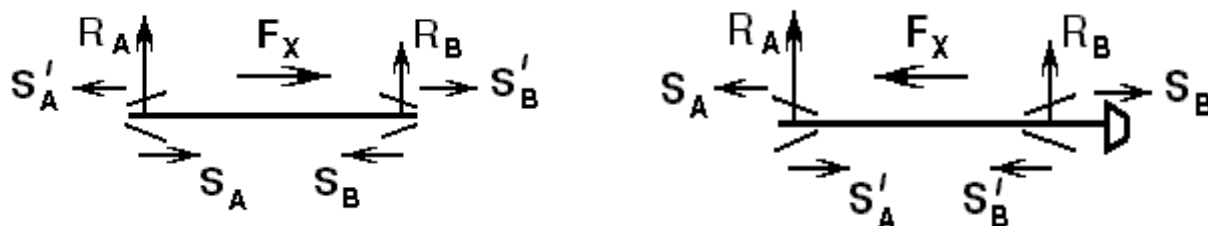


# АЛГОРИТМЫ ПОДБОРА ПОДШИПНИКОВ

1. Если конические подшипники установлены по схеме «в распор» или «в растяжку»:



Дано:  $d_{\Pi}$  – диаметр вала под подшипник, мм;  $n$  – частота вращения вала, об / мин;  
 $L_h$  – требуемый ресурс подшипника, ч;  $F_X$  – внешняя осевая сила на вал, Н;  
 $R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}$ ;  $R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}$  – радиальные нагрузки на подшипники, Н.

Из каталога, для конкретного конического подшипника выписывают :

$C$  – динамическую грузоподъемность подшипника, Н;

$e$  – коэффициент осевого нагружения подшипника;

$X=0.4$ ;  $Y=0,6/e$  – коэффициенты приведения радиальной и осевой нагрузок к условной радиальной эквивалентной динамической нагрузке  $P$ .

1) Определяют внутренние осевые усилия  $S_A$  и  $S_B$ , возникающие только в радиально-упорных подшипниках, от действия радиальных сил  $R_A$  и  $R_B$  - из-за наклона беговых дорожек:  $S_A = 0,83 \cdot e \cdot R_A$ ;  $S_B = 0,83 \cdot e \cdot R_B$ .

2) Определяют осевые нагрузки на подшипники от действия на вал  $F_X$ ,  $S_A$ ,  $S_B$

а) если  $F_X + S_A \geq S_B$ , то вал упрется в опору В и тогда

$$F_{aB} = S_B^I - S_B + F_X + S_A = F_X + S_A; \quad F_{aA} = S_A^I = S_A;$$

б) если  $S_B \geq F_X + S_A$ , то вал упрется в опору А и тогда

$$F_{aA} = S_A^I - S_A + S_B - F_X = S_B - F_X; \quad F_{aB} = S_B^I = S_B;$$

3) Определяют эквивалентные радиальные динамические нагрузки  $P_A$  и  $P_B$ , Н

$$P_A = (V \cdot X_A \cdot R_A + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_6 \cdot K_t \cdot K_E;$$

$$P_B = (V \cdot X_B \cdot R_B + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_6 \cdot K_t \cdot K_E, \quad \text{где } V=1; K_6=1,3; K_t=1; K_E=1.$$

При  $\frac{F_a}{V \cdot R} \leq e$  принимают  $X=1$ ;  $Y=0$ , при  $\frac{F_a}{V \cdot R} > e$   $X=0,4$ ;  $Y=0,6/e$ .

4) Определяют долговечность более нагруженного подшипника  $L$ , млн. об.

$$L = a_{23} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^q, \quad \text{где } q=3.33 - \text{показатель степени кривой усталости для РП;}$$

$a_{23}=0,7$  – коэффициент пересчета стеновой грузоподъемности к реальным условиям эксплуатации.

5) Определяют долговечность предложенного подшипника  $L_h^{\text{факт}}$  в часах

$$L_h^{\text{факт}} = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}. \quad \text{Долговечность подшипника обеспечивается, если } L_h^{\text{факт}} \geq 0,85 \cdot L_h.$$

2. Если к валу не приложена внешняя осевая сила  $F_X$  и вал установлен в радиальных шариковых подшипниках:



Дано:  $d_{II}$  – диаметр вала под подшипник, мм;

$n$  – частота вращения вала, об / мин;

$L_h$  – требуемый ресурс подшипника, ч;

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}; \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} -$$

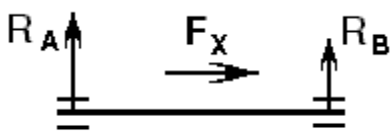
радиальные реакции опор, Н.

- 1) Определяют эквивалентную радиальную динамическую нагрузку на более нагруженную опору  $P_A = V \cdot R_A \cdot K_6 \cdot K_t \cdot K_E$ , где  $V=1$ ;  $K_6=1,3$ ;  $K_t=1$ ;  $K_E=1$ .
- 2) Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипников, Н

$$C^{тр\text{еб}} = P_A \cdot \left( \frac{L^{тр\text{еб}}}{a_{23}} \right)^{\frac{1}{q}}, \quad \text{где } q=3; a_{23}=0,8; L^{тр\text{еб}}=60 \cdot L_h \cdot n \cdot 10^{-6}, \text{ млн. об.}$$

- 3) По каталогу, переходя от серии к серии, выбирают подшипник заданного диаметра у которого  $C \geq 0,95 \cdot C^{тр\text{еб}}$ .

3. Если к валу приложена небольшая осевая сила  $F_X$  и вал установлен в радиальных шариковых подшипниках



Дано:  $d_{II}$  – диаметр вала под подшипник, мм;

$n$  – частота вращения вала, об / мин;

$L_h$  – требуемый ресурс подшипника, ч;

$F_X$  – внешняя осевая сила на вал, Н;

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}; \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} - \text{радиальные реакции опор, Н.}$$

По каталогу, для конкретного шарикового подшипника, выписывают:

$C$  – динамическую грузоподъемность подшипника, Н;

$C_0$  – статическую грузоподъемность подшипника, Н.

По отношению  $\frac{F_X}{C_0}$  из каталога [Нарышкин, с.42] выписывают значения:

$$e, \quad X_B = 0,56, \quad Y_B.$$

- 1) Определяют эквивалентные радиальные динамические нагрузки на подшипники

$$P_A = V \cdot R_A \cdot K_6 \cdot K_t \cdot K_E, \quad \text{где } V=1; K_6=1,3; K_t=1; K_E=1;$$

$$P_B = (V \cdot X_B \cdot R_B + Y_B \cdot F_X) \cdot K_6 \cdot K_t \cdot K_E,$$

где при  $\frac{F_X}{V \cdot R_B} \leq e$  принимают  $X_B=1$ ;  $Y_B=0$  при  $\frac{F_X}{V \cdot R_B} > e$   $X_B=0,56$ ;  $Y_B=Y_B$ .

- 2) Определяют долговечность более нагруженного подшипника в млн. об.

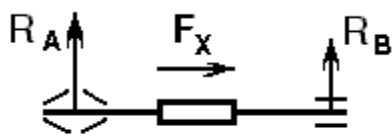
$$L = a_{23} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^q, \quad \text{где } q=3 - \text{показатель степени кривой усталости для ШП};$$

$a_{23}=0,8$  – коэффициент пересчета стендовой грузоподъемности к реальным условиям эксплуатации.

- 3) Определяют долговечность предложенного подшипника  $L_h^{\text{факт}}$  в часах

$$L_h^{\text{факт}} = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}. \text{ Долговечность подшипника обеспечивается, если } L_h^{\text{факт}} \geq 0,85 \cdot L_h.$$

#### 4. Если вал червяка установлен по схеме с плавающей опорой В:



Дано:  $d_{\text{п}}$  – диаметр вала под подшипник, мм;  
 $n$  – частота вращения вала, об / мин;  
 $L_h$  – требуемый ресурс подшипника, ч;  
 $F_x$  – внешняя осевая сила на вал, Н;

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}; \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} - \text{радиальные реакции опор, Н.}$$

Конический подшипник в опоре А и шариковый в опоре В подбираются отдельно.

Из каталога, для конкретного конического подшипника выписывают:

$C$  – динамическую грузоподъемность подшипника, Н;

$e$  – параметр осевого нагружения подшипника;

$X_A=0,67$ ;  $Y_A=1/e$  – выписывают из справочной таблицы для двухрядных подшипников [1, с.45], это коэффициенты приведения радиальной и осевой нагрузок к условной радиальной эквивалентной динамической нагрузке  $P_A$ .

1) Определяют эквивалентные радиальные динамические нагрузки  $P_A$  и  $P_B$ , Н

$$P_A = (V \cdot X_A \cdot R_A + Y_A \cdot F_x) \cdot K_6 \cdot K_t \cdot K_E;$$

$$P_B = (V \cdot R_B \cdot K_6 \cdot K_t \cdot K_E), \text{ где } V=1; K_6=1,3; K_t=1; K_E=1.$$

При  $\frac{F_x}{V \cdot R_A} \leq e$  принимают  $X_A=1$ ;  $Y_A=0,68 / e$ , при  $\frac{F_x}{V \cdot R_A} > e$   $X_A=0,67$ ;  $Y_A=1 / e$ .

2) Определяют долговечность конических подшипников  $L_A$ , млн. об.

$$L_A = a_{23} \cdot \left( \frac{C^\Sigma}{P_A} \right)^q, \text{ где } q=3,33 - \text{показатель степени кривой усталости;}$$

$a_{23}=0,7$  – коэффициент пересчета стендовой грузоподъемности к реальным условиям эксплуатации;

$C^\Sigma = 1,71 \cdot C$  – динамическая грузоподъемность сдвоенных конических подшипников в опоре А.

3) Определяют долговечность конических подшипников  $L_h^{\text{факт}}$  в часах

$$L_h^{\text{факт}} = \frac{L_A \cdot 10^6}{60 \cdot n}. \text{ Долговечность подшипника обеспечивается, если } L_h^{\text{факт}} \geq 0,85 \cdot L_h.$$

4) Определяют требуемую динамическую грузоподъемность шариковых подшипников в опоре В, Н

$$C^{\text{треб}} = P_B \cdot \left( \frac{L^{\text{треб}}}{a_{23}} \right)^{\frac{1}{q}}, \text{ где } q=3 \text{ для ШП; } a_{23}=0,8; L^{\text{треб}}=60 \cdot L_h \cdot n \cdot 10^{-6}, \text{ млн. об.}$$

5) По каталогу, переходя от серии к серии, выбирают подшипник заданного диаметра у которого  $C \geq 0,95 \cdot C^{\text{треб}}$ .