

Задача № 1 [Павлище, с. 424, 450]

Підібрати підшипники кочення для проміжного валу редуктора. Радіальні навантаження на опори валу: $R_A = 5500 \text{ Н}$; $R_B = 7300 \text{ Н}$; осьове навантаження вала $F_a = 846 \text{ Н}$; діаметр цапф вала для підшипників $d_n = 40 \text{ мм}$. Додаткові відомості та умови роботи підшипників: кутова швидкість вала $\omega = 40 \text{ рад/с}$; потрібний ресурс підшипників $L_h = 10000 \text{ год}$ при 90 % надійності; типовий режим навантаження опор вала – легкий (Л); короткочасні перевантаження до 150 %; робоча температура підшипників до 50 °С.

Розв'язання

1. Аналіз умов навантаження та вибір типорозміру підшипників

Згідно з умовою задачі вал має дві опори – А та В. Найбільш навантаженою є опора В, оскільки в ній діє максимальна радіальна сила ($R_B = 7300 \text{ Н}$) і осьова сила ($F_a = 846 \text{ Н}$). Розрахунок будемо проводити саме для неї.

Визначимо який саме підшипник слід використовувати.

$$\frac{F_a}{R_B} < 0,35 - \text{радіальний}; \quad \frac{F_a}{R_B} \geq 0,35 - \text{радіально - упорний}.$$

$$\frac{F_a}{R_B} = \frac{846}{7300} = 0,116 \leq 0,35.$$

Враховуючи діаметр цапф вала для підшипників ($d_n = 40 \text{ мм}$) використовуємо радіальний кульковий підшипник середньої серії 308 [Табл. Г.1, с. 390, Курсове проектування деталей машин]. Для нього маємо: базова статична вантажність $C_0 = 22700$; базова динамічна вантажність $C = 31900$.

2. Визначення розрахункового еквівалентного навантаження на підшипник

2.1) Розраховуємо параметр

$$\frac{R_a}{C_0} = \frac{F_a}{C_0} = \frac{846}{22700} = 0,037.$$

З таблиці, методом інтерполяції визначаємо параметр «e»

$$e = 0,22 + \frac{(0,037 - 0,028)(0,26 - 0,22)}{0,056 - 0,028} = 0,23.$$

Тип підшипників	R_a/C_0	ϵ	$R_a/(VR_r) \leq \epsilon$		$R_a/(VR_r) > \epsilon$		X_0	Y_0
			X	Y	X	Y		
Радіальні кулькові однорядні, тип 0000	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	0,6	0,5
	0,028	0,22				1,99		
	0,056	0,26				1,71		
	0,084	0,28				1,55		
	0,110	0,30				1,45		
	0,170	0,34				1,31		
	0,280	0,38				1,15		
	0,420	0,42				1,04		
	0,560	0,44				1,00		

Радіально-упорні кулькові однорядні: тип 36000, $\alpha = 12^\circ$	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81	0,5	0,46
	0,029	0,34				1,62		
	0,059	0,37				1,46		
	0,086	0,41				1,34		
	0,110	0,45				1,22		
	0,170	0,48				1,13		
	0,290	0,52				1,04		
	0,430	0,54				1,01		
	0,570	0,54				1,00		
	—	0,68				0,87		
тип 46000, $\alpha = 26^\circ$	—	0,68	1	0	0,41	0,87	0,5	0,37
тип 66000, $\alpha = 36^\circ$	—	0,95	1	0	0,37	0,66	0,5	0,28

2.2) Визначаємо співвідношення

$$\frac{R_a}{V R_r} = \frac{846}{1 \cdot 7300} = 0,116 < 0,23.$$

Отже з вищенаведеної таблиці коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно рівні: $X=1$, $Y=0$.

2.3) Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипники визначається за наступними формулами:

– радіальні кулькові та роликові (не навантажені осьовою силою)

$$R = V R_r K_\sigma K_T;$$

– радіальні кулькові та радіально-упорні кулькові й роликові

$$R = (X V R_r + Y R_a) K_\sigma K_T = (1 \cdot 1 \cdot 7300 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 10950 \text{ Н}.$$

R_r – радіальне навантаження на підшипник;

R_a – осьове навантаження на підшипник;

V – коефіцієнт обертання ($V=1$ – при обертанні внутрішнього кільця; $V=1,2$ – при обертанні зовнішнього кільця);

K_σ – коефіцієнт безпеки ($K_\sigma=1$ – при спокійному навантаженні; $K_\sigma=1,2$ – при легких поштовхах і короточасних перевантаженнях до 125 %; $K_\sigma=1,5$ – при помірних поштовхах і перевантаженнях до 150 %; $K_\sigma=2$ – при значних поштовхах та вібраціях і перевантаженнях до 200 %; $K_\sigma=3$ – при ударному навантаженні та перевантаженнях до 300 %);

K_T – температурний коефіцієнт ($K_T=1$ якщо робоча температура опори $t \leq 100$ °C; $K_T=1,05$ якщо робоча температура опори $t = 125$ °C; $K_T=1,1$ якщо робоча температура опори $t = 150$ °C).

2.4) Розрахункове еквівалентне навантаження з врахуванням режиму навантаження

$$R_E = K_E R = 0,40 \cdot 10950 = 4380 \text{ Н},$$

де K_E – коефіцієнт інтенсивності ($K_E=1$ – режим П; $K_E=0,8$ – режим В; $K_E=0,63$ – режим СР; $K_E=0,57$ – режим СН; $K_E=0,4$ – режим Л).

Постійний (П)
Важкий (В)
Середній рівномірний (СР)
Середній нормальний (СН)
Легкий (Л)

3. Розрахунковий ресурс підшипника

3.1) Розрахунковий ресурс підшипника визначається в мільйонах обертів:

$$L = \alpha_1 \alpha_{23} \left(\frac{C}{R_E} \right)^p = 1 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{31900}{4380} \right)^3 = 309,06 \text{ млн.об.},$$

де α_1 – розрахунковий коефіцієнт ($\alpha_1=1$ при 90 %-й надійності; $\alpha_1=0,62$ при 95 %-й надійності; $\alpha_1=0,44$ при 97 %-й надійності; $\alpha_1=0,33$ при 98 %-й надійності);

α_{23} – коефіцієнт, який враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації (для звичайних умов роботи серійних підшипників: $\alpha_{23}=0,7...0,8$ – для кулькових, крім сферичних; $\alpha_{23}=0,5...0,6$ – для кулькових сферичних і роликових із циліндричними роликами; $\alpha_{23}=0,6...0,7$ – для роликових конічних).

3.2) Розрахунковий ресурс підшипника в годинах експлуатації

$$L_h = 1745 \frac{L}{\omega} = 1745 \frac{309.06}{40} = 13382 \text{ год.}$$

Як бачимо, розрахунковий ресурс більший від потрібного (10000 год.), тож даний підшипник задовольняє вихідним умовам.

Оскільки опора А є менш навантаженою, то для неї вибираємо цей же підшипник.