

3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКОВ

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ДЕЙСТВУЮЩИХ НАГРУЗОК.....	47
A. РАСЧЕТ ДЕЙСТВУЮЩИХ НАГРУЗОК.....	48-52
1. Передачи.....	48
1.1. Цилиндрическая зубчатая передача с прямыми зубьями	
1.1. Цилиндрическая зубчатая передача с косыми зубьями	
1.2. Коническая зубчатая передача с прямыми зубьями и пе- редача Zerol с нулевым углом наклона линии зуба	
1.3. Коническая зубчатая передача со спиральными зубьями и гипоидная зубчатая передача	
1.4. Цилиндрическая червячная передача	
1.5. Глобоидная червячная передача	
2. Коэффициенты привода ременных и цепных передач.....	51
3. Центробежная сила.....	51
4. Ударные нагрузки.....	51
5. Основные формулы.....	52
5.1. Тяговое усилие и скорость колеса	
5.2. Соотношения, связывающие крутящий момент и мощность	
6. Реакции опор.....	52
6.1. Действительное распределение нагрузки	
6.2. Двухопорные валы	
6.3. Трехопорные и многоопорные валы	
6.4. Пример расчета	
B. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ.....	53-64
1. Динамические условия.....	53
1.1. Номинальная долговечность, или долговечность по ка- талогу	
1.1.1 Долговечность подшипника	
1.1.2 Номинальная долговечность	
1.1.3 Формулы для расчета долговечности подшипников	
1.1.4 Эквивалентные нагрузки на подшипники и требуемые значения грузоподъемности	
1.1.5 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка	
1.1.6 Формулы для однорядных подшипников	
1.1.7 Формулы для двухрядных подшипников	
1.2. Долговечность с учетом поправок	
1.2.1 Основная формула	
1.2.2 Коэффициент, учитывающий надежность - a_1	
1.2.3 Коэффициент, учитывающий материал - a_2	
1.2.4 Коэффициент, учитывающий влияние окружающей среды - a_3	
1.2.5 Коэффициент эксплуатационной долговечности - a_4	
1.2.6 Select-A-Nalysis™	
1.3. Долговечность системы и средневзвешенная нагрузка и долговечность	
1.3.1 Долговечность системы	
1.3.2 Формулы для расчета средневзвешенной нагрузки и долговеч- ности	
1.3.3 Зависимость долговечности подшипников от нагрузки, мощно- сти и скоростей	
1.3.4 Примеры расчёта долговечности	
2. Статические условия.....	63
2.1. Статическая грузоподъемность	
2.2. Статическая эквивалентная радиальная нагрузка (одно- рядные подшипники)	
2.3. Статическая эквивалентная радиальная нагрузка (двух- рядные подшипники)	
3. Подшипники класса 900™ (P900).....	64
C. КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ.....	65-68
Рабочий крутящий момент - M	
1. Однорядные подшипники.....	65
2. Двухрядные подшипники.....	66

Основные обозначения, применяемые для расчета действующих нагрузок

ОБОЗНАЧЕНИЕ	ОПИСАНИЕ	ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ
b	Высота зуба	мм, дюймы
d_c	Расстояние между центрами зубчатой передачи	мм, дюймы
D_m	Средний диаметр или эффективный рабочий диаметр звездочки, шкива, маховика или обода	мм, дюймы
D_m	Средний диаметр или эффективный рабочий диаметр зубчатого колеса (D_{mG}), ведущей шестерни (D_{mP}) или червяка (D_{mW})	мм, дюймы
D_p	Начальный диаметр зубчатого колеса (D_{pG}), ведущей шестерни (D_{pP}) или червяка (D_{pW})	мм, дюймы
f_b	Коэффициент тяги ременной или цепной передачи	
F_a	Осевая сила (сила отжима), действующая на зубчатое колесо (F_{aG}), ведущую шестерню (F_{aP}) или червяк (F_{aW})	Н, фунт-сила
F_b	Натяжение ремня или цепи	Н, фунт-сила
F_o	Центробежная сила	Н, фунт-сила
F_s	Радиальная сила, действующая на зубчатое колесо (F_{sG}), ведущую шестерню (F_{sP}) или червяк (F_{sW})	Н, фунт-сила
F_t	Окружная сила, действующая на зубчатое колесо (F_{tG}), ведущую шестерню (F_{tP}) или червяк (F_{tW})	Н, фунт-сила
F_{te}	Сила тяги, действующая на колеса механизма	Н, фунт-сила
F_w	Сила разбаланса	Н, фунт-сила
G	Зубчатое колесо, используется в виде нижнего индекса	
H	Мощность	кВт, л.с.
L	Шаг. Осевое перемещение винтовой линии за один полный оборот	мм, дюймы
M	Момент	Н-м, фунт-дюйм
m	Передаточное отношение	
N	Количество зубьев зубчатого колеса (N_G), ведущей шестерни (N_P) или звездочки (N_S)	
n	Угловая скорость зубчатого колеса (n_G), ведущей шестерни (n_P) или червяка (n_W)	об/мин
p	Шаг зубьев. Расстояние между одинаковыми расположенными на одинаковом расстоянии поверхностями зубьев, измеренное вдоль начальной окружности	мм, дюймы
P	Ведущая шестерня, используется в виде нижнего индекса	
r	Радиус до центра массы	мм, дюймы
T	Крутящий момент	Н-м, фунт-дюйм
V	Линейная скорость или скорость	км/ч, миль/ч
Vg	Скорость скольжения или окружная скорость	м/с, фут/мин
W	Червячное колесо, используется в виде нижнего индекса	
γ (гамма)	(1) Коническая передача - угол начального конуса зубчатого колеса (γ_G) или ведущей шестерни (γ_P)	градус
	(2) Гипоидная передача - угол наружного конуса ведущей шестерни (γ_P) и угол конуса впадин зубчатого колеса (γ_G)	градус
η (эта)	КПД	десятичная дробь
λ (лямбда)	Червячная передача - угол подъема	градус
μ (мю)	Коэффициент трения	
π (пи)	Отношение длины окружности к диаметру ($\pi = 3,1416$)	
ϕ (фи)	Угол давления нормальной силы на зуб для зубчатого колеса (ϕ_G) и ведущей шестерни (ϕ_P)	градус
ϕ_x (фи _x)	Угол давления осевой силы на зуб	градус
ψ (пси)	(1) Цилиндрическая зубчатая передача с косыми зубьями - угол наклона линии зуба для зубчатого колеса (ψ_G) или ведущей шестерни (ψ_P)	градус
	(2) Спирально-коническая и гипоидная передачи - угол винтовой линии для зубчатого колеса (ψ_G) или ведущей шестерни (ψ_P)	градус

А. Расчет действующих нагрузок

1. Передачи

1.1. Цилиндрическая зубчатая передача с прямыми зубьями (Рис. 3-1)

Окружное усилие

$$F_{tG} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{pG} \cdot n_G} \text{ (ньютоны)}$$

$$= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{pG} \cdot n_G} \text{ (фунт-сила)}$$

Радиальное усилие

$$F_{rG} = F_{tG} \cdot \tan \phi_G$$

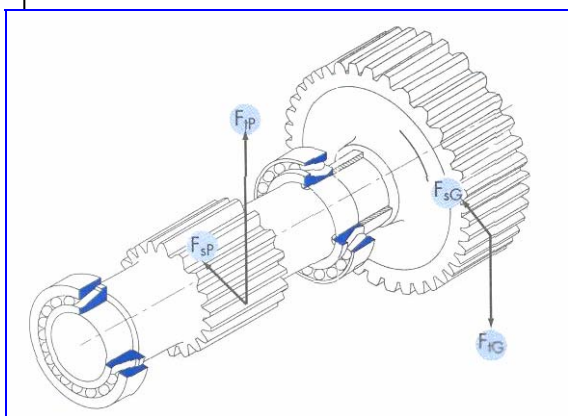


Рис. 3-1
Цилиндрическая зубчатая передача с прямыми зубьями

1.2. Цилиндрическая зубчатая передача с косыми зубьями (Рис. 3-2)

Окружное усилие

$$F_{tG} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{pG} \cdot n_G} \text{ (ньютоны)}$$

$$= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{pG} \cdot n_G} \text{ (фунт-сила)}$$

Радиальное усилие

$$F_{rG} = \frac{F_{tG} \cdot \tan \phi_G}{\cos \psi_G}$$

Осевое усилие

$$F_{aG} = F_{tG} \cdot \tan \psi_G$$

Замечание: для цилиндрической зубчатой передачи (с шевронными колесами) $F_{aG} = 0$

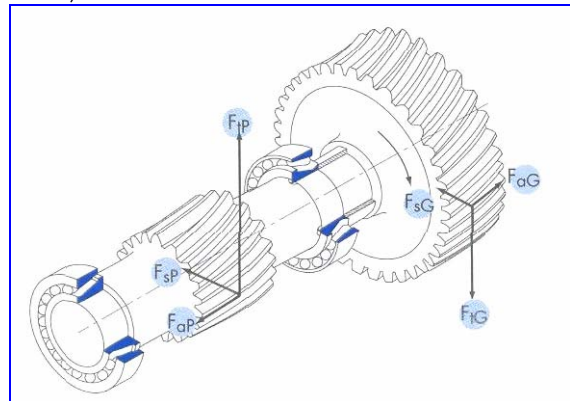


Рис. 3-2
Цилиндрическая зубчатая передача с косыми зубьями

1.3. Коническая зубчатая передача с прямыми зубьями и передача Zerol с нулевым углом наклона линии зуба (Рис. 3-4)

В конических прямозубых передачах и передачах zerol усилие зубчатой передачи стремится вывести ведущее и ведомое зубчатые колеса из зацепления таким образом, что направление осевого и радиального усилия остается неизменным, независимо от направления вращения. (Рис. 3-3) При расчете окружного усилия, F_{tP} или F_{tG} , для конической передачи используется средний диаметр ведущего или ведомого колеса, D_{mP} или D_{mG} , вместо диаметра делительного конуса, D_{pP} или D_{pG} . Средний диаметр рассчитывают следующим образом:

$$D_{mG} = D_{pG} - b \cdot \sin \gamma_G$$

или

$$D_{mP} = D_{pP} - b \cdot \sin \gamma_P$$

В прямозубых конических передачах и передачах zerol
 $F_{tP} = F_{tG}$

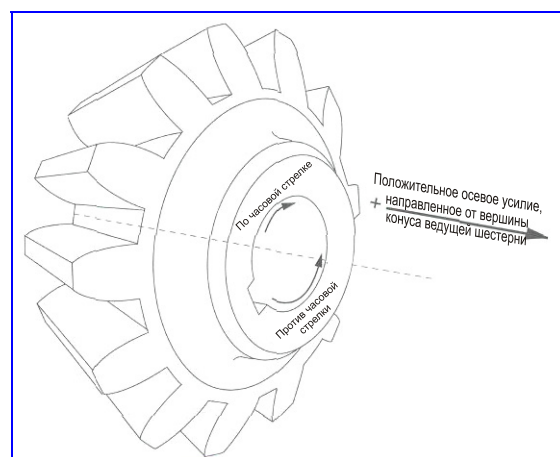


Рис. 3-3
Коническая зубчатая передача с прямыми зубьями и передача zerol - направление осевого и радиального усилия остается неизменным, независимо от направления вращения.

Ведущая шестерня

Окружное усилие

$$F_{tP} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{mP} \cdot n_P} \text{ (ньютоны)}$$

$$= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{mP} \cdot n_P} \text{ (фунт-сила)}$$

Осевое усилие

$$F_{aP} = F_{tP} \cdot \tan \phi_P \cdot \sin \gamma_P$$

Радиальное усилие

$$F_{rP} = F_{tP} \cdot \tan \phi_P \cdot \cos \gamma_P$$

Зубчатое колесо

Окружное усилие

$$F_{tG} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{mG} \cdot n_G} \text{ (ньютоны)}$$

$$= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{mG} \cdot n_G} \text{ (фунт-сила)}$$

Осевое усилие

$$F_{aG} = F_{tG} \cdot \tan\phi_G \cdot \sin\gamma_G$$

Радиальное усилие

$$F_{sG} = F_{tG} \cdot \tan\phi_G \cdot \cos\gamma_G$$

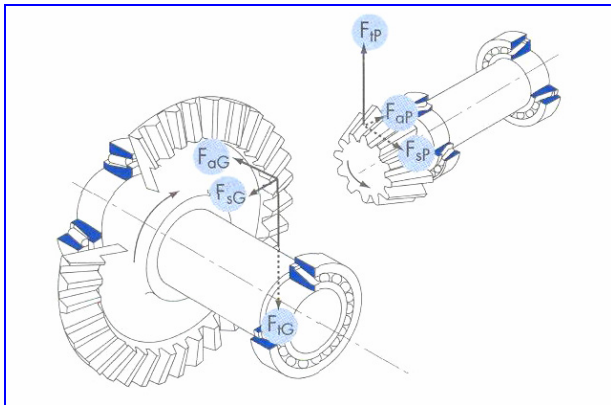


Рис. 3-4

Коническая зубчатая передача с прямыми зубьями.

1.4. Коническая зубчатая передача со спиральными зубьями и гипоидная зубчатая передача (Рис. 3-6)

В спирально-конических и гипоидных передачах направление действия осевого и радиального усилия зависит от величины угла винтовой линии, направления спирали, направления вращения, а также от того, является ли зубчатое колесо ведущим или ведомым (см. табл. 3-А). Направление спирали определяется по наклону кривизны зуба с ближней стороны зубчатого колеса (влево или вправо относительно оси вала) (рис. 3-5). При определении направления вращения следует смотреть в направлении вершины конуса зубчатого колеса или ведущей шестерни.

В спирально-конической передаче

$$F_{tP} = F_{tG}$$

В гипоидной передаче

$$F_{tP} = \frac{F_{tG} \cdot \cos\psi_P}{\cos\psi_G}$$

Эффективный рабочий диаметр гипоидной шестерни

$$D_{mP} = D_{mG} \cdot \left(\frac{N_P}{N_G}\right) \cdot \left(\frac{\cos\psi_G}{\cos\psi_P}\right)$$

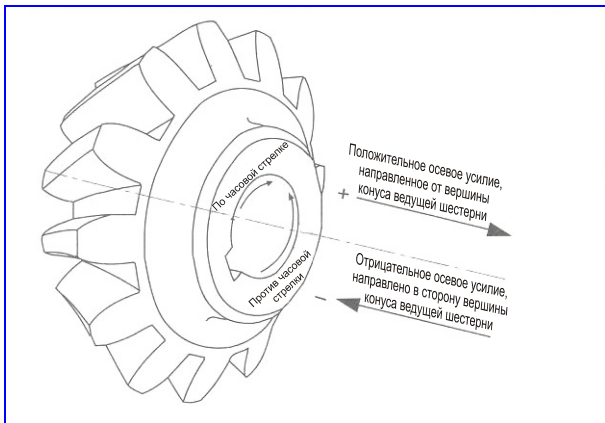


Рис. 3-5

Спирально-конические и гипоидные передачи - направление действия осевого и радиального усилия зависит от величины угла винтовой линии, направления спирали, направления вращения, а также от того, является ли зубчатое колесо ведущим или ведомым.

Окружное усилие

$$F_{tG} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{mG} \cdot n_G} \text{ (ньютоны)}$$

$$= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{mG} \cdot n_G} \text{ (фунт-сила)}$$

Эффективный рабочий диаметр гипоидного зубчатого колеса

$$D_{mG} = D_{pG} - b \cdot \sin\gamma_G$$

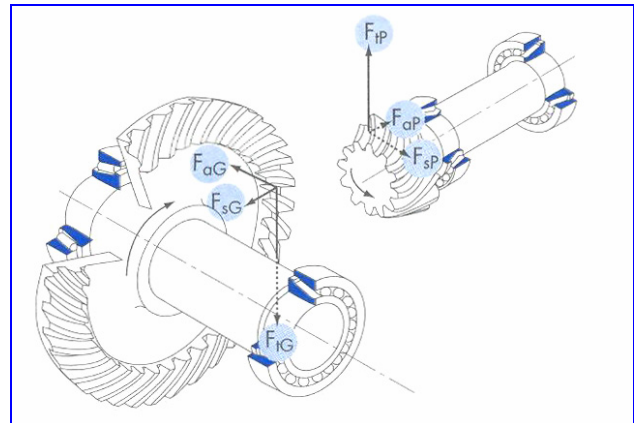


Рис. 3-6

Спирально-конические и гипоидные передачи.

Направление вращения ведущего элемента	Осевое усилие	Радиальное усилие
Правая спираль по часовой стрелке или Левая спираль против часовой стрелки	Ведущий элемент $F_{aP} = \frac{F_{tP}}{\cos \psi_P} \cdot (\tan \phi_P \cdot \sin \gamma_P - \sin \psi_P \cdot \cos \gamma_P)$	Ведущий элемент $F_{sP} = \frac{F_{tP}}{\cos \psi_P} \cdot (\tan \phi_P \cdot \cos \gamma_P + \sin \psi_P \cdot \sin \gamma_P)$
	Ведущий элемент $F_{aG} = \frac{F_{tG}}{\cos \psi_G} \cdot (\tan \phi_G \cdot \sin \gamma_G + \sin \psi_G \cdot \cos \gamma_G)$	Ведущий элемент $F_{sG} = \frac{F_{tG}}{\cos \psi_G} \cdot (\tan \phi_G \cdot \cos \gamma_G - \sin \psi_G \cdot \sin \gamma_G)$
Правая спираль против часовой стрелки или Левая спираль по часовой стрелке	Ведущий элемент $F_{aP} = \frac{F_{tP}}{\cos \psi_P} \cdot (\tan \phi_P \cdot \sin \gamma_P + \sin \psi_P \cdot \cos \gamma_P)$	Ведущий элемент $F_{sP} = \frac{F_{tP}}{\cos \psi_P} \cdot (\tan \phi_P \cdot \cos \gamma_P + \sin \psi_P \cdot \sin \gamma_P)$
	Ведущий элемент $F_{aG} = \frac{F_{tG}}{\cos \psi_G} \cdot (\tan \phi_G \cdot \sin \gamma_G - \sin \psi_G \cdot \cos \gamma_G)$	Ведущий элемент $F_{sG} = \frac{F_{tG}}{\cos \psi_G} \cdot (\tan \phi_G \cdot \cos \gamma_G - \sin \psi_G \cdot \sin \gamma_G)$

Таблица 3-А
Расчетные формулы для спирально-конических и гипоидных передач.

1.5. Цилиндрическая червячная передача (Рис. 3-7)

Червяк

Окружное усилие $F_{tW} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{pW} \cdot n_W}$ (ньютоны)
 $= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{pW} \cdot n_W}$ (фунт-сила)

Осевое усилие $F_{aW} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H \cdot \eta}{D_{pG} \cdot n_G}$ (ньютоны)
 $= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H \cdot \eta}{D_{pG} \cdot n_G}$ (фунт-сила)

или $F_{aW} = \frac{F_{tW} \cdot \eta}{\tan \lambda}$

Радиальное усилие $F_{sW} = \frac{F_{tW} \cdot \sin \phi}{\cos \phi \cdot \sin \lambda + \mu \cos \lambda}$

Червячное колесо

Окружное усилие $F_{tG} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H \cdot \eta}{D_{pG} \cdot n_G}$ (ньютоны)
 $= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H \cdot \eta}{D_{pG} \cdot n_G}$ (фунт-сила)

или $F_{tG} = \frac{F_{tW} \cdot \eta}{\tan \lambda}$

Осевое усилие $F_{aG} = \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{pW} \cdot n_W}$ (ньютоны)
 $= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{pW} \cdot n_W}$ (фунт-сила)

Радиальное усилие $F_{sG} = \frac{F_{tW} \cdot \sin \phi}{\cos \phi \cdot \sin \lambda + \mu \cos \lambda}$

где:

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{D_{pG}}{m \cdot D_{pW}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi \cdot D_{pW}} \right)$$

$$\eta = \frac{\cos \phi - \mu \tan \lambda}{\cos \phi + \mu \cot \lambda}$$

Метрическая система

$$* = (5,34 \times 10^{-7}) V_r^3 + \frac{0,146}{V_r^{0,09}} - 0,103$$

$$V_r = \frac{D_{pW} \cdot n_W}{(1,91 \cdot 10^4) \cdot \cos \lambda} \text{ (метров в секунду)}$$

Дюймовая система

$$* = (7 \times 10^{-14}) V_r^3 + \frac{0,235}{V_r^{0,09}} - 0,103$$

$$V_r = \frac{D_{pW} \cdot n_W}{3,82 \cdot \cos \lambda} \text{ (футов в минуту)}$$

* Приблизительное значение коэффициента трения для диапазона скоростей скольжения от 0,015 до 15 м/с (3 - 3000 футов/мин).

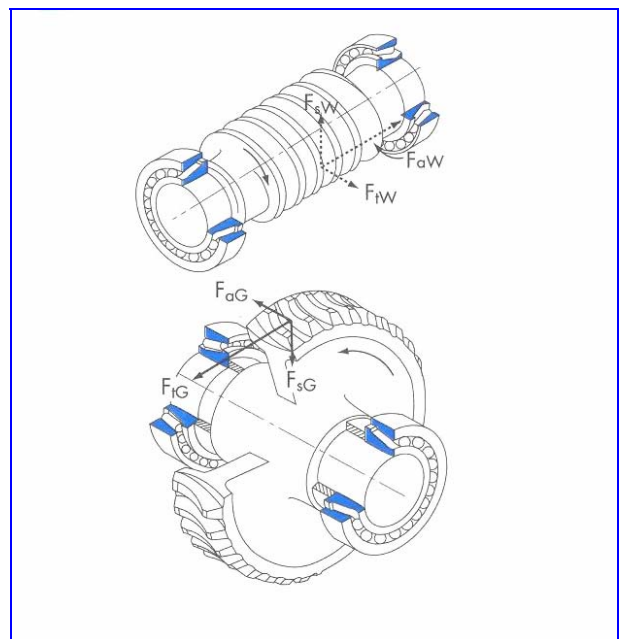


Рис. 3-7
Цилиндрическая червячная передача.

1.6. Глобoidная червячная передача

Червяк

$$\begin{aligned} \text{Окружное усилие} \quad F_{TW} &= \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{mW} \cdot n_W} \text{ (ньютоны)} \\ &= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{mW} \cdot n_W} \text{ (фунт-сила)} \end{aligned}$$

Осевое усилие

$$F_{aW} = 0,98 \cdot F_{IG}$$

Данное значение следует использовать в качестве F_{IG} при расчете подшипниковых нагрузок на вал червячного колеса. Для расчета крутящего момента следует использовать нижеприведенные соотношения для F_{IG} .

Радиальное усилие

$$F_{sW} = \frac{0,98 \cdot F_{IG} \cdot \tan \phi}{\cos \lambda}$$

Червячное колесо

$$\begin{aligned} \text{Окружное усилие} \quad F_{IG} &= \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H \cdot m \cdot \eta}{D_{pG} \cdot n_W} \text{ (ньютоны)} \\ &= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H \cdot m \cdot \eta}{D_{pG} \cdot n_W} \text{ (фунт-сила)} \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} F_{IG} &= \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H \cdot \eta}{D_{pG} \cdot n_G} \text{ (ньютоны)} \\ &= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H \cdot \eta}{D_{pG} \cdot n_G} \text{ (фунт-сила)} \end{aligned}$$

Данное значение следует использовать при расчете крутящего момента в нижеследующих зубчатых колесах и валах. При расчете подшипниковых нагрузок следует использовать формулу для F_{aW} .

Осевое усилие

$$\begin{aligned} F_{aG} &= \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H}{D_{mW} \cdot n_W} \text{ (ньютоны)} \\ &= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H}{D_{mW} \cdot n_W} \text{ (фунт-сила)} \end{aligned}$$

Радиальное усилие

$$F_{sG} = \frac{0,98 \cdot F_{IG} \cdot \tan \phi}{\cos \lambda}$$

где:

= КПД (см. каталог изготовителя)

$$D_{mW} = 2 \cdot d_c - 0,98 \cdot D_{pG}$$

Угол подъема в центре червяка

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{D_{pG}}{m \cdot D_{pW}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi \cdot D_{pW}} \right)$$

2. Коэффициенты привода ременных и цепных передач (Рис. 3-8)

Вследствие колебаний натяжения ремня, устанавливаемого различными пользователями, сложно вывести единую точную формулу для расчета полного натяжения ремня с учетом натяжения ведущей ветви F_1 и натяжения ведомой ветви F_2 (рис. 3-8). Для оценки полного натяжения применительно к различным типам ремней и шкивов, а также цепей и звездочек можно использовать следующую формулу и таблицу 3-В:

$$\begin{aligned} F_b &= \frac{(1,91 \times 10^7) \cdot H \cdot f_b}{D_m \cdot n} \text{ (ньютоны)} \\ &= \frac{(1,26 \times 10^5) \cdot H \cdot f_b}{D_m \cdot n} \text{ (фунт-сила)} \end{aligned}$$

Средний диаметр стандартной звездочки роликковой цепи

$$D_m = \frac{P}{\sin \left(\frac{180}{N_s} \right)}$$

Тип	f_b
Цепь одинарная	1,00
Цепь двойная	1,25
Клиновые ремни	1,50

Таблица 3-В

Коэффициент тяги ремня или цепи при значении угла обхвата, равном 180 градусам.

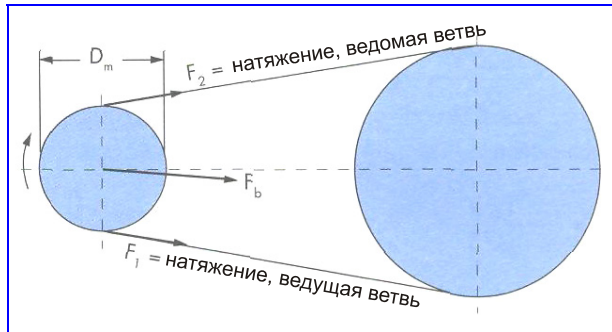


Рис. 3-8

Ременной или цепной привод.

3. Центробежная сила

Центробежная сила, возникающая вследствие разбаланса вращающегося элемента:

$$\begin{aligned} F_c &= \frac{F_w \cdot r \cdot n^2}{8,94 \times 10^5} \text{ (ньютоны)} \\ &= \frac{F_w \cdot r \cdot n^2}{3,52 \times 10^4} \text{ (фунт-сила)} \end{aligned}$$

4. Ударные нагрузки

Влияние ударных нагрузок на долговечность подшипников не поддается точной оценке. Значение ударной нагрузки определяется массами сталкивающихся тел, их скоростями и деформациями при столкновении. Воздействие на подшипник зависит от того, какое количество энергии удара поглощается при столкновении с подшипником, а также от того, достаточно ли велика ударная нагрузка, чтобы вызвать повреждение подшипника. Оно также зависит от частоты и продолжительности действия ударных нагрузок.

Значение внезапно приложенной нагрузки равно, как минимум, ее удвоенному статическому значению. Данное значение может быть намного большим, в зависимости от скорости при столкновении.

Ударной нагрузке соответствует несколько переменных, являющихся неизвестными или трудноопределяемыми. По этой причине следует руководствоваться практическим опытом. Компания Timken имеет длительный опыт эксплуатации разнообразного оборудования в условиях наиболее неблагоприятных нагрузок. Если речь идет о нестандартных условиях нагружения или эксплуатации, следует обратиться за помощью к представителю компании Timken.

5. Основные формулы

5.1. Тяговое усилие и скорость колеса

Тяговое усилие, мощность, скорость колеса и скорость машины связаны следующим образом:

Метрическая система

$$H = \frac{F_{te} \cdot V}{3600} \text{ (кВт)}$$

$$n = \frac{5300 \cdot V}{D_m} \text{ (об/мин)}$$

Дюймовая система

$$H = \frac{F_{te} \cdot V}{375} \text{ (л.с.)}$$

$$n = \frac{336 \cdot V}{D_m} \text{ (об/мин)}$$

5.2. Соотношения, связывающие крутящий момент и мощность

Метрическая система

$$T = \frac{60000 \cdot H}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ (Н·м)}$$

$$H = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{60000} \text{ (кВт)}$$

Дюймовая система

$$T = \frac{395877 \cdot H}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ (фунт-сила-дюйм)}$$

$$H = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{395877} \text{ (л.с.)}$$

6. Реакции опор

6.1. Действительное распределение нагрузки

При действии нагрузки на конический роликовый подшипник внутренние силы в области контакта каждого ролика с наружным кольцом направлены перпендикулярно дорожке качения (см. Рис. 1-5, стр. 4). Данные силы включают радиальную и осевую составляющие. За исключением случаев действия исключительно осевых нагрузок, на внутреннее кольцо и вал действуют моменты, связанные с асимметричными осевыми составляющими сил, действующих на ролики.

Можно математически доказать, что в случае модели вала, предполагающей восприятие нагрузки действительным опорным центром, а не геометрическим опорным центром, можно пренебречь моментом подшипника при расчете радиальных нагрузок на подшипниковую опору. В этом случае следует учитывать только внешние нагрузки, а для определения нагрузок на опоры, или реакций опор, следует брать моменты для действительных центров.

На рис. 3-9 показаны однорядные подшипники, установленные по X- и O-схеме. Выбор схемы сопряжения определяется назначением и режимом работы подшипников.

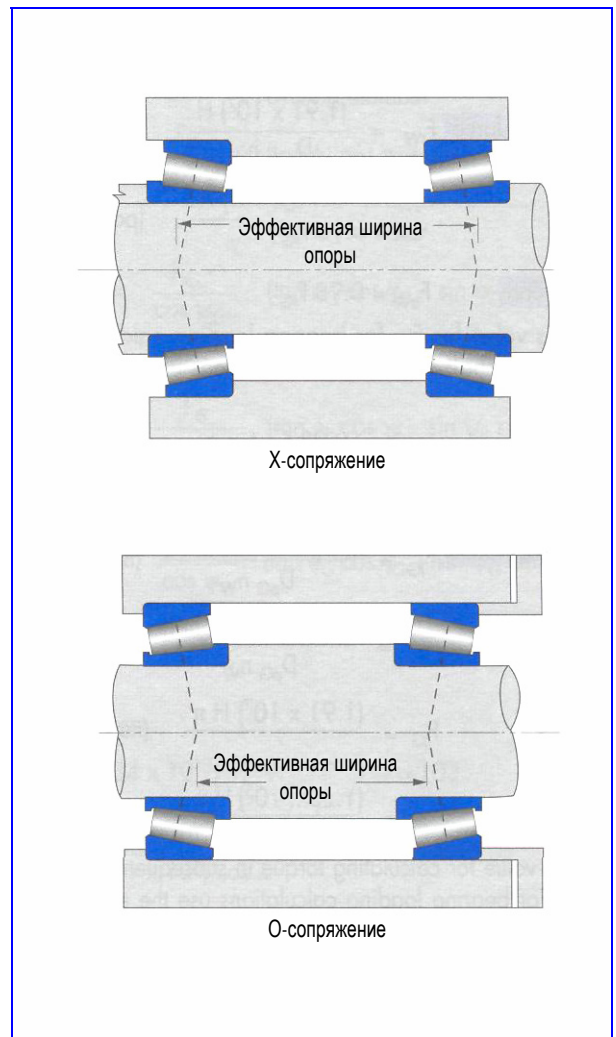


Рис. 3-9

Выбор схемы монтажа однорядных подшипников с указанием положения действительных опорных центров.

6.2. Двухопорные валы

Простые уравнения линии прогибов балки применяются для преобразования действующих на вал внешних сил в реакции опор, действующие в действительных опорных центрах.

В случае двухрядных подшипников геометрический центр подшипника принимается за точку опоры, за исключением случаев, когда осевое усилие достаточно велико, чтобы разгрузить один ряд. В последнем случае реакции опор рассчитывают для действительного центра нагруженного ряда. В рамках данного подхода аппроксимация распределения нагрузок, действующих на двухрядный подшипник, производится на основе модели жесткого вала и корпуса. Данная конструкция, однако, является статически неопределимой, т.е. жесткость вала и опор может существенно повлиять на величину нагрузки на подшипник, поэтому решение данной задачи может потребовать применения компьютерных программ.

6.3. Трехопорные и многоопорные валы

Для расчета реакций опор валов, имеющих более двух опор, уравнений статического равновесия недостаточно.

В подобных случаях распределение нагрузок зависит от деформаций вала, подшипников и корпусов. Любое изменение данных параметров может существенно повлиять на реакцию опоры.

6.4. Пример расчета

Обозначения, используемые в примерах расчетов

a_e	Эффективная ширина опоры	мм, дюймы
A, B, ...	Положение опоры, используется в виде нижнего индекса	
c_1, c_2, \dots	Расстояние по прямой (положительное или отрицательное)	мм, дюймы
F	Действующая сила	Н, фунт-сила
F_r	Радиальная нагрузка на подшипник	Н, фунт-сила
h	Горизонтальный (используется как нижний индекс)	
H	Мощность	кВт, л.с.
K	Коэффициент K из таблиц характеристик подшипников	
M	Момент	Н-мм, фунт-дюйм
v	Вертикальный (используется как нижний индекс)	
$\theta_1, \theta_2, \theta_3$	Угол зацепления зубчатых колес относительно контрольной плоскости, показанной на рис. 3-10	градус

Радиальная реакция опоры - двухопорный вал

Радиальные нагрузки на опоры определяют следующим образом:

1. Производят разложение сил, действующих на вал, на горизонтальные и вертикальные составляющие по отношению к удобной контрольной плоскости.
2. Берут значения моментов относительно противоположной опоры.
3. Производят объединение горизонтальных и вертикальных реакций каждой опоры в одно результирующее значение нагрузки.

Приведены уравнения для двухопорного вала, на который действуют усилия зубчатой передачи F_t (окружные), F_s (радиальные) и F_a (осевые), внешняя радиальная нагрузка F, а также внешний момент M. Нагрузки действуют под произвольными углами (θ_1, θ_2 и θ_3) по отношению к контрольной плоскости, показанной на рис. 3-10. Применив принцип суперпозиции, уравнения для вертикальных и горизонтальных реакций (F_{rv} и F_{rh}) можно распространить на любое количество зубчатых колес, внешних сил и моментов. Следует использовать знаки, полученные из уравнения сил зубчатой передачи.

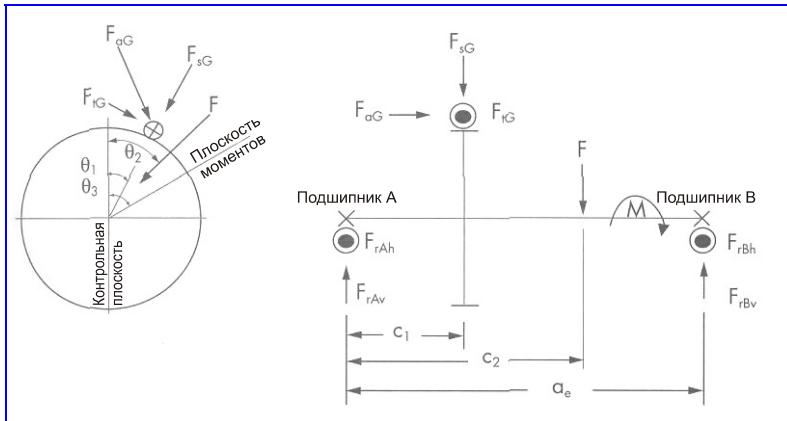


Рис. 3-10
Радиальные реакции опоры.

Вертикальная составляющая реакции опоры в положении B

$$F_{rBv} = \frac{1}{a_e} \cdot \left[c_1 \cdot (F_{sG} \cdot \cos \theta_1 + F_{tG} \cdot \sin \theta_1) + \frac{1}{2} \cdot (D_{pG} - b \cdot \sin \gamma_G) \cdot F_{aG} \cdot \cos \theta_1 + c_2 \cdot F \cdot \cos \theta_2 + M \cdot \cos \theta_3 \right]$$

Горизонтальная составляющая реакции опоры в положении B

$$F_{rBh} = \frac{1}{a_e} \cdot \left[c_1 \cdot (F_{sG} \cdot \sin \theta_1 - F_{tG} \cdot \cos \theta_1) + \frac{1}{2} \cdot (D_{pG} - b \cdot \sin \gamma_G) \cdot F_{aG} \cdot \sin \theta_1 + c_2 \cdot F \cdot \sin \theta_2 + M \cdot \sin \theta_3 \right]$$

Вертикальная составляющая реакции опоры в положении A

$$F_{rAv} = F_{sG} \cdot \cos \theta_1 + F_{tG} \cdot \sin \theta_1 + F \cdot \cos \theta_2 - F_{rBv}$$

Горизонтальная составляющая реакции опоры в положении A

$$F_{rAh} = F_{sG} \cdot \sin \theta_1 - F_{tG} \cdot \cos \theta_1 + F \cdot \sin \theta_2 - F_{rBh}$$

Результирующая радиальная реакция

$$F_{rA} = (F_{rAv}^2 + F_{rAh}^2)^{1/2}$$

$$F_{rB} = (F_{rBv}^2 + F_{rBh}^2)^{1/2}$$

Примеры расчета долговечности подшипников см. на стр. 62.

V. Долговечность подшипников

1. Динамические условия

1.1. Номинальная долговечность, или долговечность по каталогу

1.1.1 Долговечность подшипника

Выбор подшипника определяется множеством различных эксплуатационных критериев. К ним относятся: усталостная долговечность подшипника, точность вращения, требования к мощности, ограничения по температуре, скоростные характеристики, шум и т.п. В настоящем руководстве долговечность подшипника рассматривается в связи с усталостным выкрашиванием материала.

Характер разрушения подшипников может носить не только усталостный характер

На долговечность подшипника влияют также другие факторы, которые могут не приниматься во внимание при первоначальном проектировании, например, неправильная смазка, неправильная установка, плохое качество уплотнений, повышенные температуры, высокие скорости, необычные колебания (поступательные и крутильные). Кроме того, необходимо обеспечить надлежащее обращение и техническое обслуживание подшипников. Данные вопросы не рассматриваются в настоящем руководстве, тем не менее, в соответствующих случаях рекомендуется обратиться за консультацией к представителю компании Timken.

Под долговечностью подшипников в настоящем издании понимается период времени или число оборотов, предшествующих развитию области усталостного выкрашивания определенного размера.

Поскольку усталость металла имеет статистическую природу, не представляется возможным точно заранее установить долговечность конкретного подшипника. При проведении испытаний в одинаковых условиях кажущиеся идентичными подшипники могут обладать заметным разбросом показателей долговечности.

По этой причине прогнозировать долговечность подшипников можно только по результатам статистического анализа большой выборки подшипников, испытанных в одинаковых условиях. Для прогнозирования долговечности подшипников для каждого данного уровня надежности обычно используется функция распределения Вейбулла.

1.1.2 Номинальная долговечность (L_{10})

Номинальная долговечность, L_{10} , соответствует значению долговечности, которое будет достигнуто или превышено для 90 % идентичных подшипников из группы до того, как степень усталостного выкрашивания достигнет заданного значения. Долговечность L_{10} также соответствует 90 %-ной надежности одного подшипника при определенной нагрузке. Срок службы надлежит устанавливать на основании установленного и смазанного подшипника обычно истекает, когда в результате периодически действующих напряжений на одной из соприкасающихся поверхностей образуется область усталостного выкрашивания определенного размера. Компания Timken за предельный критерий усталостного разрушения принимает

1.1.3 Формулы для расчета долговечности подшипников

Нижеприведенные факторы также помогают получить представление о влиянии нагрузки и скорости на долговечность подшипника:

- Увеличение нагрузки в два раза вызывает уменьшение долговечности приблизительно в десять раз. Уменьшение нагрузки в два раза увеличивает долговечность приблизительно в десять раз.
- Увеличение скорости в два раза уменьшает срок службы подшипника наполовину. Уменьшение скорости в два раза удваивает срок службы подшипника.

С учетом существующих отношений между эталонными и реальными условиями эксплуатации подшипника в общепринятые формулы для расчета долговечности были включены дополнительные переменные, оказывающие влияние на эксплуатационные характеристики подшипников. Данная технология позволяет количественно оценить различия в условиях окружающей среды, например, смазке, зонах действия нагрузки и соосности, за счет введения поправочных коэффициентов. Разра-

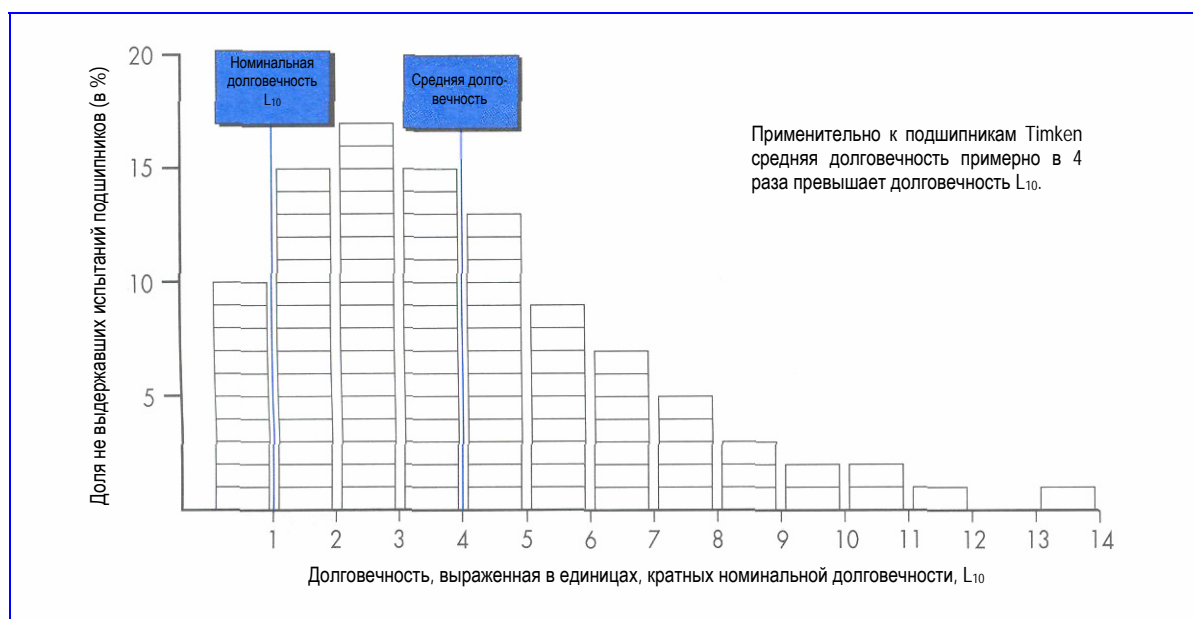


Рис. 3-11 Теоретическая плотность распределения долговечности ста идентичных подшипников, эксплуатируемых в одинаковых условиях.

ет область выкрашивания площадью 6 мм^2 ($0,01 \text{ дюйма}^2$). Данная величина выбрана произвольно, в зависимости от области применения долговечность подшипника может существенно превышать указанные пределы. Если лабораторным испытаниям при определенных условиях подвергают партию идентичных подшипников вплоть до развития области усталостного выкрашивания площадью 6 мм^2 ($0,01 \text{ дюйма}^2$) на каждом подшипнике, долговечность 90 % подшипников, скорее всего, превысит номинальную долговечность. И долговечности только 10 % подшипников будут ниже номинальной. Приведенный пример (рис. 3-11) демонстрирует разброс значений долговечности подшипников в соответствии с распределением Вейбулла, дисперсия (угол наклона) равна 1,5. Значения долговечности L_{10} определяют по результатам испытаний сотен подобных выборок. Аналогичным образом оценивают и проверяют значения номинальной долговечности и грузоподъемности.

Чтобы гарантировать неизменный уровень качества, компания Timken проводит дорогостоящие испытания на усталостную долговечность в лабораториях, расположенных в США и Англии. Данные испытания позволяют гарантировать уверенность в приводимых компанией Timken количественных показателях.

ботанный компанией Timken подход к расчету и выбору подшипников учитывает данные коэффициенты, а также коэффициент эксплуатационной долговечности.

С учетом поправочных коэффициентов долговечность подшипника равна:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 \cdot \left(\frac{C_{90}}{P} \right)^{10/3} \cdot (90 \times 10^6) \quad (\text{в оборотах})$$

или

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 \cdot \left(\frac{C_{90}}{P} \right)^{10/3} \cdot \left(\frac{1,5 \times 10^6}{n} \right) \quad (\text{в часах})$$

где:

- a_1 = поправочный коэффициент долговечности, учитывающий надежность
- a_2 = поправочный коэффициент долговечности, учитывающий материал подшипника
- a_3 = поправочный коэффициент долговечности, учитывающий условия окружающей среды
- a_4 = поправочный коэффициент долговечности, учитывающий эксплуатационную долговечность (размеры области выкрашивания)

В случае действия исключительно осевых нагрузок, F_a , предыдущая формула принимает следующий вид:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 \cdot \left(\frac{C_{90}}{F_a} \right)^{10/3} \cdot \left(\frac{1,5 \times 10^6}{n} \right) \text{ (в часах)}$$

Стандартные формулы для расчета долговечности L_{10} включают грузоподъемность подшипника, эквивалентную динамическую радиальную нагрузку (см. стр. 60) и скорость. В основе применяемого компанией Timken метода расчета долговечности L_{10} лежит значение C_{90} , которое соответствует нагрузке, при которой выборка подшипников достигнет долговечности L_{10} , равной 90 млн. оборотов. В основе метода ИСО лежит значение C_1 , соответствующее долговечности L_{10} , равной 1 млн. оборотов. Хотя эти два метода корректно учитывают различия в основных положениях, прочие различия могут повлиять на результаты расчета долговечности подшипника. Например, при использовании двух методов расчета эквивалентной динамической радиальной нагрузки (стр. 57) можно получить немного отличные результаты, выраженные в формулах расчета долговечности экспонентой в степени 10/3. Кроме того, важно провести различие между методиками ИСО для расчета долговечности L_{10} и номинальной грузоподъемности подшипника. Сравнение значений долговечности допускается только тогда, когда эти величины получены на одном и том же базисе (C_1 или C_{90}) и с применением одних и тех же расчетных формул (разработанных компанией Timken или ИСО). Два упомянутых метода приводятся ниже.

1) Метод, разработанный компанией Timken

$$L_{10} = \left(\frac{C_{90}}{P} \right)^{10/3} \cdot (90 \times 10^6) \text{ (в оборотах)} \quad (1)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_{90}}{P} \right)^{10/3} \cdot \left(\frac{1,5 \times 10^6}{n} \right) \text{ (в часах)} \quad (2)$$

где:

L_{10} = номинальная долговечность или долговечность по каталогу (прогнозируемая долговечность соответствует 90% надежности)

C_{90} = базовая динамическая номинальная радиальная грузоподъемность однорядного подшипника, соответствующая долговечности L_{10} , равной 90 млн. оборотов (3000 часов или 500 об/мин)

P = эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

n = частота вращения, об/мин

Замечание: в случае исключительно осевых нагрузок, а также для упорных подшипников формулы 1 и 2 приобретают следующий вид:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{a90}}{F_{ae}} \right)^{10/3} \cdot (90 \times 10^6) \text{ (в оборотах)} \quad (1a)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_{a90}}{F_{ae}} \right)^{10/3} \cdot \left(\frac{1,5 \times 10^6}{n} \right) \text{ (в часах)} \quad (2a)$$

1.1.4 Эквивалентные нагрузки на подшипники и требуемые значения грузоподъемности

Конические роликовые подшипники идеально подходят для восприятия любых видов нагрузок - радиальных, осевых, а также комбинированных нагрузок. В силу конической конструкции подшипника, радиальная нагрузка вызовет осевую реакцию подшипника, которую необходимо уравновесить равной или большей осевой реакцией, чтобы удержать вместе внутреннее и наружное кольца. Следствием данной зависимости является то, что зона действия нагрузки в подшипнике определяется количеством находящихся в соприкосновении роликов. Если в соприкосновении находятся все ролики, зоной действия нагрузки считается окружность (360 градусов).

Если на конический роликовый подшипник действует только радиальная нагрузка, полагают, что нагрузку несет половина роликов, т.е. зона действия нагрузки соответствует 180 градусам. Тогда вызванное давление на подшипник составляет:

$$F_{a(180)} = \frac{0,47 \cdot F_r}{K}$$

Формулы для определения осевых реакций опор и эквивалентных радиальных нагрузок в системе из двух однорядных подшипников основаны на предположении, что зона действия нагрузки для одного из подшипников составляет 180 градусов и 180 градусов или более - для другого.

1.1.5 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

Под базовой динамической радиальной грузоподъемностью, C_{90} , понимают способность к восприятию радиальной нагрузки, если зона действия нагрузки в подшипнике соответствует 180 градусам. Если осевая нагрузка на подшипник превышает индуцированную, $F_{a(180)}$, для расчета долговечности подшипника следует использовать эквивалентную динамическую радиальную нагрузку.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка равна радиальной нагрузке, при действии которой на подшипник достигается то же значение долговечности, которое справедливо для подшипника в условиях действия фактических нагрузок осевых и радиальных).

Приведенные формулы позволяют с достаточной точностью рассчитать эквивалентную динамическую радиальную нагрузку, если зона действия нагрузки равна 180 градусам для одного из подшипников и 180 градусам

где:

C_{a90} = базовая динамическая номинальная осевая грузоподъемность, соответствующая долговечности L_{10} , равной 90 млн. оборотов

F_{ae} = внешняя осевая нагрузка

2) Метод, разработанный ИСО (ИСО 281)

$$L_{10} = \left(\frac{C_1}{P} \right)^{10/3} \cdot (1 \times 10^6) \text{ (в оборотах)} \quad (3)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_1}{P} \right)^{10/3} \cdot \left(\frac{1 \times 10^6}{60 \cdot n} \right) \text{ (в часах)} \quad (4)$$

где:

C_1 = базовая динамическая номинальная радиальная грузоподъемность, соответствующая долговечности L_{10} , равной 1 млн. оборотов

Замечание: Значения C_1 , входящие в формулы 3 и 4, приведенные в таблицах характеристик подшипников, являются значениями C_{90} , полученными по методу компании Timken, приведенными к L_{10} для 1 млн. оборотов, а не значениями ИСО 281.

или более - для другого. Для учета других параметров, например, коэффициента жесткости рессорной опоры, регулировки и жесткости опоры, можно использовать более точные расчеты с применением компьютерных программ.

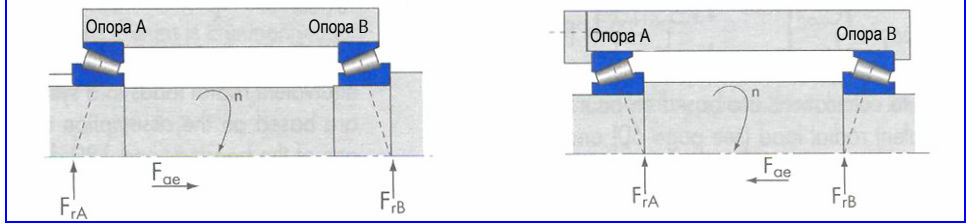
Приблизительная формула:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

В нижеследующих таблицах приведены формулы для расчета осевых нагрузок на подшипники и эквивалентных динамических радиальных нагрузок для различных вариантов конструкции. Приведены результаты, полученные как по методу Timken, так и по методу ИСО. Коэффициенты, необходимые для выполнения расчетов, приведены в таблицах характеристик подшипников.

Действуют и радиальная, и осевая нагрузки

Конструкция (внешнее осевое усилие, F_{ae} , действует на опору A)



Метод ИСО

Осевая нагрузка: условие 1

$$\frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y_B} + F_{ae}$$

Результирующая осевая нагрузка на опору

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y_B} + F_{ae}$$

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y_B}$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

если $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} \leq e_A$

$$P_A = F_{rA}$$

$$P_B = F_{rB}$$

если $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} > e_A$

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + Y_A \cdot F_{aA}$$

$$P_B = F_{rB}$$

Долговечность L_{10}

$$L_{10A} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{1A}}{P_A} \right)^{10/3} \text{ (часов)}$$

$$L_{10B} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{1B}}{P_B} \right)^{10/3} \text{ (часов)}$$

Действует только осевая нагрузка

Конструкция (внешнее осевое усилие, F_{ae} , действует на опору A)



Осевая нагрузка: условия

$$F_{aA} = F_{ae}$$

$$F_{aB} = 0$$

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_A = Y_A \cdot F_{aA}$$

$$P_B = 0$$

Долговечность L_{10}

$$L_{10A} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{1A}}{P_A} \right)^{10/3} \text{ (часов)}$$

$$L_{10B} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{1B}}{P_B} \right)^{10/3} \text{ (часов)}$$

Метод компании Timken

Осевая нагрузка: условие 1

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$$

Результирующая осевая нагрузка на опору

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B}$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + K_A \cdot F_{aA}$$

если $P_A < F_{rA}$, $P_A = F_{rA}$

$$P_B = F_{rB}$$

Долговечность L_{10}

$$L_{10A} = \left(\frac{C_{90A}}{P_A} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

$$L_{10B} = \left(\frac{C_{90B}}{P_B} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

Осевая нагрузка: условие 2

$$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$$

Результирующая осевая нагрузка на опору

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_A = F_{rA}$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB}$$

если $P_B < F_{rB}$, $P_B = F_{rB}$

Осевая нагрузка: условия

$$F_{aA} = F_{ae}$$

$$F_{aB} = 0$$

Осевая нагрузка

$$F_{aA} = F_{ae}$$

$$F_{aB} = 0$$

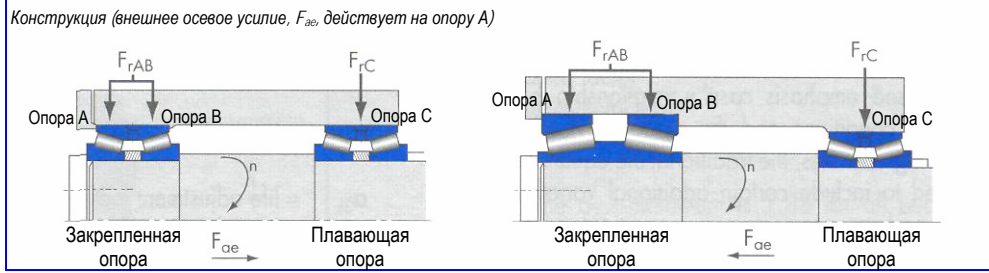
Долговечность L_{10}

$$L_{10A} = \left(\frac{C_{90A}}{P_A} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

$$L_{10B} = \left(\frac{C_{90B}}{P_B} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

1.1.7 Формулы для двухрядных подшипников

Комбинация одинаковых подшипников, $K_A = K_B$



Метод ИСО

Осевая нагрузка: условие

$$\frac{F_{ae}}{F_r} \leq e$$

$$\frac{F_{ae}}{F_r} > e$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{AB} = F_{rAB} + Y_{1AB} \cdot F_{ae} \quad P_{AB} = 0,67 \cdot F_{rAB} + Y_{2AB} \cdot F_{ae}$$

$$P_C = F_{rC}$$

$$P_C = F_{rC}$$

Долговечность L_{10}

$$L_{10AB} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{1(2)}}{P_{AB}} \right)^{10/3} \text{ (часов)}$$

$$L_{10C} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{1(2)}}{P_C} \right)^{10/3} \text{ (часов)}$$

Метод компании Timken

Осевая нагрузка: условие

$$F_{ae} > \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K_A}$$

$$F_{ae} \leq \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K_A}$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rAB} + K_A \cdot F_{ae} \quad P_A = 0,5 \cdot F_{rAB} + 0,83 \cdot K_A \cdot F_{ae}$$

$$P_B = 0$$

$$P_B = 0,5 \cdot F_{rAB} - 0,83 \cdot K_A \cdot F_{ae}$$

$$P_C = F_{rC}$$

$$P_C = F_{rC}$$

Долговечность L_{10}

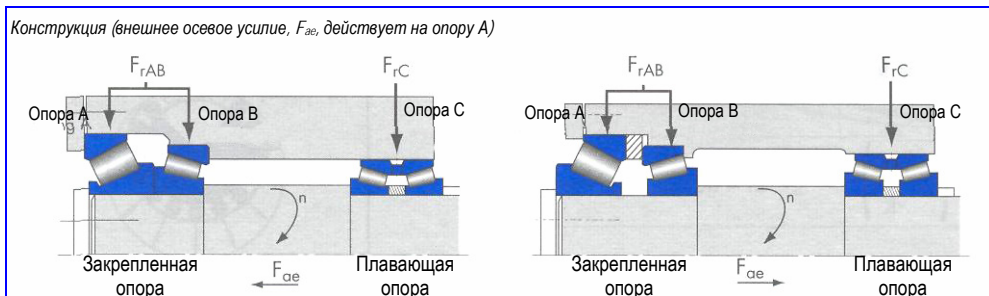
$$L_{10A} = \left(\frac{C_{90A}}{P_A} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

$$L_{10B} = \left(\frac{C_{90B}}{P_B} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

$$L_{10C} = \left(\frac{C_{90(2)C}}{P_C} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

$C_{90(2)}$ = динамическая радиальная грузоподъемность 2-рядного подшипника

Комбинация разных подшипников $K_A \neq K_B$



Метод компании Timken

Осевая нагрузка: условия

$$F_{ae} > \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K_A}$$

$$F_{ae} \leq \frac{0,6 \cdot F_{rAB}}{K_A}$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rAB} + K_A \cdot F_{ae} \quad P_A = \frac{K_A}{K_A + K_B} \cdot (F_{rAB} + 1,67 \cdot K_B \cdot F_{ae})$$

$$P_B = 0$$

$$P_B = \frac{K_B}{K_A + K_B} \cdot (F_{rAB} - 1,67 \cdot K_A \cdot F_{ae})$$

$$P_C = F_{rC}$$

$$P_C = F_{rC}$$

Долговечность L_{10}

$$L_{10A} = \left(\frac{C_{90A}}{P_A} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

$$L_{10B} = \left(\frac{C_{90B}}{P_B} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

$$L_{10C} = \left(\frac{C_{90(2)C}}{P_C} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{n} \text{ (часов)}$$

1.2. Долговечность с учетом поправок

1.2.1 Основная формула

С учетом существующих отношений между стандартными и реальными условиями эксплуатации подшипника в общепринятые формулы для расчета долговечности были включены дополнительные переменные, оказывающие влияние на эксплуатационные характеристики подшипников.

Расширенное уравнение долговечности подшипника приобретает следующий вид:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 \cdot L_{10}$$

L_{na} = номинальная долговечность с учетом поправки, соответствующая надежности (100 - n) %

a_1 = поправочный коэффициент долговечности, учитывающий надежность

a_2 = поправочный коэффициент долговечности, учитывающий материал

a_3 = поправочный коэффициент долговечности, учитывающий условия окружающей среды

a_4 = поправочный коэффициент долговечности, учитывающий эксплуатационную долговечность

L_{10} = номинальная долговечность, рассчитанная по формулам 1-4, стр. 56

1.2.2 Коэффициент, учитывающий надежность - a_1

Надежность, применительно к долговечности подшипника, определенной для группы идентичных подшипников, работающих в одинаковых условиях, соответствует доле подшипников из данной группы (в %), долговечность которых равна заданной или превышает ее. Надежность отдельного подшипника соответствует вероятности, что долговечность подшипника достигнет заданного значения или превысит его.

Номинальная долговечность, L_{10} , отдельного подшипника или группы идентичных подшипников, работающих в одинаковых условиях, - это долговечность, соответствующая 90 %-ной надежности. В некоторых областях применения подшипников требуется надежность, отличная от 90 %. Формула для расчета поправочного коэффициента при надежности, отличной от 90 %:

$$a_1 = 4,48 \cdot \left(\ln \frac{100}{R} \right)^{2/3} \quad \ln = \text{натуральный логарифм (по основанию } e)$$

Чтобы получить значение долговечности L_{10} , соответствующее надежности R процентов, следует умножить вычисленную номинальную долговечность L_{10} на a_1 . По определению, $a_1 = 1$ для надежности 90 %, следовательно, для надежности свыше 90 % - $a_1 < 1$, а для надежности менее 90 % - $a_1 > 1$.

1.2.3 Коэффициент, учитывающий материал - a_2

Для подшипников Timken, изготовленных из легированной подшипниковой стали, выплавленной в электродуговой печи и рафинированной в ковше, a_2 обычно = 1. Также возможно изготовление подшипников из высококачественных сталей с меньшим содержанием примесей по сравнению со стандартными подшипниковыми сталями, что позволяет увеличить усталостную долговечность подшипников, если она лимитирована присутствием неметаллических примесей. В этом случае можно использовать большее значение коэффициента a_2 .

1.2.4 Коэффициент, учитывающий влияние окружающей среды - a_3

Вычисленное значение долговечности можно уточнить с учетом условий окружающей среды на основании метода сравнения, используя коэффициент a_3 , складывающийся из трех отдельных коэффициентов:

$$a_3 = a_{3k} \cdot a_{3\ell} \cdot a_{3m}$$

a_{3k} = поправочный коэффициент долговечности с учетом зоны действия нагрузки

$a_{3\ell}$ = поправочный коэффициент долговечности с учетом смазки

a_{3m} = поправочный коэффициент долговечности с учетом юстировки

a_{3k} - коэффициент учета зоны действия нагрузки

Под зоной действия нагрузки понимают несущий нагрузку участок дорожки качения (в градусах), рис. 3-12. Данная величина непосредственно показывает, какое количество роликов принимает на себя приложенную нагрузку.

Зона действия нагрузки является функцией значений осевой игры (внутреннего зазора) или преднатяга подшипниковой системы. Последние, в свою очередь, зависят от первоначальной регулировки, внутренней геометрии подшипника, приложенной нагрузки и деформации элементов (вала, подшипника, корпуса).

$a_{3k} = 1$ - Номинальная долговечность, или долговечность по каталогу, L_{10} подразумевает что минимальная зона действия нагрузки соответствует 180° .

$a_{3k} \neq 1$ - В зависимости от значений осевой игры или преднатяга, количественное определение значения a_{3k} требует компьютерных расчетов специалистами компании Timken.

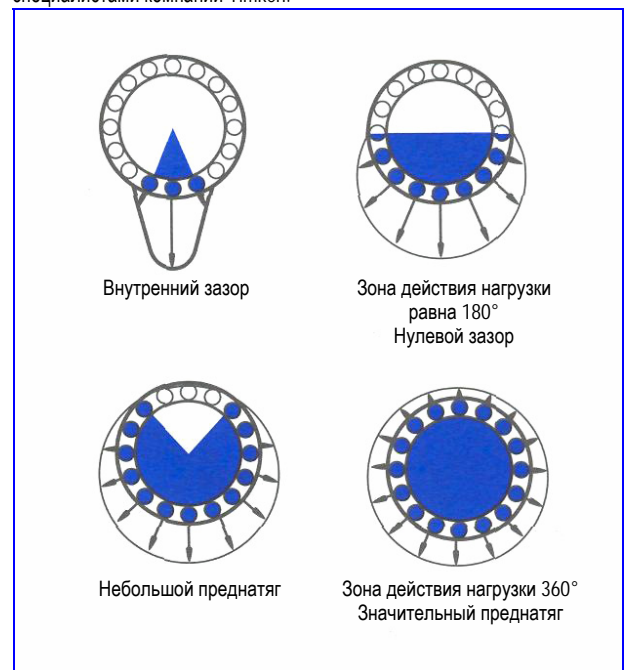


Рис. 3-12

Влияние зоны действия нагрузки - действует радиальная нагрузка.

a_{3m} - коэффициент учета отклонений от соосности

Для обеспечения оптимальных эксплуатационных характеристик и долговечности должна строго соблюдаться соосность колец конического роликового подшипника. Тем не менее, на практике данное условие недостижимо в силу нарушений соосности посадочных поверхностей вала и корпуса, а также деформаций под нагрузкой (рис. 3-13).

$a_{3m} = 1$ - При расчете значений долговечности по каталогу предполагается, что отклонение от соосности соответствует номинальному стандартному значению, равному 0,0005 радиан.

$$a_{3m} < 1$$

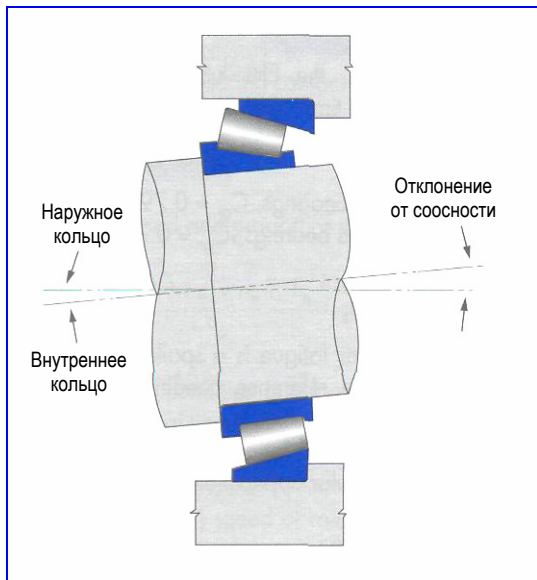


Рис. 3-13
Отклонение от соосности.

Если отклонение от соосности превышает 0,0005 радиан, это может сказаться на эксплуатационных характеристиках подшипника. Тем не менее, прогнозируемая долговечность зависит от таких факторов, как внутренняя геометрия, зона действия нагрузки и величина действующей нагрузки. Подшипники P900 можно модифицировать в соответствии с конкретными требованиями, например требованиями к отклонению от соосности, за счет изменения формы элементов. Количественная оценка коэффициента $a_{3\ell}$ применительно к действительным условиям эксплуатации, а также определение целесообразности применения подшипников P900 требует применения методов компьютерных расчетов, разработанных компанией Timken.

$a_{3\ell}$ - коэффициент учета смазки

Проводимые компанией Timken исследования показали, что долговечность подшипника, рассчитанная только на основе величин частоты вращения и нагрузки, может значительно отличаться от действительной долговечности, если условия эксплуатации существенно отличны от лабораторных. Исторически сложилось так, что компания Timken рассчитывает поправочный коэффициент учета смазки ($a_{3\ell}$) как функцию трех параметров, а именно:

- Частоты вращения подшипника
- Рабочей температуры подшипника
- Вязкости масла

Данные параметры необходимы для определения упругогидродинамического эффекта смазки в области контакта элементов качения подшипников. В течение последних десяти лет были проведены углубленные испытания с целью количественной оценки влияния других относящихся к смазке факторов на долговечность подшипника. Наиболее весом вклад чистоты поверхности роликов и дорожек качения в сочетании с толщиной пленки смазки. Кроме того, следует учитывать геометрию подшипника, материал, нагрузки и зону действия нагрузки. Нижеприведенная формула представляет собой простой способ расчета коэффициента учета смазки с целью точного прогнозирования влияния смазки на долговечность подшипника (L_{10a}).

$$a_{3\ell} = C_g \times C_\ell \times C_j \times C_s \times C_v \times C_{gr}$$

Где:

- C_g = коэффициент учета геометрии
- C_ℓ = коэффициент учета нагрузки
- C_j = коэффициент учета зоны действия нагрузки
- C_s = коэффициент учета частоты вращения
- C_v = коэффициент учета вязкости
- C_{gr} = коэффициент учета использования консистентной смазки

Замечание: Для всех подшипников максимальное значение коэффициента $a_{3\ell}$ равно 2,88. Минимальное значение $a_{3\ell}$ составляет 0,20 для поверхностно закаленных подшипников и 0,06 для объемно закаленных.

Коэффициент учета смазки не включает коэффициент учета загрязнения смазки, поскольку при проведении ресурсных испытаний применяется фильтр 40 мкм для получения реалистичного представления о чистоте смазки.

Коэффициент учета геометрии - C_g

Значение C_g приведено в таблицах характеристик подшипников TS для каждого шифра внутреннего кольца. Следует помнить, что данный коэффициент не применим к подшипникам типа P900 (см. стр. 64).

Коэффициент учета величины нагрузки - C_ℓ

Значение коэффициента C_ℓ определяют по графику, приведенному на рис. 3-14. Обратите внимание, что значения коэффициента для поверхностно- и объемно закаленных подшипников отличаются. Значение F_a соответствует осевой нагрузке на каждый подшипник, определенной в ходе расчетов. Для значений нагрузок, выраженных в Ньютонах и фунтах, приведены отдельные кривые. Перед началом расчета осевых нагрузок, действующих на каждый из подшипников, необходимо преобразовать все нагрузки, действующие на вал, в радиальные составляющие нагрузки на подшипник (F_{rA} , F_{rB}) и одну внешнюю осевую составляющую (F_{ae}).

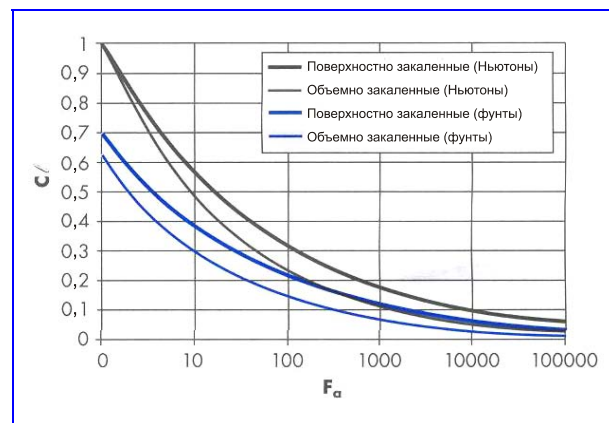


Рис. 3-14
Коэффициент учета нагрузки (C_ℓ).

Коэффициент учета зоны действия нагрузки - C_j

a) Вычислите X, где $X = \frac{F_r}{F_a \cdot K}$

b) Если $X > 2,13$, зона действия нагрузки подшипника составляет менее 180° , тогда:

Для поверхностно закаленных подшипников $C_j = 0,747$

Для объемно закаленных подшипников $C_j = 0,691$

Если $X < 2,13$, зона действия нагрузки подшипника превышает 180° , и C_j можно найти по графикам, приведенным на рис. 3-15.

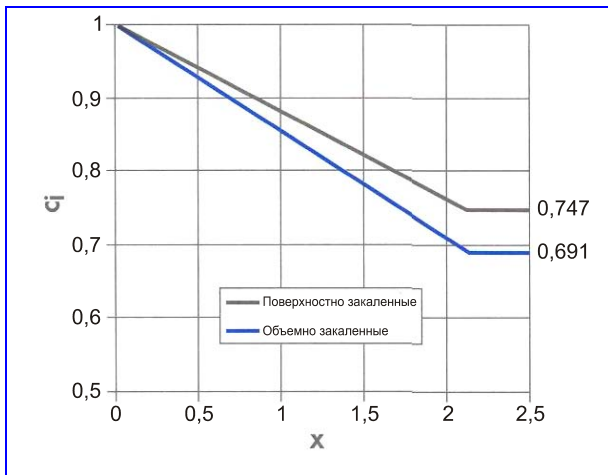


Рис. 3-15
Коэффициент учета зоны действия нагрузки (C_1).

Коэффициент учета скорости - C_s

Значение C_s определяют по графику, приведенному на рис. 3-16, где значение в об/мин соответствует угловой скорости внутреннего кольца по отношению к наружному.

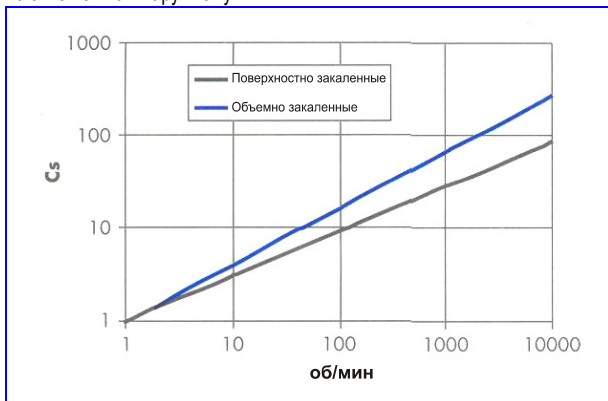


Рис. 3-16
Коэффициент учета скорости (C_s).

Коэффициент учета вязкости - C_v

Значения кинематической вязкости смазочного материала [в сантистоксах (сСт)] соответствуют рабочей температуре подшипников. Рабочую вязкость можно оценить по данным, приведенным на рис. 5-7, стр. 120 раздела 5 "Смазка подшипников". Затем можно определить коэффициент учета вязкости (C_v) по графикам, приведенным на рис. 3-17.

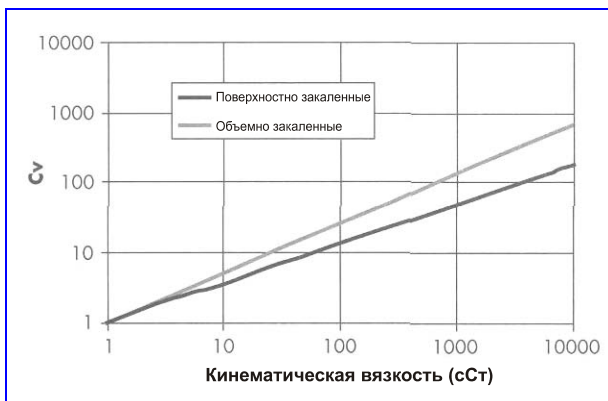


Рис. 3-17
Коэффициент учета вязкости (C_v).

Коэффициент учета применения консистентной смазки - C_{gr}

В случае консистентной смазки пленка упругогидродинамической смазки со временем истончается. Соответственно, для учета данного явления следует ввести коэффициент уменьшения (C_{gr}).

Для поверхностно закаленных подшипников $C_{gr} = 0,79$

Для объемно закаленных подшипников $C_{gr} = 0,74$

1.2.5 Коэффициент эксплуатационной долговечности - a_4

За предельный критерий усталостного разрушения принимают область выкрашивания площадью 6 мм² (0,01 дюйма²). Данное условие принято за стандартное в расчетах компании Timken, $a_4 = 1$.

Если для конкретного случая можно установить большее предельное значение усталостного выкрашивания, следует использовать большее значение коэффициента a_4 .

1.2.6 Select-A-Nalysis™

Программы расчета подшипниковых систем, Bearing Systems Analysis, анализируют влияние множества существующих на практике параметров, в дополнение к традиционно используемым при расчете долговечности по каталогу значениям нагрузки и скорости, на эксплуатационные характеристики подшипника.

Компания Timken предлагает уникальную компьютерную программу, Select-A-Nalysis, позволяющую дополнить описанный инструмент анализа современными методами выбора подшипников.

Программа Bearing Systems Analysis позволяет конструктору количественно оценить изменения эксплуатационных характеристик подшипников, обусловленные изменением условий окружающей среды.

Основным критерием при выборе может являться как стоимость, так и эксплуатационные характеристики.

1.3. Долговечность системы и средневзвешенная нагрузка и долговечность

1.3.1 Долговечность системы

Под надежностью системы понимают вероятность того, что долговечность всех входящих в систему подшипников достигнет заданного значения или превысит его. Надежность системы равна произведению надежностей отдельных подшипников системы:

$$R_{(системы)} = R_A \cdot R_B \cdot R_C \cdot \dots \cdot R_n$$

В конкретном случае долговечность системы L_{10} , состоящей из нескольких подшипников, долговечности L_{10} которых различны, равна:

$$L_{10(системы)} = \left[\left(\frac{1}{L_{10A}} \right)^{3/2} + \left(\frac{1}{L_{10B}} \right)^{3/2} + \dots + \left(\frac{1}{L_{10n}} \right)^{3/2} \right]^{-2/3}$$

1.3.2 Формулы для расчета средневзвешенной нагрузки и долговечности

Во многих случаях подшипники подвержены влиянию различных условий нагружения, поэтому выбор подшипника определяется максимальными нагрузками и скоростями.

Тем не менее, при подобных условиях можно выполнить более точный анализ за счет исследования цикла нагружения с целью определения средневзвешенной нагрузки.

Выбор подшипника на основе значения средневзвешенной нагрузки осуществляется с учетом колебаний скорости, нагрузки и периода времени, в течение которого происходят данные колебания. Однако, учет

предельных нагрузок по-прежнему необходим для оценки контактных напряжений и отклонений от соосности.

Средневзвешенная нагрузка

Переменная скорость, нагрузка и время:

$$F_{wt} = \left(\frac{n_1 \cdot T_1 \cdot F_1^{10/3} + \dots + n_n \cdot T_n \cdot F_n^{10/3}}{n_a} \right)^{0.3}$$

где, для каждого из условий в цикле нагружения:

T = доля суммарного времени

F = приложенная нагрузка

n = частота вращения, об/мин

n_a = заданная (произвольная) частота вращения, используемая в формулах для расчета долговечности подшипника. Для удобства обычно используют значение 500 об/мин.

При равномерном увеличении нагрузки и постоянной частоте вращения:

$$F_{wt} = \left[\frac{3}{13} \cdot \left(\frac{F_{max}^{13/3} - F_{min}^{13/3}}{F_{max} - F_{min}} \right) \right]^{0.3}$$

где, в течение цикла нагружения:

F_{max} = максимальная приложенная нагрузка

F_{min} = минимальная приложенная нагрузка

Замечание: Вышеприведенные формулы не допускают использования поправочного коэффициента учета смазки $a_{3\ell}$, кроме случаев, когда скорость постоянна. Следовательно, если при выборе подшипников используются данные соотношения, расчетная долговечность подшипника L_{10} должна определяться для аналогичного успешно эксплуатируемого механизма, работающего в тех же условиях. Расчеты долговечности для обоих механизмов должны выполняться на одинаковом базисе. Чтобы ввести поправку на изменение условий смазки в цикле нагружения, следует рассчитать средневзвешенную долговечность:

Средневзвешенная долговечность:

$$L_{10wt} = \frac{1}{\frac{T_1}{(L_{10})_1} + \frac{T_2}{(L_{10})_2} + \dots + \frac{T_n}{(L_{10})_n}}$$

где, в течение цикла нагружения:

T = доля суммарного времени

L_{10} = долговечность подшипника L_{10} (стр. 55), рассчитанная для каждого из условий

1.3.3 Зависимость долговечности подшипников от нагрузки, мощности и скоростей

В случаях, когда условия нагружения варьируются, долговечность подшипника рассчитывают для одного из условий. Значение долговечности для другого условия легко получить, пользуясь соотношениями, связывающими определенные переменные. Чтобы данные соотношения были применимы, нагрузка на подшипник должна быть связана с мощностью, скоростью или обоими этими характеристиками пропорциональной зависимостью. Тем не менее, данное утверждение распространяется только на долговечности по каталогу или долговечности с учетом любых поправочных коэффициентов.

При указанных условиях справедливы следующие соотношения, приведенные в таблице 3-С:

Условие	Формула
Переменная нагрузка Переменная скорость	$(L_{10})_2 = (L_{10})_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{10/3} \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)$
Переменная нагрузка Переменная мощность Переменная скорость	$(L_{10})_2 = (L_{10})_1 \cdot \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{10/3} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{7/3}$
Постоянная нагрузка Переменная скорость	$(L_{10})_2 = (L_{10})_1 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)$

Условие	Формула
Постоянная мощность Переменная скорость	$(L_{10})_2 = (L_{10})_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{7/3}$
Переменная нагрузка Постоянная скорость	$(L_{10})_2 = (L_{10})_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{10/3}$
Переменная мощность Постоянная скорость	$(L_{10})_2 = (L_{10})_1 \cdot \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^{10/3}$

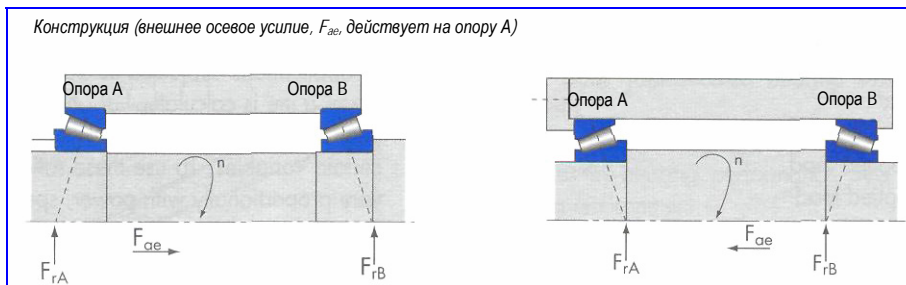
Таблица 3-С
Соотношения для опре-
деления долговечности.

P = Нагрузка, крутящий момент
или окружное усилие

1.3.4 Примеры расчета долговечности

**Действуют и радиаль-
ная, и осевая нагрузки**

A
32012X
C_{1A} = 89600 Н
Y_A = 1,39
e_A = 0,43
C_{90A} = 23200 Н
K_A = 1,36



B
32011X
C_{1B} = 88000 Н
Y_B = 1,48
e_B = 0,41
C_{90B} = 22800 Н
K_B = 1,44

Частота вращения n = 600 об/мин
Рабочая температура = 60°C
Вязкость масла = VG46

F_{ae} = 4000 Н
F_{rA} = 9000 Н
F_{rB} = 7000 Н

Метод ИСО

Осевая нагрузка: условия

$$\frac{0,5 \times 9000}{1,39} < \frac{0,5 \times 7000}{1,48} + 4000$$

Результирующая осевая
нагрузка на опору

$$F_{aA} = \frac{0,5 \times 7000}{1,48} + 4000$$

$$F_{aA} = 6365 \text{ Н}$$

$$F_{aB} = \frac{0,5 \times 7000}{1,48}$$

$$F_{aB} = 2365 \text{ Н}$$

Метод компании Timken

Осевая нагрузка: условия

$$\frac{0,47 \times 9000}{1,36} < \frac{0,47 \times 7000}{1,44} + 4000$$

Результирующая осевая
нагрузка на опору

$$F_{aA} = \frac{0,47 \times 7000}{1,44} + 4000$$

$$F_{aA} = 6285 \text{ Н}$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \times 7000}{1,44}$$

$$F_{aB} = 2285 \text{ Н}$$

Метод ИСО

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$\frac{6365}{9000} = 0,707$$

$$e_A = 0,43$$

$$0,707 > 0,43$$

$$P_A = 0,4 \times 9000 + 1,39 \times 6365$$

$$P_A = 12447 \text{ Н}$$

$$P_B = F_{rB} = 7000 \text{ Н}$$

Долговечность L_{10}

$$L_{10A} = \frac{10^6}{60 \times 600} \cdot \left(\frac{89600}{12447} \right)^{10/3} = 20006 \text{ часов}$$

$$L_{10B} = \frac{10^6}{60 \times 600} \cdot \left(\frac{88000}{7000} \right)^{10/3} = 128325 \text{ часов}$$

Значение долговечности с учетом смазки

$$a_{3rA} = 0,04138 \times (6365)^{-0,3131} \times 0,830 \times (600)^{0,6136} \times (20)^{0,7136} = 0,951$$

$$a_{3rB} = 0,03874 \times (2365)^{-0,3131} \times 0,690 \times (600)^{0,6136} \times (20)^{0,7136} = 1,009$$

$$L_{10aA} = 20006 \times 0,951 = 19026 \text{ часов}$$

$$L_{10aB} = 128325 \times 1,009 = 129480 \text{ часов}$$

Метод компании Timken

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_A = 0,4 \times 9000 + 1,36 \times 6285$$

$$P_A = 12147 \text{ Н}$$

$$P_B = F_{rB} = 7000 \text{ Н}$$

Долговечность L_{10}

$$L_{10A} = \left(\frac{23200}{12147} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{600} = 21610 \text{ часов}$$

$$L_{10B} = \left(\frac{22800}{7000} \right)^{10/3} \times 3000 \times \frac{500}{600} = 128054 \text{ часов}$$

Значение долговечности с учетом смазки

$$a_{3rA} = 0,04138 \times (6285)^{-0,3131} \times 0,830 \times (600)^{0,6136} \times (20)^{0,7136} = 0,954$$

$$a_{3rB} = 0,03874 \times (2285)^{-0,3131} \times 0,690 \times (600)^{0,6136} \times (20)^{0,7136} = 1,020$$

$$L_{10aA} = 21610 \times 0,954 = 20616 \text{ часов}$$

$$L_{10aB} = 128054 \times 1,020 = 130615 \text{ часов}$$

2. Статические условия

2.1. Статическая грузоподъемность

Статическая радиальная грузоподъемность C_0 определяется на основе максимального контактного напряжения в невращающемся подшипнике, равного 4000 МПа (580000 фунтов/кв.дюйм) в центре контакта и зоны действия нагрузки, равной 180° (область дорожки качения, несущая нагрузку).

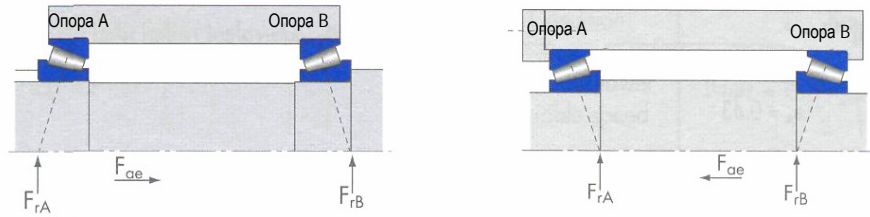
Напряжение, равное 4000 МПа (580000 фунтов/кв.дюйм), может привести к появлению признаков бриннелирования на дорожках качения. Повреждения такой степени не оказывают заметного влияния на усталостную долговечность, если подшипник в дальнейшем эксплуатируется при меньших действующих нагрузках. Если значения уровня шума, вибрации или крутящего момента являются критическими, следует установить меньшее предельное значение нагрузки.

Для расчета статической эквивалентной радиальной нагрузки на подшипник при конкретных условиях можно использовать следующие формулы. Затем полученные значения сравнивают со значениями статической радиальной грузоподъемности, используемой в качестве критерия выбора подшипника. Однако, в случае преобладания статических нагрузок рекомендуется обратиться в компанию Timken за помощью в выборе подшипников.

2.2. Статическая эквивалентная радиальная нагрузка (однорядные подшипники)

Статическая эквивалентная радиальная нагрузка представляет собой статическую радиальную нагрузку (в отсутствие вращения и колебаний), создающую в центре контактной поверхности ролика то же максимальное напряжение, что и фактическое сочетание действующих радиальных и осевых нагрузок. Приведенные формулы дают приблизительное значение статической эквивалентной радиальной нагрузки, если предположить, что зона действия нагрузки (несущая нагрузку область дорожки качения) для одного подшипника составляет 180° , а для другого - 180° или более.

Конструкция (внешнее осевое усилие, F_{ae} , действует на опору A)



Осевая нагрузка: условия	Результирующая осевая нагрузка на опору	Статическая эквивалентная радиальная нагрузка (P_0)
$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B}$	$P_{0B} = F_{rB}$ при $F_{aA} < 0,6 \cdot F_{rA} / K_A$ $P_{0A} = 1,6 \cdot F_{rA} - 1,269 \cdot K_A \cdot F_{aA}$ при $F_{aA} > 0,6 \cdot F_{rA} / K_A$ $P_{0A} = 0,5 \cdot F_{rA} + 0,564 \cdot K_A \cdot F_{aA}$
$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$	при $F_{aB} > 0,6 \cdot F_{rB} / K_B$ $P_{0B} = 0,5 \cdot F_{rB} + 0,564 \cdot K_B \cdot F_{aB}$ при $F_{aB} < 0,6 \cdot F_{rB} / K_B$ $P_{0B} = 1,6 \cdot F_{rB} - 1,269 \cdot K_B \cdot F_{aB}$ $P_{0A} = F_{rA}$

где:

F_r = приложенная радиальная нагрузка

F_a = результирующая осевая нагрузка на опору

Значения F_{aA} и F_{aB} рассчитывают по формулам.

Замечание: для сравнения со значениями статической грузоподъемности P_0 следует использовать вычисленные значения C_0 , даже если P_0 меньше значения приложенной радиальной нагрузки, F_r .

2.3. Статическая эквивалентная радиальная нагрузка (двухрядные подшипники)

В таблицы характеристик подшипников не включены статические грузоподъемности двухрядных подшипников. Статическую радиальную грузоподъемность двухрядного подшипника можно оценить следующим образом:

$$C_{0(2)} = 2 \cdot C_0$$

где:

$C_{0(2)}$ = статическая радиальная грузоподъемность двухрядного подшипника

C_0 = статическая радиальная грузоподъемность однорядного подшипника типа TS той же серии

По вопросам расчетов для случае одновременного действия радиальных и осевых нагрузок следует обращаться к представителю компании Timken.

3. Подшипники класса 900 (P900)

Подшипники P900 позволяют заменить используемые во многих важных областях подшипники аналогами меньшего размера и массы, характеризующимися большей грузоподъемностью, долговечностью и надежностью.

Подшипники P900 способны улучшить эксплуатационные характеристики в 3 раза по сравнению со стандартным подшипником при том же используемом объеме. Преимущества подшипников P900:

- Большая долговечность за счет использования сталей воздушной плавки высокой чистоты
- Повышенная грузоподъемность за счет усовершенствованной геометрии подшипника
- Улучшенные эксплуатационные характеристики при работе в условиях тонкой пленки смазки за счет более высокой чистоты поверхности
- Современные технологические разработки в области внедрения данных усовершенствований.

Дополнительную информацию по дополнительным возможностям подшипников можно получить у представителей компании Timken.

TM = торговая марка компании Timken

Влияние геометрии подшипников P900 на усталостную долговечность

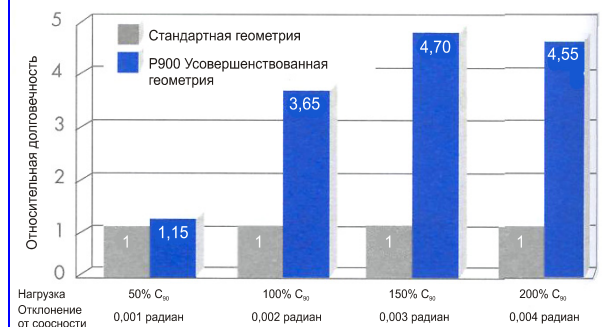


Рис. 3-15

Усовершенствованная геометрия подшипников P900 позволяет устранить концентрацию краевых напряжений, связанную с высокими значениями нагрузок или отклонениями от соосности.

Влияние чистоты поверхности подшипников P900 на усталостную долговечность



Рис. 3-16

Усовершенствованная технология обработки поверхности повышает качество обработки контактных поверхностей качения и усталостную долговечность, если последняя лимитируется повреждениями поверхности. Данная технология также обеспечивает высококачественную микрогеометрию поверхности и круглость поверхностей качения.

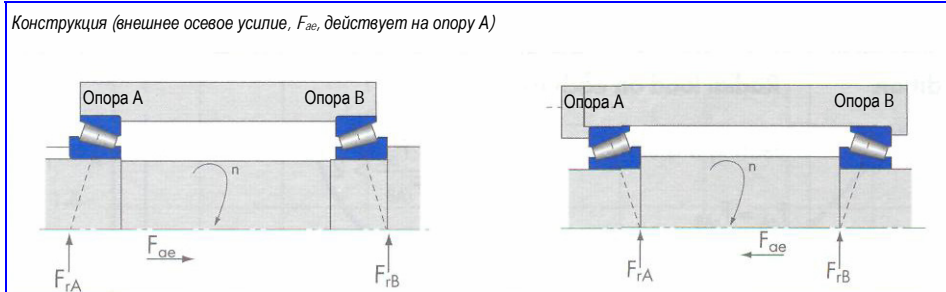
С. Крутящий момент

Рабочий крутящий момент - M

Сопротивление вращению конического роликового подшипника зависит от нагрузки, частоты вращения, условий смазки и внутренних характеристик подшипника.

Нижеприведенные формулы позволяют приблизительно оценить рабочие крутящие моменты подшипников. Данные формулы справедливы для подшипников, смазываемых жидкой смазкой. Если подшипник смазывают консистентной смазкой или масляным туманом, крутящий момент обычно ниже, хотя в случае консистентной смазки он зависит от количества и консистенции последней. Данные соотношения также предполагают, что значение рабочего крутящего момента является установленным, т.е. не описывают период "приработки".

1. Однорядные подшипники

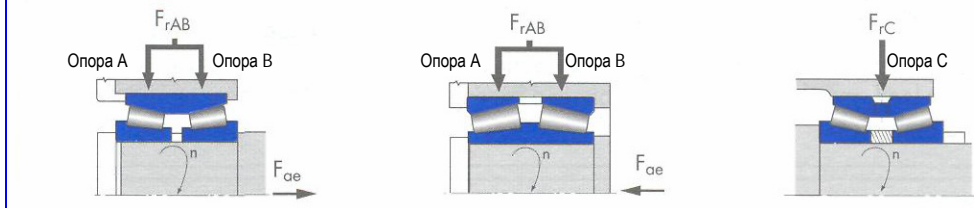


<p>Осевая нагрузка: условия</p> $\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	<p>Результирующая осевая нагрузка на опору</p> $F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$ $F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B}$	1	<p>a) $\frac{K_A \cdot F_{aA}}{F_{rA}} > 2$</p> $f_1 = \frac{K_A \cdot F_{aA}}{F_{rA}}$ $f_2 = f_1 + 0,8$ <p>b) $0,47 < \frac{K_A \cdot F_{aA}}{F_{rA}} \leq 2$</p> <p>$f_1, f_2$: используйте график на странице 67</p> <p>c) $\frac{K_A \cdot F_{aA}}{F_{rA}} = 0,47$</p> $f_1 = 0,06$ $f_2 = 1,78$	$M_A = k_1 \cdot G_{1A} (n \cdot \mu)^{0,62} \cdot \left(\frac{f_1 \cdot F_{rA}}{K_A} \right)^{0,3}$
		2	$f_1 = 0,06$ $f_2 = 1,78$	$M_B = k_1 \cdot G_{1B} (n \cdot \mu)^{0,62} \cdot \left(\frac{0,06 \cdot F_{aB}}{K_B} \right)^{0,3}$
$\frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} > \frac{0,47 \cdot F_{rB}}{K_B} + F_{ae}$	$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A}$ $F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} - F_{ae}$	1	<p>a) $\frac{K_B \cdot F_{aB}}{F_{rB}} > 2$</p> $f_1 = \frac{K_B \cdot F_{aB}}{F_{rB}}$ $f_2 = f_1 + 0,8$ <p>b) $0,47 < \frac{K_B \cdot F_{aB}}{F_{rB}} \leq 2$</p> <p>$f_1, f_2$: используйте график на странице 67</p> <p>c) $\frac{K_B \cdot F_{aB}}{F_{rB}} = 0,47$</p> $f_1 = 0,06$ $f_2 = 1,78$	$M_B = k_1 \cdot G_{1B} (n \cdot \mu)^{0,62} \cdot \left(\frac{f_1 \cdot F_{rB}}{K_B} \right)^{0,3}$
		2	$f_1 = 0,06$ $f_2 = 1,78$	$M_A = k_1 \cdot G_{1A} (n \cdot \mu)^{0,62} \cdot \left(\frac{0,06 \cdot F_{aA}}{K_A} \right)^{0,3}$

M_A или M_B дают заниженное значение рабочего крутящего момента при рабочей частоте вращения $n < \frac{k_2}{G_2 \cdot \mu} \cdot \left(\frac{f_2 \cdot F_r}{K} \right)^{2/3}$

2. Двухрядные подшипники

Конструкция (внешнее осевое усилие, F_{ae} , действует на опору А)



а) Закрепленная опора

Условие нагружения	Радиальная нагрузка на каждый ряд F_r		
$F_{ae} > \frac{0,47 \cdot F_{rAB}}{K_A}$	Подшипник В не несет нагрузки $F_{rA} = F_{rAB}$ $F_{aA} = F_{ae}$	$\frac{K \cdot F_{ae}}{F_{rAB}} > 2$ $f_1 = \frac{K \cdot F_{ae}}{F_{rAB}}$ $f_2 = f_1 + 0,8$ $0,47 \leq \frac{K \cdot F_{ae}}{F_{rAB}} \leq 2$ f_1, f_2 : используйте график на странице 67	$M_A = k_1 \cdot G_{1A} \cdot (n \cdot \mu)^{0,62} \times (F_{ae})^{0,3}$ $M_A = k_1 \cdot G_{1A} \cdot (n \cdot \mu)^{0,62} \times \left(\frac{f_1 \cdot F_{rAB}}{K} \right)^{0,3}$
$F_{ae} \leq \frac{0,47 \cdot F_{rAB}}{K_A}$	$F_{rA} = \frac{F_{rAB}}{2} + 1,06 \cdot K \cdot F_{ae}$ $F_{rB} = \frac{F_{rAB}}{2} - 1,06 \cdot K \cdot F_{ae}$		$M = k_1 \cdot G_1 \cdot (n \cdot \mu)^{0,62} \cdot \left(\frac{0,060}{K} \right)^{0,3} \cdot (F_{rA}^{0,3} + F_{rB}^{0,3})$

а) Плавающая опора

$$M_C = 2 \cdot k_1 \cdot G_{1C} \cdot (n \cdot \mu)^{0,62} \cdot \left(\frac{0,030 \cdot F_{rC}}{K_C} \right)^{0,3}$$

$$M_A \text{ дают заниженное значение рабочего крутящего момента при рабочей частоте вращения } n < \frac{k_2}{G_2 \cdot \mu} \cdot \left(\frac{f_2 \cdot F_{rA}}{K} \right)^{2/3}$$

$$M_{AB} \text{ дают заниженное значение рабочего крутящего момента при рабочей частоте вращения } n < \frac{k_2}{G_2 \cdot \mu} \cdot \left(\frac{1,78 \cdot F_{rA}}{K} \right)^{2/3}$$

$$M_C \text{ дают заниженное значение рабочего крутящего момента при рабочей частоте вращения } n < \frac{k_2}{G_2 \cdot \mu} \cdot \left(\frac{0,890 \cdot F_{rC}}{K_C} \right)^{2/3}$$

M = крутящий момент при работе, Н-м (фунто-дюйм)

F_r = радиальная нагрузка, Н (фунт-сила)

G_1 = коэффициент формы из таблиц характеристик подшипников

G_2 = коэффициент формы из таблиц характеристик подшипников

K = коэффициент K

n = частота вращения, об/мин

k_1 = $2,56 \times 10^{-6}$ (в метрической системе) или $3,54 \times 10^{-5}$ (в дюймовой системе)

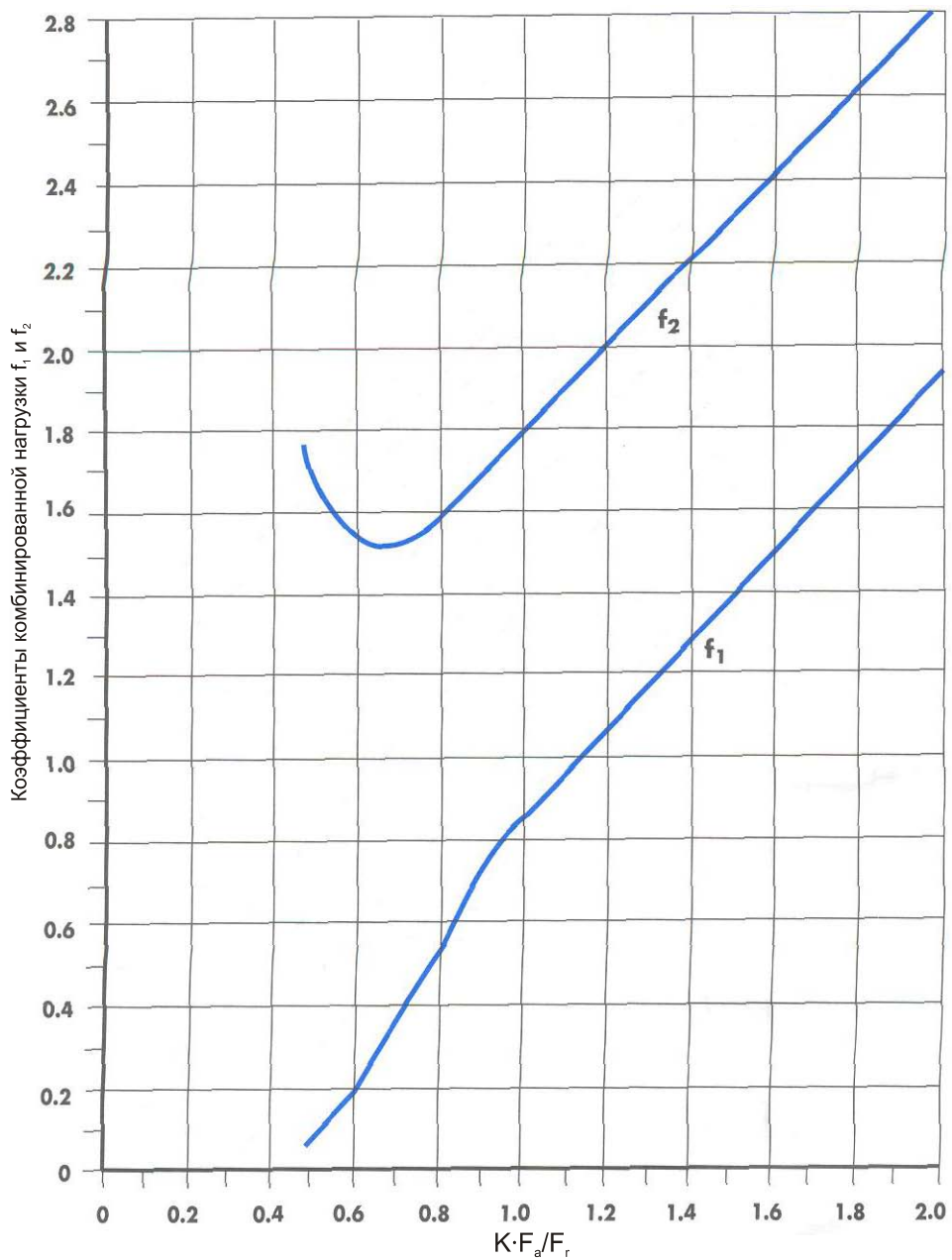
k_2 = 625 (в метрической системе) или 1700 (в дюймовой системе)

μ = динамическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре, в сантипуазах.

Для консистентных смазок следует использовать вязкость базового масла (рис. 3-18).

f_1 = коэффициент комбинированной нагрузки (рис. 3-17)

f_2 = коэффициент комбинированной нагрузки (рис. 3-17)



Условие нагружения	f_1 и f_2
$K \cdot F_a / F_r > 2,0$	$f_1 = K \cdot F_a / F_r$ $f_2 = f_1 + 0,8$
$0,47 \leq K \cdot F_a / F_r \leq 2,0$	Следует использовать вышеприведенный график
$K \cdot F_a / F_r = 0,47$	$f_1 = 0,06$ $f_2 = 1,78$

Рис. 3-17
 Определение коэффициентов комбинированной нагрузки f_1 и f_2 .

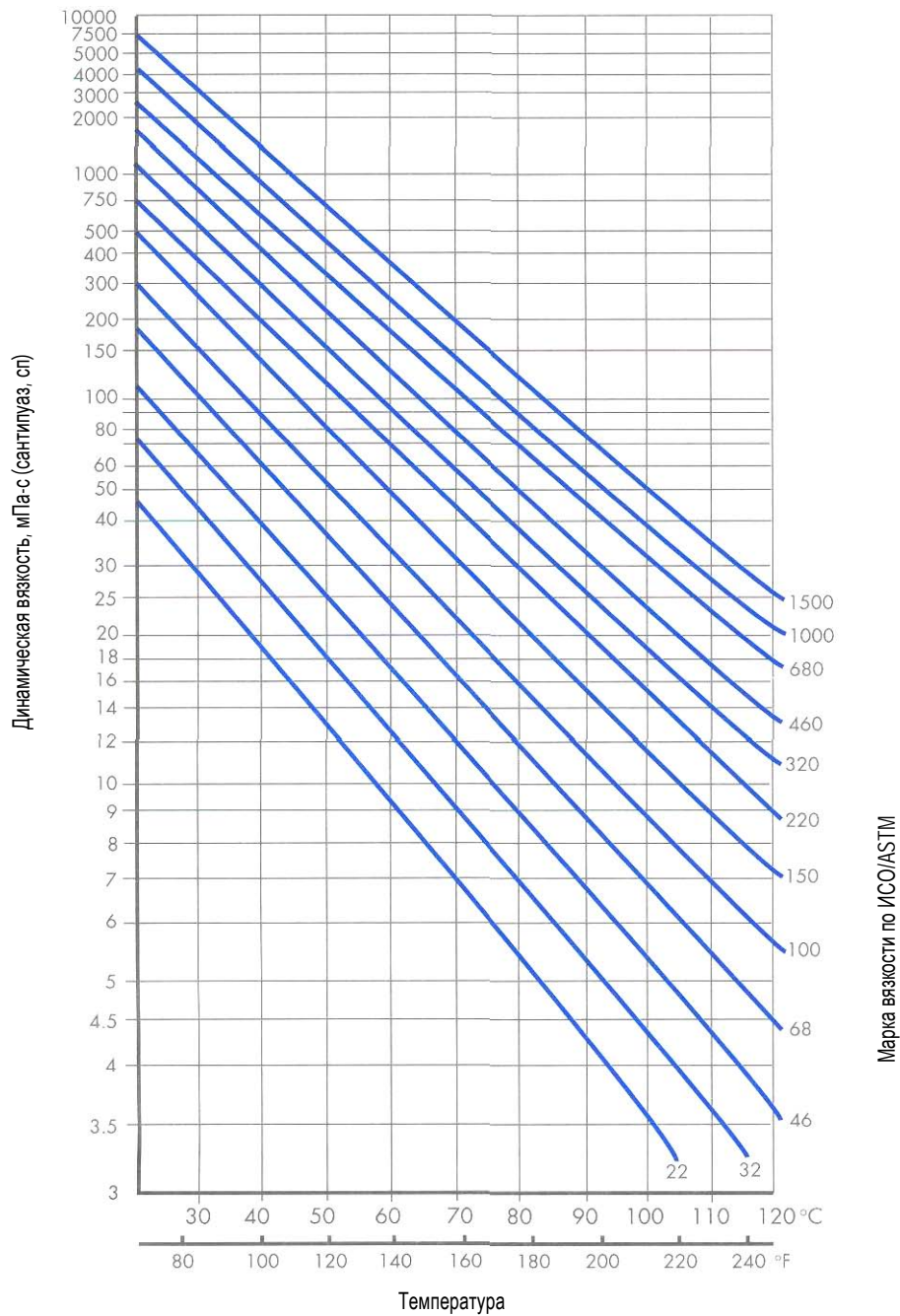


Рис. 3-18

Значения вязкости приведены в мПа·с (сантипуазах, сп) для классов жидких смазок промышленного назначения по ИСО/ASTM. Принято: индекс вязкости 90; удельный вес 0,875 при 40°C.