

## РОЗРАХУНОК ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА

2.6.1 Для виконання розрахунків жорсткості шпинделя необхідно визначити жорсткість опор.

Жорсткість опори залежить від складових підшипників. Якщо опора складається з одного підшипника, то її жорсткість дорівнює жорсткості підшипника. Якщо у опорі знаходяться декілька підшипників, то один із способів визначення жорсткості полягає у наступному. Всі підшипники, що знаходяться у опорі, вважають одною комплексною опорою із жорсткістю яка залежить від її компоновочної схеми та жорсткості підшипників.

Для визначення жорсткості опор таким способом складемо відповідні схеми передньої і задньої опори, на якій позначено : 1 – підшипники опори, що знаходяться ближче до переднього кінця шпинделя, а  $i_1$  – їх кількість; 2 – підшипники опори, що знаходяться далі від переднього шпинделя, а  $i_2$  – їх кількість у опорі ( рисунок 4.9 ).



Рисунок 2.6.1 – Схема комплексних опор шпинделя.

Для вибраних радіальних упорних підшипників 3182111 за таблицею 6.15 [3] та рекомендаціями приймаємо середній попередній натяг  $F_n = 1070$  Н.

Осьова жорсткість комплексної опори (Н/мм) :

$$j_a = 1.5 \cdot C^{\frac{2}{3}} \cdot F_n \cdot (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}),$$

$$\text{де } C = 10^5 \cdot z \cdot (\sin \alpha)^{\frac{5}{2}} \cdot \sqrt{1.25 \cdot d_w};$$

$F_n = 1070$  Н – сила попереднього натягу;

$z = 21$  – число шариків у підшипнику;

$\alpha$  – фактичний кут контакту у підшипнику, визначається за графіком на рисунку 6.14 [3] в залежності від значення  $F_n / (z \cdot d_w^2)$ , в даному випадку

$$10^3 \cdot F_n / (z \cdot d_w^2) = 10^3 \cdot 1070 / (21 \times 10^2) = 510,$$

$$\alpha = 26^\circ + 1^\circ = 27^\circ.$$

$d_w = 9.53$  мм – діаметр кульки;

$$C = 10^5 \cdot 21 \cdot (\sin 27^\circ)^{\frac{5}{2}} \cdot \sqrt{1.25 \cdot 9.53} = 10.06 \cdot 10^5$$

Осьова жорсткість передньої опори ( $i_1 = 2, i_2 = 1$ ):

$$j_{aA} = 1.5 \cdot (10.06 \cdot 10^5)^{\frac{2}{3}} \cdot 1070^{\frac{1}{3}} \cdot (2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}) = 398548.8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$j_a \approx 4 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 400 \text{ Н} \cdot \text{мкм}$$

Осьова жорсткість задньої опори ( $i_1 = 1, i_2 = 1$ ):

$$j_{aB} = 1.5 \cdot (10.06 \cdot 10^5)^{\frac{2}{3}} \cdot 1070^{\frac{1}{3}} \cdot (1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}) = 154034.4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$j_{ab} \approx 1.54 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 154 \text{ Н} \cdot \text{мкм}.$$

Радіальна жорсткість умовної комплексної опори визначають за виразом:

$$j_r = \frac{k_4 \cdot i_1^{\frac{2}{3}} \cdot j_a}{1,5 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left( i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right)};$$

де  $k_4$  – коефіцієнт, що характеризує розподіл навантаження між тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу та радіальним навантаженням;

$F_n / (F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha)$  - співвідношення для визначення  $k_4$  за таблицею [3];

$F_r = P_z / 3 = 1000 \text{ Н}$  - оскільки передня опора знаходиться близько до шпинделя, то можна прийняти радіальне навантаження такої величини, що і задане зусилля на передньому кінці шпинделя, поділене на кількість підшипників:

$$F_n / (F_r \operatorname{tg} \alpha) = \frac{1070}{1000 \cdot \operatorname{tg} 27^\circ} = 2,1$$

З таблиці [3] вибираємо значення  $k_4 = 0,64$ .

Радіальна жорсткість передньої опори шпинделя:

$$j_{r1A} = \frac{0,64 \cdot 2^{\frac{2}{3}} \cdot 4 \cdot 10^5}{1,5 \cdot \operatorname{tg}^2 27^\circ \left( 2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 4,033 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$j_{r2A} = \frac{0,64 \cdot 1^{\frac{2}{3}} \cdot 4 \cdot 10^5}{1,5 \cdot \operatorname{tg}^2 27^\circ \left( 2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 2,54 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$j_{rA} = j_{r1A} + j_{r2A} = (4,033 + 2,54) \cdot 10^5 = 6,573 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Радіальну жорсткість заданої опори визначаємо за тими ж попередніми даними, а навантаження приймаємо орієнтовно  $F_r = Q / 2 = 150 \text{ Н}$ , тоді:

$$F_n / (F_r \operatorname{tg} \alpha) = \frac{1070}{150 \cdot \operatorname{tg} 27^\circ} = 12;$$

З таблиці [3] вибираємо значення  $k_4 = 0,75$

$$j_{r1B} = \frac{0,75 \cdot 1^{\frac{2}{3}} \cdot 1,54 \cdot 10^5}{1,5 \cdot \operatorname{tg}^2 27^\circ \left( 1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 1,48 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Оскільки  $j_{r1B} = j_{r2B}$ , то загальна радіальна жорсткість задньої опори становить  $j_{rB} = 2,96 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

## 2.6.2 Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла.

Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість полягає у визначенні пружного переміщення шпинделя в перерізі його переднього кінця, для якого виконується стандартна перевірка шпиндельного вузла на жорсткість, тобто завжди можна перевірити відповідність дійсної жорсткості розробленого вузла з теоретично визначеною.

При розрахунках жорсткості у випадках, коли опори утримують декілька підшипників, потрібно враховувати вплив заземлюючого моменту, що виникає в опорі і має знак, протилежний знаку моменту навантаження.

У проектних розрахунках враховують декілька складових у загальному переміщенні переднього кінця шпинделя:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3,$$

де  $\delta$  - загальне переміщення перерізу торця переднього кінця шпинделя;

$\delta_1$  - переміщення, що викликає згин тіла шпинделя;

$\delta_2$  - переміщення, що викликає пружна деформація підшипників опор шпинделя;

$\delta_3$  - зсув, що викликає заземлюючий момент.

Деформація переднього кінця шпинделя залежить від розмірів шпинделя, навантаження, використаних підшипників та від схеми навантаження, яка впливає на вигляд кінцевого виразу для розрахунків.

Складаємо розрахункову схему шпиндельного вузла та визначаємо початкові дані, які утримують геометричні та силові складові.

При роботі верстата напрям сили на приводному елементі завжди має постійний напрямок, а зусилля на передньому кінці може змінювати напрямок в межах повного кола. Тому для розрахунків приймаємо схему прикладення зусиль для випадка утворення максимального зміщення. Такий випадок має місце при дії обох зусиль в одному напрямку (рисунок. 4.10).

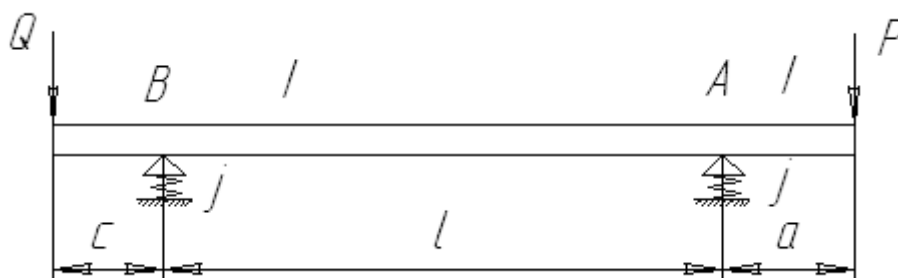


Рисунок. 2.6.2 – Розрахункова схема шпиндельного вузла

Геометричні параметри шпиндельного вузла визначаємо за розробленим складальним кресленням: виліт переднього кінця шпинделя  $a = 73\text{мм}$ , відстань між передньою А та задньою В опорами  $l = 288\text{мм}$ , відстань від приводного елемента до задньої опори  $c = 100\text{мм}$ .

За допомогою програми було розраховано шпиндельний вузол. Данні розрахунки були зкомпановані в графіки.

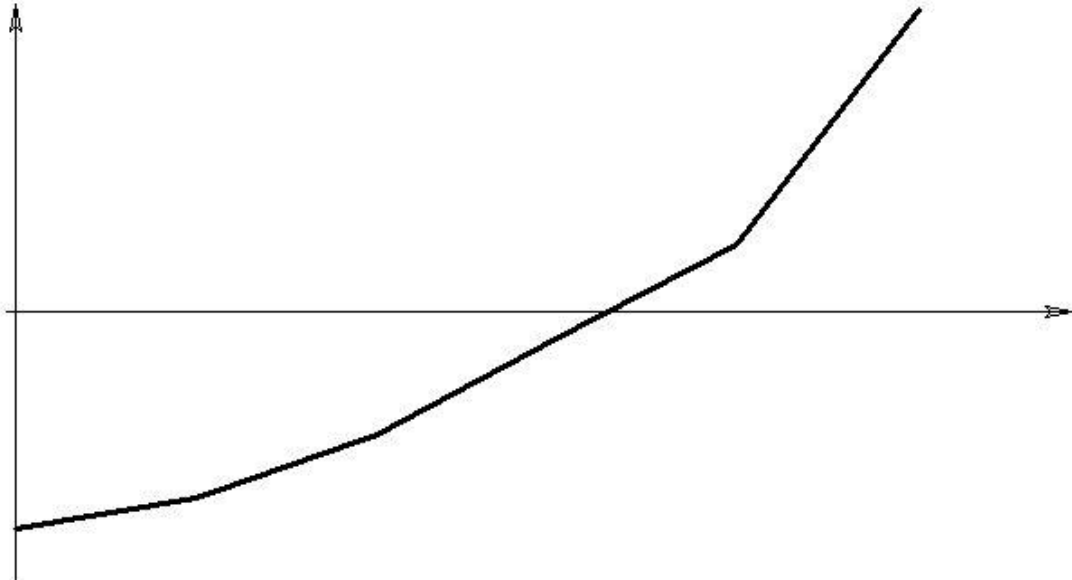


Рисунок 2.6.3 – Схема прогину шпиндельного вузла

Прогин на кінці шпинделя 0,986

Жорсткість шпинделя 659,23

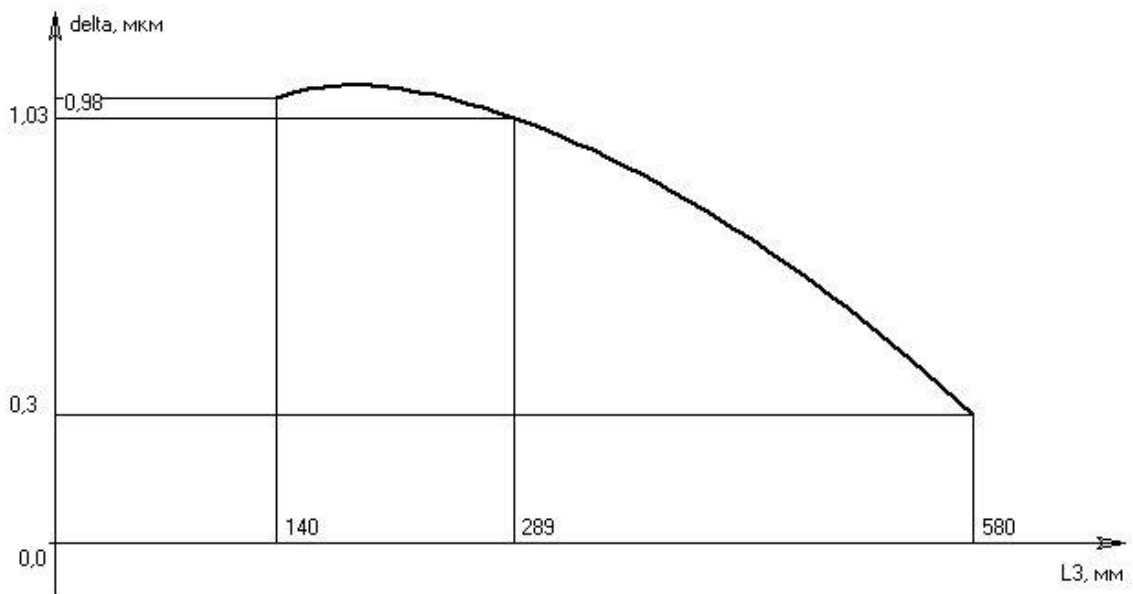


Рисунок 2.6.4 – Схема опор шпиндельного вузла

Прогин при визначеній міжопорній відстані 0,234

Оптимальна міжопорна відстань 58

Середні значення осьового моменту інерції перерізів шпинделя:  
переднього кінця

$$I_1 = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{64} = \frac{\pi(0,09^4 - 0,035^4)}{64} = 3,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

між опорами

$$I_2 = \frac{\pi(d_2^4 - d_3^4)}{64} = \frac{\pi(0,07^4 - 0,05^4)}{64} = 0,871 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

Радіальні жорсткості опор: передньої  $j_A = 6,573 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ , задньої  $j_B = 2,96 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

Модуль пружності матеріалу шпинделя  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Коефіцієнт защемлення у передній опорі відповідно до компоновки підшипників згідно таблиці 6.22 [3] має значення  $\epsilon = 0,20 \dots 0,30$ , приймаємо  $\epsilon = 0,25$ .

Переміщення переднього кінця шпинделя з урахуванням защемлюючого моменту у передній опорі має вираз:

Оскільки на переміщення переднього кінця шпинделя впливають одночасно деформації тіла шпинделя та підшипників опор, то існує значення оптимальної міжосьової відстані, коли деформація переднього кінця мінімальна.

Для визначення цієї величини  $l$  проводять математичне моделювання шпиндельного вузла, з метою дослідження залежності деформації переднього кінця шпинделя від різних параметрів, що дозволяє отримати криву зміни деформації переднього кінця при зміні міжопорної.

Для виконання таких розрахунків скористаємось прикладною програмою „ШПИНДЕЛЬ”.