

## Лекція 15

### 4. МЕХАНІЗМИ УСТАНОВКИ ВАЛКІВ ТА ЇХ РОЗРАХУНОК

До механізмів установки валків відносяться натискні та врівноважуючі устрої. Їх призначення - виконання функцій настройки розхилів (зазорів) між валками та регулювання цих зазорів під час прокатки з метою отримання якісного прокату по вимогам різнотовщинності.

#### 4.1. Натискні механізми (НМ)

Тип і конструкція натискних механізмів залежить від призначення прокатного стану. Так обтискні та товстолистові стани обладнують швидкохідними натискними механізмами, які опускають чи піднімають верхній валок зі швидкостями від 10,0 (листові кліті ТЛС) до 300 мм/с (великі блюмінги) в паузах між проходами. На тонкоштабових станах, окрім настройки, натискний устрій регулює розхил між валками, попереджуючи різнотовщинність штаб по їх довжині, що вимагає великої точності установки валків під час прокатки. Задля цього такі стани обладнують тихохідними НМ. Швидкості переміщеній натискних гвинтів не перевищують для клітей кварто горячої прокатки - 0,1-1,0мм/с, холодної прокатки - 0,05-0,15мм/с, у багато валкових станів 0,005-0,8мм/с. Швидкохідний НМ має забезпечувати велике переміщення верхнього валка - до 1600мм.

Конструкції і принцип дії швидкохідних НМ показані на рис. 54. На блюмінгу 1300 привод гвинтів 5 (рис. 54 а, б, в) виконується двома фланцевими вертикальними електродвигунами потужністю 640 квт кожний. Консольні шестерні 3 посаджені на вали електродвигунів. Проміжні 1 і б та центральна 2 шестерні постійно знаходяться в зачепленні, що забезпечує синхронність переміщення гвинтів 5, що переміщуються в гайках 7, вмонтованих у станини кліті. Для забезпечення переміщення подушки одним гвинтом в разі необхідності, наприклад для усунення перекосу валка, використовують гідроциліндр 8, який виводить шестерню сателіт із зачеплення з шестернею 1 або 6. Схема приводу НМ блюмінга 1150 показано на мал. 22 г і д. Переваги розглянутих конструкцій порівняно із черв'ячними передачами: вищий ККД і простота виготовлення зубчатих коліс та надійність в роботі; недолік - збільшення габаритів кліті по висоті.

Основна вимога щодо тихохідних НМ клітей кварто - точність установки валків з достатньою швидкодією. Тихохідні НМ по приводу поділяють на електромеханічні (рис. 55), комбіновані (рис.56) та гідравлічні (рис.57).

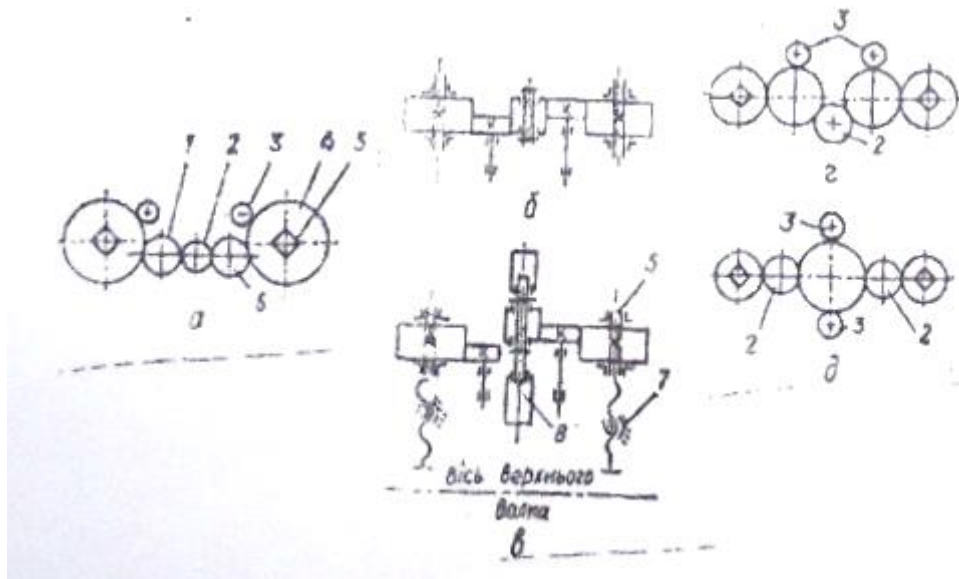


Рис. 54. Кінематичні схеми приводів швидкохідних натискних механізмів блюмінгів 1300(а,б,в) і 1150 (г,д). Позиції пояснені в тексті.

У електромеханічних НМ, як видно із рис. 55 кожен натискний гвинт приводиться електродвигунами через два редуктора з глободними черв'ячними передачами. Поєднане або роздільне переміщення натискних гвинтів забезпечується електромагнітною муфтою 2. Така схема приводу надійна в роботі, забезпечує точність установки гвинтів  $\pm 0,01\text{мм}$ , але має суттєвий недолік - інерційність та низький ККД редукторного приводу з великим передатним числом  $i$ , великі габарити механізму. Швидкодія електромеханічного приводу при швидкостях прокатки  $>20$  міс не задовольняє вимогам САРТ штаб.

У комбінованих НМ поєднані електромеханічний привод (для грубої установки валків при їх перевалках) та автономний швидкодіючий гідравлічний привод для точної установки валків під час прокатки в процесі регулювання товщини штаби. Комбіновані НМ, в свою чергу, по конструкції можуть бути з установочним клином, який переміщується по роликах за допомогою гідравлічного циліндра та поворотною гайкою (гайка Уіллера), що показаний на рис. 56. Підйом верхніх робочого 8 та опорного 9 валків та їх груба установка і настройка після перевалки виконується електродвигунами 10 через черв'ячний редуктор 2. В процесі прокатки регулювання зазору поміж валками і товщини штаб виконується швидкодіючим безінерційним та високоточним гідроприводом, який складається із гідроциліндра 7, зубчатої рейки 6 і зубчатих сегментів 3, які обертають гайки 4 та піднімають - опускають гвинти 1, які підтискають подушки валків 5. Гайки 4 опираються на підшипники, запресовані у верхніх поперечинах станин (на рис. 56. не показані). Недоліки такого комбінованого НМ є складність конструкції та обмежений розмірами секторів 3 хід регулювання.

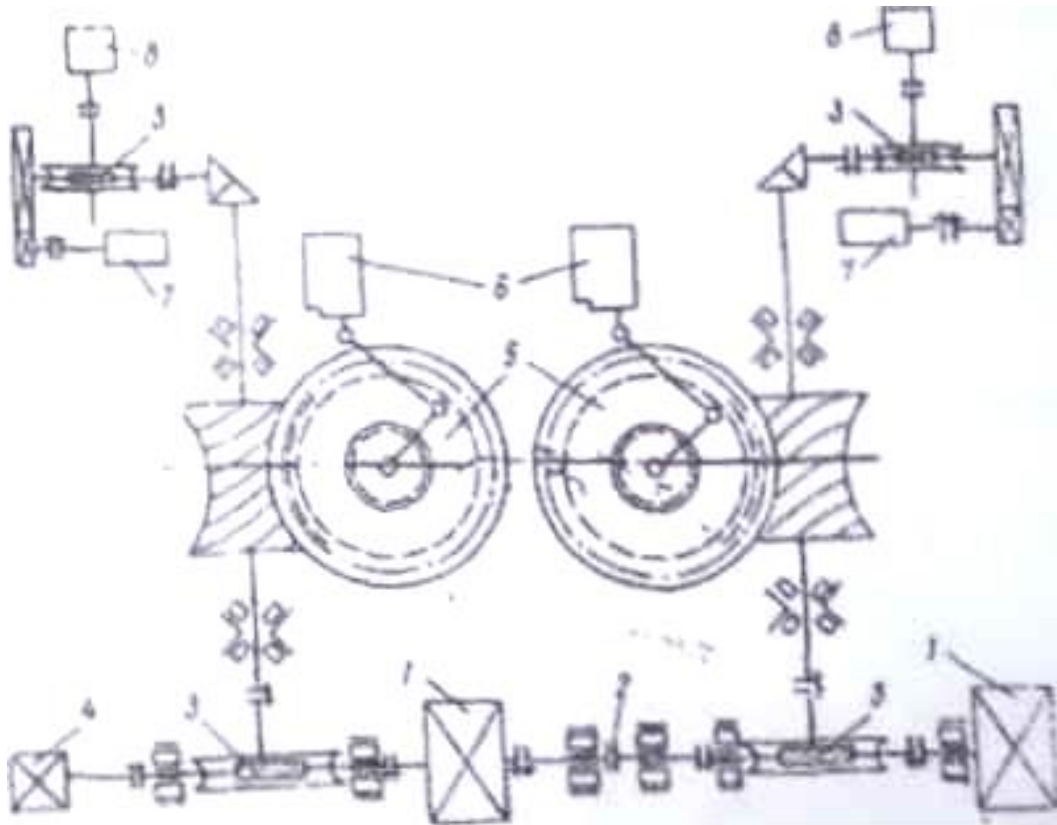


Рис. 55 Кінематична схема НМ електромеханічного типу кліті кварто 600/1500x1700 стана холодної прокатки: 1 - електродвигун, 2 — електромагнітна муфта; 3 - черв'ячний редуктор; 4 - тахогенератор. 5 — глобоїдний редуктор, б - датчик кута повороту гвинта; 7 - сельсин-датчик ,8 - командо апарат.

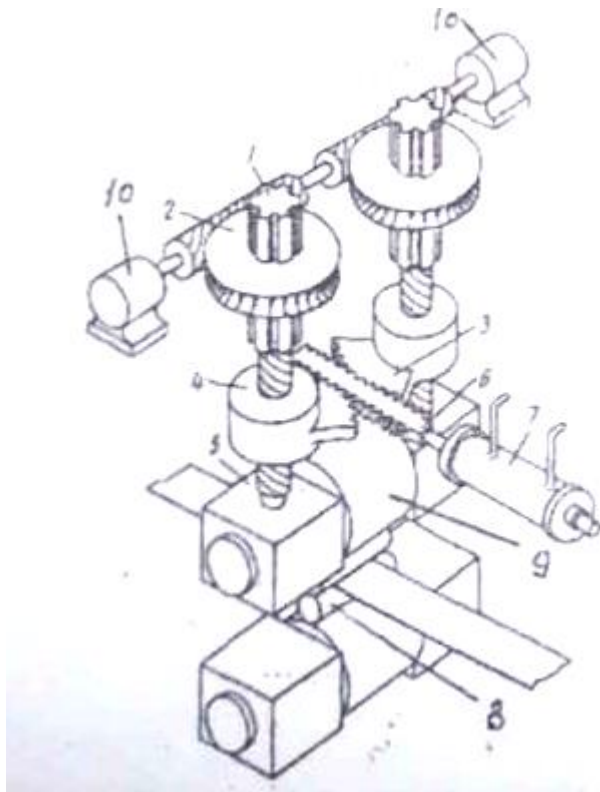


Рис. 56, Комбінований НМ з гайкою Уїллера (позиції пояснені в тексті).

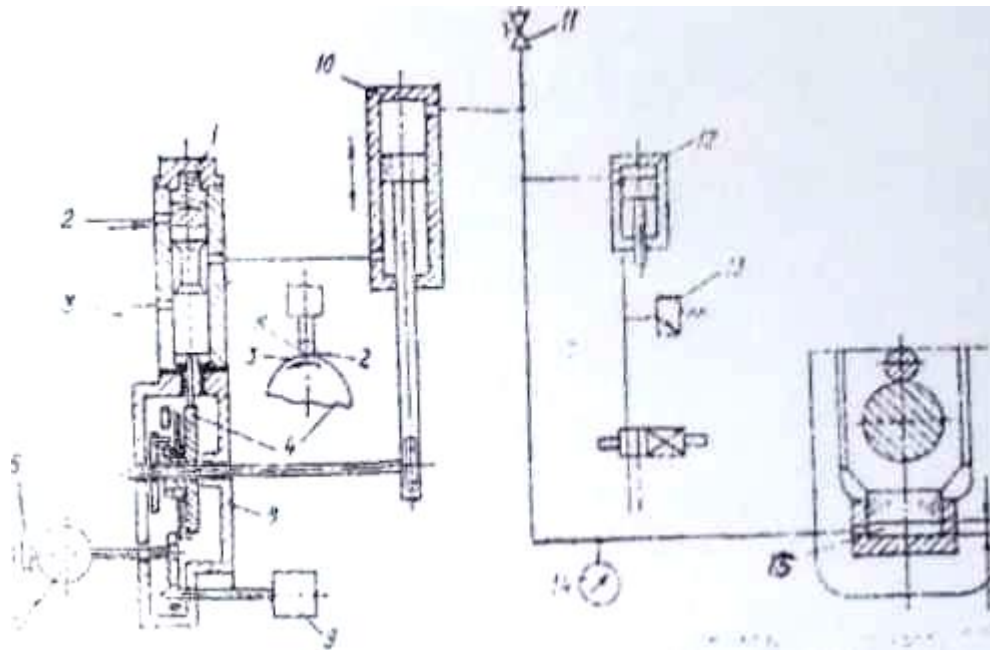


Рис. 57. Гідравлічний натискний механізм з системою керування: 1 - клапан попереднього керування; 2 - підвід мастила; 3 - відвід мастила; 4 - профільний диск; 5 - нейтральне положення; 6 - магнітна муфта; 7 — серводвигун; 8 - регулююча передача; 9 - сельсин-датчик; 10 - циліндр керування (перетворювач); 11 - запірний клапан; 12 і 13 - пристрій і запобіжний клапан проти перевантаження; 14 - манометр; 15 - установочний циліндр.

Кліті сучасних станів холодної прокатки обладнують натискним механізмом з прямодіючим гідравлічним циліндром, який регулює положення подушок нижнього опорного валка (рис. 57).

Гідравлічні НМ є найефективнішими для автоматичного регулювання товщини (САРТ) та профілю і форми штаб (САР ПФ). Гідроциліндр прямої дії 15 разом з системами гідравліки і керування (поз.1 - 14 на рис. 57) одночасно є системою регулювання і гідравлічним перетворювачем, тобто це замкнута саморегулююча система. Відношення площ плунжерів корегуючого (перетворювача) 10 й установочного (робочого прямодійного) 15 циліндрів становить 1:14. Переваги гідравлічного НМ порівняно з іншими конструкціями є швидкодія (при зміні відстані між валками 100 мкм тривалість складає 0,1 - 0,2с), швидкість переміщення до 2 - 4мм/с, простота конструкції та захист від перерегулювання та перевантаження за допомогою запобіжника. Основним недоліком гідравлічного НМ є просідання плунжерів внаслідок стікання робочої рідини при захваті металу валками під дією значних динамічно прикладених сил, які перевищують силу прокатки усталеного процесу в 1,5 - 2,0 рази. Для швидкої компенсації просідання плунжерів та зменшення просідання застосовують відповідно сервоклапани великої пропускної та високоякісні ущільнення.

## 4.2. Натискні гвинти і гайки

Натискний гвинт 1 через подушку 2 сприймає вертикальне зусилля  $Y$ , яка діє на шийці валка 3. Для листових та штабових  $Y = P/2$  ( $P$  - сила прокатки) у сортових станів  $Y=R$ , тобто реакції на шийці валка. Конструкція та принцип дії гвинтової пари пояснені на прикладі устрою НМ кліті кварто стана холодної прокатки (рис. 58). Гвинт 1 складається з робочої частини з різьбою та хвостовика у вигляді шліцевого вала (у великих обтискних клітей хвостовик - квадратний). Гвинт приводиться електродвигуном 4 через редуктор 5 і черв'як 6. Черв'ячне колесо 7 напресоване на хвостовик гвинта. Сферична п'ята гвинта обертається і опирається на подушку 2, що дозволяє останній самоустановлюватись. Гвинт 1 обертається в різьбі гайки 9, яка запресована в отворі верхньої поперечини 10 станини кліті. Гайка 10 знизу фіксується стопорною планкою 11.

Сила прокатки ( $P/2$ ) з гвинта через гайку передається на станину і через останню на фундамент кліті. Гвинти виготовляють із сталі марок 40Х або 40ХМ, які після кування мають границю міцності  $\sigma_B = 700 - 750$  МПа, гайки - із бронзи АЖ9 - 4ЛІ границею міцності  $\sigma_B = 400$  МПа.

Виготовлення гайок НМ із бронзи зумовлене необхідністю зменшення сил тертя в гвинтовій парі з цією метою використовують також рідке мастило. Гайки великих клітей мають масу 2 - 3 т. Щоб зменшити витрати дефіцитної бронзи гайки виготовляють біметалевими, різьба із бронзи, в бандаж із чавуну. Швидкохідні НМ мають крупну різьбу кроком, тихохідні - трапецідальну або упорну з малим кроком  $5''0,017 < 1$ , відповідно а і б на рис. 59. Внутрішній діаметр гвинта (1, при проектуванні НМ вибирають в залежності від величини вертикальної сили  $V$ , що діє гвинт (див. рис. 58.) із умови:

$$\sigma_{cm} = \frac{Y}{\pi d_1^2/4} \gg [\sigma] \quad (106)$$

Де  $\sigma_{cm}$  - напруга тиску в гвинті;

$[\sigma]$  - допустима напруга на стиск.

Із (111) з урахуванням, що  $Y = P/2$ , отримаємо:

$$d_1 = \sqrt{\frac{2P}{\pi[\sigma]}} \quad (107)$$

Де  $[\sigma] = \sigma_B/5$ ; 5 - мінімально допустимий запас міцності гвинта.

Зовнішній діаметр гвинта  $d_0$ :

$$d_0 = d_1 + KS \quad (108)$$

Де  $K=1$ ,  $K=1,5$  - відповідно коефіцієнти для трапецієвидної та упорної різьби. Далі діаметр  $d_0$  вибрати стандартним по табл. 52.



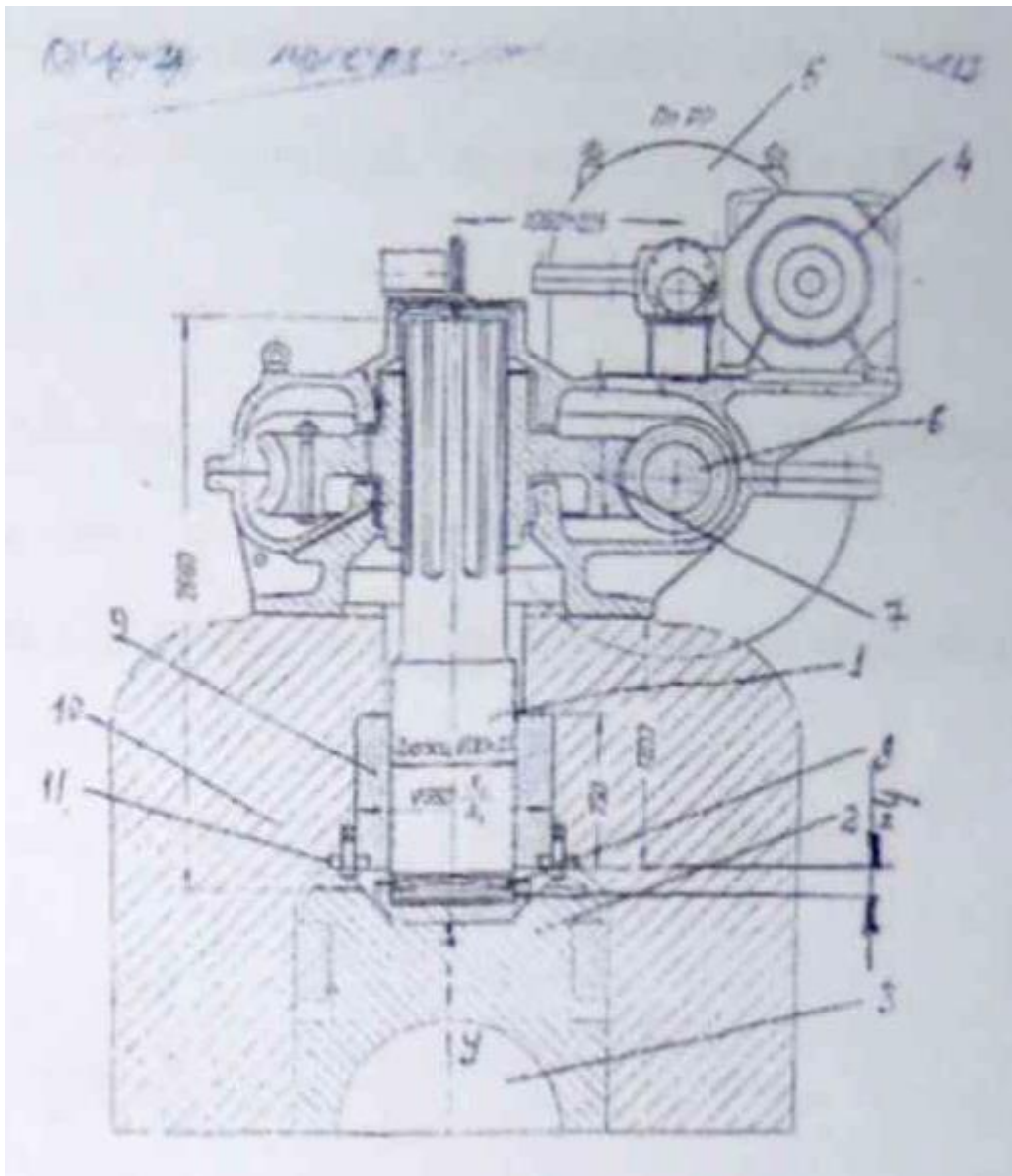


Рис. 58. Конструкція тихохідного натисного механізму кліти кварт шта бо прокатного стопа (позиції пояснені в тексті).

Таблиця 12 - Стандартні розміри натисних гвинтів

Діаметр натисного гвинта мм	Крок різьби s мм, для ряду			Діаметр натисного гвинта мм	Крок різьби s мм, для ряду		
	1-го	2-го	3-го		1-го	2-го	3-го
100	2	-	12	320	8	20	40
120	3	8	16	340	-	-	40
140	-	-	16	360	10	24	48
160	4	10	20	400	10	24	48
180	-	-	20	440	10	24	48
200	5-	12	24	480	12	-	-
220	-	-	24	520	12	-	-
240	6	16	32	560	12	-	-
260	-	-	32	600	16	-	-
280	6	16	32	630	16	-	-
300	-	-	40	670	16	-	-

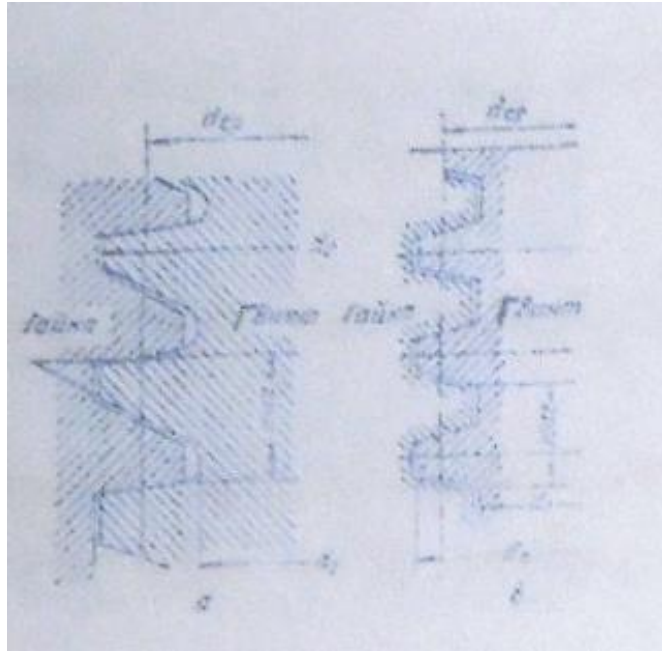


Рис. 59. Тип різьби натискних механізмів: а - упорна трапецієдальна одноходова; б - двостороння трапецієдальна

Зовнішній діаметр гайки  $D_0$  визначають згідно з допустимим тиском (напругою зім'яття)  $[\sigma_{зм}]$  на опорну нижню поверхню гайки:

$$D_0 = \sqrt{\frac{2P}{\pi[\sigma_{зм}]} + D_c^2} \quad (109)$$

Де  $D_c = d_0 + 10$ , мм- діаметр отвору в станині для гвинта;  
 $\sigma_{зм}$  - 60-80 МПа

Висоту гайки визначають з обмеження напруг зім'яття  $[\sigma_{зм}]$ , згину  $[\sigma_{зг}]$  та зрізу  $[\sigma_{зр}]$  витків.

Враховуючи ці умови кількість витків  $n$  дорівнює:

- по зім'яттю:

$$n_{зм} = \frac{2P}{\pi(d_0^2 - d_1^2)[\sigma_{зм}]} \quad (110)$$

- по згину:

$$n_{зг} = \frac{3P(d_0 - d_1)}{4[\sigma_{зг}]\pi d_0 (Kh)^2} \quad (111)$$

- по зрізу:

$$n_{зр} = \frac{P}{2\pi d_0 (Kh)^2 [\sigma_{зр}]} \quad (112)$$

Де  $P$ - зусилля прокатки;

$d_0$ - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри гвинта.

$K=0,8$ - коефіцієнт зносу різьби;

$h$ -товщина витка різьби гайки в основі, мм.

Для бронзи  $[\sigma_{зм}]=15-20$  МПа,  $[\sigma_{зг}]= 60-85$  МПа,  $[\sigma_{зр}]=26-34$  МПа.

Висоту гайки  $H$  проектують за максимальним числом витків, визначених по (115)-(117):

$$H_r = n_{max} \cdot S \quad (113)$$

де  $S$  - крок різьби.

Зауважимо, що різьба однозаходова, у тихохідних НМ кут підйому різьби  $\alpha=0^\circ 24$  у швидкохідних -  $2^\circ 10'$ . При проектуванні гвинтової пари можна користуватись емпіричними залежностями; приймаючи зовнішній діаметр гайки  $D_0 = (1,8 - 2,0)d_0$ , а її висоту  $H_2 = (1,0 - 1,5) D_0$ .

### 4.3 Алгоритм розрахунку гвинта і гайки НМ на міцність і деформацію

В стержні (тілі) гвинта під дією вертикальної сили  $Y$  (див. рис. 58) виникають напруження стискування  $\sigma_{cm}$  які визначаються за формулою (106) тобто:

$$\sigma_{cm} = \frac{Y}{\pi d_1^2 / 4}$$

На листових та штабових станах  $Y = P/2$ , таке ж співвідношення має місце при підтискуванні НМ і на інших прокатних станах під час прокатки, тому

$$\sigma_{cm} = \frac{2P}{\pi d_H^2} \quad (114)$$

де  $P$  - сила прокатки;

$d_H$  - мінімальний діаметр гвинта, тобто нижній опорній частині гвинта  $d_H = (0,96 - 0,98) d_1$ .

Напрута кручення в тілі гвинта  $\tau$  визначається за відповідною формулою:

$$\tau = \frac{M_{зг}}{0,2d^3} \quad (115)$$

де  $M_{зг}$  - момент для обертання гвинта, який найбільш точно визначається із умов подолання вертикальної сили  $Y = P/2$  та сили тертя в гвинтовій парі НМ і дорівнює відповідно [15]:

$$M_{гв} = Y \left[ \mu_n \frac{d_n}{3} + \frac{d_{cp}}{2} \tan(\alpha + \varphi) \right] \quad (116)$$

де  $Y = P/2$  - сила, діюча на гвинт;

$d_n = d_m = 0,96 d_1$  - діаметр п'яті натискного гвинта;

$\mu_n = 0,1$  - коефіцієнт тертя в п'яті гвинта.

$d_{cp} = \frac{d_1 + d_0}{2}$  - середній діаметр гвинта

$\varphi$  - кут тертя в різьбі пари гвинт-гайка, який при коефіцієнті тертя в різьбі  $f_p = 0,1$  буде дорівнювати  $5^\circ 40'$ ;

$\alpha$  - кут підйому різьби.

Гвинти виготовляють із сталі 40ХН, у яких границя міцності  $\sigma_B = 700$  МПа.

Запас міцності гвинта визначають по величині  $\sigma_{ст}$  тобто:

$$n_{гв} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{ст}} \gg [n] = 5$$

Гайки натискних механізмів розраховують на напруження зім'яття, по опорній площині та на напруги зім'яття, згину та зрізу витків різьби. Для визначення цих напружень користуються формулами (110)-(112) для



проектування гайки. Із (110) напруження зім'яття гайки на опорній площині  $\sigma_{зш}$  дорівнює:

$$\sigma_{зш} = \frac{2P}{\pi(D_0^2 - D_c^2)} \quad (117)$$

Напруження зім'яття різьби  $\sigma_{змп}$  гайки із (115), приймаючи кількість витків гайки  $n = H/S$ , буде дорівнювати:

$$\sigma_{змп} = \frac{2PS}{\pi H(d_0^2 - d_1^2)} \quad (118)$$

Напруження згину  $\sigma_{зг}$  в різьбі гайки із (116) дорівнює:

$$\sigma_{зг} = \frac{3PS(d_0 - d_1)}{4\pi H d_0 (Kh)^2} \quad (119)$$

Напруження зрізу в різьбі гайки із (117) дорівнює:

$$\sigma_{зг} = \frac{PS}{2\pi H d_0 Kh} \quad (120)$$

При цих розрахунках приймають коефіцієнт зносу різьби  $K=0,8$ ; товщина витка різьби гайки в основі  $h = 0,7S$  і  $h = 0,6S$  відповідно для одно- та двосторонньої трапеціодальної різьби; висота гайки  $H = nS$ .

Підставивши значення  $K$ ,  $h$ ,  $H$  в (123)-(125) в кінцевому вигляді отримаємо:

$$\sigma_{змп} = \frac{2PS}{\pi n S (d_0^2 - d_1^2)} = \frac{2P}{\pi n (d_0^2 - d_1^2)} \quad (121)$$

$$\sigma_{зг} = \frac{3}{4} \frac{PS d_0 - d_1}{\pi n S d_0 (0.8h)^2}$$

звідки

$$\sigma_{зг} = 1.17 \frac{P(d_0 - d_1)}{\pi n d_0 h^2} \quad (122)$$

$$\sigma_{зр} = \frac{PS}{2\pi n S d_0 0.8h}$$

звідки

$$\sigma_{зр} = \frac{P}{1.6\pi n S d_0 h} \quad (123)$$

Гайки виготовляють із бронзи АЖ-4А, у якої після литва границя міцності відповідно на зім'яття, згин та зріз дорівнює:  $\sigma_{взмп} = 75 - 100$  МПа,  $\sigma_{взг} = 300 - 400$  МПа,  $\sigma_{взр} = 130 - 170$  МПа.

Пружна деформація гвинта  $f_{ГВ}$  при стискуванні відповідно закону Гука:

$$f_{ГВ} = \frac{Yh(P/2)h_k}{EF\pi d_1^2 E}, \text{ або}$$

$$f_{ГВ} = \frac{P}{2} \frac{h_k}{\pi d_1^2 E} \quad (124)$$

$h_k$  - висота найбільш деформованої частини гвинта від підп'ятника до натискної гайки (визначається по кресленню - див. рис. 58);  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа для сталі.

Пружна деформація гайки  $f_{Г}$  при стискуванні:

$$f_{Г} = \frac{4YH}{\pi(D_0^2 - d_0^2)E}$$

при  $Y = P/2$  отримаємо:

$$f_{\Gamma} = \frac{2PH}{\pi(D_0^2 - d_0^2)E} \quad (125)$$

де  $E = 1 \cdot 10^5$  МПа для бронзи.

Підсумкова пружна деформація пари гвинта гайки по вертикалі з урахуванням деформації під'ятника коефіцієнтом  $K_n = 1,1$  буде дорівнювати:

$$f_{\Gamma B-2} = 1,1(f_{\Gamma B} + f_{\Gamma}) \quad (126)$$

#### 4.4 Приклад 3. Розрахунок гвинтової пари швидкохідного механізму.

Виконати розрахунки на міцність і деформацію гвинтової пари НМ блюмінга 1100 за умови, що сила прокатки дорівнює  $P=20$  МН.

Натискний гвинт має упорну односторонню трапецеїдальну різьбу УП 440x48 мм. Діаметр різьби гвинта: зовнішній  $d_0=440$  мм, внутрішній,  $d_1 = d_0 - 1,7S = 440 - 1,7 * 48 = 358$  мм; середній  $d_{cp} = d_1 - 0,75 = 440 - 0,7 * 48 = 404$  мм. Матеріал гвинта Ст. 40ХН із границею міцності  $\sigma_B = 750$

МПа.

Гайка розмірами: висота  $H=720$  мм; зовнішній діаметр  $D_0=760$  мм. кількість витків різьби гайки  $n=H/S=720/48=15$ ; кут підйому витків різьб

$$\alpha = \arctg \frac{S}{\pi d_0} = \arctg \frac{48}{3,15 * 440} = 0,035$$

$$\alpha = 2^{\circ} 10'$$

Матеріал гайки литво із бронзи Бр АЖ9-4Л з границею  $\sigma_B=400$  МПа.

Напруження стиснення в тілі гвинга визначаємо за формулою (122),

Тобто

$$\sigma_{ст} = \frac{2P}{\pi d_H^2}$$

Де  $d_H = 0,97d_1 = 0,97 * 358 = 347,3$  мм

$$\sigma_{ст} = \frac{2 * 20 * 10^6}{\pi 347,3^2} = 105,6 \text{ МПа}$$

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{ст}} = \frac{700}{105,6} = 6,6, \text{ що більше } 5.$$

Момент для обертання гвинта визначаємо за формулою (121):

$$M_{\Gamma B} = Y \left[ \mu_n \frac{d_n}{3} + \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \right]$$

$Y = P/220/2 = 10$  МН,  $\mu_n 0,1$  – коефіцієнт тертя в п'яти гвинта.

$$d_n = d_H = 0,96d_1 = 0,96 * 358 = 344 \text{ мм}$$

$$d_{cp} = 404 \text{ мм}$$

$$\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = \operatorname{tg}(2^{\circ} 10' + 5^{\circ} 40') = 0,132$$

$$M_{\Gamma B} = 10 * 10^3 \left[ 0,1 \frac{344}{3} + \frac{404}{2} 0,132 \right] * 10^3 = 381 \text{ КН*мм};$$

Тоді напруга кручення в тілі згідно формули (120):

$$\tau = \frac{M_{зг}}{0,2d^3} = \frac{381 \cdot 10^6}{0,2(0,97 \cdot 358)^3} = 44,4 \text{ МПа}$$

Запас міцності гвинга:

$$n = \frac{\sigma_B}{\tau} = \frac{700}{44,4} = 15,8 \text{ більше за } 5.$$

Напруження зім'яття по опорній площині гайки визначаємо по формулі (122):

$$\sigma_{зш} = \frac{2P}{\pi(D_0^2 - D_c^2)} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 10^6}{\pi(760^2 - 440^2)} = 33,2 \text{ МПа}$$

$$\text{Запас міцності } n = \frac{400}{33,2} = 12 > [n] = 5$$

Напруження в різьбі гайки на зім'яття по формулі (126):

$$\sigma_{зпр} = \frac{2P}{\pi n(d_0^2 - d_1^2)} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 10^6}{\pi \cdot 15(440^2 - 358^2)} = 13 \text{ МПа}$$

$$\text{Запас міцності } n = \frac{400}{13} = 7,7 > [n] = 5$$

На згин по формулі (127)

$$\sigma_{зг} = 1,17 \frac{P(d_0 - d_1)}{\pi n d_0 h^2}$$

Де  $h=0,7S$

$$\sigma_{зг} = 1,17 \frac{20 \cdot 10^6(440 - 358)}{\pi \cdot 15 \cdot 440(0,7 \cdot 48)} = 78,9 \text{ МПа}$$

$$\text{Запас міцності } n = \frac{400}{78,9} = 5,1 > [n] = 5$$

На зріз по формулі (128):

$$\sigma_{зр} = \frac{P}{1,6\pi n S d_0 h} = \frac{20 \cdot 10^6}{1,6\pi \cdot 15 \cdot 440 \cdot 0,7 \cdot 48} = 18 \text{ МПа}$$

$$\text{Запас міцності } n = \frac{400}{18} = 8,3 > [n] = 5$$

Пружна деформація гвинта на стискання згідно формули (129) дорівнює:

$$f_{ГВ} = \frac{P h_k}{2 \pi d_1^2 E}$$

Де  $h=0,600$  мм згідно креслення [2]

$$f_{ГВ} = \frac{20 \cdot 10^6}{2} \frac{600}{\pi \cdot 358^2 \cdot 2,15 \cdot 10^5} = 0,090 \text{ мм}$$

Пружну деформацію гайки визначаємо по формулі (130):

$$f_{Г} = \frac{2PH}{\pi(D_0^2 - d_0^2)E} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 10^2}{\pi(760^2 - 440^2) \cdot 2,15 \cdot 10^5} = 0,233 \text{ мм}$$

Підсумкову пружну деформацію гвинта і гайки визначаємо по формулі (131):

$$f_{ГВ-2} = 1,1(f_{ГВ} + f_{Г}) = 1,1(0,090 + 0,233) = 0,36 \text{ мм}$$

Висновки:

1. Розрахунки гвинта показали, що найбільше напруження виникає в тілі гвинта на стиск, при цьому запас міцності складає 6,6. Завдяки тому, що натискний механізм блюмінгів працює тільки в паузах поміж проходами, фактичні напруження в тілі гвинтів на кручення будуть незначними.

2. Розрахунки різьби гайки показали, що запаси міцності складають від 5,1 до 8,3, тобто дещо більші за мінімально допустиму величину  $[n]=5$ .

#### 4.4 Розрахунок гвинта, гайки та механізмів приводу тихохідного натискного механізму

Виконати розрахунки на міцність і деформацію гвинтової пари та вузла приводу НМ кліті кварто 500/1300\*1700 штабового стана гарячої прокатки за умови, що сила прокатки  $P=25\text{МН}$ .

Різьба НМ упорна двостороння трапеційдальна (б на рис. 59) УП 480x12мм.

Діаметр різьби гвинта: зовнішній  $d_0=480\text{мм}$ ;  
внутрішній  $d_1=d_0-2S=480-2,5*72=450\text{мм}$ ;  
середній  $d_{cp}=(d_1+d_0)/2=(480+450)/2=465\text{мм}$ .

Кут підйому різьби  $\alpha=0^\circ24'$ .

Матеріал гвинта сталь 40ХН, у якої границя міцності,  $\sigma_B=700\text{МПа}$ .

Гайка розмірами: діаметр зовнішній  $D_0=750\text{мм}$ , висота  $H=(1,0-1,5)D_0=840\text{мм}$ .

Матеріал гайки литво із бронзи БрАЖ9-4Л із границею міцності  $\sigma_B=400\text{МПа}$ .

Напругу стискання в тілі гвинта ат визначаємо за формулою (119), тобто:

$$\sigma_{cm} = \frac{2P}{\pi d_H^2}$$

Де діаметр п'яти  $d_H=0,97d_1=0,97*450=435\text{ мм}$ .

$$\sigma_{cm} = \frac{2 * 25 * 10^6}{\pi 435^2} = 84,2 \text{ МПа}$$

Момент для обертання гвинта  $M_{гв}$  згідно з формулою (121):

$$M_{гв} = Y \left[ \mu_n \frac{d_n}{3} + \frac{d_{cp}}{2} \text{tg}(\alpha + \varphi) \right]$$

$Y=P/220/2=12,5\text{ МН}$ ,  $d_n=435\text{ мм}$

$$M_{гв} = 12,5 * 10^3 \left[ 0,1 \frac{435}{3} + \frac{465}{2} 0,105 \right] * 10^3 = 486,4 \text{ КН*мм}$$

Тоді напруга кручення в тілі згідно формули (120):

$$\tau = \frac{M_{зг}}{0,2d^3} = \frac{468,4 \cdot 10^6}{0,2(435)^3} = 11,8 \text{ МПа}$$

Мінімальний запас міцності в тілі гвинта:

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{cm}} = \frac{700}{84,2} = 8,3 \text{ більше за } 5.$$

Напругу зім'яття по опорній площині гайки згідно (122):

$$\sigma_{зш} = \frac{2P}{\pi(D_0^2 - D_c^2)} = \frac{2*25*10^6}{\pi(750^2 - 490^2)} = 49,4 \text{ МПа}$$

$$\text{Запас міцності } n = \frac{400}{49,4} = 8,1 > [n] = 5$$

Визначаємо напруження в різьбі гайки:

На зім'яття по формулі (126), тобто:

$$\sigma_{змп} = \frac{2PS}{\pi n(d_0^2 - d_1^2)}$$

де кількість витків різьби гайки  $n=H/S=840/12=70$

$$\sigma_{змп} = \frac{2*25*10^6}{\pi 70(480^2 - 450^2)} = 8,2 \text{ МПа}$$

Запас міцності по зім'яттю  $n = \frac{100}{8,2} = 12,2 > [n] = 5$

На згин різьби по формулі (127):

$$\sigma_{зг} = 1.17 \frac{P(d_0 - d_1)}{\pi n d_0 h^2}$$

Де  $h = 0.7S = 0,7 * 12 = 8,4$  мм

$$\sigma_{зг} = 1.17 \frac{25 * 10^6 (480 - 450)}{\pi * 70 * 480 / 8,4^2} = 117,8 \text{ МПа}$$

Запас міцності  $n = \frac{400}{117,8} = 3,4 < [n] = 5$

На зрізуванні різьби по формулі (128):

$$\sigma_{зр} = \frac{P}{1.6\pi n S d_0 h} = \frac{25 * 10^6}{1.6\pi * 70 * 480 * 8,4} = 17,6 \text{ МПа}$$

Запас міцності  $n = \frac{150}{17,6} = 8,3 > [n] = 5$

Визначаємо пружну деформацію гвинта по формулі (129):

$$f_{ГВ} = \frac{P h_k}{2 \pi d_1^2 E}$$

Де  $h_k = 600$  мм згідно креслення [2]

$$f_{ГВ} = \frac{25 * 10^6 * 600}{2 \pi 420^2 * 2,15 * 10^3} = 0,110 \text{ мм}$$

Пружна деформація гайки згідно (130) дорівнює:

$$f_{Г} = \frac{2PH}{\pi(D_0^2 - d_0^2)E} = \frac{2 * 25 * 10^6 * 600}{\pi(750^2 - 480^2) 2,15 * 10^5} = 0,402 \text{ мм}$$

Підсумкову пружну деформацію гвинта і гайки визначаємо по формулі (131):

$$f_{ГВ-2} = 1,1(f_{ГВ} + f_{Г}) = 1,1(0,110 + 0,402) = 0,563 \text{ мм}$$

Перевіряємо міцність зубчатого зацеплення глобоїдальної пари черв'ячного редуктора приводе натискного гвинта.

Момент на черв'ячному колесі  $M_k$  дорівнює моменту приводе натискного гвинта, тобто  $M_k \sim M_{ГВ} - 486,4 \text{ к/м}$  (розраховано раніше).

Із креслення поміжосьова відстань  $A = 1000 \text{ мм}$ , черв'як глобоїдний одно-заходовий  $Z_r = 1$ , черв'ячне колесо має  $Z_r = 44$ , модуль  $m = 36,5 \text{ мм}$ , число модулів в подільному діаметрі черв'яка  $q = 11$ , профільний кут впадин черв'яка -  $23^\circ$ , кут підйому витка черв'яка  $\lambda = 5^\circ 17' 32''$ , ширина колеса  $b = 320 \text{ мм}$ , подільний діаметр черв'яка  $d_2 = 394 \text{ мм}$ , коефіцієнт різнотовщинності зубців колеса  $K = 1,4$ .

Скористаємось формулами, відомими із курсу «Деталі машин» [9].

Напруга згину в підмурку зубців колеса:

$$\sigma_k = \frac{1,8M_k \cos \lambda}{Z_k m^2 b \left( \frac{K}{1+K} + 0,6 \operatorname{tg} \alpha \right)^2} = \frac{1,8 * 486,4 * 10^6 * 0,996}{4436,5^2 * 320 \left( \frac{1,4}{1+1,4} + 0,6 * 0,42 \right)^2} = 68,3 \text{ МПа}$$

Напруга зсуву в поверхневому шарі зубців черв'ячного колеса при коефіцієнті перекриття зубців  $\varepsilon = 1,9$ :

$$\tau_k = 57 \sqrt{\frac{M_k(i+q/z_r)^3 \sin \lambda}{A^3 i^2 \varepsilon 2 \alpha}} = 57 \sqrt{\frac{486.4(44+11)^3 0.092}{1000^3 * 44^2 * 1.9 * 0.72}} = 95.2 \text{ МПа}$$

Вінець черв'ячного колеса виготовлено із високоякісної міцної бронзи таких марок як БрА9ЖЗП з границею міцності  $\sigma_B=550-600\text{МПа}$ .

Тоді запаси міцності дорівнюють:

$$\text{На згин } n = \frac{\sigma_B}{\sigma_k} = \frac{575}{68,3} = 8,4 \text{ більше за } 5.$$

$$\text{На зсуву } n = \frac{\sigma_B}{\tau} = \frac{575}{95,2} = 6,0 \text{ більше за } 5.$$

Розраховуємо на міцність вал глобоїдного черв'яка.

Момент, діючий на черв'як:

$$M_q = \frac{M_k}{i \cdot \eta} = \frac{486,4}{44 * 0,72} = 15,4 \text{ кНм}$$

де  $\eta$  - ККД черв'ячної пари.

Колове зусилля, діюче на черв'як:

$$P_q = \frac{2M_q}{d_q} = \frac{2 * 15,4}{0,394} = 78 \text{ кН}$$

Осьове зусилля на черв'яку  $A$ , дорівнює коловому зусиллю на черв'ячному колесі  $P_k$  діаметром  $d_k=1606\text{мм}$ :

$$A_q = P_k = \frac{2M_k}{d_k} = \frac{2 * 486,4}{1.606} = 606 \text{ кН}$$

Радіальне зусилля  $R_q$  яке розсуває черв'як і колесо дорівнює:

$$R_q = A_q \tan \alpha = 606 * 0.42 = 255 \text{ кН}$$

Момент згину  $M$ , від дії сили  $P$ , в площині дії цієї сили при відстані поміж серединами підшипників (поміж опорами) вала черв'яка  $l=1270\text{мм}$ :

$$M_1 = \frac{P_q l}{4} = \frac{78 * 1.27}{4} = 25 \text{ кНм}$$

Згинальний момент  $M_2$  від сили  $A_q$  і  $R_q$  посередині довжини вала черв'яка:

$$M_2 = \frac{l R_q}{4} + \frac{d_q A_q}{4} = \frac{255 * 1.27}{4} + \frac{606 * 0,394}{4} = 140 \text{ кНм}$$

Результуючий момент згину  $M_{зг}$  посередині довжини вала черв'яка:

$$M_{зг} = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = \sqrt{25^2 + 140^2} = 142,2 \text{ кНм}$$

Нормальна напруга  $\sigma$  по середньому перерізу вала черв'яка при діаметрі впадин  $d_{вп}=320\text{мм}$ :

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{0,1 d_{вп}^3} = \frac{142,2 * 10^6}{0,1 * 320^3} = 43,4 \text{ МПа}$$

Напруження кручення в цьому перерізі:

$$\tau = \frac{m_q K}{0,2 d_{вп}^3} = \frac{15,4 * 2,5 * 10^6}{0,2 * 320^3} = 4,7 \text{ МПа}$$

де  $K$  - коефіцієнт концентрації напруг поміж валом і вінця

Еквівалентне напруження для вала із сталі 40ХН.

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{43,4^2 + 3 * 4,7^2} = 44,2 \text{ МПа}$$

Запас міцності вала по еквівалентному напруженні при границі



$$\text{міцності } \sigma_B = 600 \text{ МПа: } n = \frac{\sigma_B}{\sigma_R} = \frac{600}{44.2} = 13.6 > [n]=5$$

Напруга кручення ведучого кінця вала, який має діаметр - 180мм і ослабленим шпоночним пазом. Приймаємо коефіцієнт концентрації напруг від шпонки  $K_{ш}=2,5$ . За цих умов:

$$\tau = \frac{M_q K_{ш}}{0,2 d_k^3} = \frac{15.4 * 2.5 * 10^6}{0.2 * 180^3} = 33 \text{ МПа}$$

Границя міцності кручення приймається рівній фаниці текучості, яка для сталі 40ХН  $\sigma = 300$ МПа. Тоді запас міцності ведучого кінця вала черв'яка по крученню складає:  $n = \frac{\sigma_B}{\tau} = \frac{300}{33} = 9,1$  більше за 5.

Висновки:

1. Розрахунки гвинта показали, що більша напруга в тілі гвинта виникає при його стисканні, запас міцності при цьому складає 8,3, що більше допустимого значення  $[n]=5$ . Гайка НМ по опорній поверхні при напругах зім'яття також має достатній запас міцності  $n=8,1$ .

2. Різьба бронзової гайки має достатні запаси міцності на зім'яття ( $n=12,2$ ) та зрізування ( $n=8,5$ ), але запас міцності витка різьби по згину дещо менша допустимої величини ( $n=3,4$ ). Враховуючи те, що кількість витків різьби  $n=70$  величина за паса міцності по згину є прийнятна для кліті кварто під час гарячої прокатки.

3. Запаси міцності черв'ячної зубчастої пари приводе натискного гвинта знаходяться по всім показникам міцності в границях допустимих і складають по зубцях колеса на згин 8,4 і на зсуву 6,0. Запаси міцності вала черв'яка складають по середині довжини - 13,6, в хвостовику, ослабленому шпон очним пазом - 9,1.

#### 4.5 Зрівноважувальні механізми

Для того щоб запобігти утворенню зазора поміж подушками верхнього валка і гвинтами натискного механізму застосовують зрівноважувальні механізми. Вони бувають трьох типів:

1. Вантажні.
2. Пружинні.
3. гідравлічні

Як правило, у клітей дуо зрівноважують верхній валок, у клітей кварто - верхній робочий і опорний валок. При відсутності зрівноваження в момент захоплення металу валками виникає удар подушок по п'ятам натискних гвинтів. Зусилля противаги діє на шийки валка, постійно притискуючи подушки до гвинтів.

Вантажне зрівноваження застосовують в клітях старих обтискних станів. При цьому ускладнюється конструкція кліті і фундаменте, тому на нових станах вантажне зрівноваження не використовують.

Пружинне зрівноваження використовують в невеликих клітях старих мало-сортових і дротових станів, де регулювання зазора поміж валками проводять

тільки задля пере настроювання при переході на прокатку іншого профіле-розміра.

На сучасних станах застосовують гідравлічне зрівноваження валків, яке здійснюється плунжерами 3 і 4, вмонтованими в гідроциліндри 5 (рис. 60). Гідроциліндри запресовані у циліндричні виточки нижніх подушок 7 і 8. Таким чином плунжери розташовані поміж подушками 2 і 7 та 1 і 3 опорних валків і під тиском робочої рідини - масла увесь час притискають подушки опорних валків до натискних гвинтів і одночасно - бочки робочих до бочок опорних валків. Для фіксації валків в осьовому напрямку подушки валків фіксують планками 6. Тиск рідини для зрівноваження робочих валків 5- 10МПа, а опорних - дещо більше.

За значних розмірів валків, наприклад у станів 2000 і 2300, та в товстолистових станів верхній опорний валок зрівноважують окремим механізмом (рис. 61).

Гідроциліндр I розташовано на верху кліті і змонтовано його в траверзі, яка з'єднує станини. До верхньої частини плунжера 2 шарнірно приєднана траверза 3, до кінців якої підвішені тяги 4. З тягами 4 також шарнірно з'єднані поперечні балки 5. Кінці балок 5 входять у вікна станин і сприймають на себе вату подушок і валків.

У подушок верхнього опорного валка при такій конструкції зрівноваження на верхній частині виконані Г-подібні приливи б, завдяки яким подушки підвішені до виступів карнизів 7 балок 5.

Необхідний тиск масла в циліндрі гідрозрівноваження, визначають із співвідношення

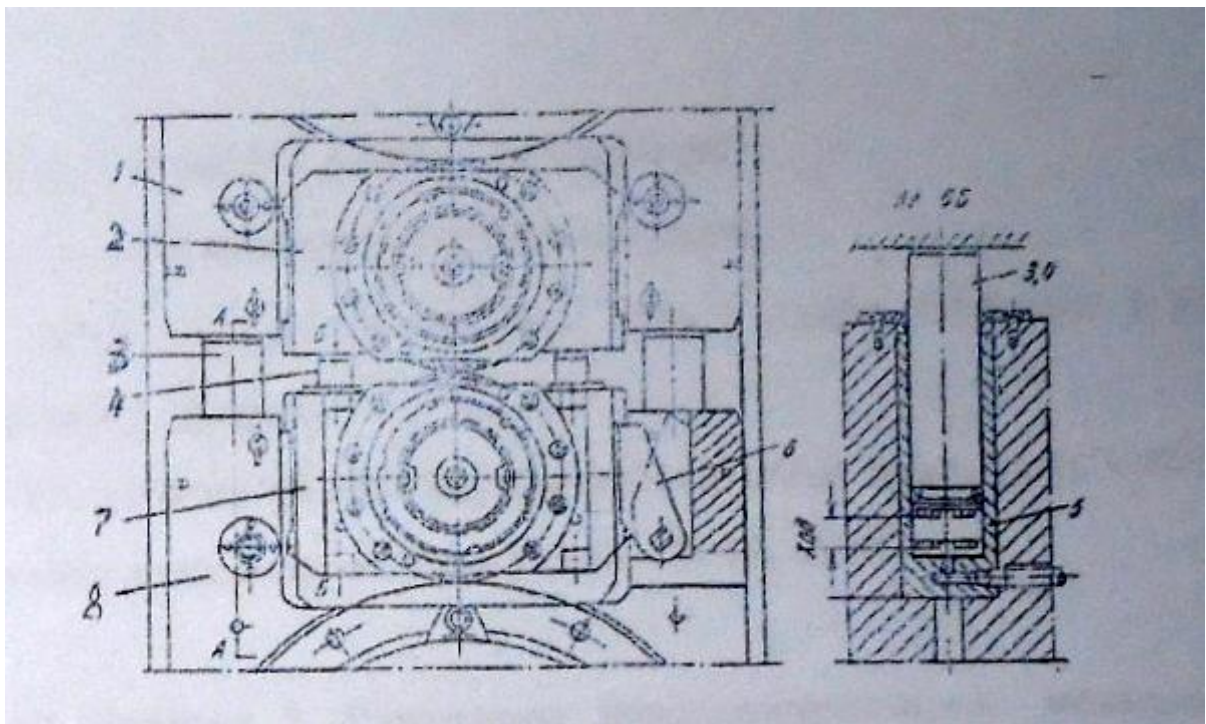


Рис. 60 Гідравлічне зрівноваження верхніх робочого і опорного валків кліті кварто 600/1500x1700 (поз. пояснені в тексті).

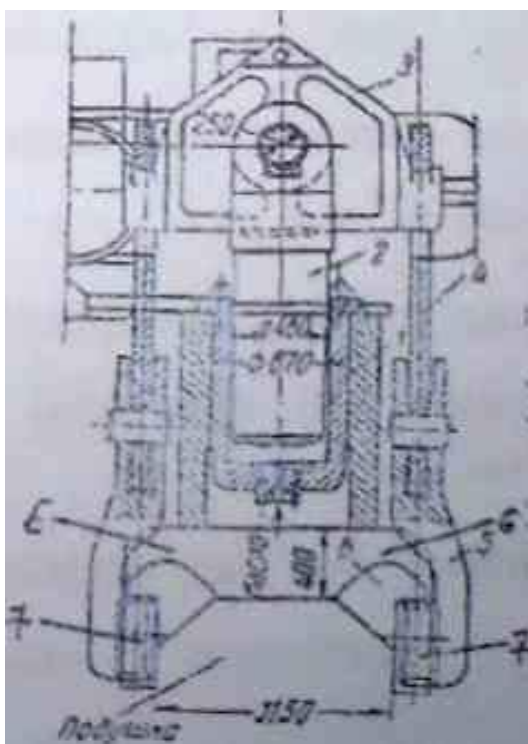


Рис. 61 Конструкція устрою гідро зрівноваження верхнього опорного валка кліти кварту 615/1455\*2000 стана холодної прокатки (.позиції пояснені в тексті).

$$P \frac{\pi d^2}{4} = (1.2 - 1.4)G \quad (127)$$

Звідки

$$P = \frac{4(1.2-1.4)G}{\pi d^2} \quad (128)$$

Де  $G$ —вага зрівноважуваних деталей, Н;

$d$ - внутрішній діаметр циліндра, мм;

1,2-1,4- коефіцієнт запасу зрівноваження.

Для перевалки опорних валків комплектом разом з подушками необхідно підняти цей комплект гідро зрівноваженням верхнього опорного валка з метою вводу поміж нижньою поперечною станиною і подушками нижнього опорного валка направляючих брусів перевалочної машини. Для цього тиск масла в гідросистемі зрівноваження збільшують не менше ніж вдвоє. На цей тиск і розраховують гідро циліндр на міцність по радіальним  $\sigma_r$  і тангенціальним  $\sigma_t$  напругам, які дорівнюють:

$$\sigma_r = -p \frac{r_1^2 + r_i^2}{r_1^2 - r_2^2} \quad (129)$$

$$\sigma_t = p \frac{r_1^2 + r_i^2}{r_1^2 - r_2^2} \quad (130)$$

Де  $r_1$  — зовнішній радіус гідроциліндра

$r_2$ - внутрішній радіус гідроциліндра;

$r_i$ - радіус по товщині стінки гідро циліндра відповідно розрахунковому перерізу.

Тиск робочої рідини під час роботи стана приймають  $P=5-10\text{МПа}$ , для перевалки комплекте опорних валків -  $P=15-16\text{МПа}$

4.7 Приклад 5. Розрахунок зрівноважувального механізму кліті кварто 650/1500\*2300 стана холодної прокатки штаб.

Вага верхнього опорного валка разом із подушками складає  $G_1=910\text{кН}$ , вага рухомих деталей самого механізму зрівноваження (тяг, коромисла плунжерів, гідроциліндр) дорівнює  $G_2=260\text{кН}$ . Внутрішній діаметр гідроциліндра по кресленню  $d_2=460\text{мм}$ . Коефіцієнт запасу зрівноваження під час роботи стана має бути максимальним, тобто  $K=1,4$ .

Товщина стінки циліндра  $h_4=120\text{мм}$ .

Визначаємо зовнішній діаметр гідро циліндра:

$$d_1=d_2+2h_4=460+2\cdot 120=700\text{мм}$$

Тиск робочої рідини під час роботи стана згідно формули (133):

$$\rho = \frac{4(1,2-1,4)G}{\pi d^2} = \frac{4\cdot 1,4(910+260)}{3,14\cdot 460^2} = 9\text{ МПа}$$

Тиск робочої рідини під час заміни комплекте верхнього та нижнього опорних валків з подушками вагою  $Q=1620\text{кН}$  має бути збільшений до величини  $\rho'$  :

$$\rho = \frac{4(1620+260)\cdot 10^3}{\pi 460^2} = 12,5\text{МПа}$$

З урахуванням можливих нещільностей в гідросистемі і протікання рідини приймаємо максимальний тиск в гідросистемі  $\rho_{max} = 15\text{ МПа}$ .

Напруги в тілі (стінці) гідроциліндра визначаємо за формулами:

$$\text{- радіальна по (134): } \sigma_r = -p \frac{r_1^2+r_i^2}{r_1^2-r_2^2}$$

$$\text{тангенціальна по (135): } \sigma_t = p \frac{r_1^2+r_i^2}{r_1^2-r_2^2}$$

Очевидно, що максимальні значення напруг будуть на внутрішніх волокнах гідроциліндра, тобто:

$$\sigma_{r\text{ max}} = -\rho_{max} = -15\text{ МПа}$$

$$\sigma_t = \rho_{max} \frac{350^2+230^2}{350^2-230^2} = 38\text{ МПа}$$

Запас міцності гідроциліндра, виготовленого із легованої сталі з границею міцності  $\sigma_B=600\text{МПа}$ .

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{max}} = \frac{600}{38} = 15,8 > [n] = 10$$