



Т.О. Васильченко

МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ МЕТАЛУРГІЙНИХ ЦЕХІВ

Ч.3 « ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОБРОБКИ МЕТАЛІВ ТИСКОМ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ, САМОСТІЙНИХ ТА
КОНТРОЛЬНИХ РОБІТ для студентів ЗДІА напряму підготовки 6.050503
«Машинобудування»

Частина 1 « Основне обладнання прокатних цехів»

Запоріжжя
2015

Механічне обладнання металургійних цехів. Ч.3 «Обладнання для обробки металів тиском». Методичні вказівки до практичних, самостійних та контрольних робіт для студентів ЗДІА напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування». Ч.1 «Основне обладнання прокатних цехів»./Укладач: Васильченко Т.О.– Запоріжжя: Из. ЗДІА, 20015 - 50с.

Методичні вказівки призначені для надання допомоги студентів денної та заочної форм навчання при виконанні домашньої контрольної роботи, для виконання практичних робіт, а також для самостійного доопрацювання питань, не розглянутих під час аудиторних занять. В методичних вказівках наведено стислі теоретичні відомості, розглянуто приклади розв'язання типових задач та додані варіанти індивідуальних завдань.

Укладач – Т.О. Васильченко, кандидат технічних наук, доцент.

Схвалено на засідання кафедри «Металургійне обладнання» ЗДІА (Протокол №15 від 15 січня 2015).

© Т.О. Васильченко

ЗМІСТ

	Стр.
ВСТУП.....	4
1. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ РОБОЧОЇ КЛІТІ.....	5
1.1 РОЗРАХУНОК ПРОКАТНИХ ВАЛКІВ.....	6
1.2 РОЗРАХУНОК ПОДУШОК ПРОКАТНИХ ВАЛКІВ.....	18
1.3 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ГВИНТОВОГО НАТИСКНОГО ПРИСТРОЮ.....	20
1.4 РОЗРАХУНОК ЗАПОБІЖНИХ ПРИСТРОЇВ.....	25
1.4 РОЗРАХУНОК СТАНИНИ.....	26
2. ПЕРЕДАТОЧНІ ПРИСТРОЇ ГОЛОВНОЇ ЛІНІЇ	
2.1 ШПІНДЕЛЬНІ ПРИСТРОЇ.....	34
2.2 ШЕСТЕРЕННІ КЛІТІ ТА РЕДУКТОРИ.....	41
3. КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ.....	46
3.1 РОЗРАХУНОК ЛИСТОВОГО ВАЛКА.....	46
3.2 РОЗРАХУНОК СОРТОВОГО ВАЛКА.....	47
3.3 РОЗРАХУНОК СТАНИНИ ЗАКРИТОГО ТИПУ.....	48
3.4 РОЗРАХУНОК УНІВЕРСАЛЬНИХ ШПІНДЕЛЕЙ.....	49
4. ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	50

ВСТУП

Завершальною ланкою металургійного виробництва є прокатне виробництво. Основним обладнанням прокатного цеху є прокатний стан, тобто комплекс машин та агрегатів, призначених для здійснення пластичного деформування металу у валках, що обертаються, та його подальшої обробки. Обладнання, яке призначене для безпосереднього деформування металу називають основним, а для виконання оздоблювальних операцій, таких як транспортування, різка, правка, змотування, травлення та ін. – допоміжним.

Дисципліна «Обладнання для обробки металів і сплавів тиском» забезпечує технологічну підготовку майбутнього фахівця.

Метою викладання дисципліни є підготовка спеціаліста для виробничої, проектно - конструкторської та дослідницької діяльності в сфері створення, удосконалення та експлуатації механічного обладнання металургійних заводів.

Основними завданнями вивчення дисципліни «Обладнання для обробки металів і сплавів тиском» є підготовка студентів для оволодіння знаннями стосовно призначення, будови та умови роботи металургійного обладнання; позитивних та негативних якостей окремих видів обладнання; основ розрахунків; перспектив та напрямків удосконалення металургійного обладнання; техніко – економічних показників металургійного обладнання;

У даних методичних вказівках розглядаються питання розрахунку на міцність та жорсткість вузлів та деталей основного прокатного обладнання, а саме обладнання, що входить до складу головної лінії прокатного стану: робочої кліті, передавальних елементів та двигуна.

I. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ РОБОЧОЇ КЛІТИ

До складу робочої кліти входять дві масивні сталі станини, змонтовані на плитовині. В станинах змонтовані подушки з підшипниками та валками, механізми вертикального та осевого регулювання, механізми врівноваження верхнього валка, проводки та ін.

Ефективність роботи прокатних станів, якість і собівартість продукції, що випускається, в значній мірі залежать від міцності і жорсткості робочих клітей. Тому при проектуванні і експлуатації прокатних станів необхідно грамотно розраховувати устаткування робочих клітей. Зазвичай розміри деталей цього устаткування заздалегідь визначають конструктивно по емпіричних співвідношеннях, отриманих в результаті узагальнення досвіду прокатного машинобудування, після чого виконуються необхідні перевірені розрахунки.

У загальному випадку перевірені розрахунки кожної деталі кліти проводять в наступному порядку:

- складають схему навантаження деталі заданими зовнішніми силами;
- розраховують величину напруги, що виникає в небезпечних перерізах;
- за довідковими даними визначають тимчасовий опір (межу міцності) матеріалу, з якого виготовлена деталь;
- перевіряють виконання умови міцності, яка, може мати два формулювання:

1. Розрахункові напруження повинні бути не більше допустимих:

$$\sigma \leq \frac{\sigma_s}{k} \quad \text{або} \quad \tau \leq \frac{\tau_s}{k}, \quad (1)$$

де σ , τ - розрахункові нормальні та дотичні напруження відповідно;

$\sigma_{\text{доп}}$ і $\tau_{\text{доп}}$ - допустимі нормальні та дотичні напруження;

σ_s і τ_s - межа міцності матеріалу за нормальними та дотичними напруженнями;

k - допустимий коефіцієнт запасу міцності.

2. Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності n повинен перевищувати допустиме значення $k_{\text{доп}}$:

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma} \geq k_{\text{доп}} \quad \text{або} \quad n = \frac{\tau_s}{\tau} \geq k_{\text{доп}}. \quad (2)$$

Допустиме значення коефіцієнту запасу міцності для усіх деталей кліти, окрім станини, приймають рівним $k_{\text{доп}} = 5$, а для станини, як найбільш відповідального елемента прокатного стану $k_{\text{доп}} = 10$.

Розрахунок валків на статичну міцність

При розрахунках на статичну міцність прокатний валок умовно представляють як балку на двох опорах, яка навантажена силами та крутним моментом, враховуючи те, що схема навантаження залежить від типу кліті та умов прокатки.

При перевірці міцності валка бочки розраховують тільки на згин, шийку – на згин та кручення, кінцеву частину – на кручення.

Максимальна напруга згину у бочці валка визначають за формулою:

$$\sigma_{зг.б} = \frac{M_{зг.}}{W_{зг.}} = \frac{M_{зг.}}{0.1D^3}, \quad (1.1.5)$$

де $M_{зг.}$ - максимальний згинальний момент;

$W_{зг.} = 0,1D^3$ – момент опору бочки валка згину.

$$M_{зг.} = \frac{P}{4} \left(A - \frac{B}{2} \right), \quad (1.1.6)$$

де P - повне зусилля прокатки

$$(1.1.7)$$

p_{cp} – середній питомий тиск;

F – площа контакту

l_d – довжина дуги контакту;

R - радіус валків.

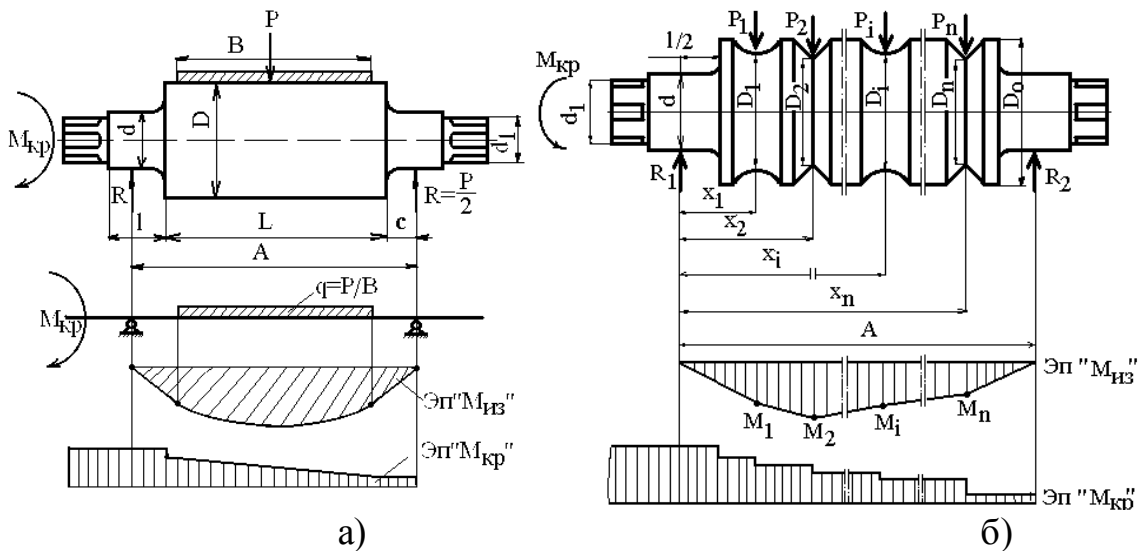


Рисунок 1.1 - Схема навантаження листового (а) та сортового (б) валків

При розрахунку сортових валків слід враховувати, що при прокатці в різних калібрах величина тиску, діаметр бочки і відстань від осі натискного гвинта змінні, тому необхідно виконувати розрахунок навантажень для

шийки та бочки в кожному калібрі кожного проходу. Із отриманих величин слід обрати найбільш небезпечне.

Спочатку слід визначити реакції на шийку валка з умов рівноваги сил та моментів:

$$R_2 = \frac{\sum_{i=1}^n P_i x_i}{A}; \quad R_1 = \sum_{i=1}^n P_i - R_2. \quad (1.1.8)$$

Момент згину в перерізі кожного ривчака визначається за формулою:

$$\left. \begin{aligned} M_{зг.1} &= R_1 x_1 \\ M_{зг.2} &= R_1 x_2 - P_1 (x_2 - x_1) \\ M_{зг.3} &= R_1 x_3 - P_2 (x_3 - x_2) - P_1 (x_3 - x_1) \\ \dots \\ M_{зг.i} &= R_1 x_i - P_{i-1} (x_i - x_{i-1}) - P_{i-2} (x_i - x_{i-2}) - \dots - m_{i-n+1} (x_i - x_{i-n+1}) \\ \dots \\ M_{зг.n} &= R_1 x_n - P_{n-1} (x_n - x_{n-1}) - P_{n-2} (x_n - x_{n-2}) - \dots - m_1 (x_n - x_1) \end{aligned} \right\} (1.1.9)$$

Максимальні згинальні напруження в шийці валка виникають по галтелі (у місці з'єднання шийки та бочки) і дорівнюють відповідно для листового та сортового валків:

$$\sigma_{зг.ш} = \frac{M_{зг.ш}}{W_{зг.ш}} = \frac{P l}{0.4 d^3}. \quad (1.1.10)$$

$$\sigma_{зг.ш} = \frac{R_1 l}{0.2 d^3}, \quad (1.1.11)$$

де l, d - довжина та діаметр шийки відповідно.

Найбільші дотичні напруження крутінню виникають у приводній шийці валка і складаються:

$$\tau_{кр.ш} = \frac{M_{кр.ш}}{W_{кр.ш}} = \frac{M_{кр.ш}}{0.2 d^3}, \quad (1.1.12)$$

де $W_{кр.ш} = 0.2 d^3$ - момент опору шийки крутінню;

$M_{кр.ш}$ - крутний момент, що прикладений до шийки валка з боку привода.

M_{np} - момент прокатки,

M_T - момент тертя у шийці валка;

- коефіцієнт приведенного плеча,
- при холодній прокатці;

– при гарячій прокатці;

$$M_{тр} = P f_{ш} d_{ш} / 2,$$

$f_{ш}$ – коефіцієнт тертя у підшипниках.

Сумарне напруження в шийці визначається в залежності від матеріалу валка:

- для сталевих валків за четвертою теорією міцності

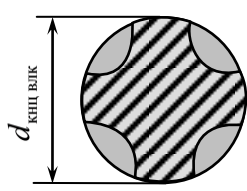
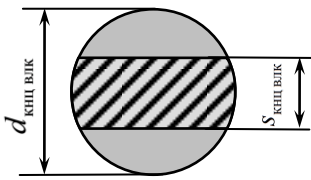
$$\sigma_{ш} = \sqrt{\sigma_{зг.ш}^2 + 3\tau_{кр.ш}^2}, \quad (1.1.13)$$

- для чавунних валків за теорією Мора

$$\sigma_{ш} = 0.375\sigma_{зг.ш} + 0.625\sqrt{\sigma_{зг.ш}^2 + 4\tau_{кр.ш}^2}. \quad (1.1.14)$$

Приводний кінець робочого валка розраховують на дію крутного моменту. Розрахункові формули наведено в табл.1.1

Таблиця 1.1 - Розрахунок приводної частини валка

Назва	Ескіз	Формула розрахунку на кручення
Треф		$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,07 d_{кнц.влк}^3} \leq [\tau] \quad (1.1.15)$
Лопать		$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{\beta_{кнц.влк} s_{кнц.влк}^3} \leq [\tau] \quad (1.1.16)$ $\beta_{кнц.влк} = \begin{cases} 0,291 & \text{при } s_{кнц.влк} \leq 0,8d_{кнц.влк} \\ 0,235 & \text{при } s_{кнц.влк} > 0,8d_{кнц.влк} \end{cases}$ $s_{кнц.влк} = 0,7 \dots 0,8 d_{кнц.влк}$

Значення межі міцності матеріалу на здвиг складає: $\tau_b = (0,6 \div 0,7) \sigma_b$

ПРИКЛАД 1.1 Розрахувати на міцність валок кліті дуо листового стану 1400. Розміри валка (див. рис. 1.1,а), м: $D=0.85$; $L=1.4$; $A=2.15$; $d=0.6$; $l=0.75$; $d_1=0.42$. Зусилля прокатки $P=8000$ кН. До трєфу валка прикладений крутний момент $M_{кр}=450$ кН·м. Ширина листа $B=1.0$ м. Матеріал валка - лита сталь марки У15ХНМ.

Згинальний момент у бочці валка за формулою (1.1.6):

$$M_{зг} = \frac{8000}{4} \left(2.15 - \frac{1.0}{2} \right) = 3300 \text{ кН} \cdot \text{м} = 3.3 \text{ Мн} \cdot \text{м}.$$

Відповідне йому напруження згину в бочці валка визначимо за формулі (1.1.5):

$$\sigma_{зг.б} = \frac{3.3}{0.1 \cdot 0.85^3} = 53.73 \text{ МПа}.$$

Максимальне напруження згину в шийці валка за формулою (1.1.10) складе:

$$\sigma_{зг.ш} = \frac{8000 \cdot 0.75}{0.4 \cdot 0.6^3} = 69444 \text{кПа} = 69.44 \text{МПа}.$$

Напруження кручення в приводній шийці валка розраховуємо за формулою (1.1.12):

$$\tau_{кр.ш} = \frac{450}{0.2 \cdot 0.6^3} = 10417 \text{кПа} = 10.42 \text{МПа}.$$

Оскільки валок виготовлений зі сталі, сумарне напруження в шийці валка визначимо за формулою (1.1.13):

$$\sigma_{ш} = \sqrt{69.44^2 + 3 \cdot 10.42^2} = 71.75 \text{МПа}.$$

Так як кінцева частина валка виконана у формі трефа, то напруження крутіння в ній буде: формулою (1.1.16):

$$\tau_{кр} = \frac{450}{0.0706 \cdot 0.42^3} = 86032 \text{кПа} = 86.03 \text{МПа}.$$

С урахуванням отриманих напружень визначимо коефіцієнти запасу міцності у кожному елементі валка за формулами (2), міцності матеріалу валка на згин $\sigma_6 = 700 \text{МПа}$ та на крутіння $\tau_6 = 0.7 \cdot \sigma_6 = 0.7 \cdot 700 = 490 \text{МПа}$. У результаті отримаємо наступні коефіцієнти запасу міцності:

$$\text{у бочці валка } n = \frac{700}{57.73} = 13.03,$$

$$\text{в шийці валка } n = \frac{700}{71.75} = 9.76,$$

$$\text{в трефі валка } n = \frac{490}{86.03} = 5.70.$$

Всі отриманні значення коефіцієнтів запасу міцності вище допустимого $[n]=5$, тобто всі елементи валка мають достатню міцність.

ПРИКЛАД 1.2 Розрахувати на міцність валок робочої кліті дрібносортового стану. Розміри валка складають (див. рис. 1.1,б), мм: $D_0 = 450$, $D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = 400$, $x_1=210$, $x_2=460$, $x_3=710$, $x_4=960$, $d=230$, $l = 250$, $A = 1300$. Кінцева частина валка виконана циліндричною зі шпонкою під з лопать шпинделя з розмірами, мм: $d_2=200$; $b=60$; $h = 20$. У кожному з чотирьох калібрів прикладене однакове зусилля $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = 1100 \text{кН}$. У приводному кінці валка прикладений крутний момент $M_{кр}=80 \text{кН}\cdot\text{м}$. Матеріал валка - чавун СПХН-65.

Розраховуємо реакції від зусилля прокатки на шийці валка:

$$R_2 = \frac{1100 \cdot 0.21 + 1100 \cdot 0.46 + 1100 \cdot 0.71 + 1100 \cdot 0.96}{1.3} = 1980 \text{кН},$$

$$R_1 = 1100 + 1100 + 1100 + 1100 - 1980 = 2420 \text{кН}.$$

Моменти згину у перерізі кожного ривчака за формулами (1.1.9) складуть:

$$M_{32.1} = 2420 \cdot 0.21 = 508.2 \text{кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{32.2} = 2420 \cdot 0.46 - 1100 \cdot 0.46 - 0.21 \cdot 1100 = 838.2 \text{кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{32.3} = 2420 \cdot 0.71 - 1100 \cdot 0.71 - 0.46 \cdot 1100 - 1100 \cdot 0.71 - 0.21 \cdot 1100 = 893.2 \text{кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{324} = 2420 \cdot 0.96 - 1100 \cdot (0.96 - 0.71) - 1100 \cdot (0.96 - 0.46) - 1100 \cdot (0.96 - 0.21) = 673.2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Напруження згину у кожному перерізі розраховуємо за формулою (1.1.5):

$$\sigma_{32.1} = \frac{508.2 \cdot 10^{-3}}{0.1 \cdot 0.4^3} = 79.4 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{32.2} = \frac{838.2 \cdot 10^{-3}}{0.1 \cdot 0.4^3} = 130.96 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{32.3} = \frac{893.1 \cdot 10^{-3}}{0.1 \cdot 0.4^3} = 139.56 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{32.4} = \frac{673.2 \cdot 10^{-3}}{0.1 \cdot 0.4^3} = 105.18 \text{ МПа}.$$

Напруження згину та кручення у приводній шийці валка визначаємо за формулами (1.1.10-1.1.12):

$$\sigma_{32.ш} = \frac{2420 \cdot 0.25 \cdot 10^{-3}}{0.2 \cdot 0.23^3} = 248.6 \text{ МПа},$$

$$\tau_{кр} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{0.2 \cdot 0.23^3} = 32.9 \text{ МПа}.$$

Так як валок виконаний з чавуну, сумарне напруження в шийці валка знайдемо за формулою (1.1.15):

$$\sigma_{ш} = 0.375 \cdot 248.6 + 0.625 \sqrt{248.6^2 + 4 \cdot 32.9^2} = 253.95 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення в приводній кінцевій частині валка:

$$\tau_{кр} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{0.2 \cdot 0.2^3 - \frac{0.06 \cdot 0.02 \cdot (0.2 - 0.02)^2}{16 \cdot 0.2}} = 51.6 \text{ МПа}.$$

З урахуванням отриманих напружень визначимо коефіцієнти запасу міцності у кожному елементі валка а формулою (2), приймаючи межу міцності матеріалу валків на згин $\sigma_{\sigma} = 500 \text{ МПа}$ та на крутіння $\tau_{\sigma} = 0.7 \cdot \sigma_{\sigma} = 0.7 \cdot 500 = 350 \text{ МПа}$.

У результаті отримуємо наступні значення коефіцієнтів запасу міцності:

- у бочці валка

$$n_1 = \frac{500}{79.4} = 6.3, \quad n_2 = \frac{500}{130.96} = 3.8, \quad n_3 = \frac{500}{139.56} = 3.5, \quad n_4 = \frac{500}{105.18} = 4.75,$$

$$n = \min(n_1, n_2, n_3, n_4) = 3.5;$$

- у шийці валка

$$n = \frac{500}{253.95} = 1.97;$$

- в приводній частині валка

$$n = \frac{350}{51.6} = 6.8.$$

Всі елементи валка, крім кінцевої частини, мають коефіцієнти запасу міцності нижче допустимого $[n] = 5$. При цьому найбільш слабким елементом валка є привідна шийка.

Особливості розрахунку валків станів кварто

Першою особливістю розрахунку валків стану кварто є перерозподіл навантажень, що сприймаються робочими та опорними валками. Застосування опорних валків практично повністю розвантажує робочі валки від дії згинальних моментів, тому в практичних розрахунках прийнято приводні робочі валки розраховувати лише на напругу кручення, а опорні – на напругу згину та кручення. При цьому згинальний момент у бочці валка визначають за формулою (1.1.6), підставляючи замість ширини листа B довжину бочки L , а напругу згину за формулою (1.1.5). Згинальні напруги в шийці опорного валка визначають за формулою (1.1.10). Напругу кручення у шийці робочого валка визначають за формулою (1.1.12).

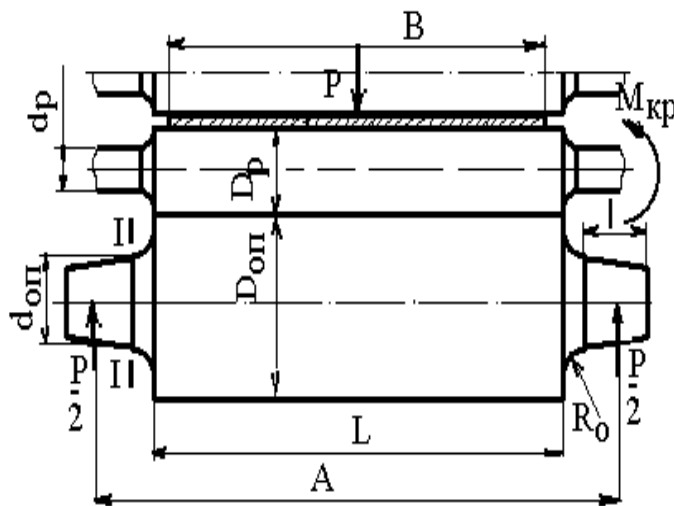


Рисунок 1.2 - Схема навантаження валків станів кварто

У випадках коли прокатка відбувається зі значним натягом робочі валки розраховують на згин від зусилля натягу та на кручення.

Другою особливістю силових умов роботи станів кварто є виникнення контактних напруг в поверхневому шарі дотику робочого та опорного валків, а також при контакті робочих валків та штаби (при холодній прокатці).

Ці напруження визначаються за формулою :

$$\sigma_k = 0.22 \cdot \sqrt{q \frac{E_{np}}{R \cdot np}}, \quad (1.1.17)$$

де $q = \frac{P}{L}$ (де $q = \frac{P}{B}$) - розподілене навантаження на контакті валків (чи валків і штаби);

E_{np} - приведений модуль пружності матеріалу контактуючих валків (чи валків і штаби), МПа;

R_{np} - приведений радіус валків (чи валків R_1 і штаби $R_2 = \infty$). Приведений модуль пружності і приведений радіус можна визначити по наступним залежностям:

$$E_{np} = 2 \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (1.1.18)$$

$$R_{np} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}, \quad (1.1.19)$$

E_1 та E_2 , R_1 та R_2 - відповідно модулі пружності і радіуси опорного і робочого валків (чи робочого валка і штаби - при холодній прокатці).

Для сталевих валків $E = (2,0 \div 2,15)10^5$ МПа, для чавунних - $E = (1,1 \div 1,5)10^5$ МПа.

Розрахункова контактна напруга не повинна перевищувати допустиму.

ПРИКЛАД 1.3 Розрахувати на міцність робочий та опорний валки стана кварто параметри валків (рис. 1.2), м: $D_{on}=1.32$; $D_p=0.37$; $L=1,3$; $d_{on}=0.8$; $d_p=0.22$; $l=0.8$; $A=2.1$. Зусилля прокатки $P=20000$ кН, крутний момент, прикладений до робочого валка $M_{кр}=200$ кН·м. Ширина листа $B=1,1$ м. Матеріал валків - сталь 9Х2.

За формулою (1.1.6) розрахуємо максимальний згинальний момент у бочці опорного валка:

$$M_{зг} = \frac{20000}{4} \left(2.1 - \frac{1.3}{2} \right) = 7250 \text{ кН} \cdot \text{м} = 7.25 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Напруження згину в бочці опорного валка за формулою (1.1.5):

$$\sigma_{зг.б}^{оп} = \frac{7.25}{0.1 \cdot 1.32^3} = 31.52 \text{ МПа}.$$

Максимальні згинальні напруги в шийці опорного валка:

$$\sigma_{зг.ш}^{оп} = \frac{20000 \cdot 0.8}{0.4 \cdot 0.8^3} = 7812.5 \text{ кПа} = 78.12 \text{ МПа}.$$

Напруження крутіння в шийці робочого валка за формулою (1.1.12):

$$\tau_{кр}^p = \frac{200}{0.2 \cdot 0.22} = 94340 \text{ кПа} = 94.34 \text{ МПа}.$$

З врахуванням отриманих напруг визначимо коефіцієнти запасу міцності в кожному елементі валків по формулам (2), межа міцності для матеріалу валків на згин

$$\sigma_s = 800 \text{ МПа} \text{ та на кручення } \tau_s = 0.7 \cdot \sigma_s = 0.7 \cdot 800 = 560 \text{ МПа}.$$

Отримані коефіцієнти запасу міцності:

- в бочці опорного валка $n_b^{оп} = \frac{800}{31.52} = 25.4$,
- в шийці опорного валка $n_{ш}^{оп} = \frac{800}{78.12} = 10.2$,
- в шийці робочого валка $n_{ш}^p = \frac{560}{94.34} = 5.90$.

Все отримані коефіцієнти міцності вище допустимого $[n]=5$, тобто всі елементи валка мають достатню міцність.

Розрахуємо контактні напруги в поверхневому шарі опорних та робочих валків за формулою (1.1.16):

$$q = \frac{P}{L} = \frac{20000}{1.3} = 16200 \frac{\text{кН}}{\text{м}} = 16.2 \frac{\text{МН}}{\text{м}},$$

$$R_{np} = \frac{0.66 \cdot 0.185}{0.66 + 0.185} = 0.144 \text{ м},$$

$$\sigma_{\kappa} = 0.22 \sqrt{16.2 \frac{215000}{0.144}} = 1082 \text{ МПа}.$$

Допустиме контактне напруження для валків зі сталі марки 9Х2 з умовною межею міцності $\sigma_{02} = 410 \text{ МПа}$ дорівнює $\bar{\sigma}_{\kappa} = 3 \cdot 410 = 1230 \text{ МПа}$. Умова міцності виконується $\sigma_{\kappa} \leq [\sigma_{\kappa}]$

Особливості розрахунку валків сортових станів тріо

Прокатка на станах тріо відрізняється можливістю проведення процесу у двох горизонтах одночасно, тому на середній валок зусилля будуть діяти як з боку верхнього, так і з боку нижнього валків одночасно. Розрахунок напруг згину та кручення у всіх елементів валка проводяться по тим самим формулам, що і для валків дуо, але при розрахунку середнього валка на міцність необхідно враховувати напрям дії зусиль прокатки: сили, що діють в одному напрямку повинні мати один знак, наприклад з боку верхнього валка «+», а з боку нижнього «-» (рис 1.3).

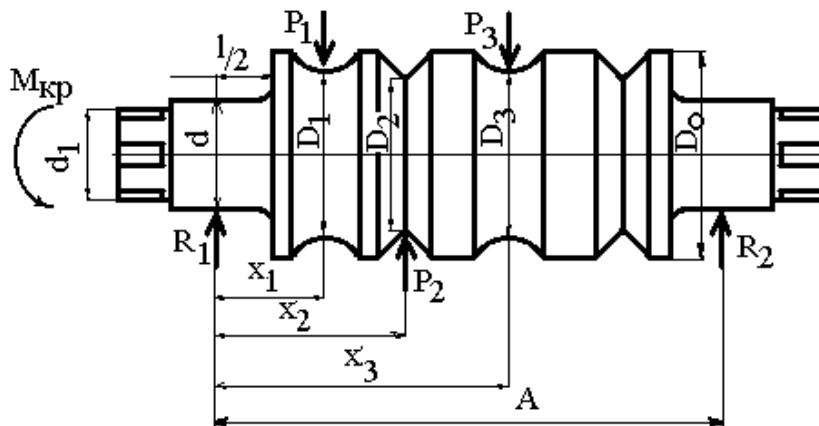


Рисунок 1.3 - Схема навантаження середнього валка сортової кліти тріо

ПРИКЛАД 1.4. Розрахувати на міцність середній валок чорнової кліти стана 650. Прокатка ведеться одночасно у трьох калибрах в обох горизонтах. Розміри валка (див. рис. 1.3) дорівнюють, мм: $D_0 = 700$; $D_1 = 670$; $D_2 = 676$; $D_3 = 680$; $x_1 = 490$; $x_2 = 860$; $x_3 = 1230$; $d = 385$; $l = 385$; $A = 2280$. Зусилля прокатки, кН: $P_1 = 4000$, $P_2 = -3500$, $P_3 = 3000$. Крутний момент, діючий на валок зі сторони привода, $M_{np} = 200 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Матеріал валка - вуглецева сталь с $\sigma_{\sigma} = 600 \text{ МПа}$.

За формулами (1.1.8) розрахуємо реакції зусиль прокатки на шийці валків

$$R_2 = \frac{4000 \cdot 0.49 - 3500 \cdot 0.86 + 3000 \cdot 1.23}{2.28} = 1157.9 \text{ кН} = 1.16 \text{ Мн},$$

$$R_1 = 4000 - 3500 + 3000 \cdot 1157.9 = 2342.1 \text{ кН} = 2.34 \text{ Мн.}$$

Згинальні моменти у кожному рівчаку визначаємо а формулами (1.1.9):

$$M_{зг.1} = 2.34 \cdot 0.49 = 1.147 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

$$M_{зг.2} = 2.34 \cdot 0.86 - 4 \cdot (0.86 - 0.49) = 0.532 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

$$M_{зг.3} = 2.34 \cdot 1.23 - 4 \cdot (1.23 - 0.49) + 3.5 \cdot (1.23 - 0.86) = 1.215 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

Напруження згину в кожному калібрі розраховуємо за формулою (1.1.5)

$$\sigma_{зг.1} = \frac{1.147}{0.1 \cdot 0.67^3} = 38.23 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{зг.2} = \frac{0.532}{0.1 \cdot 0.676^3} = 17.22 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{зг.3} = \frac{1.213}{0.1 \cdot 0.68^3} = 38.63 \text{ МПа},$$

Напруження згину та кручення у приводній шийці валка визначаємо за формулами (1.1.11, 1.1.12):

$$\sigma_{зг.ш} = \frac{2.34 \cdot 0.385}{0.2 \cdot 0.385^3} = 78.93 \text{ МПа},$$

$$\tau_{кр} = \frac{0.2}{0.2 \cdot 0.385^3} = 17.52 \text{ МПа}.$$

Сумарне напруження в шийці сталевого валка знайдемо за формулою (1.1.14):

$$\sigma_{ш} = \sqrt{78.93^2 + 3 \cdot 17.52^2} = 84.6 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу міцності у небезпечних перерізах визначимо за формулою (2)

- у бочці

$$n_1 = \frac{600}{38.23} = 15.7, \quad n_2 = \frac{600}{17.22} = 34.8, \quad n_3 = \frac{600}{38.63} = 15.5;$$

- у шийці

$$n_{ш} = \frac{600}{84.6} = 7.09.$$

Умова статичної міцності виконується, так як розрахункові коефіцієнти запасу міцності перевищують рекомендовані значення $[n] = 5$.

Розрахунок валків на втомну міцність

Прокатні валки в процесі роботи витримують тривалу дію знакозмінних навантажень. Якщо циклічні напруження, що виникають під дією цих навантажень, перевищують певний рівень, то в матеріалі валків через певну кількість циклів починають з'являтися мікротріщини, які поступово розвиваючись призводять до швидко плинного руйнування, яке зветься втомним. У більшості випадків величина циклічних напружень, за яких виникає втомне руйнування, значно менше межі міцності матеріалу, тому окрім розрахунку валків на статичну міцність, необхідно проводити розрахунок валків на втомну міцність.

Розглянемо методику спрощеного розрахунку. Розрахунок валків на витривалість зазвичай проводять після статичних розрахунків,

використовуючи в якості вихідних даних знайдені максимальні статичні значення напруг згину σ_{\max} та кручення τ_{\max} . При цьому визначають коефіцієнт запасу втомної міцності при одночасній дії нормальних та дотичних напружень. Для сталевих валків цей коефіцієнт розраховується за формулою:

$$n_y = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (1.1.20)$$

де n_σ - запас витривалості за нормальними напругами; n_τ - запас витривалості за дотичними напругами.

Коефіцієнти n_σ та n_τ з достатнім ступенем точності можна визначити за спрощеними залежностями[7]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_s \cdot \varepsilon_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_{\max}}, \quad (1.1.21)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_s \cdot \varepsilon_\tau}{k_\tau \cdot \tau_{\max}}, \quad (1.1.22)$$

де ε_σ та ε_τ - масштабні фактори, які враховують вплив розмірів валка при згині та крученні відповідно;

k_σ та k_τ - коефіцієнти концентрації напруг при згині та крученні у місці переходу шийки в бочку:

- для бочки валка $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau \approx 0.4$; $k_\sigma = k_\tau \approx 1.6$;
- для шийки валка $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau \approx 0.6$; $k_\sigma = k_\tau \approx 1.4$;
- для трефа валка $\varepsilon_\tau \approx 0.8$; $k_\tau \approx 1.2$.

При розрахунку запасу витривалості для чавунних валків за формулою (1.1.20) вводять коефіцієнт:

$$n_y = K_r \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (1.1.23)$$

а коефіцієнти концентрації напруг приймають $k_\sigma = k_\tau = 1$. Масштабні фактори приймають такими ж, як і для сталевих валків.

Отриманий коефіцієнт запасу міцності порівнюють з допустимим $[n_y]$, який дорівнює $2 \div 3$, тобто $n_y \geq 2 \div 3$.

ПРИКЛАД 1.5. Перевірити на втомну міцність робочий валок з вихідними даними з ПРИКЛАДУ. 1.4. У результаті розрахунку цього валка на статичну міцність встановлено, що максимальне статичне напруження виходить в шийці валка та становить $\sigma_{\max} = 248.6$ МПа и $\tau_{\max} = 32.9$ МПа.

Для чавунних валків слід прийняти $k_\sigma = k_\tau = 1$ и $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0.6$. Тоді коефіцієнти запасу втомної міцності становлять:

- по нормальним напруженням за формулою (1.1.21)

$$n_{\sigma} = \frac{500 \cdot 0.6}{1 \cdot 248.6} = 1.4,$$

- по дотичним напруженням за формулою (1.1.22)

$$n_{\tau} = \frac{350 \cdot 0.6}{1 \cdot 32.9} = 6.38,$$

- при сумісній дії згину та кручення за формулою (1.1.23)

$$n_y = 1 \frac{1.2 \cdot 6.38}{\sqrt{1.2^2 + 6.38^2}} = 1.18.$$

За результатами розрахунку можна зробити висновок, що шийка валка не задовольняє умові втомної міцності, так $n_{-y} < \mathbf{n}_{-y} = 2 \div 3$.

Визначення прогину листових валків

Під дією значних зусиль валки прогинаються і товщина металу, що прокатується, стає нерівномірною.

Сумарний прогин валка f в кожному перетині на відстані x від опори буде дорівнювати:

$$f = f_1 + f_2, \quad (1.1.24)$$

де f_1 — прогин в результаті дії згинальних моментів;

f_2 — прогин внаслідок дії поперечних сил.

Для визначення прогинів f_1 та f_2 використовують формулу Целікова:

$$f_1 = \frac{P}{384 \cdot E \cdot I_1} \left[8A^3 - 4AB^2 + B^3 + 64c^3 \left(\frac{I_1}{I_2} - 1 \right) \right]$$
$$f_2 = \frac{P}{4 \cdot G \cdot F_2} \left[A - \frac{B}{2} + 2c \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right) \right] \quad (1.1.25)$$

де $I_1 = \pi D^4 / 64$ — момент інерції перетину бочки валка;

$I_2 = \pi d^4 / 64$ — момент інерції перетину шийки валка;

A, B, c — геометричні розміри робочого валка – див. рис.1.1;

E та G — модулі пружності та здвигу для матеріалу валків, МПа:

Сумарний прогин не повинен перевищувати допустиме значення:

$\mathbf{f} \leq 0,05 - 0,2 \text{ мм}$ - при холодній прокатці;

$\mathbf{f} \leq 0,3 - 1 \text{ мм}$ - при гарячій прокатці.

ПРИКЛАД 1.6. Розрахувати листовий валок з **ПРИКЛАДУ 1.1** на деформацію.

Модуль пружності матеріалу валка, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$, модуль здвигу матеріалу валка, $G = 0,75 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$

Визначимо момент інерції перетину шийки валка:

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,6^4}{64} = 0,0064 \text{ м}^4$$

Момент інерції перетину бочки валка:

$$I_2 = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,85^4}{64} = 0,041 \text{ м}^4$$

Площа перетину шийки валка:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} = 0,1 \text{ м}^2$$

Площа перетину бочки валка:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,85^2}{4} = 0,57 \text{ м}^2$$

Визначення прогин листового валка за формулою (1.1.25):

$$f_1 = \frac{8 \cdot 10^6}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,0064} \cdot \left[2,15^3 - 4 \cdot 2,15 \cdot 1,0^2 + 1,0^3 + \right. \\ \left. + 64 \cdot 0,375^3 \left(\frac{0,0064}{0,041} - 1 \right) \right] = 10,7 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 1,07 \text{ мм}$$

$$f_2 = \frac{8 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,75 \cdot 10^{11} \cdot 0,57} \left[2,15 - \frac{1,0}{2} + 2 \cdot 0,375 \left(\frac{0,57}{0,1} - 1 \right) \right] = 13,08 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,13 \text{ мм}$$

Сумарний прогин валка:

$$f = f_1 + f_2 = 1,07 + 0,13 = 1,2 \text{ мм}$$

$$f = 1,2 > [f] = 0,3 \dots 1 \text{ мм}$$

що не припустимо для сумарного прогину.

1.2 РОЗРАХУНОК ПОДУШОК ПРОКАТНИХ ВАЛКІВ

Подушки виготовляють зазвичай з литої сталі марок 25Л, 35Л з межею міцності $\sigma_s = 500 \div 550$ МПа.

Міцність подушок перевіряють виходячи з максимального зусилля, що діє на натискний гвинт (максимальної реакції на шийку валка R_{\max} від зусилля прокатки) та моменту тертя в підшипниках валків, який намагається повернути подушку у напрямку обертання валка (рис.1.4). Збоку станини цьому повороту перешкоджає сила Q , що визначається за формулою:

$$Q = \frac{R_{\max} \cdot f \cdot d}{2 \cdot a_n}, \quad (1.2.1)$$

де d – діаметр шийки валка;

a_n - висота подушки;

f – коефіцієнт тертя в шийках валків (див. додаток А).

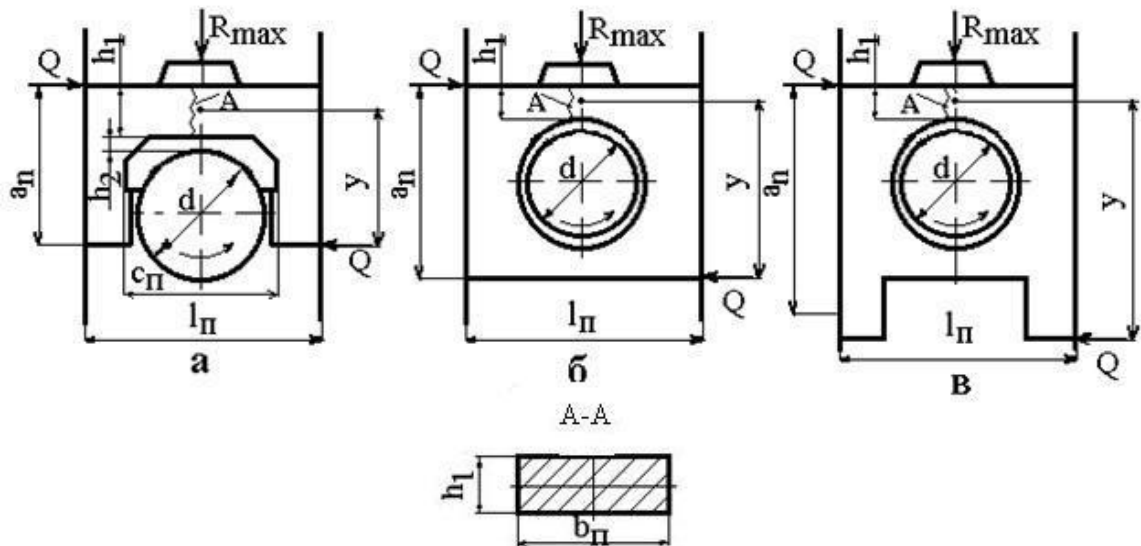


Рисунок 1.4 - . Схеми навантаження подушок з підшипниками відкритого типу (а) та закритого типу з підшипниками кочення (б) и ПЖТ (в)

В небезпечному перерізі A подушки виникають згинальні напруження $\sigma_{зз}$ під дією сили Q та напруги стискання $\sigma_{см}$ під дією сили R_{max} (рис.1.4). Сумарні напруження :

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{зз} + \sigma_{см} \quad (1.2.2)$$

Згинальні напруження в небезпечному перерізі подушки визначають за формулою:

$$\sigma_{зз} = \frac{M_{зз}}{W_{зз}} = \frac{6 \cdot Q \cdot y}{b \cdot h_1^2}, \quad (1.2.3)$$

де y – відстань від нижнього краю подушки (точки прикладення сили Q) до центру тяжіння небезпечного перетину;

b_n - ширина подушки;

h_1 – висота небезпечного перетину.

Напруження стискання розраховується за формулою:

$$\sigma_{см} = \frac{R_{max}}{S_{см}}, \quad (1.2.4)$$

де $S_{см}$ - площини поверхні контакту з запобіжним стаканом або з підп'ятником натискного гвинта.

Перевіряють виконання умов міцності у вигляді (1) або (2), приймаючи допустиме значення запасу міцності $[n]=5$.

ПРИКЛАД 1.7. Розрахувати на міцність подушку опорного валка кліті кварто 3200 з розмірами (рис.1.4,в), м: $a_n=2.645$, $b_n=0.8$, $y=1.955$, $h_1=0.69$. Подушка виготовлена зі сталі марки 25Л с $\sigma_{в}=550$ МПа. Переріз поверхні опори підп'ятника натискного гвинта $S_{см}=0.337$ м². Діаметр шийки валка $d=620$ мм. Опорні валки встановлені в ПЖТ. Максимальна реакція на шийку валка $R_{max}=15,5$ МН.

Силу защемлення подушки при її повороті розраховуємо за формулою (1.2.1), прийнявши коефіцієнт тертя у підшипниках по додатку Б, $f=0.0035$:

$$Q = \frac{15.5 \cdot 0.0035 \cdot 0.62}{2 \cdot 2.645} = 0.0064 \text{ МН.}$$

Напруження згину у небезпечному перерізі (1.2.3) становить:

$$\sigma_{зг} = \frac{6 \cdot 0.0064 \cdot 1.955}{0.8 \cdot 0.69^2} = 0.2 \text{ МПа.}$$

Напруження стискання у небезпечному перерізі за формулою (1.2.4):

$$\sigma_{ст} = \frac{15.5}{0.337} = 46.0 \text{ МПа.}$$

Сумарні напруження у небезпечному перерізі за формулою (1.2.2) будуть дорівнювати:

$$\sigma_{\Sigma} = 0.2 + 46.0 = 46.2 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності подушки за формулою (2)

$$n = \frac{550}{46.2} = 11.9.$$

Розрахункове значення коефіцієнта запасу міцності значно перевищує допустиме $[n] = 5$. Таким образом, умови міцності виконуються.

1.3 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ГВИНТОВОГО НАТИСКНОГО ПРИСТРОЮ

Призначення натискного механізму – вертикальна фіксація верхнього валка. Основними елементами натискного механізму є гвинт та гайка. Схема навантаження гвинтового пристрою показана на рис.1.5. Натискний гвинт обертається в гайці, встановлений в поперечині станини робочої кліті.

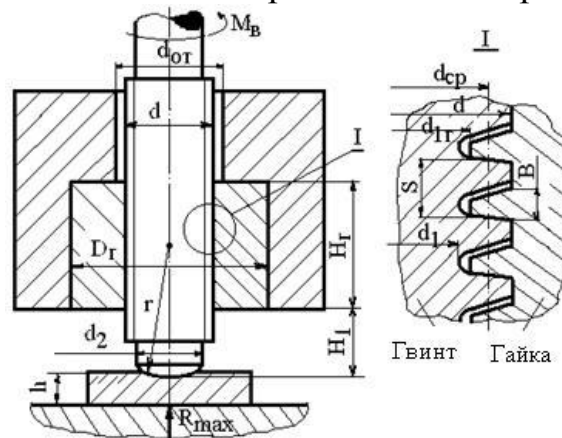


Рисунок 1.5 – Розрахункова схема гвинтового натискного пристрою

Натискний гвинт

Натискні гвинти звичайно виготовляють з кованої вуглецевої чи низьколегованої сталі 50, 40Х, 40ХН, 50Х, 50 ХН.

Натискний гвинт сприймає реакцію від зусилля прокатки на шийку валка R_{\max} , і при налазці міжвалкового зазору в процесі, - крутний момент

M_{ϵ} , який прикладений до приводного кінця (див. рис. 1.5). Таким чином, в загальному випадку, натискний гвинт піддається стисненню та крученню.

Реакція на гвинт визначається умовами роботи стану. Якщо натискний гвинт переміщується під час пауз між проходами (блюмінги, слябінги, сортові стани та ін.) приймають:

$$-, \quad (1.3.1)$$

де G – вага деталей, що врівноважуються (верхнього валка, його подушок та натискного гвинта).

Якщо натискний механізм переміщується під час прокатки (тонколистові стани), реакція на гвинт дорівнюватиме:

$$-, \quad (1.3.2)$$

де P – повне зусилля прокатки.

Крутний момент, необхідний для обертання гвинта розраховують за формулою:

$$M_{\epsilon} = R_{\max} \left[f \cdot \frac{d_2}{3} + \frac{d-p}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \right], \quad (1.3.3)$$

де d – зовнішній діаметр різьби гвинта;

d_2 - діаметр п'яти гвинта;

d_{cp} - середній діаметр різьби гвинта, обирається в залежності від типу різьби та зовнішнього діаметру. Для попереднього розрахунку обчислюється за формулою:

$$d_{cp} = d - 0.75 \cdot S, \quad (1.3.4)$$

S - шаг різьби;

$f_n = 0,15 \div 0,3$ - коефіцієнт тертя в п'яті гвинта (в залежності від типу змащення);

α - кут підйому різьби:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{S}{\pi \cdot d} \right), \quad (1.3.5)$$

φ - кут тертя в різьбі.

$$\varphi = \operatorname{arctg} f_{\epsilon}, \quad (1.3.6)$$

$f_{\epsilon} = 0,05 \div 0,15$ - коефіцієнт тертя в різьбі в залежності від типу змащення).

Напруження на кручення в гвинті розраховують за формулою:

$$\tau_{\epsilon} = \frac{M_{\epsilon}}{0.2 \cdot d_1^3}, \quad (1.3.7)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьби гвинта.

У випадку, якщо в процесі прокатки настройку зазору між валками не виконують, τ_s приймаємо рівним нулю.

Напруження стиснення розраховують за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot R_{\max}}{\pi \cdot d_1^2} \quad (1.3.8)$$

Сумарне напруження в гвинті від сумісної дії стиснення та кручення визначають по 4-й теорії міцності :

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{cm}^2 + 3\tau_s^2}. \quad (1.3.9)$$

Далі розраховують коефіцієнт запасу міцності гвинта $n = \frac{\sigma_v}{\sigma_{\Sigma}}$ та перевіряють виконання умов міцності(2).

ПРИКЛАД 1.8 Розрахувати на міцність натискний гвинт робочої кліті кварто 2500 стана холодної прокатки, виготовлений і сталі 40ХН з межею міцності 1000 МПа. Розміри гвинта з упорною різьбою по ГОСТ 10177-82 (см. рис. 1.5), м: $d=0.56$, $d_1=0.5392$, $d_2=0.535$, $S=0.012$, $d_{cp}=0.549$. Максимальне зусилля на гвинт $R_{\max}=17.5$ МН.

Приймаємо коефіцієнт тертя в п'яте гвинта $f_n=0.2$ (густе змащення), а коефіцієнт тертя у різьбі $f_s=0.1$ (рідке змащення).

За формулам (1.3.5) та (1.3.6) визначаємо кут підйому різьби $\alpha = \arctg\left(\frac{0.012}{\pi \cdot 0.56}\right) = 0.007$ рад. и кут тертя у різьбі $\varphi = \arctg 0.1 = 0.0997$ рад.

Розраховуємо крутний момент, необхідний для обертання гвинта, за формулою (1.3.3)

$$M_s = 17.5 \left[0.2 \frac{0.535}{3} + \frac{0.549}{2} \operatorname{tg} (0.007 + 0.0997) \right] = 1.14 \text{ МН}\cdot\text{м}.$$

Напруження кручення у тілі гвинта розраховуємо за формулою (1.3.7):

$$\tau_s = \frac{1.14}{0.2 \cdot 0.5392^3} = 36.4 \text{ МПа}.$$

Напруження стиснення за формулою (1.3.8):

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot 17.5}{\pi \cdot 0.5392^2} = 76.6 \text{ МПа}.$$

Сумарне напруження у гвинті розраховуємо за формулою (1.3.9):

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{76.6^2 + 3 \cdot 36.4^2} = 99.2 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності складе:

$$n = \frac{1000}{99.2} = 10.1.$$

Умова міцності виконується, так як розрахункове значення коефіцієнта запасу міцності перевищує допустиме.

Натискна гайка

Гайки виготовляють з бронзи марок АЖ9-4 чи АЖМц10-3-1.5 або з метою економії бронзи виконують складеними з зовнішніми бандажами з високоміцного чавуну.

Тіло гайки розраховують на зминання по поверхні її опори на поперечину станини, а різьбу гайки розраховують на згин, зминання та зріз.

Напруження зминання на поверхні дотику гайки з поперечною станини розраховують за формулою:

$$\sigma_{змз} = \frac{4 \cdot R_{\max}}{\pi \left(D_z^2 - d_{отв}^2 \right)}, \quad (1.3.10)$$

де D_z - зовнішній діаметр гайки;

$d_{отв}$ - діаметр отвору у поперечині станини для проходу натискного гвинта (див. рис. 1.5).

Напруження в витках різьби гайки визначаються величиною зусилля, діючого на один виток $\frac{R_{\max}}{m}$, де m - число витків у гайці, яке визначається в залежності від висоти гайки H_z та кроку різьби S :

$$m = \frac{H_z}{S}.$$

Напруження зминання різьби гайки визначають за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{R_{\max}}{m} \cdot \frac{4}{\pi \left(d^2 - d_{1z}^2 \right)}, \quad (1.3.11)$$

де d - внутрішній діаметр різьби гайки, який зазвичай дорівнює зовнішньому діаметру гвинта);

d_{1z} - зовнішній діаметр різьби гайки, який можна визначити за наближеною формулою $d_{1z} = d - 1.7 \cdot S$ (див. рис. 1.5).

Напруження згину в різьбі розраховується за формулою:

$$\sigma_{зз} = \frac{R_{\max}}{m} \cdot \frac{1.5 \cdot \left(d - d_{1z} \right)}{\pi \cdot d \cdot B^2}, \quad (1.3.12)$$

де B - ширина витка різьби біля основи (см. рис. 1.5).

Напруження зрізу у різьбі:

$$\tau_{зр} = \frac{R_{\max}}{m} \cdot \frac{1}{\pi \cdot d \cdot B}. \quad (1.3.13)$$

Коефіцієнти запасу міцності по нормальним напруженням розраховують за формулою $n = \frac{\sigma_s}{\sigma_i}$, де σ_i , відповідно $\sigma_{зм.2}$, $\sigma_{зм}$ чи $\sigma_{зг}$, а для

дотичних напружень за формулою $n = \frac{\tau_s}{\tau_{зр}}$.

ПРИКЛАД 1.9 Розрахувати на міцність гайку натискного механізму вертикальної кліті стану 1700. Розміри гайки з упорною різьбою по ГОСТ 10177-82 (см. рис.1.5), м: $D_2 = 0.29, H_2 = 0.30, d_{омг} = 0.24, d_{12} = 0.20, d = 0.23, S = 0.020, B = 0.0125$. Матеріал гайки - Бр. АЖ 9-4Л. Максимальна реакція на гвинт від зусилля прокатки $R_{max} = 1.5$ МН.

Розраховуємо напруження зминання на поверхні дотику гайки з поперечною станини за формулою (1.3.10):

$$\sigma_{зм.2} = \frac{4 \cdot 1.5}{\pi (0.29^2 - 0.24^2)} = 72.1 \text{ МПа.}$$

Визначаємо кількість витків гайки, яка знаходиться в зачепленні $m = \frac{0.3}{0.02} = 15$ та

зусилля, діюче на виток різьби $\frac{R_{max}}{m} = \frac{1.5}{15} = 0.1$ МН.

Напруження на зминання різьби гайки розраховуємо за формулою (1.3.11):

$$\sigma_{зм} = 0.1 \cdot \frac{4}{\pi (0.23^2 - 0.2^2)} = 9.9 \text{ МПа.}$$

Напруження згину різьби розраховуємо за формулою (1.3.12):

$$\sigma_{зг} = 0.1 \cdot \frac{1.5 \cdot (0.23 - 0.2)}{\pi \cdot 0.23 \cdot 0.0125^2} = 39.8 \text{ МПа.}$$

Напруження зрізу різьби за формулою (1.3.13):

$$\tau_{зр} = 0.1 \cdot \frac{1}{\pi \cdot 0.23 \cdot 0.0125} = 11.1 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо коефіцієнти запасу міцності при $\sigma_s = 400$ МПа и $\tau_s = 270$ МПа:

- для поверхні дотику гайки з поперечною станини

$$n = \frac{400}{72.1} = 5.5;$$

- для різьби гайки по напруженням зминання

$$n = \frac{400}{9.9} = 40.4;$$

- для різьби гайки по напруженням згину

$$n = \frac{400}{39.8} = 10.1;$$

- для різьби гайки по напруженням зрізу

$$n = \frac{270}{11.1} = 24.3.$$

Результати розрахунку свідчать, що умови міцності натискної гайки виконуються, так як коефіцієнти запасу міцності перевищують допустиме значення.

1.4 РОЗРАХУНОК ЗАПОБІЖНИХ ПРИСТРОЇВ

Запобіжні пристрої встановлюють між натискним гвинтом та подушкою. Широке застосування отримали запобіжні пристрої двох конструкцій : запобіжні стакани (рис.1.6,а) та запобіжні коробки (рис.1.6,б). Запобіжні пристрої виготовляють з чавуна, бронзи та сталі.

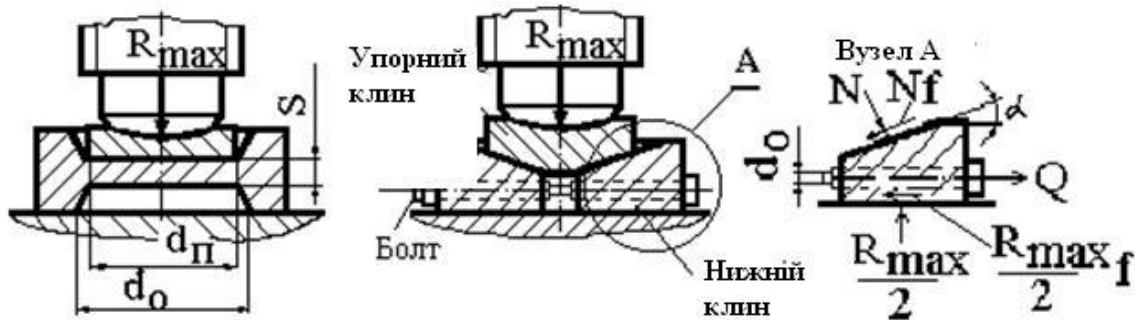


Рисунок 1.6 – Конструкції запобіжних пристроїв та схеми їх навантаження

Запобіжний стакан

Небезпечним перерізом стакану (див. рис. 1.6,а) є поверхня переходу внутрішньої мембрани (запобіжного елемента) стакану у стінку. У цьому перерізі під дією сили виникають напруження згину $\sigma_{зг}$ та зрізу $\tau_{зр}$, котрі розраховуються за формулами :

$$\sigma_{зг} = 0.43 \cdot \frac{R_{\max}}{S^2} \cdot \ln \frac{d_0}{d}, \quad (1.4.1)$$

$$\tau_{зр} = \frac{R_{\max}}{\pi \cdot d_0 \cdot S}, \quad (1.4.2)$$

де S - товщина мембрани;

d_0 - внутрішній діаметр нижньої виточки стакану;

d_n - діаметр п'яти гвинта.

Умова міцності виду (1) перевіряють окремо для нормальних та дотичних напружень:

$$\sigma_{зг} \leq [\sigma] \quad \text{и} \quad \tau_{зр} \leq [\tau].$$

При виборі допустимих напружень, допустимий коефіцієнт запасу міцності $[\sigma]$ приймають рівним 2.0-2.5 для того, щоб стакан виконував свої запобіжні дії.

ПРИКЛАД 1.10 Розрахувати на міцність запобіжний стакан робочої кліти виготовлений з чавуну з тимчасовим опором $\sigma_s = 450$ МПа. Розміри стакану (см. рис. 1.6,а), м: діаметр підп'ятника натискного гвинта 0.170, внутрішній діаметр дна стакану $d_0 = 0.252$, товщина мембрани стакану $S = 0.085$. Реакція від зусилля прокатки на шийку валка $R_{\max} = 7.0$ МН.

Визначаємо напруження згину у небезпечному перерізі за формулою (1.4.1):

$$\sigma_{зг} = 0.43 \frac{7.0}{0.085^2} \cdot \ln\left(\frac{0.252}{0.170}\right) = 164.0 \text{ МПа.}$$

Напруження зрізу в цьому перерізі розраховуємо за формулою (1.4.2):

$$\tau_{зр} = \frac{7.0}{\pi \cdot 0.170 \cdot 0.085} = 154.2 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження згину та зрізу визначаємо за формулою (1), прийняв $\tau_{\sigma} = 0.7 \cdot \sigma_{\sigma} = 0.7 \cdot 450 = 315 \text{ Мпа}$, а допустимий коефіцієнт запасу міцності $[n] = 2$:

$$\sigma_{\sigma} = \frac{450}{2} = 225 \text{ МПа,} \quad \tau_{\sigma} = \frac{315}{2} = 157.5 \text{ МПа.}$$

Отримані результати свідчать, що умова міцності (1.1) для стакану виконується. Слід зазначити, що стакан буде виконувати свої запобіжні функції при умові, що коефіцієнти запасу міцності решти елементів кліти будуть більше 2.

Запобіжна коробка

Запобіжним елементом в цій конструкції є стяжні болти з проточкою (див. рис. 1.6,б). Під дією нормальної сили N в болтах виникає розтягуюча сила Q , яку можна розрахувати за формулою:

$$Q = 0.5 \cdot R_{\max} \cdot (\alpha - 2 \cdot f) \cdot k_3, \quad (1.4.3)$$

де α - кут нахилу нижнього клина;

f - коефіцієнт тертя, приймається рівним 0.10-0.15;

k_3 - коефіцієнт, який враховує попередню затяжку болтів, дорівнює 1.25.

Сили тертя $N \cdot f$ та $\frac{R_{\max}}{2} \cdot f$ перешкоджають розтягуванню болтів.

В небезпечному перерізі болтів виникають напруження розтягування, які розраховуються:

$$\sigma_{\sigma} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2 \cdot k_{\sigma}}, \quad (1.4.4)$$

d_0 - діаметр стоншеної частини болта;

k_{σ} - кількість болтів.

Умову міцності (1) перевіряють для нормальних напружень, а допустимі напруження вибирають по допустимому коефіцієнту запасу міцності $[n] = 2.5 \div 3.0$.

1.5 РОЗРАХУНОК СТАНИНИ

Станини робочих клітей - найвідповідальніші деталі прокатного стану. У них монтують подушки валків стану, а також інші пристрої і механізми, що забезпечують задану точність прокатки і продуктивність стану. Всі зусилля прокатки сприймаються станинами. Тому при конструюванні і виготовленні станин особливу увагу приділяється їх міцності і жорсткості.

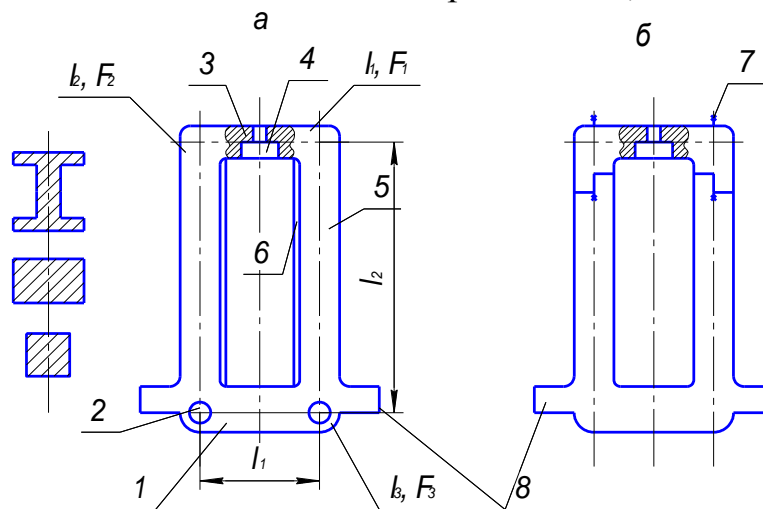
По конструкції станини ділять на дві групи: закритого і відкритого типу. Станина закритого типу (рис. 1.7, а) являє собою литу масивну жорстку раму; в середині станини зроблено вікно для установки в ньому подушок валків; внизу станина має приливи (лапи). У приливах передбачені отвори для болтів, якими станини закріплюються до плитовин. Станини цього типу, як більш міцні і жорсткі, застосовують у робочих клітках блюмінгів і слябінгів, тонколистових станів гарячої і холодної прокатки і іноді в заготівельних та сортових станах.

Станина відкритого типу (рис. 1.7, б) складається з двох частин: власне станини і кришки. Кришку скріплюють зі станиною болтами і клинами, установлюваними з затягуванням. Ці станини характеризуються меншою жорсткістю по зрівнянню з станинами закритого типу, але вони дешевші у виготовленні і дозволяють здійснювати перевалку валків безпосередньо краном (вгору) при знятій кришці. Станини цього типу застосовують в клітках сортових і рельсобалочних станах.

Розміри станин визначаються наступними умовами: 1) можливістю розміщення у вікні станини подушок валків і кінця натискного гвинта; 2) необхідної міцністю і жорсткістю.

Верхню й нижню частини станини називають поперечиною (в станах відкритого типу верхньої поперечиною є кришка), а бокові - стійками. Перетин стійок роблять зазвичай квадратним, прямокутним або двотавровим. Стійки прямокутного перетину легше в литті, внаслідок чого частіше використовують стійки цього перерізу, особливо для чотирьох валкових клітей. У нижній частині стійок у станин великих станів є отвори для установки станини роликів рольганга. Внутрішні поверхні стійок облицьовують захисними планками.

Відливають станини зі сталі марок Ст.25Л, Ст.30Л і Ст.35Л.



1 - нижня поперечина; 2 - отвір для установки станини роликів; 3 - верхня поперечина; 4 - отвір для натискної гайки; 5 - стійка; 6 - захисна планка; 7 - шпилька; 8 - лапа

Рисунок 1.7 - Станина робочої кліті

Розрахунок станин виконують як перевірочний після вибору розмірів основних елементів. При цьому площа перерізу стійок приймається залежно від діаметра шийки валка

$$F_2 = (0,6 \dots 0,8)$$

- валки виготовлені з чавуну;

$$F_2 = (0,7 \dots 0,9)$$

- валки виготовлені з вуглецевої сталі;

$$F_2 = (0,8 \dots 1,2)$$

- валки виготовлені з легованої сталі.

Площа перетину поперечок $F_1 = (1,2 \dots 1,4) F_2$.

Діаметр болтів, що скріплюють станини з плитовинами і плитовини з фундаментом, зазвичай визначають з співвідношення

$$d_1 = (0,09 \dots 0,15) D + 10 \text{ мм,}$$

де D - діаметр робочих валків, мм.

Розрахунок станини на міцність та визначення її жорсткості

Станину розраховують на максимальне зусилля Y , що діє при прокатці на шийки валків. Горизонтальні зусилля, що діють на станину в момент захоплення металу валками і при прокатці штаби з натягом, можна не враховувати, тому що в порівнянні з вертикальним зусиллям їх величина незначна.

Для спрощення розрахунку станину закритого типу представляють у вигляді жорсткої прямокутної рами, що складається з двох однакових вертикальних стійок (довжиною l_2) і двох горизонтальних поперечин (довжиною l_1) (рис. 1.7, а).

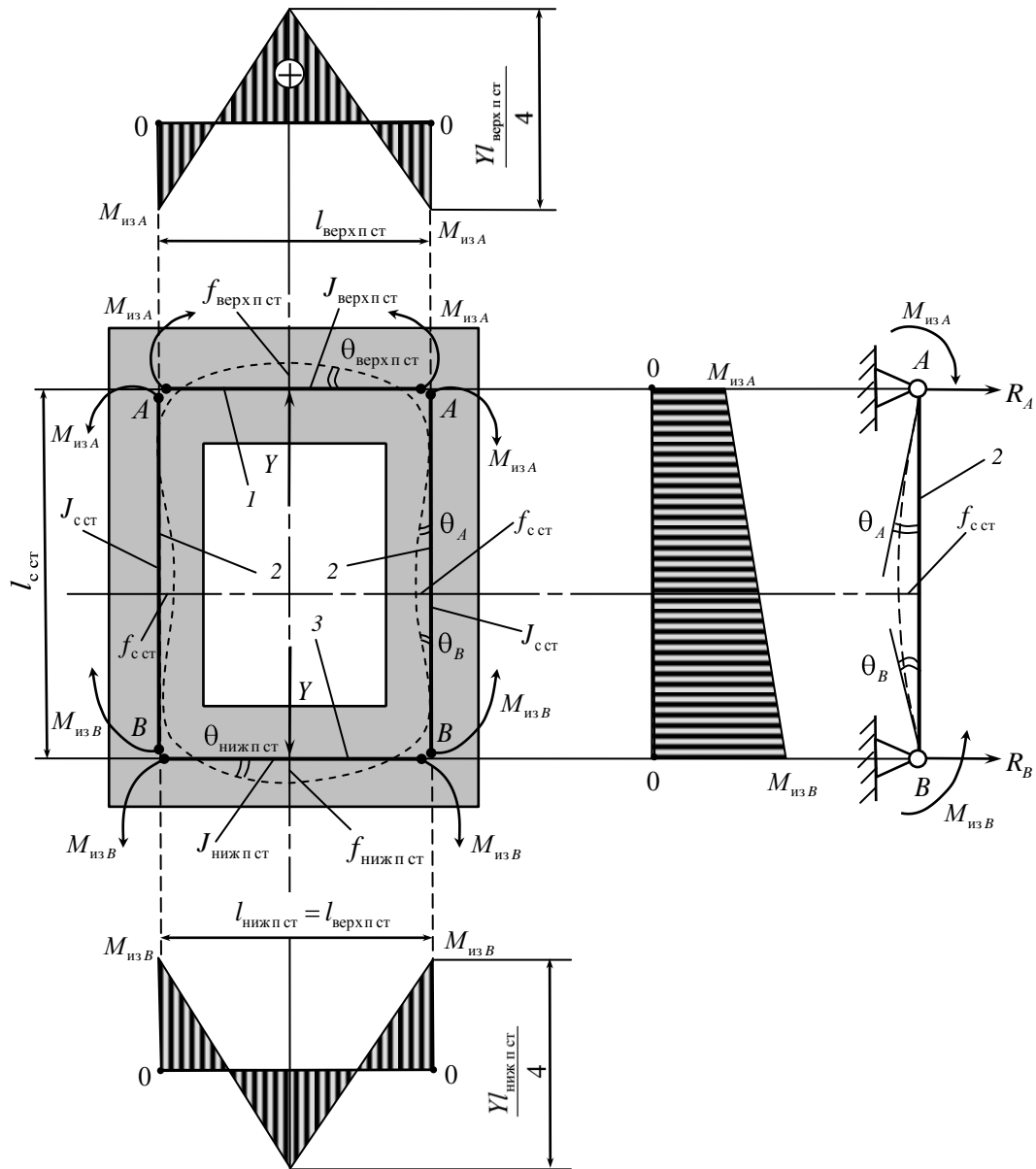
З боку нижньої подушки валка на нижню поперечку і з боку верхньої подушки (натискного гвинта) на верхню поперечину станини діють вертикальні сили Y . У листових станах ця сила дорівнює половині максимального зусилля на валки при прокатці, тобто $Y = P/2$. У сортових і обтискних станах $Y = R$, де R - максимальне зусилля на шийку валка ($R > P/2$).

Під дією сил Y в кутах жорсткої рами виникають статично невизначені моменти M_1 і M_3 , спрямовані, як показано на рис. 1.8. Ці моменти згинають стійки усередині вікна станини, а поперечки - проти дії сил Y .

Так як середній переріз верхньої поперечки ослаблено отвором для натискної гайки і натискного гвинта і при розточенні на верстаті цього отвору в перерізі виникають концентратори напруг, то для забезпечення необхідного запасу міцності станини конструктивно приймають розміри цього перетину такими, щоб момент інерції перерізу верхньої поперечки J_1 був більше моменту інерції перерізу нижньої поперечки J_3 ,

$$\text{(зазвичай } n = J_1/J_3 = 1,2 \dots 1,4\text{).}$$

Для визначення статично невизначених моментів M_1 і M_3 жорстку раму розрізають в кутах і розглядають створені чотири вільні двоопорні балки. Для врахування впливу жорстких кутів у з'єднаннях поперечок зі стійками докладають моменти M_1 і M_3 , що робить систему статично визначеною.



1 — верхня поперечина; 2 — стойка; 3 — нижня поперечина; Y — вертикальна сила від зусилля прокатки; θ_A, θ_B — кути повороту торцевих перетинів в точці A і точці B ; $\theta_{\text{верх п ст}}, \theta_{\text{ниж п ст}}$ — кути повороту торцевих перетинів верхньої та нижньої поперечин станини; $f_{\text{верх п ст}}, f_{\text{ниж п ст}}, f_{\text{ст}}$ — прогини верхньої, нижньої поперечин і стойки станини відповідно

Рисунок 1.8 – Схема розрахунку станини закритого типу

Таким чином статично невизначені (реактивних) моменти в кутах жорсткої рами визначаються :

а) моменти від вертикальних зусиль, що діють на верхню і нижню поперечки (при $l_1 = l_3$)

$$M_n = Y l_1 / 4; \quad (1.5.1)$$

б) реактивні моменти, що діють на верхніх і нижніх кутах жорсткої рами:

$$\text{---} \text{---} \text{---} \text{---} \quad (1.5.7)$$

Для нижньої поперечки:

$$\text{---} \text{---} \text{---} \text{---} \quad (1.5.8)$$

$$\quad (1.5.9)$$

Так як поперечина має велику товщину в порівнянні з довжиною l_1 , то необхідно також врахувати пружну деформацію в середині кожної поперечки від дії поперечних (перерізуючих) сил згідно з відомою формулою:

$$\text{---} \text{---} \text{---} \text{---} \quad (1.5.10)$$

де $K = 1,2$ (для прямокутного перерізу балки-поперечки);

G - модуль зсуву;

Деформація від розтягування стійки станини силою Y :

$$f_2 = Y l_2 / (2E F_2), \quad (1.5.11)$$

де E - модуль пружності.

Сумарна величина деформації станини:

$$\quad (1.5.12)$$

Сумарна деформація станини по вертикалі (у напрямку дії сил Y) не повинна перевищувати: для станів холодної прокатки $0,3 \dots 0,5$ мм; для станів гарячої прокатки $0,6 \dots 1,0$ мм (при $Y = 5 \dots 15$ МН).

На практиці пружні властивості станини зручніше характеризувати не величиною пружної деформації при заданому зусиллі Y (як зазначено вище), а так звану конструктивно пружною жорсткістю (або модулем жорсткості C , МН / мм)

$$C = Y / f_{CT} = tg a, \quad (1.5.13)$$

яка показує, при якому зусиллі Y деформація дорівнює 1 мм.

ПРИКЛАД 1.11 Розрахувати станини чотиривалкової кліті безперервного широкоштабового стана гарячої прокатки на міцність і твердість. Вихідні дані: $l_1 = l_3 = 2,15$ м; $l_2 = 6,45$ м;

Максимальний момент прогину верхньої й нижньої поперечок силою Y (1.5.1)

$$M_n = \frac{Y \cdot l_1}{4} = \frac{9,5 \cdot 2,15}{4} = 5,106 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

Знаходимо статично невизначені моменти в кутах твердої рами (формула 1.5.2):

$$M_1 = \frac{5,106}{2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{(3 \cdot 1,2 + 13,11) \cdot 13,11}{3 \cdot 1,2 + (2 - 1,2) \cdot 13,11}} = 0,1542 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = \frac{5,106}{2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{(3 + 13,11) \cdot 13,11}{3 \cdot 1,2 + (2 \cdot 1,2 - 1) \cdot 13,11}} = 0,2402 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

$$\frac{M_1}{M_3} = \frac{0,1542}{0,2402}; \quad M_1 = 0,642 \cdot M_3;$$

при $I_1 = I_3$ й $n = 1$

$$M_0 = M_1 = M_3 = \frac{M_n}{2} \cdot \frac{1}{1 + m} = \frac{5,106}{2} \cdot \frac{1}{1 + 13,11} = 0,1809 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Таким чином:

а) при $I_1 > I_3$ момент M_1 на 36% менше моменту M_3 ,

б) моменти M_1 й M_3 по своїй величині значно менше максимального моменту прогину поперечною силою Y й становить тільки 3... 5% від M_n ,

в) при $I_1 = I_3$ момент M_0 становить тільки 3,6% від M_n .

Визначимо напругу розтягання в середині верхньої й нижньої поперечок:

$$\sigma_B = \frac{5,106 - 0,1542}{0,127} = 38,99 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_H = \frac{5,106 - 0,1809}{0,125} = 39,4 \text{ МПа}.$$

Напруги розтягання в стійці станини (1.5.6):

$$\sigma_{\max} = \frac{9,5}{2 \cdot 0,42} + \frac{0,1542 + 0,2402}{2 \cdot 0,057} = 14,77 \text{ МПа}$$

Запас міцності станини для нижньої поперечки при межі міцності відлитій з вулицевої сталі $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_H} = \frac{600}{38,99} = 15,4$$

Визначимо прогин середнього перетину від дії вигину f' й перерізуючих сил f''

$$f_B = \frac{2,15^2}{8 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,105} \cdot \left(\frac{9,5 \cdot 2,15}{6} - 0,1542 \right) \cdot 10^3 + 1,2 \cdot \frac{9,5 \cdot 2,15 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,75 \cdot 10^5 \cdot 0,85} = 0,185 \text{ мм},$$

$$f_H = \frac{2,15^2}{8 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,088} \cdot \left(\frac{9,5 \cdot 2,15}{6} - 0,2402 \right) \cdot 10^3 + 1,2 \cdot \frac{9,5 \cdot 2,15 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,75 \cdot 10^5 \cdot 0,62} = 0,235 \text{ мм},$$

Знаходимо пружне розтягання стійки станини(1.5.11):

$$f_2 = \frac{9,5 \cdot 6,45 \cdot 10^3}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,42} = 0,365 \text{ мм.}$$

Сумарна деформація станини по вертикалі:

$$f_{CT} = f_B + f_H + f_2 = 0,185 + 0,235 + 0,365 = 0,785 \text{ мм.}$$

Твердість станини по вертикалі:

$$C = \frac{9,5}{0,785} = 12,55 \text{ МН / мм.}$$

Горизонтальний прогин однієї стійки посередині її висоти:

$$f_{\Gamma} = \frac{(0,1542 + 0,2402) \cdot 6,45^2 \cdot 10^3}{2 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,024} = 0,213 \text{ мм.}$$

Тому при монтажі робочої кліті необхідно передбачити зазор між верхньою подушкою валка і направляючою планкою із внутрішньої сторони вікна станини рівний $\Delta = 0,25 \text{ мм.}$

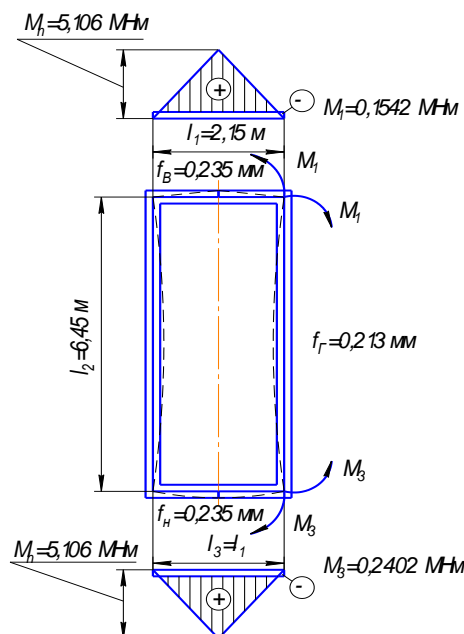


Рисунок 1.9 – Розрахункова схема станини

Розрахунок станини відкритого типу

Кришку станини відкритого типу розраховують як двоопорну статично визначену балку, навантажену посередині силою R

Умова міцності кришки:

$$\text{—} \quad (1.5.14)$$

При розрахунку власне станини виходять з того, що стійки прогинаються всередину на величину, рівну величині початкового зазору між подушкою валка і стійками Δ . Подальшому прогину буде перешкоджати сила T , що виникає в місці контакту стійки і подушки і визначається:

З отриманого виразу випливає, що за інших рівних умов сила T визначається величиною зазору Δ . Оскільки в робочих умовах практично неможливо підтримувати величину зазору в заданих межах, при розрахунку приймають практично можливі варіанти, при яких напруги в елементах станини від дії згинального моменту будуть максимальними. Так, з рис. 1.10 випливає, що згинальний момент в перетинах стійки буде максимальним при максимальному значенні сили T , яка буде максимальною при $\Delta = 0$. Виходячи з цього і приймають розрахунковий момент для стійки:

$$(1.5.16)$$

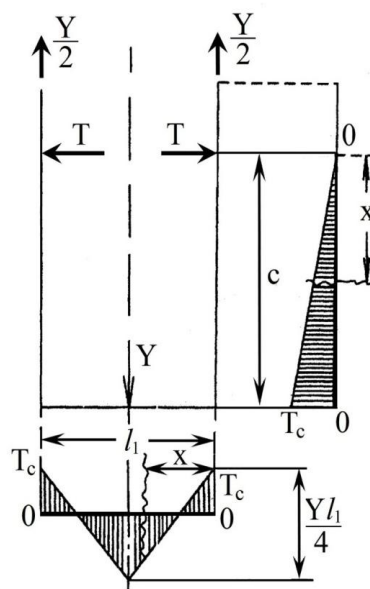


Рисунок 1.10 – Схема навантаження станини відкритого типу

Умова міцності стійки становить з урахуванням епюри поздовжніх сил:

$$(1.5.17)$$

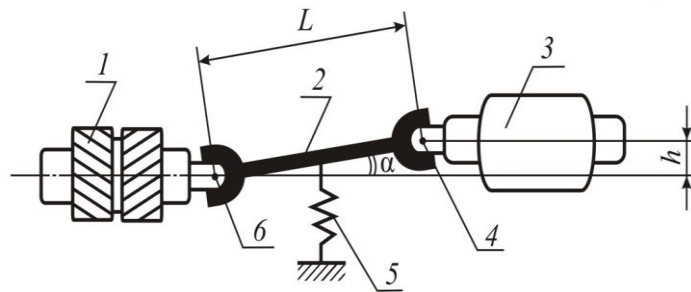
Згинальний момент для нижньої поперечини буде максимальним при $T=0$. Це дає умова міцності, ідентично умові міцності кришки.

2. ПЕРЕДАТОЧНІ ПРИСТРОЇ ГОЛОВНОЇ ЛІНІЇ

2.1 ШПИНДЕЛЬНІ ПРИСТРОЇ

Передавальні механізми і пристрої в залежності від призначення і конструкції прокатного стану можуть бути різними. На великих станах (обтискних, товстолистових), а також на станах, що прокочують метал з великою швидкістю, застосовують індивідуальний привід робочих валків від окремих електродвигунів: у цьому випадку передатним пристроєм є універсальні шпинделі, проміжні вали і муфти.

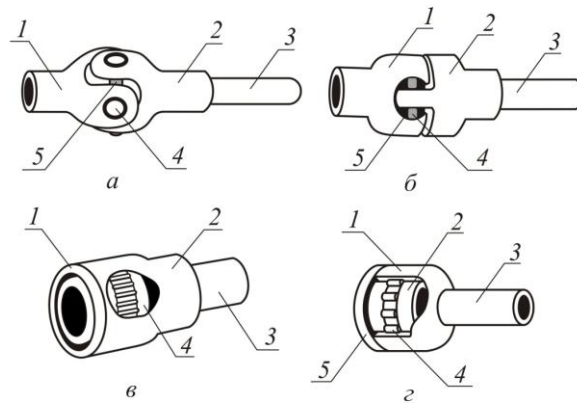
Шпинделі з'єднують робочі валки з шестеренними та, завдяки шарнірам, передають крутний момент під значним кутом.



1 — шестеренний валок; 2 — вал шпинделя; 3 — робочий валок; 4, 6 — шарніри шпинделю; 5 — в урівноваження

Рисунок 2.1– Шпиндельне з'єднання

В прокатних станах використовують шпинделі різноманітних конструкцій: карданні, універсальні, зубчасті, роликові та трефові (див. рис. 2.1)



а — карданний (1, 2 — вилки; 3 — вал; 4 — підшипник кочення; 5 — хрестовина); б — універсальний (1 — вилка; 2 — лопать; 3 — вал; 4 — сухар; 5 — вкладиш); в — зубчастий (1 — кришка; 2 — зубчаста обойма; 3 — вал; 4 — зубчаста втулка); г — роликового (1 — обойма; 2 — втулка; 3 — вал; 4 — ролик; 5 — кришка)

Рисунок 2.2– Шарніри шпинделів

Універсальні шпинделі можуть передавати обертання і крутний момент під кутом нахилу $8-10^\circ$. Шарнір цього шпинделя утворюється лопаттю валка 1 (рис 2.3), вилкою 2 що, має циліндричне розточення D_p , бронзовими вкладишами 3 і сухарем 4.

Діаметр шарніра шпинделя з боку робочої кліті завжди менше, ніж зі сторони приводу, так як у процесі роботи стану валки зношуються і їх діаметр зменшується при переточках ,тому міцність першого шарніра також менше міцності другого.

Розрахунок елементів шарніра проводиться як перевірочний після попереднього вибору розмірів.

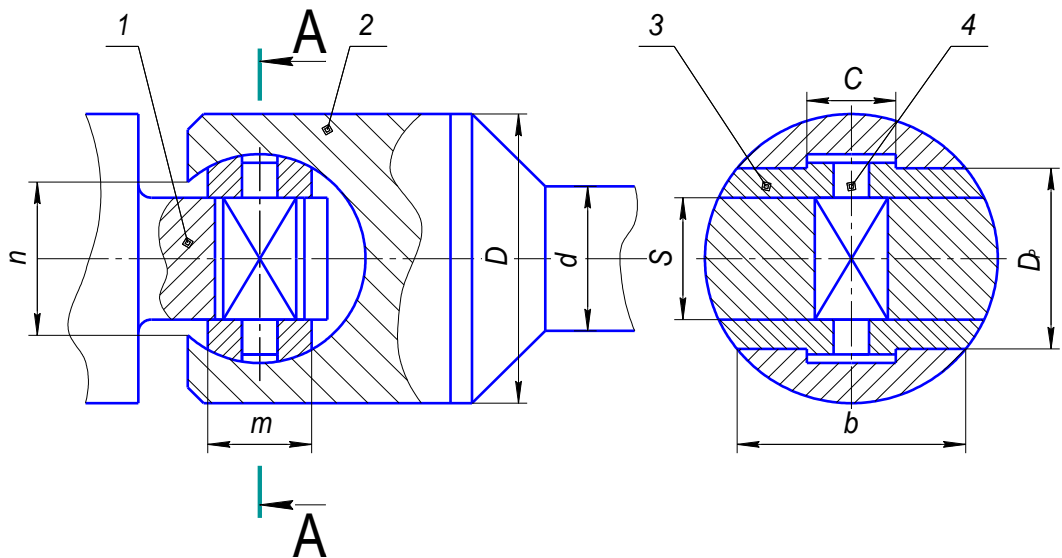


Рисунок 2.3 – Схема шарніра універсального шпинделя на вкладишах

Діаметр шарніра приймають залежно від діаметра валка D_B :

$$D = (0,85 \dots 0,95) \cdot D_B. \quad (2.1.1)$$

Інші розміри (рис.2.3) приймають залежно від D :

$$D_p = (0,48 \dots 0,5) \cdot D; \quad (2.1.2)$$

$$c = b/4; \quad (2.1.3)$$

$$S = (0,25 \dots 0,28) \cdot D \quad (2.1.4)$$

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.2.4).

$$R = \frac{M_p}{a}, \quad (2.1.5)$$

де M_p - момент, переданий шпинделем.

При $c = b/4$ плече пари сил :

$$a \approx 0,7 \cdot b \quad (2.1.6)$$

При дії сили R у довільному перетині вилки $I-I$ виникають напруження кручення й напруження згину:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}; \quad \sigma_{\epsilon} = \frac{M_{\epsilon}}{W_{\epsilon}} \quad (2.1.7)$$

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

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

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

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

При цьому:

$$M_{кр} = \frac{R \cdot a}{2} = \frac{M_P}{2}; \quad M_\sigma = R \cdot x. \quad (2.1.8)$$

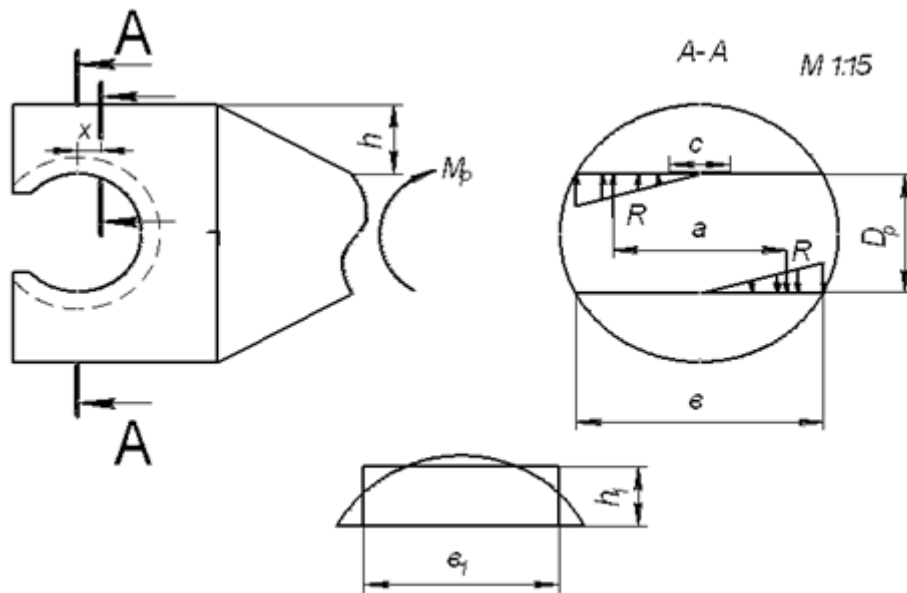


Рисунок 2.4 - Схеми до розрахунку вилки шарніра універсального шпинделя

Перетин I-I має форму сегмента й для спрощення визначення моментів опору його замінюють рівновеликим прямокутником висотою h і шириною b_1 . (рис.2.4). Тоді:

$$W_{кр} = \eta \cdot b_1 \cdot h^2; \quad W_u = \frac{b_1 \cdot h^2}{6}, \quad (2.1.9)$$

де η - 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:

$$\sigma_P = \sqrt{\sigma_\sigma^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} \leq [\sigma] \quad (2.1.10)$$

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

При розрахунку лопаті валка роблять ті ж допущення, що й при розрахунку вилки, і сила R_0 (рис. 2.5) визначається залежністю:

$$R_0 = \frac{M_P}{a_0} \approx \frac{M_P}{0,7 \cdot b_0}. \quad (2.1.11)$$

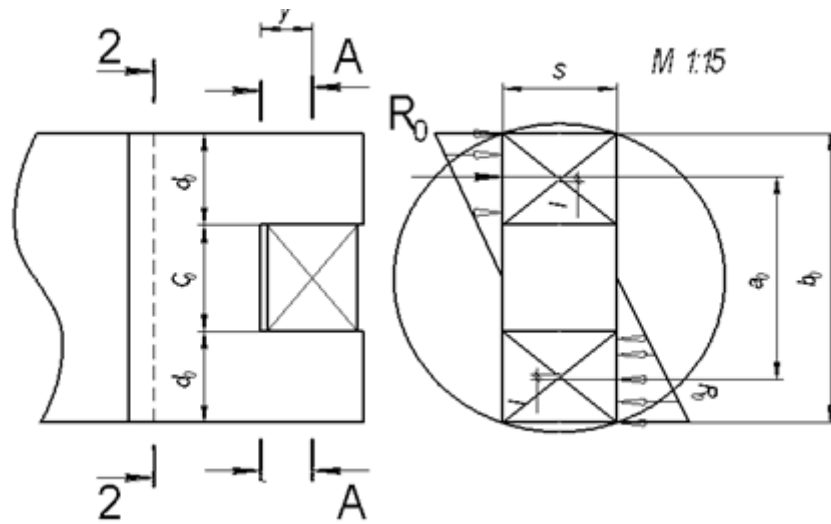


Рисунок 2.4 - Схема до розрахунку лопаті валка на міцність

Від дії сили R_0 перевіряють міцність перетинів 1-1 і 2-2. Умовами міцності будуть:

для перетину 1-1:

$$\sigma_{1-1} = \sqrt{\left(\frac{M_{1-1}}{W_{1-1}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{K1-1}}{W_{K1-1}}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (2.1.12)$$

для перетину 2-2:

$$\tau_{2-2} = \frac{M_p}{W_{K2-2}} \leq [\tau] \quad (2.1.13)$$

де W_{1-1} - момент опору перетину 1-1 згину;

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 :

$$M_{1-1} = R_0 \cdot y; \quad (2.1.14)$$

$$M_{K1-1} = R_0 \cdot e; \quad (2.1.15)$$

$$W_{1-1} = \frac{d_0 \cdot S^2}{6}; \quad (2.1.16)$$

$$W_{K1-1} = \eta \cdot d_0 \cdot S^2; \quad (2.1.17)$$

$$W_{K2-2} = \eta \cdot b_0 \cdot S^2. \quad (2.1.18)$$

З рис. 2.4 випливає:

$$d_0 = \frac{b_0 - C_0}{2}; \quad (2.1.19)$$

$$e = \frac{a_0 + d_0 - b_0}{2} \quad (2.1.20)$$

Коефіцієнт η вибирають залежно від співвідношення b_0/S й d_0/S , як викладено раніше.

Зокрема зазначених розрахунків, вал шпинделя перевіряють на міцність при крутінні:

$$\tau = \frac{M_p}{0,2d^3} \leq [\tau] \quad (2.1.21)$$

де d - діаметр вала шпинделя;

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

ПРИКЛАД 2.1 Вибрати розміри універсального шпинделя із шарніром на вкладишах і перевірити міцність вилки шарніра й лопати валка. Вихідні дані для розрахунку: Обертаючий момент $M_p = 2,9$ МНм, Діаметр валка $D_B = 1300$ мм, Межа міцності матеріалу вилки $\sigma_{B1} = 75$ кН/см², межа міцності матеріалу лопаті валка $\sigma_{B2} = 85$ кН/см².

Діаметр вилки шарніра (2.1.1):

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

Приймаємо $D = 1150$ мм

Інші розміри визначаються по рисунку у співвідношенні з діаметром шарніра.

Діаметр розточення дорівнює (2.1.2):

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

приймаємо $D_p = 570$ мм

Ширина циліндричного розточення (2.1.3):

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

приймаємо $c = 250$ мм,

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

приймаємо $S = 305$ мм.

Плече пари сил R дорівнює (2.1.6):

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

тоді сила R буде дорівнює (2.1.5):

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

Із креслення дорівнює $b_1 = 970$ мм, $h = 295$ мм. тоді $\eta = 0,26$

Крутний та згинальний моменти (2.1.8):

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

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

Момент опору крутінню та згину (2.1.9):

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

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

Тоді напруження крутіння й згину будуть рівні (2.1.7):

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

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

Допустиме напруження:

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

Умова міцності перетину I - I буде (2.1.10):

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

Умова міцності по напруженням згину й кручення виконується.

Рівнодіюча питомих тисків у сполученні лопати й вкладиша (2.1.11):

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

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 (2.1.19):

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

Ексцентриситет докладеної сили R_0 (2.1.20):

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

За формулами (2.1.14-2.1.18) визначаємо:

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

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

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

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

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

Тоді умови міцності будуть:

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

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

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

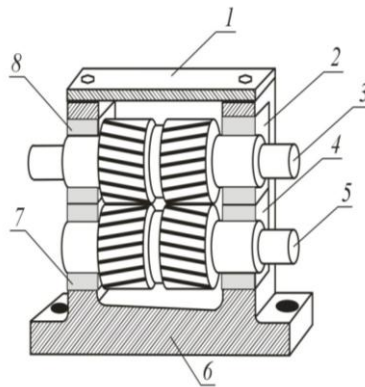
$$\tau_{2-2} = \frac{2,9 \cdot 10^6}{0,0289} = 100,35 \text{ МПа} < [\tau] = 102 \text{ МПа}$$

Умова міцності по напруженням згину й кручення виконується.

2.2 ШЕСТЕРЕННІ КЛІТІ ТА РЕДУКТОРИ

Традиційна схема головної лінії прокатного стану містить редуктор, який забезпечує необхідне передавальне відношення між електродвигуном та робочою кліттю, і шестеренну кліть, яка необхідна для розподілу крутного моменту між валками робочої кліті. У випадках, коли передаточне число редуктора менше чотирьох та потужність привода невелика, редуктор об'єднують в одному корпусі з шестеренною кліттю. В прокатних станах застосовують одно-, двох- та трьохступеневі редуктори. Зубчасті колеса редукторів роблять бандажованими або суцільнолитими з вуглецевої сталі 35Л, а також з легованої сталі марки 30ХГСЛ.

Шестеренні кліті роблять відкритими (зі знімною кришкою). Вони складаються з наступних основних елементів: станини, кришки, шестеренних валків і подушок з підшипниками. Станини і кришки відливають з високоміцного або модифікованого чавуну (марок ВЧ45-5, СЧ32-52); шестерні виготовляють з кованої легованої сталі марки 40 ХН і зуби піддають поверхневому загартуванню, підшипники – роликові конічні або (рідше) бабітові. Загальний вид шестеренної кліті представлено на рис.2.5.



1 — кришка; 2, 4, 7, 8 — подушки с підшипниками; 3, 5 — шестеренні валки; 6 — корпус

Рисунок 2.4 - Шестеренна кліть

У шестеренних клітях застосовують зубчасті передачі шевронного типу. Практикою встановлені наступні співвідношення між діаметром

початкової окружності шестеренних валків $d_{ш}$, діаметром нових робочих валків $D_{нов.в}$, діаметром переточених до допустимої межі робочих валків $D_{пер.в}$ і максимальною висотою підйому верхнього робочого валка h :

Для обтискних і чорнових 2-валкових станів:

$$d_{ш} = \frac{D_{нов.в} + D_{пер.в}}{2} + \frac{h}{8...10}. \quad (2.2.1)$$

Для інших станів:

$$d_{ш} = \frac{D_{нов.в} + D_{пер.в}}{2}. \quad (2.2.2)$$

Розрахунок зубчастого зачеплення шестеренної кліті

Основні параметри шестерень шестеренної кліті: міжосьову відстань, діаметр початкової окружності, модуль, кількість зубців, ширину шестерень вибирають з конструктивних міркувань згідно з ГОСТ 3705-56 в залежності від типу стану, діаметра робочих валків, висоти їх підйому і переданого крутного моменту). Після чого виконується перевірочний розрахунок передачі. Зуби передач всіх типів розраховують спочатку на міцність контактних поверхонь, а потім вже на міцність по небезпечному перерізу, тобто з основи зуба.

Розрахунковий момент визначається з урахуванням якості виготовлення зачеплення концентрації напруг і характеру (динамічності, повторюваності) навантаження:

$$M_{расч} = M_{зац} K, \quad (2.2.3)$$

де $M_{зац}$ – максимальний момент, що передається зубчастим зачепленням.

Розрахунковий коефіцієнт K визначається наступним чином: $K = K_1 K_2 K_3$, де K_1 – коефіцієнт шестерні (колеса);

K_2 – коефіцієнт концентрації, що дорівнює:

$$K_2 = 1 + 0,1i.$$

K_3 – коефіцієнт якості; для другого класу точності виготовлення $K_3 = 1,2$.

Перевірочне визначення контактної напруги в поверхневому шарі зубів шестерні (при куті евольвенти $\alpha = 20^\circ$, кут нахилу зубів $\beta = 30^\circ$ і перекриття $\varepsilon \approx 1,35$, виконують за формулою:

$$\sigma_K = \frac{240}{A} \sqrt{\frac{M_{расч}}{b} \frac{K+1}{i}}, H / мм^2; \quad (2.2.4)$$

де A – міжосьова відстань шестеренної кліті, при $i = 1$, $A = d_0$.

Напруження вигину біля основи зубів і нормальним модулем m_n .

$$\sigma_u = \frac{M_{расч}\psi}{ym_n^2 Zb}, H / мм^2, \quad (2.2.5)$$

де ψ – коефіцієнт концентрації напружень біля основи зубів :при нарізці шестерні гребінкою $\psi = 1,5$; черв'ячною фрезою $\psi = 1,5$; пальцевої або дисковою фрезою $\psi = 1,8$.

y – коефіцієнт форми зубців шестерні, визначається залежно від так званого наведеного числа зубів:

$$Z_{прив} = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = \frac{Z}{0,649} = 1,54Z, \quad (2.2.6)$$

Допустимі напруження для матеріалів зубчастих шестерень і коліс твердістю HB = 200÷350:

а) у поверхневому шарі зубів:

$$\sigma_{к} = 0,6 \sigma_s + \sigma_s \approx 30 \approx 2\sigma_s, H / мм^2; \quad (2.2.7)$$

б) на згин у небезпечному перерізі у ніжки зуба:

$$\sigma_{из} = 0,15 \sigma_s + \sigma_s \approx 25 \approx 0,45\sigma_s, H / мм^2. \quad (2.2.8)$$

Розрахунок шестеренного валка на міцність

Кут в торцевому перерізі шестерні:

$$\operatorname{tg} \alpha_T = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = \frac{0,36397}{0,866} \approx 0,421, \quad \alpha_T = \arctg 0,421 = 23^\circ \quad (2.2.9)$$

Знаючи величину кута в торцевому перерізі, визначимо зусилля, діюче в зубцях в цьому перерізі. З рисунка 2.5 знаходимо:

$$P_T = \frac{x_T}{\cos \alpha_T}, \quad (2.2.10)$$

де x_T – максимальна окружне зусилля в зачепленні шестерень.

Значення x_T можна визначити з крутного моменту, що передається зачепленням:

$$x_T = \frac{M_{зац}}{d_0/2} = \frac{2M_{зац}}{d_0}, \quad (2.2.11)$$

де d_0 – діаметр початкового кола шестерні.

При $\alpha_T = 23^\circ$, $\cos \alpha_T = 0,92$, тому остання формула має вигляд:

$$P_T = 2,17 \frac{M_{зац}}{d_0}. \quad (2.2.12)$$

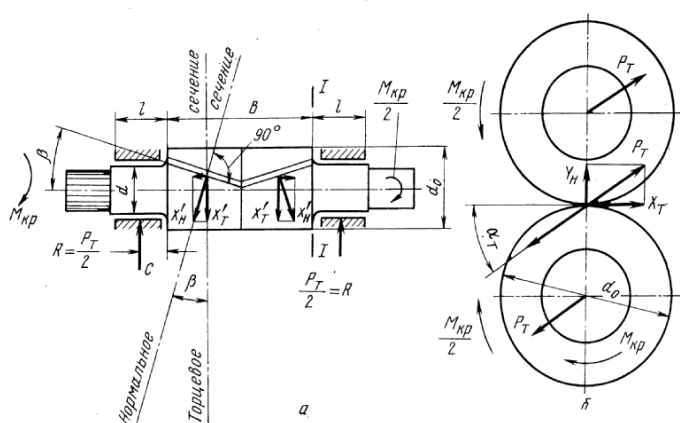
Це зусилля, спрямоване під кутом $\alpha_T = 23^\circ$ до горизонталі, згинає шийки шестеренного валка і сприймається підшипниками.

На кожну шийку діє зусилля, рівне:

$$R = \frac{P_T}{2}. \quad (2.2.13)$$

Максимальне напруження згину в перерізі 1 – 1 між шийкою і шестернею:

$$\sigma = \frac{M_u}{0,1d^3}. \quad (2.2.14)$$



а) сила діюча в шевронному зачепленні; б) напрям сил у торцевому перерізі
Рисунок 2.5 - Схема до розрахунку шестеренного валка

Прийнявши відстань від осі шийки до небезпечного перерізу 1-1 рівною половині довжини шийки шестеренного валка, згинальний момент в цьому перерізі буде дорівнює:

$$M_u = Rc \approx R \frac{l}{2}. \quad (2.2.15)$$

Підставляючи значення P_t з формули для R , отримаємо формулу для визначення напруги вигину в небезпечному перерізі шийки:

$$\sigma = 5,43 \frac{M_{зац} l}{d_0 d^3}, \quad (2.2.16)$$

де l і d – довжина і діаметр шийки шестеренного валка

Крім напруження згину, в шийках шестеренних валків виникають також напруження кручення. Максимальна напруга кручення буде в шийці шестерні з боку редуктора і воно визначиться за формулою:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d^3}, \quad (2.2.17)$$

де $M_{кр} = 2M_{зац}$ – максимальний крутний момент, переданий шийкою двом шестерням від ведучого вала редуктора.

Результуюче напруження в шийці від дії згинального і крутного моменту буде дорівнювати:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (2.2.18)$$

Розрахунок шестеренної кліті на перекидання

На шестеренну кліть діють наступні моменти:

$M_{кр}$ – з боку двигуна; цей момент прикладений до первинного валу редуктора і має то позитивне, то від'ємне значення (в залежності від напрямку прокатки).

M_1 і M_2 – реактивні крутні моменти з боку валків; один з них позитивний, а інший – негативний.

Перекидаючий момент, що діє на кліть, дорівнює алгебраїчній сумі цих моментів:

$$M_{опр} = M_{кр} + M_1 - M_2. \quad (2.2.19)$$

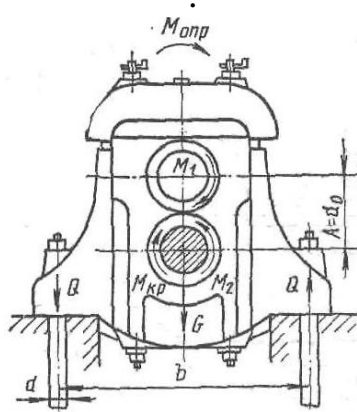


Рисунок 2.6 - Розрахунок шестеренної кліті на перекидання

При простому процесі прокатки момент, одержуваний шестеренними валками з боку редуктора, розподіляється порівну між верхньою і нижньою шестернями $M_1 = M_2$ і перекидаючий момент дорівнює моменту двигуна $M_{опр} = M_{кр}$.

Розглянемо два часткові випадки:

1) якщо верхній шпиндель зламався, але деякий час прокатка ще триває; то $M_1 = 0$ і весь момент приводу передається тільки одному нижньому валку. У цьому випадку:

$$M_{опр} = M_{кр} - M_2.$$

2) У випадку поламки нижнього шпинделя ($M_2 = 0$) перекидаючий момент, що діє на шестеренну кліть, дорівнює:

$$M_{опр} = M_{кр} + M_1.$$

Таким чином, в аварійних випадках перекидаючий момент шестеренної кліті більше моменту, перекидаючого робочу кліть. Момент, перекидаючий шестеренну кліть, прагне відірвати шестеренну кліть від фундаменту або плитовин, тобто розтягує фундаментні болти.

Позначимо число фундаментальних болтів з одного боку шестеренної кліті через n і діаметр болта – через d . Зусилля, діюче на один фундаментний болт:

$$Q = \frac{1}{n} \left(\frac{M_{опр}}{b} - \frac{G}{2} \right), \quad (2.2.20)$$

де b – відстань між болтами;

G – вага шестеренної кліті.

3. КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ

3.1. РОЗРАХУНОК ЛИСТОВОГО ВАЛКА

Використовуючи вихідні дані, наведені в таблиці 3.1, необхідно для кліті холодної прокатки листа:

- підібрати необхідні геометричні розміри валків;
- перевірити міцність валків;
- перевірити жорсткість валків;

Для всіх варіантів форма кінцевої частини валка тріфова. Валки встановлені у ПЖТ з коефіцієнтом тертя 0,05

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до розрахунку листового валка

Варіант	Максимальна величина обтиснення, Δh , мм	Ширина листа, B , мм	Середній питомий тиск, p_{cp} , Н/мм ²	Мінімальна товщина листа, h_{min} , мм	Межа міцності матеріалу валка, σ_b , МПа
1	0,5	1750	250	0,6	600
2	0,6	1500	300	0,5	650
3	0,7	1250	220	0,4	650
4	0,8	1100	260	0,3	600
5	0,9	900	280	0,25	650
6	1,0	1900	310	0,8	600
7	1,1	1800	280	0,7	600
8	1,2	1600	260	0,6	700
9	1,3	1400	240	0,5	750
10	1,4	1200	180	0,4	680
11	1,5	1300	220	0,3	620
12	1,6	1950	270	0,6	650
13	1,7	1450	250	0,5	650
14	1,8	950	200	0,7	620
15	1,9	1700	260	0,8	630
16	2,0	2000	320	0,9	640
17	0,8	1950	310	0,6	600
18	0,6	1300	210	0,5	600
19	0,4	1250	200	0,7	650
20	1,1	1750	220	0,4	650

3.2. Розрахунок сортових валків.

Використовуючи вихідні дані, наведені в таблиці 3.2, необхідно:

- підібрати необхідні геометричні розміри валків;
- побудувати епюри згинальних моментів для кожного рівчака;
- перевірити міцність валків.

Для всіх варіантів форма кінцевої частини валка трєфова. Валки встановлені у текстолітові підшипники з коефіцієнтом тертя 0,06. Межа міцності матеріалу валка $\sigma_s=600$ МПа

Таблиця 3.2 – Вихідні дані до розрахунку листового валка

Варіант	Величина обтиснення, Δh , мм	Відстань від лівого гвинта до осі рівчака, мм				Середній питомий тиск, у калібрах, Н/мм ²				Ширина калібру, мм			
		X_1	X_2	X_3	X_4	p_{cp1}	p_{cp2}	p_{cp3}	p_{cp4}	B_1	B_2	B_3	B_4
1	70	220	390	510	700	110	120	130	100	150	100	50	200
2	80	240	400	540	750	100	110	120	90	180	120	70	220
3	90	250	420	570	770	90	100	110	80	190	140	90	240
4	110	300	440	610	960	80	90	100	70	210	170	110	280
5	100	310	630	900	1200	90	80	100	80	220	310	170	320
6	40	230	390	530	720	90	115	80	90	160	110	60	210
7	50	245	410	550	760	110	100	120	80	170	120	80	230
8	70	220	410	530	740	115	120	125	110	160	120	80	210
9	60	260	430	600	800	100	115	100	90	180	100	80	150
10	80	270	450	600	850	110	120	130	90	180	200	90	180
11	50	280	445	610	770	100	110	120	80	190	140	90	240
12	60	290	450	620	900	90	120	100	110	210	170	110	280
13	70	225	500	700	850	80	90	95	70	150	100	50	200
14	80	250	380	600	900	90	80	110	90	180	120	70	220
15	90	260	500	700	860	110	130	90	80	190	140	90	240
16	90	220	400	520	730	110	120	130	100	140	90	240	140
17	65	250	400	550	680	100	110	90	80	170	110	280	170
18	80	280	460	660	880	90	110	120	75	310	170	320	310
19	95	210	380	500	650	100	110	120	90	190	140	90	240
20	55	230	440	580	630	80	90	110	70	210	170	110	280

3.3 РОЗРАХУНОК СТАНИНИ ЗАКРИТОГО ТИПУ

Використовуючи данні таблиці 3.3 розрахувати на міцність і твердість станину закритого типу

Таблиця 3.3 – Дні для розрахунку станини закритого типу

Параметр	Варіанти																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Довжина верхньої та нижньої поперечок, $l_1 = l_3$, мм	2,3	2,35	2,4	2,45	2,5	2,55	2,6	2,05	2,15	2,25	2,35	2,45	2,55	2,65	2,75	2,85	3,0	2,7	2,2	2,1
Довжина стійки, l_2 , мм	6,9	7,05	7,2	7,35	7,5	7,65	7,8	6,15	6,45	6,75	7,05	7,35	7,65	7,95	8,25	8,55	9,0	7,0	7,1	7,15
Момент інерції перетину верхньої поперечки, I_1 , м ⁴	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,095	0,105	0,115	0,125	0,15	0,145	0,155	0,165	0,175	0,19	0,17	0,1	0,102
Момент інерції перетину нижньої поперечки, I_3 , м ⁴	0,083	0,09	0,1	0,108	0,116	0,125	0,133	0,079	0,088	0,096	0,104	0,112	0,12	0,129	0,137	0,146	0,154	0,142	0,092	0,082
Момент інерції перетину стійки, I_2 , м ⁴	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,019	0,024	0,029	0,034	0,039	0,044	0,049	0,054	0,059	0,064	0,053	0,026	0,022
Максимальне розпірне зусилля, Y , МН	9	10	11	12	13	14	15	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	16,0	16,5	15	13,5	12
Площа перетину верхньої поперечки, F_1 , м ²	0,80	0,90	0,95	1,05	1,15	1,25	1,35	0,75	0,85	0,92	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,45	1,55	1,35	0,9	0,8

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Момент опору перетину верхньої поперечки, $W_1, \text{м}^3$	0,12	0,135	0,15	0,165	0,18	0,195	0,21	0,113	0,127	0,137	0,157	0,172	0,187	0,202	0,217	0,224	0,239	0,26	0,132	0,118
Момент опору перетину нижньої поперечки, $W_3, \text{м}^3$	0,12	0,133	0,145	0,16	0,175	0,185	0,2	0,108	0,125	0,138	0,15	0,163	0,179	0,194	0,209	0,224	0,238	0,183	0,132	0,016
Площа перетину стійки, $F_2, \text{м}^2$	0,4	0,45	0,49	0,54	0,58	0,63	0,67	0,35	0,42	0,48	0,52	0,56	0,6	0,64	0,68	0,72	0,76	0,62	0,46	0,038
Момент опору перетину стійки, $W_2, \text{м}^3$	0,055	0,06	0,07	0,075	0,081	0,088	0,094	0,05	0,057	0,064	0,071	0,078	0,085	0,092	1,0	1,07	1,14	0,088	0,061	0,056

3.4 РОЗРАХУНОК УНІВЕРСАЛЬНИХ ШПІНДЕЛЕЙ

Використовуючи дані, наведені в таблиці 3.4, варто вибрати розміри універсального шпинделя із шарніром на вкладишах і перевірити міцність вилки шарніра й лопати валка. Межа міцності матеріалу лопаті та вилки $\sigma_6=750 \text{ МПа}$

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Момент, переданий шпинделем, $M_p, \text{МН}\cdot\text{м}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,65	2,75	2,8	2,9	3,0
Діаметр валка, $D, \text{мм}$	850	900	950	1000	1050	1050	1100	1150	1200	1250	1100	1150	1200	1250	1300	1150	1200	1250	1300	1350

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Машины и агрегаты металлургических заводов. Учебник для вузов в 3-х т. / А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М Гребеник. - М: Металлургия. Т.3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката, 1988.-630с.
2. Королев А.А. Механическое оборудование прокатных и трубных цехов. Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Металлургия, 1987.-479с.
3. Расчеты рабочих клетей прокатных станов (методика и примеры): Методическое пособие по курсу "Оборудование цехов ОМД" для студентов всех форм обучения специальности 110600 - Обработка металлов давлением / В.А. Шилов, Ю.В. Инатович. Екатеринбург: УГТУ, 2000- 70с.
4. Когос А.И. Механическое оборудование волочильных и лентопрокатных цехов. - М.: Металлургия, 1980.-380с.
5. Королев А.А. Прокатные станы и оборудование прокатных цехов: Учебное пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп.-М.: Металлургия, 1981.-203с.
6. Баимов Н.И. Оптимизация процессов прокатки на блюминге. - М.: Металлургия, 1974.-216с.
7. Иванченко Ф.К. и др. Динамика и прочность прокатного оборудования. - М.: Металлургия, 1970-488с.
8. Комаров А.Н., Динник А.А. Новые шпиндели и муфты для приводов прокатного и другого металлургического оборудования. Днепропетровск, 1977.-46с.