z_2}{2} + y \right) \cdot m$	
Начальный диаметр, мм	$d_{\omega_1}$	$d_{\omega_1} = \frac{2 \cdot a_\omega}{u+1}$	
	$d_{\omega_2}$	$d_{\omega_2} = \frac{2 \cdot a_\omega \cdot u}{u+1}$	
Делительный диаметр, мм	$d_1$	$d = z \cdot m$	
	$d_2$		
Основной диаметр, мм	$d_{\beta_1}$	$d_\beta = d \cdot \cos \alpha$	
	$d_{\beta_2}$	(обычно $\alpha = 20^\circ$ )	
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_{a_1}$	$d_{a_1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m$	
	$d_{a_2}$	$d_{a_2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m$	
Угол профиля зуба в точке на окружности вершин, градус	$\alpha_{a_1}$	$\alpha_a = \arccos \frac{d_\beta}{d_a}$	
	$\alpha_{a_2}$		
Угол зацепления, градус	$\alpha_{tw}$	$\alpha_{tw} = \arccos \frac{(z_1 + z_2) \cdot m \cos \alpha}{2 \cdot a_\omega}$	
Коэффициент торцевого перекрытия	$\epsilon_d$	$\epsilon_d = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a_1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a_2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2 \pi}$	

I.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостного выкрашивания

Таблица 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Вспомогательный параметр	—	$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$	
Коэффициент формы поверхности	$Z_H$	Приложение I, черт.6	
Коэффициент свойств материалов, $\text{МПа}^{1/2}$	$Z_M$	Для стальных зубчатых колес $Z_M = 275$	
Коэффициент длины контактных линий	$Z_E$	Для прямозубых передач: $Z_E = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_d}{3}}$ ; для косозубых передач по черт.7 приложения I.	
Число циклов перемены напряжений $N_{ri}$ за время действия $t_i$ крутящего момента $T_{ri}$ при частоте вращения $n_i$	$N_{11}$ $N_{12}$ $N_{13}$ $N_{14}$	$N_{ri} = 60 \cdot \alpha \cdot n_i \cdot t_i$	
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для шестерни	$N_{HE1}$	$N_{HE1} = \sum_{i=1}^i \left[ \left( \frac{T_{ri}}{T_{11}} \right)^3 \cdot N_{1i} \right] \cdot \frac{1}{K_Y}$	
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для колеса	$N_{HE2}$	$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{\alpha \cdot u}$	
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на контактную выносливость, $\text{Н}\cdot\text{м}$	$T_{H1}$	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов которого превышает $0,03 \cdot N_{HE1}$	
Окружная скорость, м/с	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_{11}}{60000}$	
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{Hd}$	Для прямозубых передач $K_{Hd} = 1$ , для косозубых передач по черт. 8 приложения I.	
Относительная ширина шестерни	$\psi_{bd}$	$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$	

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{H\beta}$	Приложение I, черт.9	
Коэффициент вида зубчатой передачи	$\delta_H$	Приложение I, табл.1	
Коэффициент разности шагов шестерни и колеса	$g_0$	Приложение I, табл.2	
Коэффициент, учитывающий наличие колеса, насаженного на вал, рядом с шестерней	$K_0$	При отсутствии $-K_0=1$ ; если насажено цилиндрическое колесо, то $K_0 = \frac{u}{2} \sqrt{\frac{u}{2}}$ , если коническое, то $K_0=u$	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$W_{Hv}$	$W_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{\alpha \omega}{u}} \cdot K_0$	
Динамическая добавка	$\gamma_H$	$\gamma_H = \frac{W_{Hv} \cdot \beta_w \cdot d_{\omega_1}}{2000 \cdot T_H \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$	
Коэффициент динамичности	$K_{Hv}$	$K_{Hv} = 1 + \gamma_H$	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$W_{Ht}$	$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_H}{\beta_w \cdot d_{\omega_1}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Ht}$	
Расчетное контактное напряжение, МПа	$\sigma_H$	$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot (u \pm 1)}{d_{\omega_1} \cdot u}}$	
Средняя величина базового предела контактной выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{H\text{бп} \beta_1}$ $\bar{\sigma}_{H\text{бп} \beta_2}$	Приложение I, табл.3	
Коэффициент шероховатости	$Z_R$	Приложение I, табл.4	
Скоростной коэффициент	$Z_v$	При $v \leq 5$ м/с $Z_v = 1$ ; при $v > 5$ м/с по черт.10 приложения I.	
Коэффициент размеров	$K_{xH}$	Приложение I, черт.11	

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Базовое число циклов переменны напряжений	$N_{HO1}$	Приложение I, черт. 12	
	$N_{HO2}$		
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	—	$\frac{N_{HO}}{N_{HE}}$	
Коэффициент среднего ресурса	$K_{HL1}$	$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ При $\frac{N_{HO}}{N_{HE}} < 1$ принимать $K_{HL} = 1$ .	
	$K_{HL2}$	Пределные значения: $K_{HL} \leq 2,6$ — при объемном упрочнении $K_{HL} \leq 1,8$ — при поверхностном упрочнении	
Средняя величина предела контактной выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{HP1}$ $\bar{\sigma}_{HP2}$	$\bar{\sigma}_{HP} = \bar{\sigma}_{H\beta m\beta} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{TH} \cdot K_{HL}$	
Коэффициент вариации базового предела контактной выносливости	$U_{\bar{\sigma}_{H\beta m\beta}}$	Приложение I, табл. 5	
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	$U_{K_{HL1}}$ $U_{K_{HL2}}$	При $K_{HL} \leq 1$ $U_{K_{HL}} = 0$ ; при $K_{HL} > 1$ $U_{K_{HL}} = 0,05$	
Квадрат коэффициента вариации предела контактной выносливости	$U_{\bar{\sigma}_{HP1}}^2$ $U_{\bar{\sigma}_{HP1}}^2$	$U_{\bar{\sigma}_{HP}}^2 = U_{\bar{\sigma}_{H\beta m\beta}}^2 + U_{K_{HL}}^2$	
Дисперсия предела контактной выносливости, МПа <sup>2</sup>	$D_{\bar{\sigma}_{HP1}}$ $D_{\bar{\sigma}_{HP2}}$	$D_{\bar{\sigma}_{HP}} = \bar{\sigma}_{HP}^2 \cdot U_{\bar{\sigma}_{HP}}^2$	
Коэффициент вариации нагрузки	$U_{T_H1}$	Приложение I, табл. 6	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$U_{K_{HL}}$	$U_{K_{HL}} = \frac{K_{HL} - 1}{3K_{HL}}$	

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$\sigma_{Kh\beta}$	$\sigma_{Kh\beta} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{hv} - 1,05}{3K_{h\beta}}$ , где $S$ – степень точности	
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$\sigma_{Khv}$	$\sigma_{Khv} = \frac{K_{hv} - 1}{3K_{h\beta}}$	
Квадрат коэффициента вариации контактного напряжения	$\sigma_{\sigma_H}^2$	$\sigma_{\sigma_H}^2 = \frac{1}{4} (\sigma_{\tau_{H1}}^2 + \sigma_{\tau_{H2}}^2 + \sigma_{Kh\beta}^2 + \sigma_{Khv}^2 + \sigma_{Kh\alpha} \cdot \sigma_{Kh\beta} + \sigma_{Kh\alpha} \cdot \sigma_{Khv} + \sigma_{Kh\beta} \cdot \sigma_{Khv})$	
Дисперсия контактного напряжения, $\text{МПа}^2$	$D_{\sigma_H}$	$D_{\sigma_H} = \bar{\sigma}_H^2 \cdot \sigma_{\sigma_H}^2$	
Квантиль распределения разности напряжений	$U_{H1}$ $U_{H2}$	$U_H = \frac{\tilde{\sigma}_{hp} - \bar{\sigma}_H}{\sqrt{D_{\sigma_{hp}} + D_{\sigma_H}}} > 0$	
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_{H1}$ $\gamma_{H2}$	Приложение I, табл. II	

Вывод:  $\gamma_{H1} = \gamma =$  $\tilde{\gamma}_{H2} = \tilde{\gamma} =$

1.4. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостной поломки зуба от изгиба

Таблица 5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на выносливость при изгибе, Н·м	$T_{F_1}$	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов действия которого превышает $5 \cdot 10^4$ (приложение I, черт. I).	
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{F_2}$	Для прямозубых передач $K_{F_2} = 1$ ; для косозубых: при $\varepsilon_\beta \leq 1$ $K_{F_2} = 1$ , при $\varepsilon_\beta > 1$ $K_{F_2} = \frac{4 + (\varepsilon_\beta - 1)(S - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\beta}$ где $S$ - степень точности	
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{F_3}$	Приложение I, черт. I3	
Коэффициент вида зубчатой передачи	$\delta_F$	Для прямых зубьев $\delta_F = 0,016$ ; для косых - $\delta_F = 0,006$	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$W_{F_U}$	$W_{F_U} = \frac{\delta_F}{\delta_H} \cdot W_{H_U}$	
Динамическая добавка	$\bar{\gamma}_F$	$\bar{\gamma}_F = \frac{W_{F_U} \cdot \delta_H \cdot d_{w1}}{2000 \cdot T_{F_1} \cdot K_{F_2} \cdot K_{F_3}}$	
Коэффициент динамичности	$K_{F_U}$	$K_{F_U} = 1 + \bar{\gamma}_F$	
Эквивалентное число зубьев	$Z_{U1}$ $Z_{U2}$	$Z_U = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$	
Коэффициент формы зуба	$y_{F1}$ $y_{F2}$	Приложение I, для колес с внешними зубьями по черт. I4, для колес с внутренними зубьями по чёрт. I5	
Коэффициент наклона зуба	$y_\beta$	Для косозубых передач $y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ где $\beta$ - в градусах; для прямозубых - $y_\beta = 1$ .	

Продолжение табл. 5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Напряжение изгиба на шестерне, МПа	$\tilde{\sigma}_{F1}$	$\tilde{\sigma}_{F1} = \frac{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FB} \cdot K_{Fr}}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m} y_{F1} y_B$	
Напряжение изгиба на колесе, МПа	$\tilde{\sigma}_{F2}$	$\tilde{\sigma}_{F2} = \frac{\tilde{\sigma}_{F1} \cdot y_{F2}}{y_{F1}}$	
Средняя величина базового предела выносливости, МПа	$\tilde{\sigma}_{FlimB_1}$	Приложение I, табл. 7	
	$\tilde{\sigma}_{FlimB_2}$		
Коэффициент влияния амплитуд напряжений противоположного знака	$R_{FC_1}$	Приложение I, табл. 8	
	$R_{FC_2}$		
Коэффициент реверсивности	$K_{FC_1}$ $K_{FC_2}$	$K_{FC} = 1 - R_{FC} \frac{T_1' \cdot t'}{T_{F1} \cdot t}$	
Показатель кривой усталости	$m_{F1}$	Приложение I, табл. 9	
	$m_{F2}$		
Базовое число циклов перемены напряжений	$N_{FO}$	$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$	
Эквивалентное число циклов	$N_{FE_1}$	$N_{FE} = \sum \left[ \left( \frac{T_{fi}}{T_{f1}} \right)^{m_F} \cdot N_i \right] \cdot \frac{1}{K_F}$	
	$N_{FE_2}$		
Отношение базового числа к эквивалентному числу циклов	—	$\frac{N_{FO}}{N_{FE}} = \frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}$	
	—		
Коэффициент среднего ресурса	$K_{FL_1}$	$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{FO}}{N_{FE}} < 1$ принимать $K_{FL} = 1$ .	
	$K_{FL_2}$	Пределные значения: $K_{FL} \leq 1,63$ — при $m_F = 9$ $K_{FL} \leq 2,0$ — при $m_F = 6$	
Коэффициент чувствительности материала	$y_S$	Приложение I, черт. 16	

## Продолжение табл. 5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент размеров	$K_{xF_1}$	Приложение I, черт.17	
	$K_{xF_2}$		
Средняя величина предела выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{FP_1}$	$\bar{\sigma}_{FP} = \bar{\sigma}_{Flim\beta} K_{FL} \cdot K_{xF} \cdot Y_S \cdot K_{xT}$	
	$\bar{\sigma}_{FP_2}$		
Коэффициент вариации базового предела выносливости	$U_{\sigma Flim\beta}$	Приложение I, табл.10	
	$U_{KFL_1}$		
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	$U_{KFL_2}$	При $K_{FL} \leq 1$ $U_{KFL} = 0$ ; при $K_{FL} > 1$ $U_{KFL} = 0,05$	
	$U_{\sigma FP_1}^2$		
Квадрат коэффициента вариации предела выносливости	$U_{\sigma FP_2}^2$	$U_{\sigma FP}^2 = U_{\sigma Flim\beta}^2 + U_{KFL}^2$	
	$D_{\sigma FP_1}$		
Дисперсия предела выносливости, МПа <sup>2</sup>	$D_{\sigma FP_2}$	$D_{\sigma FP} = \bar{\sigma}_{FP}^2 \cdot U_{\sigma FP}^2$	
	$D_{\sigma FP_1}$		
Коэффициент вариации нагрузки	$U_{TF_1}$	Приложение I, табл.6	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$U_{KFL}$	$U_{KFL} = \frac{K_{FL} - 1}{3K_{FL}}$	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$U_{KF\beta}$	$U_{KF\beta} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{FB} - 1,05}{3 \cdot K_{FB}}$ где $S$ - степень точности	
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$U_{KF\gamma}$	$U_{KF\gamma} = \frac{K_{F\gamma} - 1}{3K_{F\gamma}}$	

Продолжение табл.5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Квадрат коэффициента вариации напряжения изгиба	$\sigma_{\delta F}^2$	$\sigma_{\delta F}^2 = \frac{1}{4} (\sigma_{TF1}^2 + \sigma_{KF2}^2 + \sigma_{KF3}^2 + \sigma_{KF\alpha}^2 + \sigma_{KF\beta}^2 + \sigma_{KF\delta}^2 + \sigma_{KF\beta} \cdot \sigma_{KF\delta})$	
Дисперсия напряжения изгиба шестерни, МПа <sup>2</sup>	$D_{\delta F_1}$	$D_{\delta F_1} = \bar{\sigma}_{F_1}^2 \cdot \sigma_{\delta F}^2$	
Дисперсия напряжения изгиба колеса, МПа <sup>2</sup>	$D_{\delta F_2}$	$D_{\delta F_2} = \bar{\sigma}_{F_2}^2 \cdot \sigma_{\delta F}^2$	
Квантиль распределения разности напряжений	$U_{F_1}$ $U_{F_2}$	$U_F = \frac{\bar{\sigma}_{F_P} - \bar{\sigma}_F}{\sqrt{D_{\delta F_P} + D_{\delta F}}}$	
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_{F_1}$ $\gamma_{F_2}$	Приложение I, табл. II	

Выход:  $\gamma_{F_1} = \gamma =$   
 $\gamma_{F_2} = \gamma =$

2. Расчет конических зубчатых передач  
на долговечность

2.1. Исходные данные

Таблица 6

Наименование параметров		Обозначение	Значение
Число зубьев	шестерни колеса	$Z_1$ $Z_2$	
Внешний окружной модуль, мм		$m_{te}$	
Средний угол наклона делительной линии зуба, градус		$\beta$	
Коэффициент смещения	шестерни колеса	$x_1$ $x_2$	
Ширина зубчатого венца, мм		$b$	
Первая ступень нагружения шестерни	Крутящий момент, Н·м Частота вращения, мин <sup>-1</sup> Время действия момента, ч	$T_{11}$ $n_{11}$ $t_1$	
Вторая ступень	То же	$T_{12}$ $n_{12}$ $t_2$	
Третья ступень	То же	$T_{13}$ $n_{13}$ $t_3$	
Четвертая ступень	То же	$T_{14}$ $n_{14}$ $t_4$	
Гамма-процентный ресурс, ч		$T_{p\gamma}$	
Заданная вероятность обеспечения, %		$\gamma$	
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу при заданном законе распределения ресурса)		$K_\gamma$	

## Продолжение табл. 6

Наименование параметров	Обозна- чение	Значение
Наибольший длительно действующий крутящий момент на реверсируемом валу шестерни, Н·м	$T_1'$	
Время работы передачи при реверсе, ч	$t'$	
Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-78	$S$	
Класс шероховатости по ГОСТ 2789-73	—	
* Условия работы передачи (стабильные, изменяющиеся)	—	
Степень нагруженности передачи (средняя, максимальная)	—	
Марка стали	шестерни колеса	— —
Способ термообработки	шестерни колеса	— —
**) Твердость поверхности зубьев (средняя), НВ или НРС	шестерни колеса	$H_1$ $H_2$
Твердость сердцевины зубьев (средняя), НВ или НРС	шестерни колеса	$H_1'$ $H_2'$

\* Условия работы принимаются стабильными в случае постоянства крутящего момента, а также при кратковременных его изменениях.

\*\*) Соотношение между значениями твердости, выраженными в единицах НВ и НРС, приведено на черт. 2 приложения I.

**2.2. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостного выкрашивания**

Таблица 7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число	$u$	$u = \frac{Z_2}{Z_1}$	
Вспомогательный параметр	—	$\frac{x_1 + x_2}{Z_1 + Z_2}$	
Коэффициент формы поверхности	$Z_H$	Приложение I, черт.6	
Коэффициент свойств материалов, МПа <sup>1/2</sup>	$Z_M$	Для стальных зубчатых колес $Z_M = 275$	
Угол делительного конуса шестерни, градус	$\delta_1$	$\delta_1 = \arctg \frac{Z_1}{Z_2}$	
Угол делительного конуса колеса, градус	$\delta_2$	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	
Биэквивалентное число зубьев	$\frac{Z_{v1}}{Z_{v2}}$	Приложение I, табл.12	
Коэффициент торцевого перекрытия	$\varepsilon_d$	$\varepsilon_d = [1,88 - 3,2 (\frac{1}{Z_{v1}} + \frac{1}{Z_{v2}})] \cos \beta$	
Коэффициент длины контактных линий	$Z_c$	Приложение I, табл.12	
Внешнее конусное расстояние, мм	$R_e$	$R_e = \frac{m_{te} \cdot Z_1}{2 \sin \delta_1}$	
Средний окружной модуль, мм	$m_{tm}$	$m_{tm} = m_{te} \left(1 - \frac{b}{2R_e}\right)$	
Средний делительный диаметр шестерни, мм	$d_{m1}$	$d_{m1} = Z_1 \cdot m_{tm}$	
Окружная скорость на среднем делительном диаметре, м/с	$v_m$	$v_m = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000}$	

Продолжение табл.7

Наименование параметров	Обоз- начение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1;$ для передач с косыми и круговыми зубьями по черт.8 приложения I.	
Коэффициент ширины зубчатого венца	$K_{Be}$	$K_{Be} = \frac{\beta}{Re}$	
Относительная ширина эквивалентного конического колеса	--	$\frac{K_{Be} \cdot u}{2 - K_{Be}}$	
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{H\beta}$	Приложение I, табл.13	
Коэффициент вида зубчатой передачи	$\delta_H$	Приложение I, табл.1	
Коэффициент разности шагов шестерни и колеса	$g_0$	Приложение I, табл.2	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	$w_{Hv} = \delta_H g_0 v_m \sqrt{\frac{Re - 0.58}{u}}$	
Динамическая добавка	$\bar{v}_H$	$\bar{v}_H = \frac{w_{Hv} \cdot d_{m1} \cdot \beta}{2000 T_{H\alpha} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$	
Коэффициент динамичности	$K_{Hv}$	$K_{Hv} = 1 + \bar{v}_H$ для передач с круговым зубом по табл.13 приложения I.	
Число циклов переменных напряжений $N_{ti}$ за время действия $t_i$ крутящего момента $T_{ri}$ при частоте вращения $n_{ri}$	$N_{t1}$		
	$N_{t2}$		
	$N_{t3}$		
	$N_{t4}$		
Эквивалентное число циклов переменных напряжений для шестерни	$N_{HE1}$	$N_{HE1} = \sum_{i=1}^4 \left[ \left( \frac{T_{ri}}{T_{H1}} \right)^3 \cdot N_{ti} \right] \cdot \frac{1}{K_Y}$	

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на контактную выносливость, Н·м	$T_{H1}$	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов которого превышает $0,03 \cdot N_{HE}$	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{ht}$	$w_{ht} = \frac{2000 \cdot T_{H1}}{\theta \cdot d_{m1}} \cdot K_{hd} \cdot K_{hb} \cdot K_{hv}$	
Расчетное контактное напряжение, МПа	$\sigma_H$	$\sigma_H = Z_H Z_M Z_E \sqrt{\frac{w_{ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} \cdot u}}$	
Средняя величина базового предела контактной выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{Hemb}$	Приложение I, табл.3	
	$\bar{\sigma}_{Hemb2}$		
Коэффициент шероховатости	$Z_R$	Приложение I, табл.4	
Скоростной коэффициент	$Z_U$	При $U \leq 5$ м/с $Z_U = 1$ ; при $U > 5$ м/с по черт.ИО приложения I.	
Коэффициент размеров	$K_{xH}$	Приложение I, черт. II	
Базовое число циклов перемены напряжений	$N_{HO1}$	Приложение I, черт. IZ	
	$N_{HO2}$		
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	—	$\frac{N_{HO}}{N_{HE}}$	
Коэффициент среднего ресурса	$K_{HL1}$	$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ При $\frac{N_{HO}}{N_{HE}} < 1$ принимать $K_{HL} = 1$ . Пределные значения $K_{HL}$ : $K_{HL} \leq 2,6$ - при объемном упрочнении, $K_{HL} \leq 1,8$ - при поверхностном упрочнении	
	$K_{HL2}$		
Средняя величина предела контактной выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{HP1}$	$\bar{\sigma}_{HP} = \bar{\sigma}_{Hemb} \cdot Z_R \cdot Z_U \cdot K_{xH} \cdot K_{HL}$	
	$\bar{\sigma}_{HP2}$		

Продолжение табл.7

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент вариации базового предела контактной выносливости	$\sigma_{\text{баз}}^v$	Приложение I, табл.5	
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	$\sigma_{KHL1}$	При $K_{HL} \leq 1$ $\sigma_{KHL} = 0$ ;	
	$\sigma_{KHL2}$	при $K_{HL} > 1$ $\sigma_{KHL} = 0,05$	
Квадрат коэффициента вариации предела контактной выносливости	$\sigma_{\text{баз}}^2$		
	$\sigma_{\text{баз}}^2$	$\sigma_{\text{баз}}^2 = \sigma_{\text{баз}}^2 + \sigma_{KHL}^2$	
Дисперсия предела контактной выносливости, $\text{МПа}^2$	$D_{\text{баз}}$		
	$D_{\text{баз}}^2$	$D_{\text{баз}} = \sigma_{\text{баз}}^2 \cdot \sigma_{\text{баз}}^2$	
Коэффициент вариации нагрузки	$\sigma_{F}$	Приложение I, табл.6	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$\sigma_{KHA}$	$\sigma_{KHA} = \frac{K_{HA} - 1}{3K_{HA}}$	
Коэффициент вариации коэффициента распределений нагрузки по ширине венца	$\sigma_{KHB}$	$\sigma_{KHB} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{HB} - 1,05}{3K_{HB}}$ где $S$ - степень точности	
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$\sigma_{KHD}$	$\sigma_{KHD} = \frac{K_{HD} - 1}{3K_{HD}}$	
Квадрат коэффициента вариации контактного напряжения	$\sigma_H^2$	$\sigma_H^2 = \frac{1}{4} (\sigma_{TH}^2 + \sigma_{KHA}^2 + \sigma_{KHB}^2 + \sigma_{KHD}^2 + \sigma_{KHN}^2 + \sigma_{KHA} \cdot \sigma_{KHB} + \sigma_{KHA} \cdot \sigma_{KHD} + \sigma_{KHB} \cdot \sigma_{KHD})$	

## Продолжение табл.7

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Дисперсия контактного напряжения, МПа <sup>2</sup>	$D_{6H}$	$D_{6H} = \sigma_h^2 \cdot V_{6H}^2$	
Квантиль распределения разности напряжений	$U_{H1}$	$U_H = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sqrt{D_{6HP} + D_{6H}}} > 0$	
	$U_{H2}$		
Вероятность обеспечения ресурса, %	$V_{H1}$	Приложение I, табл.II	
	$V_{H2}$		

Вывод:  $\gamma_{H1} = \gamma =$  $\gamma_{H2} = \gamma =$

2.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостной поломки зуба от изгиба

Таблица 8

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на выносливость при изгибе, Н·м	$T_{F1}$	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов действия которого превышает $5 \cdot 10^4$ (приложение I, черт. I)	
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{F2}$	Для прямозубых передач $K_{F2} = 1$ , для передач с косыми и круговыми зубьями $K_{F2} = \frac{4 + (\varepsilon_2 - 1)(S - 5)}{4 \cdot \varepsilon_2}$	
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{F3}$	$K_{F3} = K_{H3}$	
Коэффициент вида зубчатой передачи	$\delta_F$	$\delta_F = 0,016$ – для прямозубой передачи, $\delta_F = 0,006$ – для косозубой и с круговым зубом	
Удельная окружная динамическая сила, Н·м	$w_{Fur}$	$w_{Fur} = \frac{\delta_F}{\delta_H} w_{Hur}$	
Динамическая добавка	$\bar{v}_F$	$\bar{v}_F = \frac{w_{Fur} \cdot \beta \cdot d_{m1}}{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F2} \cdot K_{F3}}$	
Коэффициент динамичности	$K_{F2r}$	$K_{F2r} = 1 + \bar{v}_F$	
Коэффициент наклона зуба	$y_\beta$	$y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ – для косозубой и с круговым зубом, где $\beta$ – в градусах	
Коэффициент формы зуба	$y_{F1}$	Приложение I, черт. 14 (выбирается в зависимости от $\bar{z}_v$ и $x$ )	
	$y_{F2}$		

Продолжение табл.8

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Средний нормальный модуль	$m_{nm}$	$m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5 K_{fe}) \cos \beta$	
Напряжение изгиба на шестерне, МПа	$\sigma_{F1}$	$\sigma_{F1} = \frac{2000 T_{F1} K_{Fe} K_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot \beta \cdot m_{nm}}$	
Напряжение изгиба на колесе, МПа	$\sigma_{F2}$	$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}$	
Средняя величина базового предела выносливости, МПа	$\bar{G}_{flimb_1}$ $\bar{G}_{flimb_2}$	Приложение I, табл.7	
Коэффициент влияния амплитуд напряжений противоположного знака	$R_{FC1}$ $R_{FC2}$	Приложение I, табл.8	
Коэффициент реверсивности	$K_{FC1}$ $K_{FC2}$	$K_{FC} = 1 - R_{FC} \cdot \frac{T_1' \cdot t'}{T_{F1} \cdot t}$	
Показатель кривой усталости	$m_{F1}$ $m_{F2}$	Приложение I, табл.9	
Базовое число циклов перемены напряжений	$N_{FO}$	$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$	
Эквивалентное число циклов	$N_{FE1}$ $N_{FE2}$	$N_{FE} = \sum \left[ \left( \frac{T_{1i}}{T_{FH}} \right)^{m_F} \cdot N_i \right] \cdot \frac{1}{K_F}$	
Отношение базового числа к эквивалентному числу циклов	— —	$\frac{N_{FO}}{N_{FE}} = \frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}$	
Kоэффициент среднего ресурса	$K_{FL1}$ $K_{FL2}$	$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{FO}}{N_{FE}} < I$ принимать $K_{FL} = I$ . Пределые значения: $K_{FL} \leq 1,63$ — при $m_F = 9$ $K_{FL} \leq 2,0$ — при $m_F = 6$	

Продолжение табл. 8

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент чувствительности материала	$y_s$	Приложение I, черт.16	
Коэффициент размеров	$K_{xF1}$	Приложение I, черт.17	
	$K_{xF2}$		
Средняя величина предела выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{FP1}$	$\bar{\sigma}_{FP} = \bar{\sigma}_{FLmb} \cdot K_{FL} \cdot y_s \cdot K_{xF}$	
	$\bar{\sigma}_{FP2}$		
Коэффициент вариации базового предела выносливости	$\sigma_{FLmb}$	Приложение I, табл.10	
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	$\sigma_{KFL1}$	При $K_{FL} \leq I$ $\sigma_{KFL} = 0$ ;	
	$\sigma_{KFL2}$	при $K_{FL} > I$ $\sigma_{KFL} = 0,05$	
Квадрат коэффициента вариации предела выносливости	$\sigma_{\sigma_{FP1}}^2$	$\sigma_{\sigma_{FP}}^2 = \sigma_{\sigma_{FLmb}}^2 + \sigma_{KFL}^2$	
	$\sigma_{\sigma_{FP2}}^2$		
Дисперсия предела выносливости, МПа <sup>2</sup>	$D_{GFP1}$	$D_{\sigma_{FP}} = \bar{\sigma}_{FP}^2 \cdot \sigma_{\sigma_{FP}}^2$	
	$D_{\sigma_{FP2}}$		
Коэффициент вариации нагрузки	$\sigma_{TF1}$	Приложение I, табл.6	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$\sigma_{KFd}$	$\sigma_{KFd} = \frac{K_{Fd} - 1}{3K_{Fd}}$	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$\sigma_{KFB}$	$\sigma_{KFB} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{FB} - 1,05}{3K_{FB}}$ где $S$ - степень точности	

Продолжение табл. 8

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$\sigma_{KFU}$	$\sigma_{KFU} = \frac{K_{FU} - 1}{3K_{FU}}$	
Квадрат коэффициента вариации напряжения изгиба	$\sigma_{\delta F}^2$	$\sigma_{\delta F}^2 = \frac{1}{4} (\sigma_{F1}^2 + \sigma_{KF\alpha}^2 + \sigma_{KF\beta}^2 + \sigma_{KF\alpha}^2 + \sigma_{KF\alpha} \cdot \sigma_{KF\beta} + \sigma_{KF\alpha} \cdot \sigma_{KFU} + \sigma_{KF\beta} \cdot \sigma_{KFU})$	
Дисперсия напряжения изгиба шестерни, МПа <sup>2</sup>	$D_{\delta F1}$	$D_{\delta F1} = \sigma_{F1}^2 \cdot \sigma_{\delta F}^2$	
Дисперсия напряжения изгиба колеса, МПа <sup>2</sup>	$D_{\delta F2}$	$D_{\delta F2} = \sigma_{F2}^2 \cdot \sigma_{\delta F}^2$	
Квантиль распределения разности напряжений	$U_{F1}$ $U_{F2}$	$U_F = \frac{\tilde{\sigma}_{F2} - \tilde{\sigma}_F}{\sqrt{D_{\delta F2} + D_{\delta F}}}$	
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_{F1}$ $\gamma_{F2}$	Приложение I, табл. II	

Выход:  $\gamma_{F1} = \gamma =$

$\gamma_{F2} = \gamma =$

3. Расчет вала на долговечность

3.1. Схема нагружения вала и эпюры моментов

Таблица 9

Наименование	Схема
Эскиз вала	— — — — —
Расчетная схема вала	
Эпюра суммарных изгибающих моментов от усилий, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях	
Эпюра крутящих моментов	

## 3.2. Исходные данные

Таблица 10

Наименование исходных данных	Обозна- чение	Значение
Диаметр заготовки вала, мм	$D_3$	
Марка стали (приложение I, табл.I4)	—	
твёрдость, НВ	$H$	
предел прочности, МПа	$\sigma_b$	
предел текучести при изгибе, МПа	$\sigma_t$	
предел текучести при кручении, МПа	$\tau_t$	
предел выносливости при изгибе, МПа	$\sigma_{-1}$	
предел выносливости при кручении, МПа	$\tau_{-1}$	
Первая ступень нагружения	Крутящий момент, Н·м	$T_1$
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_1$
	Время действия момента, ч	$t_1$
Вторая ступень	Крутящий момент, Н·м	$T_2$
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_2$
	Время действия момента, ч	$t_2$
Третья ступень	Крутящий момент, Н·м	$T_3$
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_3$
	Время действия момента, ч	$t_3$
Четвертая ступень	Крутящий момент, Н·м	$T_4$
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_4$
	Время действия момента, ч	$t_4$
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$	
Заданная вероятность обеспечения, %	$\gamma$	
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу при заданном законе распределения ресурса)	$K_\gamma$	

3.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталости

Таблица II

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Расчетный диаметр опасного сечения, мм	$D$	По чертежу вала				
Момент сопротивления, см <sup>3</sup> : изгибу	$W_u$	Приложение I, табл.15				
	$W_k$					
Число циклов перемены напряжений ( $N_i$ ) за время действия ( $t_i$ ) крутящего момента ( $T_i$ ) при частоте вращения $n_i$	$N_1$	$N_i = 60 \cdot n_i \cdot t_i$				
	$N_2$					
	$N_3$					
	$N_4$					
Расчетный крутящий момент, Н·м	$T_{FE}$	Наибольший из числа подводимых к валу, число действия которого превышает $5 \cdot 10^4$				
Изгибающий момент в опасных сечениях, определенный по расчетному крутящему моменту, Н·м	$M_{FE}$	Принимается по эпюре изгибающих моментов				
Нормальные напряжения в опасных сечениях, МПа	$\sigma$	$\sigma = \frac{M_{FE}}{W_u}$				
Касательные напряжения в опасных сечениях, МПа	$\tau$	$\tau = \frac{T_{FE}}{W_k}$				

Стр. 88 РИ 22-127-85

Продолжение табл. II

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Вид концентратора (напрессовка, галтель, выточка, шпонка, шлицы и др.)	—	По чертежу вала				
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений, кроме сечений с посаженными деталями при изгибе	$K_\sigma$	Приложение I, табл. 16, 17 и 18				
	$K_t$					
Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения: при изгибе	$K_{d\sigma}$	Приложение I, табл. 19				
	$K_{dt}$					
Коэффициент влияния шероховатости при изгибе	$K_{n\sigma}$	Приложение I, табл. 20				
Коэффициент влияния шероховатости при кручении	$K_{nt}$	$K_{nt} = 0,575 K_{n\sigma} + 0,425$				
Коэффициент концентрации при изгибе	$(K_\sigma)_g$	$(K_\sigma)_g = \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{n\sigma}} - 1$				
Коэффициент концентрации при кручении	$(K_t)_g$	$(K_t)_g = \frac{K_t}{K_{dt}} + \frac{1}{K_{nt}} - 1$				

Продолжение табл. II

Стр. 90 РЛ 22-127-85

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Коэффициент концентрации для сечений с посаженными деталями: при изгибе	$(K_6)_g$	Приложение I, табл. 21				
при кручении	$(K_t)_g$					
Коэффициент влияния поверхностного упрочнения	$K_y$	Приложение I, табл. 22				
Эквивалентное число циклов	$N_{FE}$	$N_{FE} = \sum_i^i \left[ \left( \frac{T_i}{T_f} \right)^g \cdot N_i \right] \cdot \frac{1}{K_y}$				
Базовое число циклов перемены напряжений	$N_{FO}$	$N_{FO} = 10^7$				
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	$\frac{N_{FO}}{N_{FE}}$	—				

Продолжение табл. II

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала		
Коэффициент среднего ресурса	$K_{FL}$	$K_{FL} = \sqrt[3]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{F0}}{N_{FE}} < 1$ принимать $K_{FL}=1$ . Предельное значение $K_{FL}=1,6$			
Предел выносливости вала при изгибе, МПа	$(\sigma_{-1})_g$	$(\sigma_{-1})_g = \frac{\sigma_{-1}}{(K_b)_g} \cdot K_v \cdot K_{FL}$			
Предел выносливости вала при кручении, МПа	$(\tau_{-1})_g$	$(\tau_{-1})_g = \frac{\tau_{-1}}{(K_t)_g} \cdot K_v \cdot K_{FL}$			
Запас прочности при изгибе	$n_b$	$n_b = \frac{(\sigma_{-1})_g}{\sigma}$			
Коэффициент чувствительности к асимметрии напряжений	$\psi_t$	$\psi_t = 0,01 + 10^{-4}\sigma_b$			
Запас прочности при кручении	$n_t$	$n_t = \frac{2(\tau_{-1})_g}{\tau \left[ 1 + \frac{\psi_t}{(K_t)_g} \right]}$			
Эквивалентное напряжение, МПа	$\sigma_{ekb}$	$\sigma_{ekb} = \sqrt{1 + \left( \frac{n_b}{n_t} \right)^2}$			
Коэффициент вариации предела выносливости материала	$U_{\sigma_{-1}}$	$U_{\sigma_{-1}} = 0,09 \dots 0,11$			
Коэффициент вариации коэффициента концентрации	$U_{(K_c)_g}$	От напрессовки: $U_{(K_c)_g} = 0,04$ от других видов концентраторов: $U_{(K_c)_g} = 0,02$			

Продолжение табл. II

Наименование параметров	Обозн- чение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Коэффициент вариации коэффициента упрочнения	$U_{kv}$	$U_{kv} = 0,12$ ; при отсутствии упрочнения – $- U_{kv} = 0$ .				
Квадрат коэффициента вариации коэффициента выносливости вала	$U_{(6-1)g}^2$	$U_{(6-1)g}^2 = U_{6-1}^2 + U_{(k\sigma)_D}^2 + U_{kv}^2 +$ $+ U_{6-1} \cdot U_{(k\sigma)_g} + U_{(k\sigma)_g} \cdot U_{kv}$				
Дисперсия предела выносливости, МПа <sup>2</sup>	$D_{(6-1)g}$	$D_{(6-1)g} = (\bar{\sigma}_{-1})_g^2 \cdot U_{(6-1)g}^2$				
Коэффициент вариации эквивалентного напряжения	$U_{\sigma_{ekv}}$	Приложение I, табл. 6				
Дисперсия эквивалентного напряжения, МПа <sup>2</sup>	$D_{\sigma_{ekv}}$	$D_{\sigma_{ekv}} = \bar{\sigma}_{ekv}^2 \cdot U_{\sigma_{ekv}}^2$				
Квантиль распределения разности напряжения	$U_Y$	$U_Y = \frac{(\bar{\sigma}_{-1})_g - \bar{\sigma}_{ekv}}{\sqrt{D_{(6-1)g} + D_{\sigma_{ekv}}}}$				
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_f$	Приложение I, табл. II				

## 4. Расчет подшипников на долговечность

4.1. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса подшипника  
(Осевая нагрузка  $F_a = 0$ )

Таблица 12

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора	
			I	II
Тип подшипника	—	Характеристика подшипника		
№ подшипника	—			
Динамическая грузоподъемность, Н	$C$			
Радиальная нагрузка, Н	$F_r$			
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n$			
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{P\gamma}$			
Коэффициент вращения	$V$	$V = I -$ вращается внутреннее кольцо; $V = I,2 -$ вращается наружное кольцо		
Коэффициент безопасности	$K_\delta$	Приложение I, табл. 23		
Температурный коэффициент	$K_T$	Приложение I, табл. 24		
Эквивалентная динамическая нагрузка, Н	$P$	$P = F_r \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T$		
Степенной показатель	$\rho$	$P = 3 -$ для шарикоподшипников; $P = 10/3 -$ для роликоподшипников		
Девяносто-процентный ресурс, ч	$T_{P90}$	$T_{P90} = \frac{(C/P)^\rho \cdot 10^6}{60 \cdot n}$		
Отношение	$T_{P90}/T_{P\gamma}$	$T_{P90}/T_{P\gamma}$		
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma$	Приложение I; черт. 18		

4.2. Определение вероятности обеспечения  
заданного ресурса подшипника  
(Осевая нагрузка  $F_a \neq 0$ )

Таблица I3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора	
			I	II
Тип подшипника	—	Характеристика подшипника		
№ подшипника	—			
Динамическая грузоподъемность, Н	c			
Коэффициент осевого нагружения	e			
Радиальная нагрузка, Н	$F_r$			
Осевая нагрузка, Н	$F_a$			
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	Исходные данные		
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$			
Коэффициент вращения	V			
Коэффициент безопасности	$K_\delta$	Приложение I, табл. 23		
Температурный коэффициент	$K_T$	Приложение I, табл. 24		
Осевая составляющая от радиальной нагрузки, Н	S	$S = e \cdot F_r$		
Расчетная осевая нагрузка, Н	$F_{ap}$	Приложение I, табл. 25 $F_{ap_I} =$ $F_{ap_{II}} =$		

Продолжение табл. I3

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Опора	
			I	II
Отношение	$\frac{F_{ap}}{F_r}$	$\frac{F_{ap}}{F_r}$		
Коэффициент радиальной нагрузки	X	Данные из каталога		
Коэффициент осевой нагрузки	Y			
Эквивалентная динамическая нагрузка, Н	P	$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_{ap}) K \delta K_r$		
Степенной показатель	P	$P = 3$ - для шарикоподшипников; $P = 10/3$ - для ролико-подшипников		
Девяносто-процентный ресурс, ч	$T_{P90}$	$T_{P90} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^P \cdot 10^6}{60 \cdot \pi}$		
Отношение	$\frac{T_{P90}}{T_{P3}}$	$\frac{T_{P90}}{T_{P3}}$		
Вероятность обеспечения ресурса подшипника, %	$\gamma$	Приложение I, черт.18		

5. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цепной передачи по критерию усталостной прочности пластин

Таблица I4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Обозначение цепи	—		
Шаг цепи, мм	$t$	Характеристика цепи по Гост 13568-75	
Статическая разрушающая нагрузка, Н	$S$		
Число зубьев ведущей звездочки	$z_1$		
Число звеньев цепи	$m$		
Частота вращения ведущей звездочки, мин <sup>-1</sup>	$n_1$		
Окружная сила, Н	$F_t$	Исходные данные	
Гамма-пропцентный ресурс, ч	$T_{P\gamma}$		
Заданная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma$		
Скорость движения цепи, м/с	$v$	$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000}$	
Коэффициент эксплуатации	$K_\vartheta$	$K_\vartheta = K_\sigma \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_c \cdot K_\alpha$ , где значения коэффициентов по табл. 26 приложения I.	
Коэффициент, учитывающий эквивалентное число циклов	$K_{PH}$	$K_{PH} = \frac{F_t \cdot K_\vartheta}{S}$	
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_\vartheta$	Приложение I, черт. 19	

## Продолжение табл. I4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний ресурс цепи, ч	$T_{P,CP}$	$T_{P,CP} = \frac{m \cdot t \cdot N_3}{3,6 \cdot 10^6 \cdot \sigma}$	
Отношение	$K_Y$	$K_Y = \frac{T_{P,CP}}{T_{P,Y}}$	
Параметр распределения ресурса по закону Вейбулла	$\beta$	Если нет данных о параметрах распределения ресурса цепей данной конструкции, то принимать $\beta = 4$ .	
Расчетная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_P$	Приложение I, черт. 20	

Вывод:  $\gamma_P = > Y =$

6. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цилиндрической винтовой пружины сжатия из прутка круглого сечения

Таблица I5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний диаметр витка, мм	$D$		
Диаметр проволоки (прутика), мм	$d$		
Нагрузка в начале рабочего хода пружины, Н	$P_{min}$	Исходные данные	
Нагрузка в конце рабочего хода пружины, Н	$P_{max}$		
Материал проволоки (прутика)	—		
Гамма-процентный ресурс, циклов	$T_{P\gamma}$		
Заданная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma$		
Индекс пружины	$C$	$C = \frac{D}{d}$	
Коэффициент кривизны	$K$	$K = 1 + \frac{1,5}{C}$	
Максимальное напряжение цикла, МПа	$\tau_{max}$	$\tau_{max} = \frac{2,55 \cdot K \cdot P_{max} \cdot C}{d^2}$	
Коэффициент асимметрии цикла	$r$	$r = \frac{P_{min}}{P_{max}}$	
Условное допускаемое напряжение, МПа	$\tau_{усл}$	Приложение I, табл. 27	
Коэффициент уменьшения условного допускаемого напряжения	$Q$	$Q = \frac{\tau_{max}}{0,75 \cdot \tau_{усл}}$	

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний ресурс пружины, циклов	$T_{P\varphi}$	Приложение I, черт. 21	
Отношение	$K_Y$	$K_Y = \frac{T_{P\varphi}}{T_{PY}}$	
Коэффициент вариации	$\nu$	Приложение I, табл. 28	
Расчетная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_P$	Приложение I, черт. 22	

Вывод:

$$\gamma_P = \quad > \quad \gamma =$$

## 7. Расчет канатов на долговечность

## 7.1. Исходные данные

Таблица 16

Наименование исходных данных	Обозначение	Значение
Тип каната	--	
ГОСТ на канат	--	
Диаметр каната, мм	$d$	
Предел прочности проволок каната, МПа	$\sigma_g$	
Наибольшее натяжение в ветви каната, Н	$S$	
$D_1$		
$D_2$		
$D_3$		
$D_4$		
Количество барабанов (если диаметры барабанов одинаковые, то графу можно не заполнять)	$i$	
Коэффициент заласа прочности, принимаемый по "Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов"	$K$	
Максимальная нагрузка на крюке, Н	$Q_{max}$	
Среднеарифметическая нагрузка на крюке, Н	$Q_{\varphi}$	
Число перегибов каната на блоках в эксплуатации в течение года	$\Sigma z$	
Средний коэффициент использования астрономического времени	$K_u$	
Температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$	$t$	
Гамма-процентный ресурс каната, ч	$T_{Py}$	
Вероятность недостижения норм браковки каната, %	$\gamma$	

7.2. Определение вероятности недостижения стальным канатом норм браковки по количеству оборванных проволок в течение заданного срока

Таблица I7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Число перегибов, которое выдерживает эталонный канат до норм браковки	$\mathcal{J}_H$	$\mathcal{J}_H = 30 \left( \frac{D}{d} \right)^2 (K - 1,7)$	
Коэффициент режима работы	$K_H$	$K_H = 1,25 \frac{Q_{max}}{Q_{cr}}$	
Коэффициент, учитывающий влияние диаметра каната	$K'_K$	Приложение I, табл. 29	
Коэффициент, учитывающий предел прочности проволок	$K''_K$	Приложение I, табл. 30	
Коэффициент, учитывающий тип и конструкцию каната	$K'''_K$	Приложение I, табл. 31	
Коэффициент приведения каната	$K_K$	$K_K = K'_K \cdot K''_K \cdot K'''_K$	
Коэффициент приведения блоков	$K_\delta$	Если блоки имеют одинаковый диаметр, то $K_\delta = 1$ , если разные, то $K_\delta = \frac{\sum D_i^2}{i \cdot \bar{D}_i^2}$	
Коэффициент условий работы	$C$	При расчете каната на долговечность $C = 0,4$	
Суммарный коэффициент приведения каната	$K_{priv}$	$K_{priv} = K_H \cdot K_K \cdot K_\delta \cdot C$	
Число перегибов, которое выдерживает канат до норм браковки	$\mathcal{J}$	$\mathcal{J} = \mathcal{J}_H \cdot K_{priv}$	
Температурный коэффициент	$K_t$	При температуре окружающего воздуха до $-40^\circ\text{C}$ $K_t = 1$ , если $t < -40^\circ\text{C}$ , то $K_t = 1,5 \dots 2,5$	

## Продолжение табл. I7

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Средний срок службы каната, лет	$T_{ср.ср}$	$T_{ср.ср} = \frac{\gamma}{\sum z \cdot K_t}$	
Средняя продолжительность работы техники за год в часах фактической работы, ч	$T_r$	$T_r = 8760 \cdot Ku$	
Средний ресурс каната, ч	$T_p \varphi$	$T_p \varphi = 0,75 \cdot T_r \cdot T_{ср.ср}$	
Отношение $T_p \gamma / T_p \varphi$	$K_\gamma$	$K_\gamma = \frac{T_p \gamma}{T_p \varphi}$	
Коэффициент вариации ресурса	$\sigma$	$\sigma = 0,6$	
Расчетная вероятность недостижения норм браковки каната, %	$\gamma_p$	Приложение I, черт. 23	

Вывод:  $\gamma_p = > \gamma =$

## ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

I. Расчет цилиндрических зубчатых передач  
на долговечность

I.I. Исходные данные

Таблица I

Наименование параметров	Обозначение	Значение	
Число зубьев	$Z_1$	32	
	$Z_2$	64	
Модуль, мм	$m$	5	
Угол наклона, градус	$\beta$	$16^{\circ}15'$	
Коэффициент смещения	$x_1$	0	
	$x_2$	0	
Рабочая ширина венца, мм	$b_{\omega}$	60	
Первая ступень нагружения шестерни (приложение I, черт. I)	Крутящий момент, Н·м	$T_{11}$	1000
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_{11}$	600
	Время действия момента, ч	$t_1$	1000
Вторая ступень	To же	$T_{12}$	600
		$n_{12}$	500
		$t_2$	3000
Третья ступень	To же	$T_{13}$	400
		$n_{13}$	500
		$t_3$	2000
Четвертая ступень	To же	$T_{14}$	200
		$n_{14}$	400
		$t_4$	2000
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$	8000	
Заданная вероятность обеспечения, %	$\gamma$	97	
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу по закону Вейбула при коэффициенте вариации 0,35)	$K_{\gamma}$	3	

Продолжение табл. I

Наименование параметров	Обозна- чение	Значение
Наибольший длительно действующий крутящий момент на реверсируемом валу шестерни, Н·м	$T_1'$	1000
Время работы передачи при реверсе, ч	$t'$	2000
Количество зубчатых колес, одновременно находящихся в зацеплении с рассчитываемым колесом	$a$	1
Схема расположения колес относительно оси (приложение I, черт. 3)	—	3
Наличие колеса, насаженного на вал рядом с шестерней (да, нет)	—	нет
Степень точности по нормам плавности по Гост 1643-78	$S$	?
Класс шероховатости по Гост 2789-73	—	?
*) Условия работы передачи (стабильные, изменяющиеся)	—	стабильные
Степень нагруженности передачи (средняя, максимальная)	—	средняя
Марка стали	шестерни	—
	колеса	—
Способ термообработки	шестерни	закалка ТВ4
	колеса	улучшение
**) Твердость поверхности зубьев (средняя), НВ или HRC	шестерни	$H_1$
	колеса	$H_2$
Твердость сердцевины зубьев (средняя), НВ или HRC	шестерни	$H_1'$
	колеса	$H_2'$
		HB 280

\*) Условия работы принимаются стабильными в случае постоянства крутящего момента, а также при кратковременных его изменениях.

\*\*) Соотношение между значениями твердости, выраженными в единицах HB и HRC, приведено на черт. 2 приложения I.

## I.2. Определение основных геометрических параметров

I.2.1. Определение основных геометрических параметров  
некорректированных зубчатых передач ( $x_1 = x_2 = 0$ )  
и передач с высотной коррекцией ( $x_1 = -x_2$ )

Таблица 2

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	2
Начальный диаметр, мм	$d_{\omega_1}$	$d_{\omega} = \frac{z \cdot m}{\cos \beta}$	166,7
	$d_{\omega_2}$		333,3
Межосевое расстояние, мм	$a_{\omega}$	$a_{\omega} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cos \beta}$	250
Составляющие коэффициента торцевого перекрытия	$\epsilon_{\alpha_1}$	Приложение I, черт. 4	0,79
	$\epsilon_{\alpha_2}$		0,84
Коэффициент торцевого перекрытия	$\epsilon_{\alpha}$	$\epsilon_{\alpha} = \epsilon_{\alpha_1} + \epsilon_{\alpha_2}$	1,63
Осевой шаг, мм	$P_x$	$P_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	56,3
Коэффициент осевого перекрытия	$\epsilon_{\beta}$	$\epsilon_{\beta} = \frac{\delta_{\omega}}{P_x}$	1,07

I.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостного выкрашивания

Таблица 3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Вспомогательный параметр	--	$\frac{x_1 + x_2}{Z_1 + Z_2}$	0
Коэффициент формы поверхности	$Z_H$	Приложение I, черт. 6	1,71
Коэффициент свойств материалов, МПа <sup>1/2</sup>	$Z_M$	Для стальных зубчатых колес $Z_M = 275$	275
Коэффициент длины контактных линий	$Z_\varepsilon$	Для прямозубых передач: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ для косозубых передач по черт. 7 приложения I.	0,78
Число циклов перемены напряжений $N_{ti}$ за время действия $t_i$ крутящего момента $T_{ti}$ при частоте вращения $n_{ti}$	$N_{t1}$ $N_{t2}$ $N_{t3}$ $N_{t4}$	$N_{ti} = 60 \cdot \alpha \cdot n_{ti} \cdot t_i$	$3,6 \cdot 10^7$ $10,8 \cdot 10^7$ $7,2 \cdot 10^7$ $7,2 \cdot 10^7$
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для шестерни	$N_{HE1}$	$N_{HE1} = \sum_0^i \left[ \left( \frac{T_{ti}}{T_H} \right)^3 \cdot N_{ti} \right] \cdot \frac{1}{K_F}$	$6,4 \cdot 10^7$
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для колеса	$N_{HE2}$	$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{\alpha \cdot u}$	$3,2 \cdot 10^7$
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на контактную выносливость, Н·м	$T_{H1}$	Наибольший из числа подводимых к передаче, числом которого превышает $0,03 \cdot N_{HE1}$	1000
Окружная скорость, м/с	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_{t1}}{60000}$	5,2
Коэффициент распределений нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1;$ для косозубых передач по черт. 8 приложения I.	1,05
Относительная ширина шестерни	$\psi_{bd}$	$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$	0,36

## Продолжение табл. 3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{H\beta}$	Приложение I, черт. 9	1,05
Коэффициент вида зубчатой передачи	$\delta_H$	Приложение I, табл. I	0,002
Коэффициент разности шагов шестерни и колеса	$g_0$	Приложение I, табл. 2	53
Коэффициент, учитывающий наличие колеса, насаженного на вал, рядом с шестерней	$K_0$	При отсутствии - $K_0 = 1$ ; если насажено цилиндрическое колесо, то $K_0 = \frac{u}{2} \sqrt{\frac{u}{2}}$ если коническое, то $K_0 = u$	1
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$W_{Hv}$	$W_{Hv} = \delta_H g_0 v \cdot \sqrt{\frac{\alpha \omega}{u}} \cdot K_0$	6,16
Динамическая добавка	$\bar{v}_H$	$\bar{v}_H = \frac{W_{Hv} \cdot \delta_{w1} \cdot d_{w1}}{2000 \cdot T_{H1} \cdot K_{Hd} \cdot K_{H\beta}}$	0,027
Коэффициент динамичности	$K_{Hv}$	$K_{Hv} = 1 + \bar{v}_H$	1,027
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$W_{Ht}$	$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_{H1}}{\delta_{w1} \cdot d_{w1}} \cdot K_{Hd} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Ht}$	225,9
Расчетное контактное напряжение, МПа	$\sigma_H$	$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}$	513,5
Средняя величина базового предела контактной выносливости, МПа	$\sigma_{Hlim\beta_1}$ $\sigma_{Hlim\beta_2}$	Приложение I, табл. 3	960 570
Коэффициент шероховатости	$Z_R$	Приложение I, табл. 4	1
Скоростной коэффициент	$Z_v$	При $v \leq 5$ м/с $Z_v = 1$ , при $v > 5$ м/с по черт. 10 приложения I	1
Коэффициент размеров	$K_{xH}$	Приложение I, черт. II	1

Продолжение табл. 3

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Базовое число циклов перемены напряжений	$N_{HO1}$	Приложение I, черт. 12	$55 \cdot 10^6$
	$N_{HO2}$		$16 \cdot 10^6$
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	--	$\frac{N_{HO}}{N_{HE}}$	0,85
			0,5
Коэффициент среднего ресурса	$K_{HL1}$	При $\frac{N_{HO}}{N_{HE}} < 1$ принимать $K_{HL} = 1$ . Предельные значения: $K_{HL} \leq 2,6$ - при объемном упрочнении,	1
	$K_{HL2}$	$K_{HL} \leq 1,8$ - при поверх- ностном уп- рочнении.	1
Средняя величина предела контактной выносливости, · МПа	$\bar{\sigma}_{HP1}$	$\bar{\sigma}_{HP} = \bar{\sigma}_{HClmb} \cdot Z_R \cdot Z_D \cdot K_{xH} \cdot K_{HL}$	966
	$\bar{\sigma}_{HP2}$		630
Коэффициент вариации базового предела кон- тактной выносливости	$\sigma_{\delta HClmb}$	Приложение I, табл. 5	0,07
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	$\sigma_{KHL1}$	При $K_{HL} \leq 1$ $\sigma_{KHL} = 0$ ;	0
	$\sigma_{KHL2}$	при $K_{HL} > 1$ $\sigma_{KHL} = 0,05$	0
Квадрат коэффициента вариации предела кон- тактной выносливости	$\sigma_{\delta HP1}^2$	$\sigma_{\delta HP}^2 = \sigma_{\delta HClmb}^2 + \sigma_{KHL}^2$	0,0049
	$\sigma_{\delta HP2}^2$		0,0049
Дисперсия предела кон- тактной выносливости, МПа <sup>2</sup>	$D_{\delta HP1}$	$D_{\delta HP} = \sigma_{\delta HP}^2 \cdot \sigma_{\delta HP}^2$	4572
	$D_{\delta HP2}$		1945
Коэффициент вариации нагрузки	$\sigma_{Tn1}$	Приложение I, табл. 6	0,2
Коэффициент вариации коэффициента распре- деления нагрузки между зубьями	$\sigma_{Knx}$	$\sigma_{Knx} = \frac{K_{nx} - 1}{3 K_{nx}}$	0,016

Продолжение табл. 3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$U_{K_{H\beta}}$	$U_{K_{H\beta}} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{H\beta} - 1,05}{3K_{H\beta}}$ где $S$ - степень точности	0
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$U_{K_{Hv}}$	$U_{K_{Hv}} = \frac{K_{Hv} - 1}{3K_{Hv}}$	0,009
Квадрат коэффициента вариации контактного напряжения	$U_{\sigma_H}^2$	$U_{\sigma_H}^2 = \frac{1}{4} (U_{TH1}^2 + U_{K_{H\alpha}}^2 + U_{K_{H\beta}}^2 + U_{K_{Hv}}^2 + U_{K_{H\alpha}} \cdot U_{K_{H\beta}} + U_{K_{H\alpha}} \cdot U_{K_{Hv}} + U_{K_{H\beta}} \cdot U_{K_{Hv}})$	0,01
Дисперсия контактного напряжения, $\text{МПа}^2$	$D_{\sigma_H}$	$D_{\sigma_H} = \bar{\sigma}_H^2 \cdot U_{\sigma_H}^2$	2637
Квантиль распределения разности напряжений	$U_{H1}$	$U_H = \frac{\bar{\sigma}_{HP} - \bar{\sigma}_H}{\sqrt{D_{\sigma_{HP}} + D_{\sigma_H}}} > 0$	5,3
	$U_{H2}$		1,17
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_{H1}$	Приложение I, табл. II	99,9
	$\gamma_{H2}$		81

Выход:  $\gamma_{H1} = 99,9 > \gamma = 97$  $\gamma_{H2} = 81 < \gamma = 97$

I.4. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостной поломки зуба от изгиба

Таблица 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на выносливость при изгибе, Н·м	$T_{F1}$	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов действия которого превышает $5 \cdot 10^4$ (приложение I, черт. I)	1000
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$ ; для косозубых: при $\varepsilon_\beta \leq 1$ $K_{F\alpha} = 1$ , при $\varepsilon_\beta > 1$ $K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\beta - 1)(S - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\beta}$ где $S$ – степень точности	0,81
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{F\beta}$	Приложение I, черт. I3	1,09
Коэффициент вида зубчатой передачи	$\delta_F$	Для прямых зубьев $\delta_F = 0,016$ ; для косых – $\delta_F = 0,006$ .	0,006
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$W_{F\sigma}$	$W_{F\sigma} = \frac{\delta_F}{\delta_H} \cdot W_{H\sigma}$	18,5
Динамическая добавка	$\bar{V}_F$	$\bar{V}_F = \frac{W_{F\sigma} \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}$	0,1
Коэффициент динамичности	$K_{F\sigma}$	$K_{F\sigma} = 1 + \bar{V}_F$	1,1
Эквивалентное число зубьев	$Z_{v1}$	$Z_{v1}$	36,2
	$Z_{v2}$	$Z_{v2} = \frac{Z}{\cos \beta_3}$	72,4
Коэффициент формы зуба	$Y_{F1}$	Приложение I: для колес с внешними зубьями по черт. I4, для колес с внутренними зубьями по черт. I5.	3,73
	$Y_{F2}$		3,62
Коэффициент наклона зуба	$y_\beta$	Для косозубых передач. $y_\beta = 1 - \frac{\beta}{40^\circ}$ , для прямозубых $y_\beta = 1$ .	0,87

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Напряжение изгиба на шестерне, МПа	$\tilde{\sigma}_{F1}$	$\tilde{\sigma}_{F1} = \frac{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{FL} \cdot K_{FB} \cdot K_{FU}}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_B} \cdot Y_B$	115
Напряжение изгиба на колесе, МПа	$\tilde{\sigma}_{F2}$	$\tilde{\sigma}_{F2} = \frac{\tilde{\sigma}_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}$	112
Средняя величина базового предела выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{F1m\beta_1}$ $\bar{\sigma}_{F1m\beta_2}$	Приложение I, табл. 7	600 450
Коэффициент влияния амплитуд нагрузений противоположного знака	$R_{FC1}$ $R_{FC2}$	Приложение I, табл. 8	0,25 0,35
Коэффициент реверсивности	$K_{FC1}$ $K_{FC2}$	$K_{FC} = 1 - R_{FC} \frac{T'_1 \cdot t'}{T_{F1} \cdot t}$	0,73 0,685
Показатель кривой усталости	$m_{F1}$ $m_{F2}$	Приложение I, табл. 9	6 6
Базовое число циклов перемен напряжений	$N_{FO}$	$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$
Эквивалентное число циклов	$N_{FE1}$ $N_{FE2}$	$N_{FE} = \sum \left[ \left( \frac{T_{fi}}{T_{F1}} \right)^{m_F} N_i \right] \cdot \frac{1}{K_Y}$	$4 \cdot 10^7$ $2,05 \cdot 10^7$
Отношение базового числа к эквивалентному числу циклов	— —	$\frac{N_{FO}}{N_{FE}} = \frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}$	0,1 0,2
Коэффициент среднего ресурса	$K_{FL1}$	$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{FO}}{N_{FE}} < 1$ принимать	1
	$K_{FL2}$	$K_{FL} = I$ . Пределенные значения: $K_{FL} \leq 1,63$ - при $m_F = 9$ $K_{FL} \leq 2,0$ - при $m_F = 6$	1
Коэффициент чувствительности материала	$Y_S$	Приложение I, черт. 16	0,96

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент размеров	$K_{xF1}$	Приложение I, черт. I7	1,0
	$K_{xF2}$		1,0
Средняя величина предела выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{FP1}$	$\bar{\sigma}_{FP} = \bar{\sigma}_{FEm\beta} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} \cdot Y_S \cdot K_{xF}$	420
	$\bar{\sigma}_{FP2}$		295
Коэффициент вариации базового предела выносливости	$U_{\sigma FEm\beta}$	Приложение I, табл. 10	0,09
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	$U_{KFL1}$	При $K_{FL} \leq 1$ $U_{KFL} = 0$ ;	0
	$U_{KFL2}$	при $K_{FL} > 1$ $U_{KFL} = 0,05$	0
Квадрат коэффициента вариации предела выносливости	$U_{\sigma FP1}^2$	$U_{\sigma FP}^2 = U_{\sigma FEm\beta}^2 + U_{KFL}^2$	0,0084
	$U_{\sigma FP2}^2$		0,0081
Дисперсия предела выносливости, $MPa^2$	$D_{\sigma FP1}$	$D_{\sigma FP} = \bar{\sigma}_{FP}^2 \cdot U_{\sigma FP}^2$	1432
	$D_{\sigma FP2}$		703
Коэффициент вариации нагрузки	$U_{TF1}$	Приложение I, табл. 6	0,2
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$U_{KFa}$	$U_{KFa} = \frac{K_{Fa} - 1}{3K_{Fa}}$	0,08
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$U_{KFB}$	$U_{KFB} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{FB} - 1,05}{3 \cdot K_{FB}}$ где $S$ - степень точности	0,01
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$U_{KFr}$	$U_{KFr} = \frac{K_{Fr} - 1}{3K_{Fr}}$	0,03

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обоз- начение	Расчетная зависимость	Значение
Квадрат коэффициента вариации напряжения изгиба	$U_{GF}^2$	$U_{GF}^2 = \frac{1}{4} (U_{TF_1}^2 + U_{KF_A}^2 + U_{KF_B}^2 + U_{KF_C}^2 + U_{KF_D}^2 + U_{KF_E} \cdot U_{KF_B} + U_{KF_D} \cdot U_{KF_B} + U_{KF_E} \cdot U_{KF_D} + U_{KF_B} \cdot U_{KF_D})$	0,003
Дисперсия напряжения изгиба шестерни, МПа <sup>2</sup>	$D_{GF_1}$	$D_{GF_1} = \bar{\sigma}_{F_1}^2 \cdot U_{GF}^2$	35,8
Дисперсия напряжения изгиба колеса, МПа <sup>2</sup>	$D_{GF_2}$	$D_{GF_2} = \bar{\sigma}_{F_2}^2 \cdot U_{GF}^2$	33,9
Квантиль распределения разности напряжений	$U_{F_1}$	$U_F = \frac{\bar{\sigma}_{FP} - \bar{\sigma}_F}{\sqrt{D_{FP} + D_{F}}}$	7,96
	$U_{F_2}$		6,7
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_{F_1}$	Приложение I, табл. II	> 99,9
	$\gamma_{F_2}$		> 99,9

Вывод:  $\gamma_{F_1} = 99,9 > \gamma = 97$  $\gamma_{F_2} = 99,9 > \gamma = 97$

2. Расчет вала

2.I. Схема нагружения вала и эпюры моментов

Таблица 5

Наименование	Схема
Эскиз вала	
Расчетная схема вала	
Эпюра суммарных изгибающих моментов от усилий, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях	
Эпюра крутящих моментов	

## 2.2. Исходные данные

Таблица 6

Наименование исходных данных	Обозна- чение	Значение	
Диаметр заготовки вала, мм	$D_3$	40	
Марка стали (приложение I, табл. I4)	—	45	
твёрдость, НВ	$H$	240	
предел прочности, МПа	$\sigma_b$	800	
предел текучести при изгибе, МПа	$\sigma_t$	550	
предел текучести при кручении, МПа	$\tau_t$	300	
предел выносливости при изгибе, МПа	$\sigma_{-1}$	350	
предел выносливости при кручении, МПа	$\tau_{-1}$	210	
Первая ступень нагруже- ния	Крутящий момент, Н·м	$T_1$	500
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_1$	600
	Время действия момента, ч	$t_1$	500
Вторая ступень	Крутящий момент, Н·м	$T_2$	400
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_2$	600
	Время действия момента, ч	$t_2$	1500
Третья ступень	Крутящий момент, Н·м	$T_3$	300
	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$n_3$	400
	Время действия момента, ч	$t_3$	2000
Четвертая ступень	Крутящий момент, Н·м	$T_4$	200
	Частота вращения мин <sup>-1</sup>	$n_4$	400
	Время действия момента, ч	$t_4$	1000
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{\rho\gamma}$	5000	
Заданная вероятность обеспечения, %	$\gamma$	97	
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу по закону Вейбула при коэффициенте вариации 0,35)	$K_p$	3	

2.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталости

Таблица 7

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
			I	II	III	
Расчетный диаметр опасного сечения, мм	D	По чертежу вала	40	30	30	
Момент сопротивления, см <sup>3</sup> :	W <sub>u</sub>	Приложение I, табл. I5	5,5	2,65	2,32	
	W <sub>k</sub>		11,8	5,3	4,97	
Число циклов перемены напряжений ( $N_i$ ) за время действия ( $t_i$ ) крутящего момента ( $T_i$ ) при частоте вращения $n_i$	$N_1$	$N_i = 60 \cdot n_i \cdot t_i$	$1,8 \cdot 10^7$			
	$N_2$		$5,4 \cdot 10^7$			
	$N_3$		$4,8 \cdot 10^7$			
	$N_4$		$2,4 \cdot 10^7$			
Расчетный крутящий момент, Н·м	$T_{FE}$	Наибольший из числа подводимых к валу, число действия которого превышает $5 \cdot 10^4$	500			
Изгибающий момент в опасных сечениях, определенный по расчетному крутящему моменту, Н·М	$M_{FE}$	Принимается по эпюре изгибающих моментов	530	280	100	
Нормальные напряжения в опасных сечениях, МПа	$\sigma$	$\sigma = \frac{M_{FE}}{W_u}$	96,4	105,6	431	
Касательные напряжения в опасных сечениях, МПа	$\tau$	$\tau = \frac{T_{FE}}{W_k}$	42,4	94,3	100,6	

Стр. 116 РЛ 22-127-85

Продолжение табл. 7

Наименование параметров	Обоз- значе- ние	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала		
			шпонка	гаптель	шпонка
Вид концентратора (напрес- совка, галтель, выточка, шпонка, шлицы и др.)	—	По чертежу вала	I	II	III
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений, кроме сечений с посаженны- ми деталями: при изгибе	$K_\sigma$	Приложение I, табл. I6, I7 и I8	2,01	1,76	2,01
	при кручении		1,88	1,45	1,88
Коэффициент влияния або- лютных размеров сечения: при изгибе	$K_{d\sigma}$	Приложение I, табл. 19	0,91	0,88	0,88
	при кручении		0,89	0,81	0,81
Коэффициент влияния шеро- ховатости при изгибе	$K_{n\sigma}$	Приложение I, табл. 20.	1,1	1,1	1,1
Коэффициент влияния шеро- ховатости при кручении	$K_{n\tau}$	$K_{n\tau} = 0,575 K_{n\sigma} + 0,425$	1,06	1,06	1,06
Коэффициент концентрации при изгибе	$(K_\sigma)_g$	$(K_\sigma)_g = \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{n\sigma}} - 1$	2,1	1,9	2,18
Коэффициент концентрации при кручении	$(K_\tau)_g$	$(K_\tau)_g = \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{n\tau}} - 1$	2,05	1,73	2,26

Продолжение табл. 7

Стр. II8 РЛ 22-127-85

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала		
			I	II	III
Коэффициент концентрации для сечений с посаженными деталями: при изгибе	$(K_b)_g$	Приложение I, табл. 21	—	—	—
при кручении	$(K_\tau)_g$		—	—	—
Коэффициент влияния поверхностного упрочнения	$K_v$	Приложение I. табл. 22	1	1	1
Эквивалентное число циклов	$N_{FE}$	$N_{FE} = \sum_i^i \left[ \left( \frac{T_i}{T_v} \right)^g \cdot N_i \right] \cdot \frac{1}{K_v}$	$2,5 \cdot 10^7$		
Базовое число циклов перемены напряжений	$N_{F0}$	$N_{F0} = 10^7$	$10^7$		
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	$\frac{N_{F0}}{N_{FE}}$	—	0,4		

Продолжение табл. 7

Наименование параметров	Обоз- наче- ние	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
			I	II	III	
Коэффициент среднего ресурса	$K_{FL}$	$K_{FL} = \sqrt{\frac{N_{FQ}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{FQ}}{N_{FE}} < 1$ принимать $K_{FL} = 1$ . Предельное значение $K_{FL} = 1,6$			1	
Предел выносливости вала при изгибе, МПа	$(\sigma_{-1})_g$	$(\sigma_{-1})_g = \frac{\sigma_{-1}}{(K\sigma)_g} \cdot K_v \cdot K_{FL}$	166,7	184,2	160,5	
Предел выносливости вала при кручении, МПа	$(\tau_{-1})_g$	$(\tau_{-1})_g = \frac{\tau_{-1}}{(K\tau)_g} \cdot K_v \cdot K_{FL}$	102,4	121,4	92,9	
Запас прочности при изгибе	$n_\sigma$	$n_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_g}{\sigma}$	1,73	1,74	3,7	
Коэффициент чувствительности к асимметрии напряжений	$\psi_\tau$	$\psi_\tau = 0,01 + 10^{-4} \bar{\sigma}_B$			0,81	
Запас прочности при кручении	$n_\tau$	$n_\tau = \frac{2(\tau_{-1})_g}{\tau \left[ 1 + \frac{\psi_\tau}{(K\tau)_g} \right]}$	3,46	1,75	1,36	
Эквивалентное напряжение, МПа	$\sigma_{экв.}$	$\bar{\sigma}_{экв} = \sigma \sqrt{1 + \left( \frac{n_\sigma}{n_\tau} \right)^2}$	106	130,9	124	
Коэффициент вариации предела выносливости материала	$U_{\sigma_{-1}}$	$U_{\sigma_{-1}} = 0,09 \dots 0,11$			0,1	
Коэффициент вариации коэффициента концентрации	$U_{(K\sigma)_g}$	От напрессовки: $U_{(K\sigma)_g} = 0,04$ от других видов концентраторов $U_{(K\sigma)_g} = 0,02$	0,02	0,02	0,02	

Продолжение табл. 7

Наименование параметров	Обоз- начение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			Стр. 120 Р1 22-127-85
			I	II	III	
Коэффициент вариации коэффициента упрочнения	$U_{Kv}$	$U_{Kv} = 0,12$ ; при отсутствии упрочнения - $-U_{Kv} = 0$ .		0		
Квадрат коэффициента вариации коэффициента выносливости вала	$U_{(G-1)}^2 g$	$U_{(G-1)}^2 g = U_{(G-1)}^2 + U_{(Kg)}^2 + U_{Kv}^2 +$ $+ U_{G-1} \cdot U_{(Kg)} + U_{(Kg)} \cdot U_{Kv}$		0,01		
Дисперсия предела выносливости, $\text{MPa}^2$	$D_{(G-1)} g$	$D_{(G-1)} g = (\bar{G}_{-1})_g^2 \cdot U_{(G-1)}^2 g$	277,9	339,3	257,6	
Коэффициент вариации эквивалентного напряжения	$U_{\sigma_{\text{экв}}}$	Приложение I, табл. 6		0,2		
Дисперсия эквивалентного напряжения, $\text{MPa}^2$	$D_{\sigma_{\text{экв}}}$	$D_{\sigma_{\text{экв}}} = \bar{\sigma}_{\text{экв}}^2 \cdot U_{\sigma_{\text{экв}}}^2$	449,4	685,4	615	
Квантиль распределения разности напряжения	$u_f$	$u_f = \frac{(\bar{G}_{-1})_g - \bar{\sigma}_{\text{экв}}}{\sqrt{D_{(G-1)} g + D_{\sigma_{\text{экв}}}}}$	2,2	1,66	1,23	
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_f$	Приложение I, табл. II	98,6	95	89	

## 3. Расчет подшипников на долговечность

3.1. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса подшипника  
(Осевая нагрузка  $F_a = 0$ )

Таблица 8

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора	
			I	II
Тип подшипника	—		радиальный однорядный	радиальный однорядный
№ подшипника	—		308	408
Динамическая грузоподъемность, Н	C	Характеристика подшипника	31900	50300
Радиальная нагрузка, Н	$F_r$		2800	4200
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	Исходные данные	1000	
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{P\gamma}$		10 000	
Коэффициент вращения	V	$V = I -$ вращается внутреннее кольцо; $V = I,2 -$ вращается наружное кольцо	1,0	
Коэффициент безопасности	$K_\delta$	Приложение I, табл. 23	1,2	
Температурный коэффициент	$K_T$	Приложение I, табл. 24	1,0	
Эквивалентная динамическая нагрузка, Н	P	$P = F_r \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T$	3360	5040
Степенной показатель	m	$m = 3 -$ для шарикоподшипников; $m = 10/3 -$ для роликоподшипников	3	3
Десятипроцентный ресурс	$T_{P90}$	$T_{P90} = \frac{(C/P)^m \cdot 10^6}{60 \cdot n}$	14 250	28 660
Отношение	$T_{P90}/T_{P\gamma}$	$T_{P90}/T_{P\gamma}$	1,4	2,8
Вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma$	Приложение I, черт. 18	93	97

3 .2 Определение вероятности обеспечения  
заданного ресурса подшипника  
(Осевая нагрузка  $F_a \neq 0$ )

Таблица 9

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора	
			I	II
Тип подшипника	—	Характеристика подшипника	радиально-упорный	радиально-упорный
№ подшипника	—		36204	36206
Динамическая грузоподъемность, Н	c		12300	18200
Коэффициент осевого нагружения	e		0,36	0,34
Радиальная нагрузка, Н	$F_r$		1500	2500
Осевая нагрузка, Н	$F_a$		450	450
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	Исходные данные	600	
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{P\gamma}$			900
Коэффициент вращения	V			1,0
Коэффициент безопасности	$K_\delta$	Приложение I, табл. 23	1,2	
Температурный коэффициент	$K_T$	Приложение I, табл. 24	1,0	
Осевая составляющая от радиальной нагрузки, Н	S	$S = e \cdot F_r$	540	850
Расчетная осевая нагрузка, Н	$F_{ap}$	Приложение I, табл. 25 $F_{apI} = S_I$ $F_{apII} = S_I + F_a$	540	990

Продолжение табл. 9

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора	
			I	II
Отношение	$\frac{F_{ap}}{F_r}$	$\frac{F_{ap}}{F_r}$	0,36	0,4
Коэффициент радиальной нагрузки	X	Данные из каталога	1	0,46
Коэффициент осевой нагрузки	Y		0	1,62
Эквивалентная динамическая нагрузка, Н	P	$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_{ap}) K_\delta \cdot K_T$	1800	3300
Степенной показатель	$\rho$	$\rho = 3$ - для шарикоподшипников; $\rho = 10/3$ - для роликоподшипников	3	3
Девяносто-процентный ресурс, ч	$T_{P90}$	$T_{P90} = \frac{(\frac{C}{\rho})^{\rho} \cdot 10^6}{60 \cdot \pi}$	8730	4620
Отношение	$\frac{T_{P90}}{T_{P3}}$	$\frac{T_{P90}}{T_{P3}}$	1,09	0,577
Вероятность обеспечения ресурса подшипника, %	V	Приложение I, черт. IV	91	80

Подшипник на опоре II № 36206 не обеспечивает

заданного ресурса

4. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цепной передачи по критерию усталостной прочности пластин

Таблица 10

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Обозначение цепи	—	Характеристика цепи по ГОСТ 13568-75	ПР-31,75-88500
Шаг цепи, мм	$t$		31,75
Статическая разрушающая нагрузка, Н	$S$		88500
Число зубьев ведущей звездочки	$Z_1$		12
Число зубьев в цепи	$m$		200
Частота вращения ведущей звездочки, мин <sup>-1</sup>	$n_1$		300
Окружная сила, Н	$F_t$		20000
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{P\gamma}$		12000
Заданная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma$		90
Скорость движения цепи, м/с	$v$	$v = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000}$	1,9
Коэффициент эксплуатации	$K_\vartheta$	$K_\vartheta = K_d \cdot K_a \cdot K_h \cdot K_p \cdot K_c \cdot K_n$ где значения коэффициентов по табл. 26 приложения I.	5
Коэффициент, учитывающий эквивалентное число циклов	$K_{ph}$	$K_{ph} = \frac{F_t \cdot K_\vartheta}{S}$	1,15
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_\vartheta$	Приложение I, черт. 19	$2 \cdot 10^6$

Продолжение табл. 10

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний ресурс цепи, ч	$T_{P,CP}$	$T_{P,CP} = \frac{m \cdot t \cdot N_3}{3,6 \cdot 10^6 \cdot \nu}$	1860
Отношение	$K_Y$	$K_Y = \frac{T_{P,CP}}{T_{PY}}$	1,55
Параметр распределения ресурса по закону Вейбула	$\beta$	Если нет данных о параметрах распределения ресурса цепей данной конструкции, то принимать $\beta = 6$ .	6
Расчетная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_P$	Приложение I, черт. 20	95

Вывод:  $\gamma_P = 95 > \gamma = 90$

5. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цилиндрической винтовой пружины сжатия из прутка круглого сечения

Таблица II

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний диаметр, витка, мм	$D$	Исходные данные	162
Диаметр проволоки (прутика), мм	$d$		28
Нагрузка в начале рабочего хода пружины, Н	$P_{min}$		0
Нагрузка в конце рабочего хода пружины, Н	$P_{max}$		11000
Материал проволоки (прутика)	—		сталь 60С2
Гамма-процентный ресурс, циклов	$T_{P\gamma}$		$3,8 \cdot 10^5$
Заданная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma$		85
Индекс пружины	$c$	$c = \frac{D}{d}$	5,79
Коэффициент кривизны	$K$	$K = 1 + \frac{1,5}{c}$	1,259
Максимальное напряжение цикла, МПа	$\tau_{max}$	$\tau_{max} = \frac{2,55 \cdot K \cdot P_{max} \cdot c}{d^2}$	2,56
Коэффициент асимметрии цикла	$r$	$r = \frac{P_{min}}{P_{max}}$	0
Условное допускаемое напряжение, МПа	$\tau_{usl}$	Приложение I, табл. 27	?
Коэффициент уменьшения условного допускаемого напряжения	$\varphi$	$\varphi = \frac{\tau_{max}}{0,75 \cdot \tau_{usl}}$	0,49

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний ресурс пружины, циклов	$T_{P\cdot\varphi}$	Приложение I черт. 21	$2 \cdot 10^6$
Отношение	$K_Y$	$K_Y = \frac{T_P \cdot \varphi}{T_{P\varphi}}$	5,25
Коэффициент вариации	$\sigma$	Приложение I, табл. 28	1,2
Расчетная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_P$	Приложение I, черт. 22	90

Вывод:  $\gamma_P = 90 > \gamma = 85$

## 6. Расчет канатов на долговечность

## 6.1. Исходные данные

Таблица I2

Наименование исходных данных	Обозна- чение	Значение
Тип каната	—	ЛК-Р 6 × 19 × 1 крестовой свивки
ГОСТ на канат	—	ГОСТ 2688
Диаметр каната, мм	$d$	16,5
Предел прочности проволок каната, МПа	$\sigma_f$	18
Наибольшее натяжение в ветви каната, Н	$S'$	26 000
Диаметры блоков (барабанов), измеряемые по средней линии, мм	$D_1$	280
	$D_2$	280
	$D_3$	280
	$D_4$	—
Количество барабанов (если диаметры барабанов одинаковые, то графу можно не заполнять)	$i$	—
Коэффициент запаса прочности, принимаемый по "Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов"	$K$	5,5
Максимальная нагрузка на крюке, Н	$Q_{max}$	100 000
Среднеарифметическая нагрузка на крюке, Н	$Q_{ср.}$	50 000
Число перегибов каната на блоках в эксплуатации в течение года	$\Sigma z$	19 000
Средний коэффициент использования астрономического времени	$K_u$	0,162
Температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$	$t$	-20 - 40 $^{\circ}\text{C}$
Гамма-процентный ресурс каната, ч	$T_{Р\gamma}$	700
Вероятность недостижения норм браковки каната, %	$\gamma$	80

6.2. Определение вероятности недостижения стальным канатом норм браковки по количеству оборванных проволок в течение заданного срока

Таблица I3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Число перегибов, которое выдерживает эталонный канат до норм браковки	$\mathcal{Y}_H$	$\mathcal{Y}_H = 30 \left(\frac{D}{d}\right)^2 (K - 1,7)$	33000
Коэффициент режима работы	$K_H$	$K_H = 1,25 \frac{Q_{max}}{Q_{\varphi}}$	2,5
Коэффициент, учитывающий влияние диаметра каната	$K'_K$	Приложение I, табл. 29	0,94
Коэффициент, учитывающий предел прочности проволок	$K''_K$	Приложение I, табл. 30	0,95
Коэффициент, учитывающий тип и конструкцию каната	$K'''_K$	Приложение I, табл. 31	1
Коэффициент приведения каната	$K_K$	$K_K = K'_K \cdot K''_K \cdot K'''_K$	0,9
Коэффициент приведения блоков	$K_\delta$	Если блоки имеют одинаковый диаметр, то $K_\delta = 1$ , если разные, то $K_\delta = \frac{\sum D_i^2}{\bar{D}^2}$	1
Коэффициент условий работы	$C$	При расчете каната на долговечность $C = 0,4$	0,4
Суммарный коэффициент приведения каната	$K_{priv}$	$K_{priv} = K_H \cdot K_K \cdot K_\delta \cdot C$	0,9
Число перегибов, которое выдерживает канат до норм браковки	$\mathcal{Y}$	$\mathcal{Y} = \mathcal{Y}_H \cdot K_{priv}$	29800
Температурный коэффициент	$K_t$	При температуре окружающего воздуха до $-40^\circ\text{C}$ $K_t = 1$ , если $t < -40^\circ\text{C}$ , то $K_t = 1,5 \dots 2,5$	1

Продолжение табл. I3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний срок службы каната, лет	$T_{сл.ср.}$	$T_{сл.ср.} = \frac{\gamma}{\sum z \cdot K_t}$	1,56
Средняя продолжительность работы техники за год в часах фактической работы, ч	$T_r$	$T_r = 8760 \cdot K_u$	1420
Средний ресурс каната, ч	$T_p \text{ср.}$	$T_p \text{ср.} = 0,75 \cdot T_r \cdot T_{сл.ср.}$	1660
Отношение $\frac{T_p \text{ср.}}{T_p \gamma}$	$K_\gamma$	$K_\gamma = \frac{T_p \text{ср.}}{T_p \gamma}$	2,4
Коэффициент вариации ресурса	$\sigma$	$\sigma = 0,6$	0,6
Расчетная вероятность недостижения норм браковки каната, %	$\gamma_p$	Приложение I, черт. 23	82

Выход:  $\gamma_p = 82 > \gamma = 80$

С О Д Е Р Ж А Н И Е

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ .....	I
2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ .....	3
2.1. Расчет цилиндрических зубчатых передач на долговечность .....	3
2.2. Расчет конических зубчатых передач на долговечность .....	13
3. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ .....	14
4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ .....	19
5. РАСЧЕТ ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ .....	21
6. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИНТОВЫХ ПРУЖИН СЖАТИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ .....	22
7. РАСЧЕТ КАНАТОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ .....	24
8. РАСЧЕТ КЛИНОВОГО РЕМНЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ .....	27
ПРИЛОЖЕНИЕ I	
Справочные материалы .....	28
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	
Расчетные таблицы .....	63
I. Расчет цилиндрических зубчатых передач на долговечность .....	63
2. Расчет конических зубчатых передач на долговечность .....	75
3. Расчет вала на долговечность .....	86
4. Расчет подшипников на долговечность .....	93

Стр.132 РД 22-127-85

5. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цепной передачи по критерию усталостной прочности пластин .....	96
6. Определение вероятности заданного ресурса цилиндрической винтовой пружины сжатия из прутка круглого сечения .....	98
7. Расчет канатов на долговечность .....	100
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	
Примеры расчетов .....	103

Ответственный за выпуск *В. Б. Бармина*

Техн. редактор *Т. В. Леонтьева*

---

Подписано в печать 01.10.85	Л-48702	Формат 60×90 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>
Печать плоская	Усл. печ. л. 8,25	Уч.-изд. л. 6,01
Тираж 500 экз.	Изд. № 472-85	Заказ 1483

---

ЦНИИТЭстроймаш, 121019, Москва, ул. Маркса—Энгельса, 7/10

Отдел опытного полиграфического производства  
111141, Москва, 2-й проезд Перова поля, 5