

### Практичне заняття № 3. Шпindelні пристрої й муфти

Шпindelні пристрої забезпечують передачу обертаючого моменту безпосередньо робочим валкам при великій не співвідності. У загальному випадку вони складаються із двох шарнірів 1 (рис.1) і сполучного вала 2. Довжина шпindelя визначається ходом валка по вертикалі  $H$  і припустимим кутом перекосу  $\alpha$ .

Шпindelі класифікують залежно від конструкції шарнірів: універсальний шпindel із шарнірами на вкладишах, універсальний шпindel із шарнірами на підшипниках кочення, зубчастий шпindel і кульковий (роликовий) шпindelі.

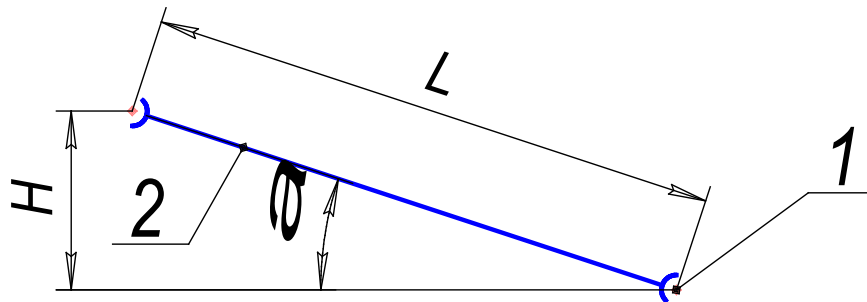


Рисунок.1 Схема шпindelя

Універсальний шпindel із шарнірами на вкладишах може передавати великі моменти (до 3 МН·м), при куті нахилу до 10-12°. Шарнір цього шпindelя утворюється лопаттю валка 1 (рис.2), вилокю 2 що, має циліндричне розточення  $D_p$ , бронзовими вкладишами 3 і сухарем 4.

В основу даного шарніра покладений принцип шарніра Гука, характерним для якого є наявність двох взаємно перпендикулярних вісей, відносно яких повертаються з'єднані валки У даному шарнірі такими вісями будуть вісь циліндричного розточення вилки 2 і вісь сухаря 4. При обертанні комплект вкладишів із сухарем утримується від випадання з розточення вилки виступами на вкладишах шириною  $C$ . У зв'язку із цим зборка й розбирання шарніра буде забезпечена за умови  $m < n$  (рис.2).

Розрахунок елементів шарніра проводиться як перевірочний після попереднього вибору розмірів. Діаметр шарніра приймають залежно від діаметра валка  $D_B$ :  $D = (0,85...0,95) \cdot D_B$ . Інші розміри (рис.2) приймають залежно від  $D$ :  $D_p = (0,48...0,5) \cdot D$ ;  $c = b/4$ ;  $S = (0,25...0,28) \cdot D$ .

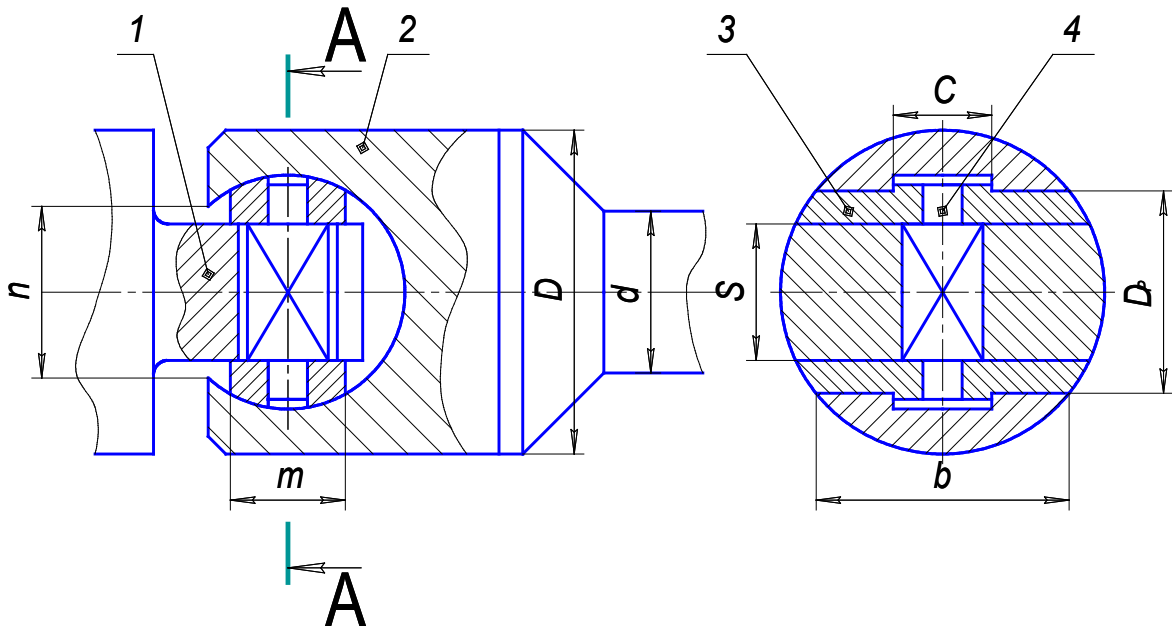


Рисунок '2 Схема шарніра універсального шпинделя на вкладишах

Розрахунок виконують від дії сили  $R$ , що є рівнодіючої питомих тисків у сполученні вкладиша з розточенням, розподіл яких вважають симетричним щодо площини А-А і має форму трапеції в напрямку осі розточення (рис.3).

$$R = \frac{M_p}{a} \quad (1)$$

де  $M_p$  - момент, переданий шпинделем.

При  $c = b/4$  плече пари сил  $a \approx 0,7 \cdot b$ .

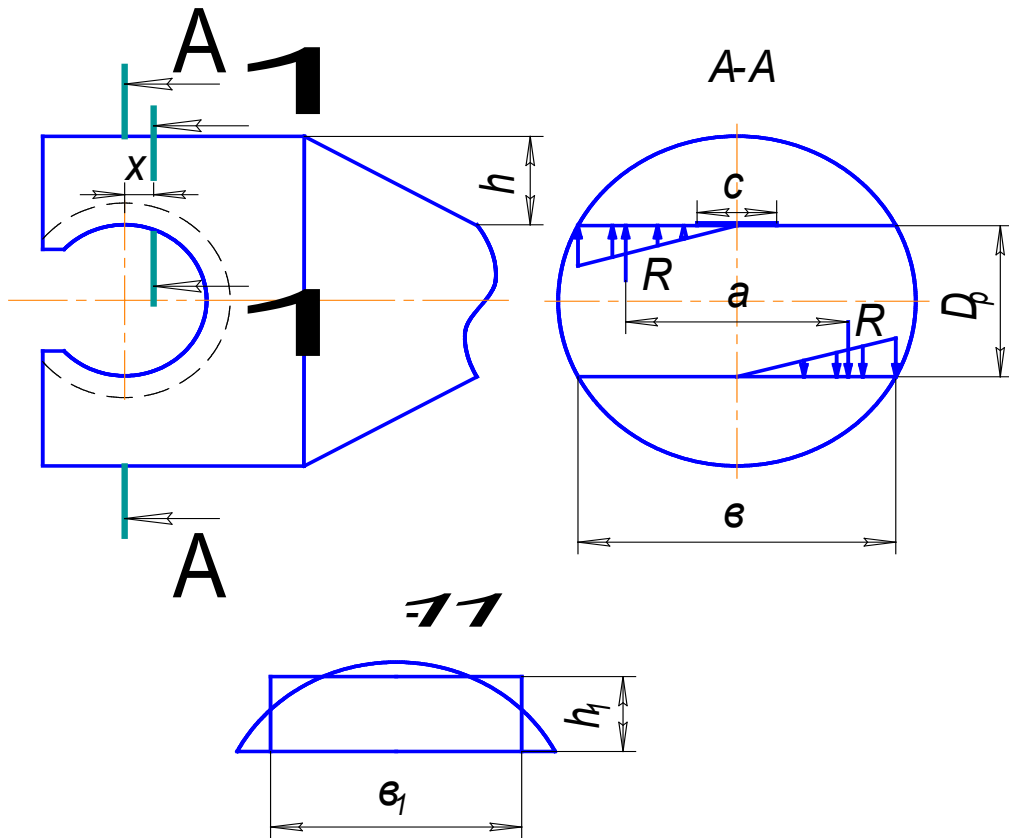


Рисунок 3 Схеми до розрахунку вилки шарніра універсального шпинделя

При дії сили  $R$  у довільному перетині вилки I-I виникають напруги крутіння й напруги вигину:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}; \quad \sigma_{в} = \frac{M_{в}}{W_{в}} \quad (2)$$

де  $M_{кр}$  - крутний момент, що доводиться на одну щок вилки;

$M_{в}$  - згинальний момент, що діє в перетині I - I;

$W_{кр}$  - момент опору крутінню перетину I - I;

$W_{в}$  - момент опору вигину перетину I - I.

При цьому

$$M_{кр} = \frac{R \cdot a}{2} = \frac{M_P}{2}; \quad M_{в} = R \cdot x.$$

Перетин I-I має форму сегмента й для спрощення визначення моментів опору його заміняють рівновеликим прямокутником висотою  $h$  і шириною  $b_1$ . (рисунок 3). Тоді

$$W_{кр} = \eta \cdot b_1 \cdot h^2; \quad W_u = \frac{b_1 \cdot h^2}{6},$$

де  $\eta$  - поправочний коефіцієнт, що залежить від співвідношення  $b_1 / h$ .  
(при  $b_1 / h = 2 \dots 6 \dots 6$ ,  $\eta = 0,25 \dots 0,28$ )

Умовою міцності перетину I-I буде

$$\sigma_P = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} \leq [\sigma]$$

Для виявлення найнебезпечнішого перетину розрахунок ведуть для декількох перетинів, роблячи їх з певним кроком  $\Delta X$ . Допустиму напругу  $[\sigma]$  приймають із п'ятикратним запасом до межі міцності сталей (40X, 40XН, 40XНМ, 35XНВ), з яких виготовляють вилку.

При розрахунку лопаті валка роблять ті ж допущення, що й при розрахунку вилки, і сила  $R_0$  (рис. 4) визначається залежністю:

$$R_0 = \frac{M_P}{a_0} \approx \frac{M_P}{0,7 \cdot b_0}.$$

Від дії сили  $R_0$  перевіряють міцність перетинів 1-1 і 2-2.

Умовами міцності будуть:

для перетину 1-1:

$$\sigma_{1-1} = \sqrt{\left(\frac{M_{1-1}}{W_{1-1}}\right)^2 + 3 \left(\frac{M_{K1-1}}{W_{K1-1}}\right)^2} \leq [\sigma]$$

для перетину 2-2:

$$\tau_{2-2} = \frac{M_P}{W_{K2-2}} \leq [\tau]$$

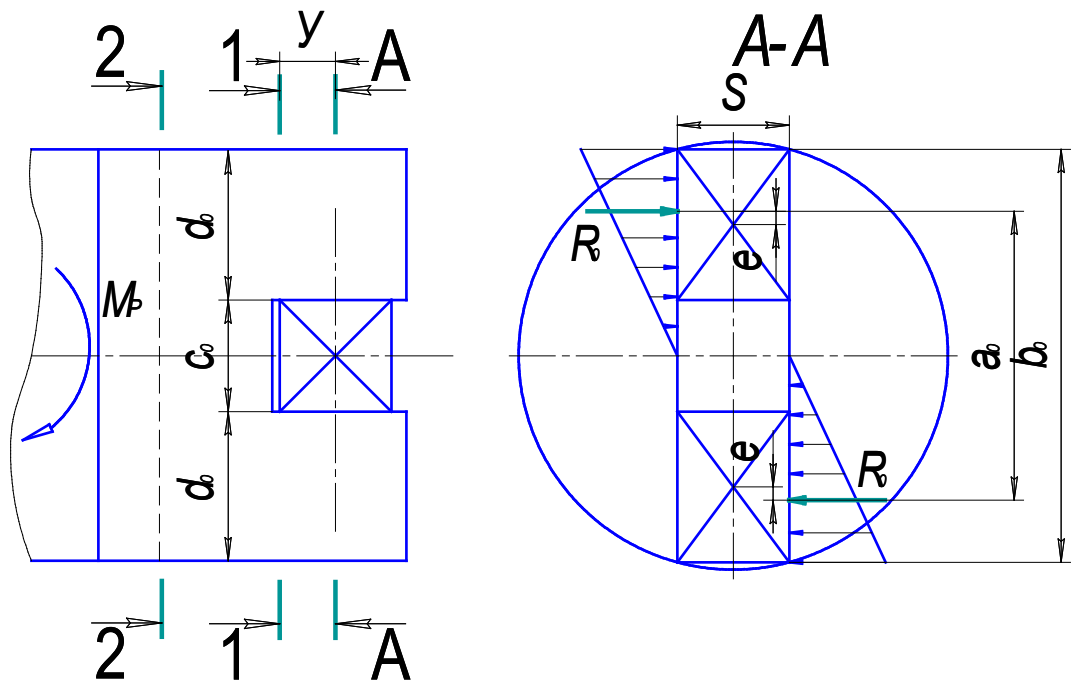


Рисунок 4 - Схема до розрахунку лопаті валка на міцність

де  $W_{1-1}$  - момент опору перетину 1-1 вигину;

$W_{K1-1}$  - момент опору перетину 1-1 крутінню;

$W_{K2-2}$  - момент опору перетину 2-2 крутінню;

$M_{1-1}$  - згинальний момент, що діє в перетині 1-1;

$M_{K1-1}$  - крутний момент, що діє в перетині 1-1;

Зазначені величини визначаються як

$$M_{1-1} = R_0 \cdot y; \quad M_{K1-1} = R_0 \cdot e; \quad W_{1-1} = \frac{d_0 \cdot S^2}{6};$$

$$W_{K1-1} = \eta \cdot d_0 \cdot S^2; \quad W_{K2-2} = \eta \cdot b_0 \cdot S^2.$$

З мал. 2.4 слідує

$$d_0 = \frac{b_0 - c_0}{2}; \quad e = \frac{a_0 + d_0 - b_0}{2}.$$

Коефіцієнт  $\eta$  вибирають залежно від співвідношення  $\frac{b_0}{S}$  й  $\frac{d_0}{S}$ , як викладено раніше.

Зокрема зазначених розрахунків, вал шпинделя перевіряють на міцність при крутінні

$$\tau = \frac{M_p}{0,2d^3} \leq [\tau],$$

де  $d$  - діаметр вала шпинделя;

$[\tau] = 0,6[\sigma]$  - допустима напруга крутіння.

### Приклад розрахунку вилки універсального шпинделя на міцність.

Вихідні дані для розрахунку:

1. Обертаючий момент  $M_p = 2,9$  МНм
2. Діаметр валка  $D_B = 1300$  мм
3. Межа міцності матеріалу вилки  $\sigma_{B1} = 75$  кН/см<sup>2</sup>
4. Межа міцності матеріалу лопаті валка  $\sigma_{B2} = 85$  кН/см<sup>2</sup>

Розрахунок елементів шарніра

Діаметр вилки шарніра:

$$D = (0,85...0,95) \cdot D_B = (0,85...0,95) \cdot 1300 = 1105...1235 \text{ мм}$$

приймаємо  $D = 1150$  мм

Інші розміри визначаються по малюнку й у співвідношенні з діаметром шарніра. Діаметр розточення дорівнює:

$$D_p = (0,48...0,5) \cdot D = (0,48...0,5) \cdot 1150 = 552...575 \text{ мм}$$

приймаємо  $D_p = 570$  мм

Ширина циліндричного розточення:

$$c = \frac{b}{4} = \frac{998,8}{4} = 249,7 \text{ мм},$$

приймаємо  $c = 250$  мм,

$$S = (0,25...0,28) \cdot D = (0,25...0,28) \cdot 1150 = 287,5...322 \text{ мм}$$

приймаємо  $S = 305 \text{ мм}$ .

Розрахунок виконується від дії сили  $R$ , що є рівнодіючої питомих тисків у сполученні вкладиша з розточенням, розподіл яких вважають симетричним що до площини А-А й має форму трапеції в напрямку осі розточення.

Плече пари сил  $R$  дорівнює:

$$a = 0,7 \cdot b = 0,7 \cdot 998,8 = 699,16 \text{ мм}$$

тоді сила  $R$  буде дорівнює:

$$R = \frac{M_p}{a} = \frac{2,9 \cdot 10^6}{0,69916} = 4,15 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

де  $M_p$  - момент, переданий шпинделем.

При дії сили  $R$  у довільному перетині вилки I - I виникають напруги крутіння й напруги вигину. Розташуємо цей перетин на відстані 50 мм, тоді:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}; \quad \sigma_B = \frac{M_B}{W_B}$$

де  $M_{кр}$  - крутний момент, що доводиться на одну щоку вилки;

$M_B$  - згинальний момент, що діє в перетині I - I;

$W_{кр}$  - момент опору крутінню перетину I - I;

$W_B$  - момент опору вигину перетину I - I.

Перетин I - I має форму сегмента й для спрощення визначення моментів опору його заміняють рівноцінним прямокутником висотою  $h_1$  і

шириною  $b$ . Тоді:  $W_{кр} = \eta \cdot b_1 \cdot h^2$ ;  $W_B = \frac{b_1 \cdot h^2}{6}$ ,

де  $\eta$  - поправочний коефіцієнт, що залежить від співвідношення  $\frac{b_1}{h}$ .

Де  $b_1$  і  $h$  із креслення дорівнює:

$$b_1 = 970 \text{ мм} \quad h = 295 \text{ мм}$$

тоді

$$\eta=0,26$$

Крутний момент

$$M_{кр} = \frac{M_p}{2} = \frac{2,9}{2} = 1,45 \text{ МНм}$$

Момент опору крутінню:

$$W_{кр} = \eta \cdot b_1 \cdot h^2 = 0,26 \cdot 0,97 \cdot 0,295^2 = 2,19 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$$

Момент опору вигину:

$$W_{\epsilon} = \frac{b_1 \cdot h^2}{6} = \frac{0,97 \cdot 0,295^2}{6} = 1,41 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$$

Згинальний момент:

$$M_{\epsilon} = R \cdot X = 4,15 \cdot 10^6 \cdot 0,05 = 20,75 \cdot 10^4 \text{ Н м}$$

Тоді напруги крутіння й вигину будуть рівні:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{1,45 \cdot 10^6}{2,19 \cdot 10^{-2}} = 66,21 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\epsilon} = \frac{M_{\epsilon}}{W_{\epsilon}} = \frac{20,75 \cdot 10^4}{1,41 \cdot 10^{-2}} = 14,71 \text{ МПа}$$

Напруга, що допускається:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{B1}}{5} = \frac{750}{5} = 150 \text{ МПа}$$

Умова міцності перетину I - I буде:

$$\sigma_P = \sqrt{\sigma_{\epsilon}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} \leq [\sigma]$$

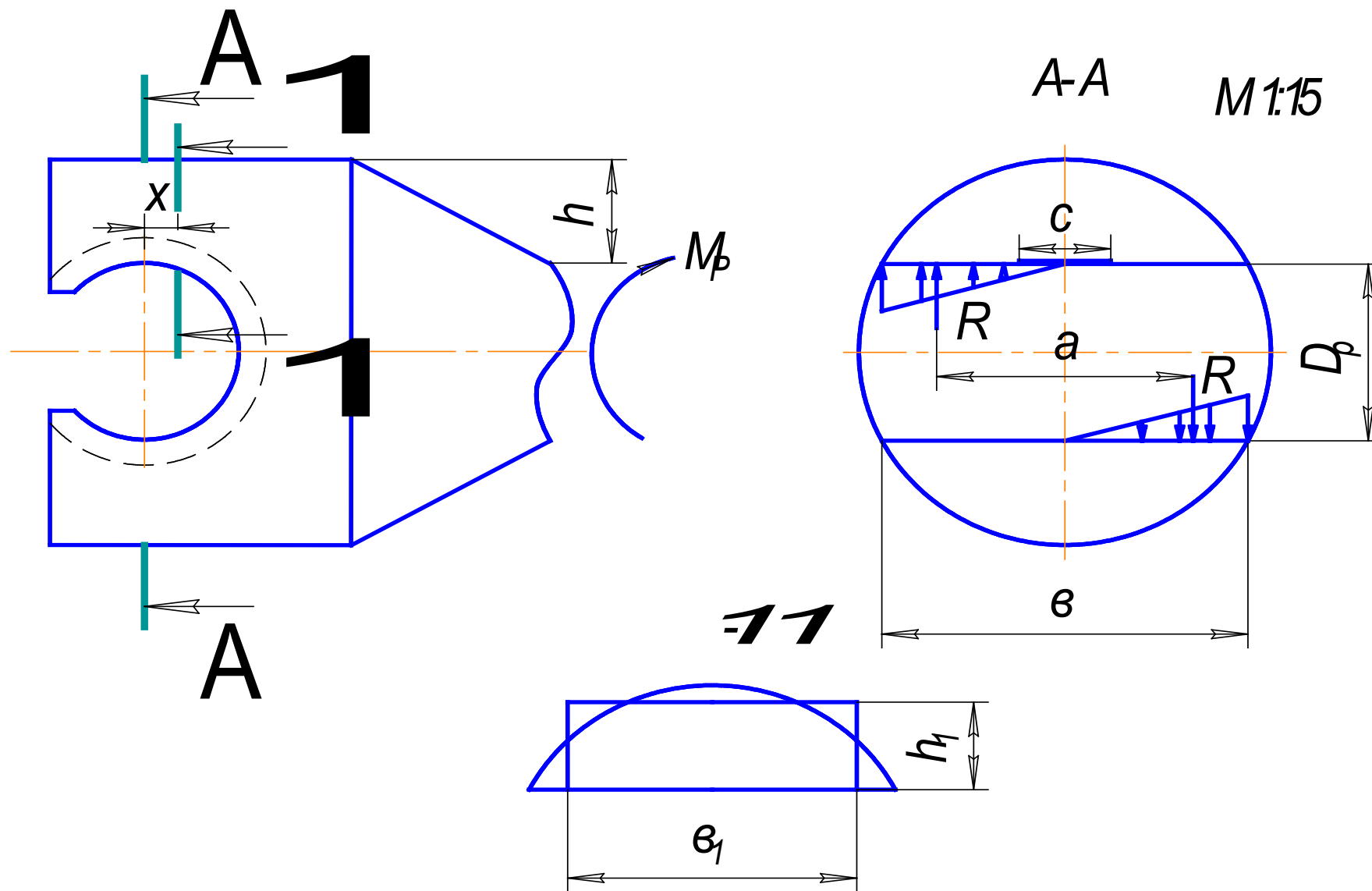
Для виявлення найнебезпечнішого перетину розрахунок ведуть для декількох перетинів, роблячи їх з певним кроком  $\Delta$



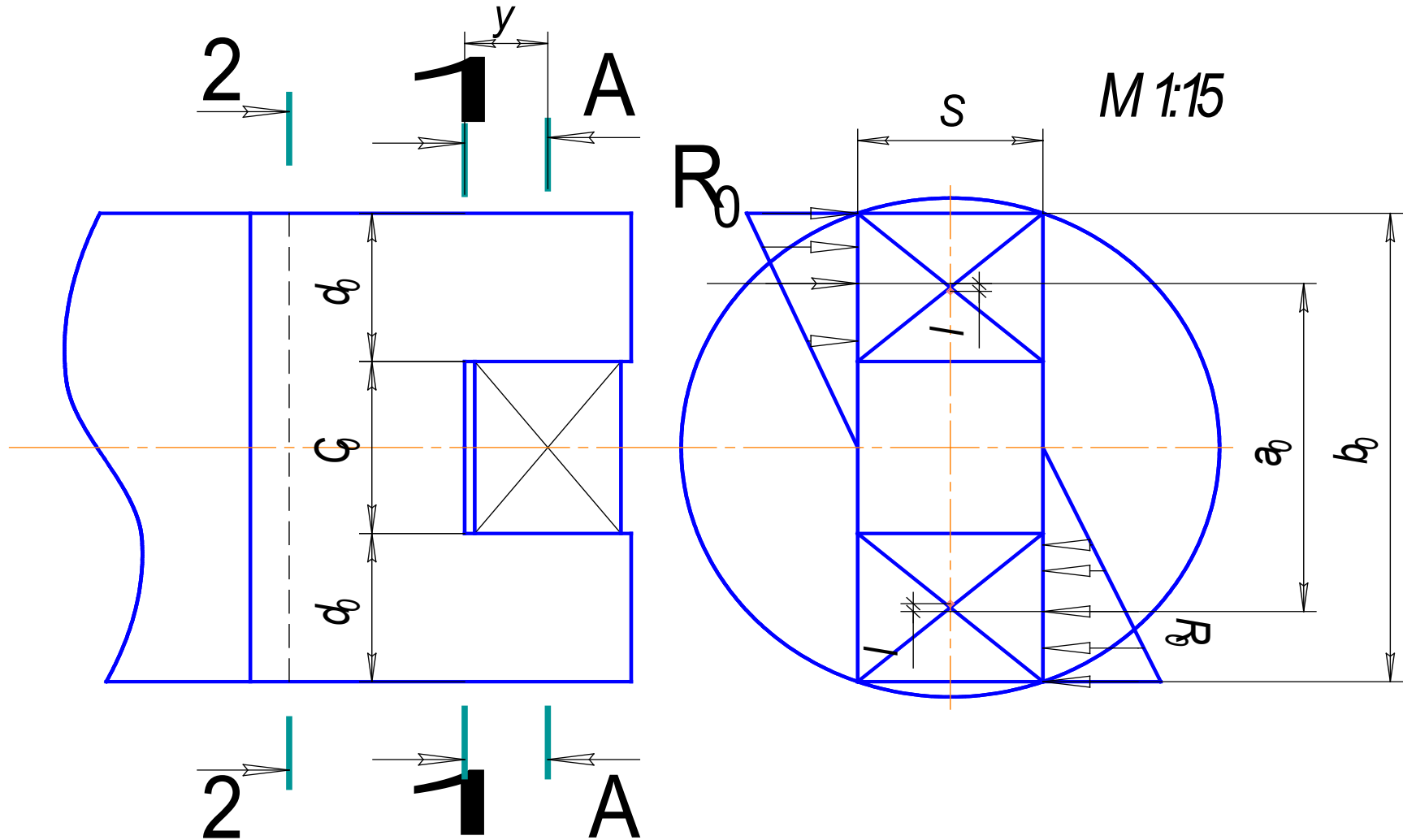
$\sigma ]$  приймають із п'ятикратним запасом до межі міцності сталей 40Х, 40ХН, 35ХНВ, з яких виготовляють вилку. Тоді:

$$\sigma_p = \sqrt{14,71^2 + 3 \cdot 66,21^2} = 115,6 \text{ МПа} < [\sigma] = 150 \text{ МПа}$$

Умова міцності по напругах вигину й крутіння виконується.



*Схема до розрахунку універсального циліндра на вкладишах*



*Схема до розрахунку лопаті вилки на міцність.*

## Приклад розрахунку лопаті валка на міцність.

Вихідні дані для розрахунку:

1. Обертаючий момент  $M_p = 2,9 \text{ МНм}$
2. Діаметр валка  $D_B = 1300 \text{ мм}$
3. Межа міцності матеріалу вилки  $\sigma_{B1} = 75 \text{ кН/см}^2$
4. Межа міцності матеріалу лопаті валка  $\sigma_{B2} = 85 \text{ кН/см}^2$

При розрахунку лопаті валка роблять ті ж допущення, що й при розрахунку вилки, і сила  $R_0$  - рівнодіюча питомих тисків у сполученні лопати й вкладиша визначається залежністю:

$$R_0 = \frac{M_P}{a_0} = \frac{2,9 \cdot 10^6}{0,777} = 3,73 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Плече пари сил  $R_0$  дорівнює:

$$a_0 = 0,7 \cdot b_0 = 0,7 \cdot 1110 = 777 \text{ мм}$$

де  $b_0$  - висота лопаті між двома крайніми її крапками (визначається із креслення лопати валка).

$$C_0 = S = 305 \text{ мм}$$

Тоді:

$$d_0 = \frac{b_0 - C_0}{2} = \frac{1110 - 305}{2} = 402,5 \text{ мм}$$

Ексцентриситет докладеної сили  $R_0$

$$e = \frac{a_0 + d_0 - b_0}{2} = \frac{777 + 402,5 - 1110}{2} = 34,75 \text{ мм}$$

Від дії сили  $R_0$  перевіряють міцність перетинів 1-1 і 2-2.

Умовами міцності будуть:

$$\sigma_{1-1} = \sqrt{\left(\frac{M_{1-1}}{W_{1-1}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{K1-1}}{W_{K1-1}}\right)^2} \leq [\sigma]$$

Для перетину 2-2:

$$\tau_{2-2} = \frac{M_p}{W_{K2-2}} \leq [\tau]$$

де  $W_{1-1}$  - момент опору перетину 1-1 вигину;

$W_{K1-1}$  - момент опору перетину 1-1 крутінню;

$W_{K2-2}$  - момент опору перетину 2-2 крутінню;

$M_{1-1}$  - згинальний момент, що діє в перетині 1-1;

$M_{K1-1}$  - крутний момент, що діє в перетині 1-1;

Зазначені величини визначаються як:

$$M_{1-1} = R_0 \cdot y = 3,73 \cdot 10^6 \cdot 0,05 = 1,865 \cdot 10^5 \text{ Нм}$$

$$M_{K1-1} = R_0 \cdot e = 3,73 \cdot 10^6 \cdot 0,03475 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Нм}$$

$$W_{1-1} = \frac{d_0 \cdot S^2}{6} = \frac{0,4025 \cdot 0,305^2}{6} = 6,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$W_{K1-1} = \eta \cdot d_0 \cdot S^2 = 0,26 \cdot 0,4025 \cdot 0,305^2 = 9,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$W_{K2-2} = \eta \cdot b_0 \cdot S^2 = 0,28 \cdot 1,11 \cdot 0,305^2 = 0,0289 \text{ м}^3$$

Де коефіцієнт  $\eta$  вибирають залежно від співвідношення  $b_0/S$  й  $d_0/S$

Тоді умови міцності будуть:

$$\sigma_{1-1} = \sqrt{\left(\frac{1,865 \cdot 10^5}{6,24 \cdot 10^{-3}}\right)^2 + 3 \left(\frac{1,3 \cdot 10^5}{9,74 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 37,79 \text{ МПа} < [\sigma] = 170 \text{ МПа}$$

$$\text{де } [\sigma] = \frac{\sigma_{B2}}{5} = \frac{850}{5} = 170 \text{ МПа}$$

$$[\tau] = 0,6[\sigma] = 0,6 \cdot 170 = 102 \text{ МПа}$$

$$\tau_{2-2} = \frac{2,9 \cdot 10^6}{0,0289} = 100,35 \text{ МПа} < [\tau] = 102 \text{ МПа}$$

Умова міцності по напругах вигину й крутіння виконується.

## Індивідуальні варіанти

Використовуючи дані, наведені в таблиці 1, варто вибрати розміри універсального шпинделя із шарніром на вкладишах і перевірити міцність вилки шарніра й лопати валка.

Таблиця 1 – Вихідні дані

№ п/п	Найменування параметра	Позначення	Одиниця	Варіант				
				1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Обертаючий момент	$M_P$	МНм	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
2.	Діаметр валка	$D_B$	мм	850	900	950	1000	1050
3.	Межа міцності матеріалу вилки	$\sigma_{B1}$	кН/см <sup>2</sup>	70	70	75	75	75
4.	Межа міцності матеріалу лопаті валка	$\sigma_{B2}$	кН/см <sup>2</sup>	70	75	80	85	90
1.	Обертаючий момент	$M_P$	МНм	1А	2А	3А	4А	5А
2.	Діаметр валка	$D_B$	мм	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
3.	Межа міцності матеріалу вилки	$\sigma_{B1}$	кН/см <sup>2</sup>	1050	1100	1150	1200	1250
4.	Межа міцності матеріалу лопаті валка	$\sigma_{B2}$	кН/см <sup>2</sup>	65	70	75	80	85
1.	Обертаючий момент	$M_P$	МНм	1Б	2Б	3Б	4Б	5Б
2.	Діаметр валка	$D_B$	мм	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7
3.	Межа міцності матеріалу вилки	$\sigma_{B1}$	кН/см <sup>2</sup>	1100	1150	1200	1250	1300
4.	Межа міцності матеріалу лопаті валка	$\sigma_{B2}$	кН/см <sup>2</sup>	60	65	70	75	80
1.	Обертаючий момент	$M_P$	МНм	1В	2В	3В	4В	5В
2.	Діаметр валка	$D_B$	мм	2,65	2,75	2,8	2,9	3,0
3.	Межа міцності матеріалу вилки	$\sigma_{B1}$	кН/см <sup>2</sup>	1150	1200	1250	1300	1350
4.	Межа міцності матеріалу лопаті валка	$\sigma_{B2}$	кН/см <sup>2</sup>	65	70	70	75	80