


## **ПРОМИСЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЙОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ :**

**методичні рекомендації до виконання  
індивідуальних завдань модуля  
«Промислове обладнання прокатного  
виробництва та його обслуговування»**

Запоріжжя 2025



УДК 621.771:62-23(072)  
П81

Рекомендовано Науково-методичною радою  
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»  
(протокол №3 від 26.12.2025 р.)

**Укладач**

Кулік Т. О., канд. техн. наук, доцент

П81                   Промислове обладнання та його обслуговування : методичні рекомендації до виконання індивідуальних завдань модуля «Промислове обладнання прокатного виробництва та його обслуговування» / уклад. Т. О. Кулік. Запоріжжя : ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА». 2025. 27 с.

Методичні рекомендації містять основні теоретичні відомості з розрахунку та аналізу роботи обладнання прокатного виробництва, алгоритми виконання розрахунків, приклади їх оформлення, а також критерії оцінювання результатів. Подано методичні вказівки щодо проведення індивідуальних розрахункових завдань, опрацювання отриманих даних та їх інженерного аналізу.

Матеріал охоплює такі теми, як розрахунок на міцність валків кліті кварто стану листової прокатки та визначення потужності двигуна при правці листа, що дозволяє сформулювати у студентів практичні навички виконання інженерних розрахунків, пов'язаних із роботою обладнання прокатного виробництва. Наведені методики сприяють глибшому розумінню принципів побудови, навантажувальних характеристик та експлуатаційних параметрів елементів прокатних станів, а також розвитку компетентностей, необхідних для подальшого вивчення спеціальних дисциплін і розв'язання професійних інженерних задач.

Рекомендовано для студентів усіх форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності Прикладна механіка.

**УДК 621.771:62-23(072)**



## ЗМІСТ

<b>ВСТУП .....</b>	<b>4</b>
<b>ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №1</b>	
<b>Розрахунок на міцність валків кліті кварто стану листо- вої прокатки .....</b>	<b>5</b>
1.1 Теоретичні відомості .....	5
1.2 Індивідуальне завдання .....	10
1.3 Приклад розв'язку.....	12
<b>ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №2</b>	
<b>Розрахунок потрібної потужності привода листоприви- льної машини з паралельним розташуванням роликів.....</b>	<b>17</b>
2.1 Теоретичні відомості .....	17
2.2 Індивідуальне завдання .....	21
2.3 Приклад розв'язку.....	22
<b>ПОРЯДОК ТА КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ РОБІТ .....</b>	<b>25</b>
<b>ДОДАТОК А .....</b>	<b>26</b>
<b>РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА .....</b>	<b>27</b>



## ВСТУП

У межах вивчення дисципліни «Промислове обладнання та його обслуговування» студенти опановують будову, принципи роботи та методи технічного аналізу машин і механізмів, що застосовуються у гірничо-металургійній галузі. Завершальним етапом цього навчального курсу є розділ «Промислове обладнання прокатного виробництва», який логічно увінчує цикл вивчення обладнання металургійного комплексу і забезпечує наскрізне розуміння обладнання металургійного комплексу, починаючи з основних агрегатів і завершуючи допоміжними технологічними системами.

Оволодіння змістом цього розділу є важливою складовою підготовки фахівців із прикладної механіки, зокрема спеціалістів з інжинірингу механічного обладнання, оскільки професійна діяльність у галузі металургії передбачає вміння аналізувати конструктивні особливості машин, оцінювати їх робочі режими та визначати необхідні технічні параметри для забезпечення ефективної роботи технологічного обладнання. Інженерні розрахунки, що виконуються в межах курсу, є частиною цих компетентностей, хоча зміст дисципліни охоплює значно ширший спектр питань, пов'язаних із вивченням будови, функціонування та взаємодії промислових механізмів.

Запропоновані індивідуальні завдання орієнтовані на розвиток умінь аналізувати та розраховувати елементи основного обладнання прокатного процесу і обладнання, що забезпечує допоміжні технологічні операції, важливі для досягнення заданих параметрів якості та точності прокату. Об'єктами розрахунків, що розглядаються у методичних рекомендаціях, є:

- вузли та елементи робочого обладнання прокатного стана, які визначають можливість реалізації процесу пластичної деформації металу;
- механізми обробних і виправних дільниць прокатного цеху, що забезпечують необхідні характеристики геометрії й поверхні готової продукції.

Виконання цих розрахунків допомагає студентам засвоїти принципи оцінювання працездатності й навантажувальних режимів механізмів, а також визначати технічні параметри, необхідні для надійної та ефективної роботи обладнання в умовах реального виробництва.

Застосування отриманих знань у межах індивідуальних завдань сприяє формуванню професійних компетентностей у сфері технічного аналізу та інжинірингу й створює основу для подальшого вивчення спеціальних дисциплін, пов'язаних із проєктуванням, експлуатацією та модернізацією механічного обладнання металургійного виробництва.



## ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №1 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ВАЛКІВ КЛІТИ КВАРТО СТАНУ ЛИСТОВОЇ ПРОКАТКИ

**Мета:** набуття практичних навичок виконання інженерного розрахунку на міцність робочих валків кліти кварто стану листової прокатки, формування вмінь будувати розрахункову схему навантаження, обирати необхідні вихідні дані та обґрунтовані допущення, визначати напружений стан і запас міцності валків, а також оцінювати вплив технологічних і конструктивних параметрів на їх працездатність.

### 1.1 Теоретичні відомості

Розрахунок на міцність робочих і опорних валків є необхідним етапом оцінювання працездатності та надійності основного технологічного обладнання прокатного стану. У процесі деформації металу валки зазнають значних згинальних і крутних навантажень, величина яких визначається умовами прокатки, геометрією валків та конструктивними параметрами кліти. Правильне визначення напруженого стану дає змогу обґрунтовано оцінити працездатність валків, установити граничні значення навантажень і забезпечити безпечну та ефективну роботу прокатного обладнання.

Кліти типу кварто є основною конструктивною схемою листових станів завдяки поєднанню високої жорсткості, рівномірного розподілу навантажень і можливості отримання стабільних параметрів деформації. Використання двох опорних валків дозволяє значно зменшити згинальні навантаження на робочі валки та забезпечити підвищену точність прокату, особливо за великих ширин і малих товщин смуги. Саме тому аналіз напруженого стану валків у клітях кварто є типовою й методично важливою задачею, що дозволяє оцінити особливості роботи основного вузла листового прокатного обладнання та сформулювати навички інженерного розрахунку в умовах, максимально наближених до реальних виробничих вимог.

На рисунку 1.1 представлено узагальнену розрахункову схему робочих валків клітей дуо та наведено основні перерізи I–I і II–II, які у більшості випадків є небезпечними щодо виникнення максимальних напружень. Вибір саме цих перерізів зумовлений характером дії прокатних зусиль та геометричними властивостями валка: у зазначених зонах спостерігаються найбільші згинальні моменти й відповідно напруження, що визначають умови міцності.

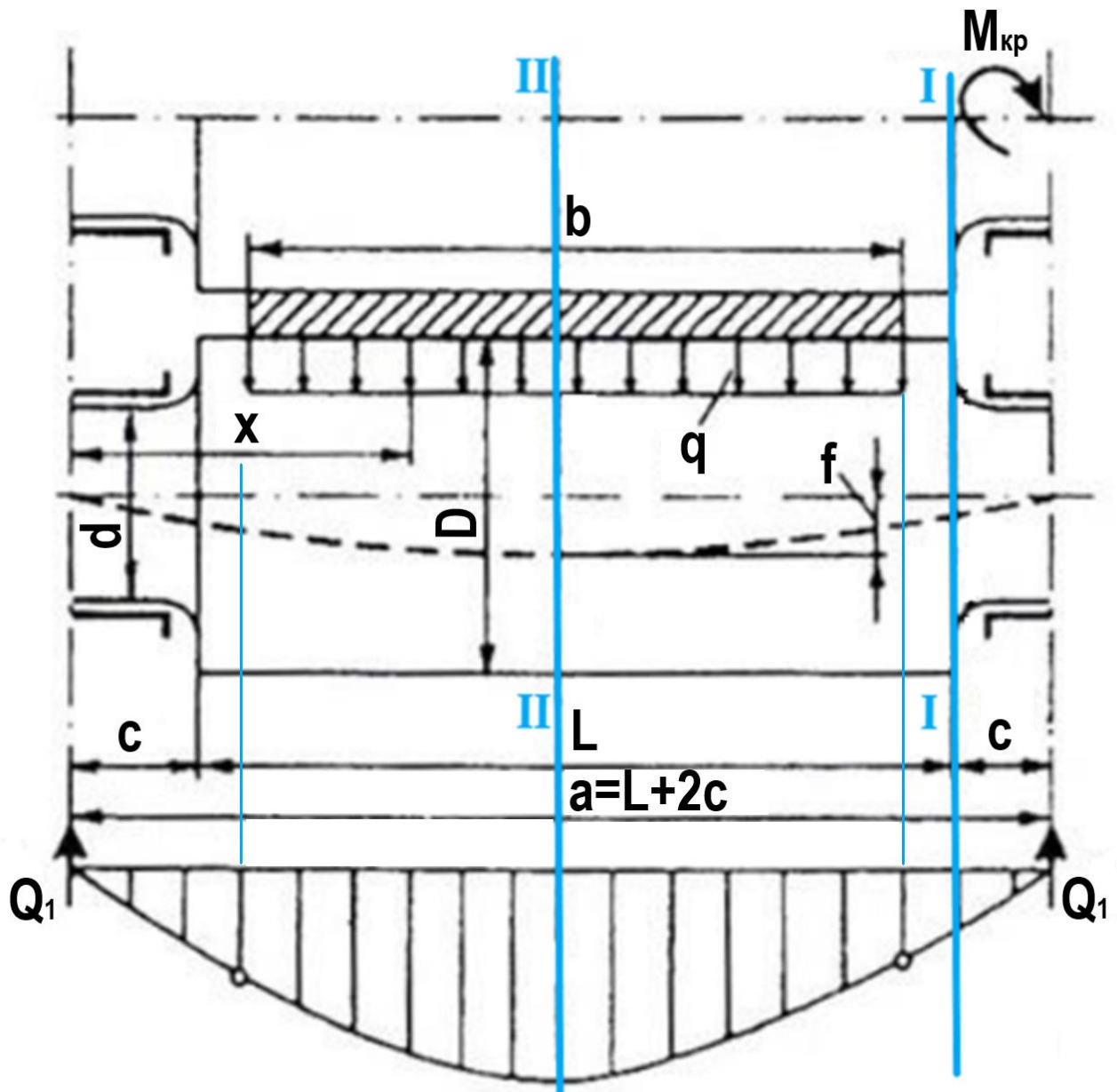


Рисунок 1.1 - Схема для розрахунку робочих листових (циліндричних) валків клітей дуо

Опорні реакції  $Q_1$ ,  $Q_2$  визначають за формулами для листових валків:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{P}{2}, \quad (1.1)$$

де  $P$  - повна сила прокатки, Н.

Такий розподіл реакцій є наслідком симетричного прикладання навантаження та геометричної симетрії валків у кліті дуо.

У чотиривалкових клітях кварто (рисунок 1.2) завдяки застосуванню опорних валків робочі валки значною мірою розвантажуються від згинальних моментів. Це досягається через те, що опорні валки сприймають основну частину зовнішнього навантаження та забезпечують їх

передавання на конструкцію кліти. Розподіл згинальних моментів та відповідних напружень між робочими й опорними валками залежить від профілювання поверхонь валків, схем контакту, а також від відношення діаметрів робочих і опорних валків. Для листових клітей максимальний згинальний момент у робочому валку, як правило, формується у середині бочки (рисунок 1.2).

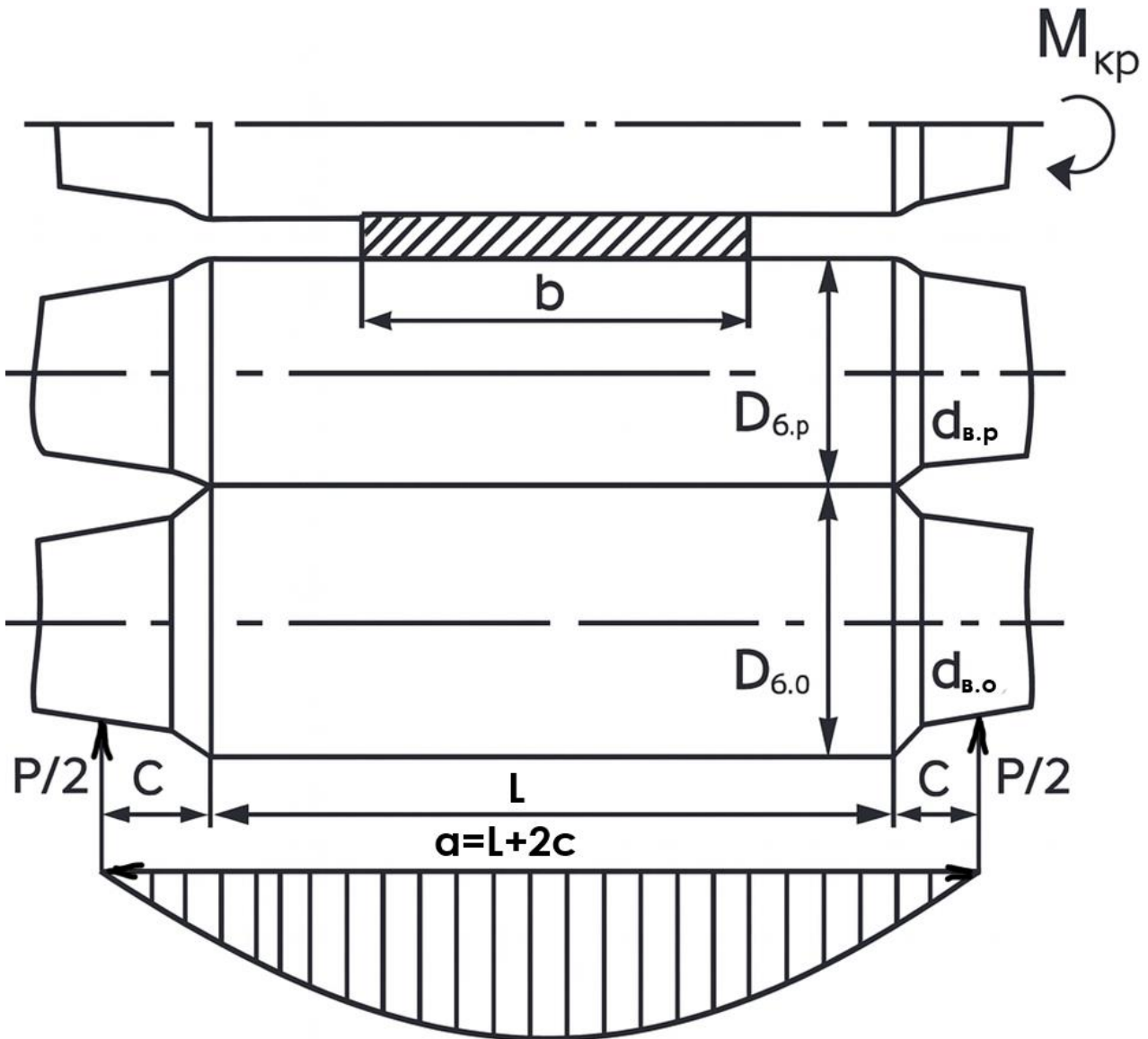


Рисунок 1.2 – Схема до розрахунку робочих листових (циліндричних) валків клітей кварто

Експериментальні й теоретичні дослідження показують, що в клітях кварто опорні валки сприймають близько 98 % загального зусилля прокатки. У зв'язку з цим напружений стан опорних валків визначається переважно згинальними моментами. Розрахунок виконують за такими залежностями.

- Для **бочки** опорного валка:

$$\begin{aligned}
 M_{зг II} &= \frac{P}{2} \cdot \frac{a}{2} - R_q \cdot \frac{L}{2} = \\
 &= \frac{Pa}{4} - q \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{Pa}{4} - \frac{P}{l/2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{P}{4} \left( a - \frac{L}{2} \right); \\
 \sigma_{зг II} &= \frac{M_{зг II}}{W_{зг II}} = \frac{\frac{P}{4} \cdot a}{0,1 \cdot D_{б.о}^3},
 \end{aligned} \tag{1.2}$$

де  $L$  - довжина робочої частини валка, мм;

$D_{б.о}$  - діаметр бочки опорного валка, мм.

- **Шийка** опорного валка:

$$\begin{aligned}
 M_{зг I} &= \frac{P}{2} \cdot \frac{L_{ш}}{2} = \frac{P}{4} (a - L); \\
 \sigma_{зг I} &= \frac{M_{зг I}}{W_{зг I}} = \frac{\frac{P}{4} (a - L)}{0,1 \cdot d_{ш.о}^3},
 \end{aligned} \tag{1.3}$$

**В якості максимального напруження для перевірки міцності опорних валків обирають більше з розрахованих на бочці та на шийці:**

$$\sigma_{оп} = \max(\sigma_{зг I}; \sigma_{зг II})$$

У чотиривалковій системі приводними є робочі валки, тому їх розраховують **на вигин та кручення**.

Напруження вигину в бочці робочого валка визначають за формулами, аналогічними (1.2) та (1.3), розрахованими для геометричних співвідношень робочого валка:

$$\begin{aligned}
 M_{зг I} &= \frac{P}{4} (a - L); \\
 M_{зг II} &= \frac{P}{4} \left( a - \frac{b}{2} \right) \\
 \sigma_{зг I} &= \frac{M_{зг I}}{W_{зг I}} = \frac{\frac{P}{4} (a - L)}{0,1 \cdot d_{ш.р}^3}; \quad \sigma_{зг II} = \frac{M_{зг II}}{W_{зг II}} = \frac{\frac{P}{4} \left( a - \frac{b}{2} \right)}{0,1 \cdot D_{б.р}^3},
 \end{aligned} \tag{1.4}$$

Напруження кручення розраховуються за формулою:

$$\tau_{кр I} = \frac{M_{кр}}{W_{кр I}} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_{ш.р}^3};$$

$$\tau_{кр II} = \frac{M_{кр}}{W_{кр II}} = \frac{M_{кр} / 2}{0,2 \cdot D_{б.р}^3}, \quad (1.5)$$

де  $M_{кр}$  - момент прокатки, Нм;

$W_{кр II}$  – момент опору відповідного перерізу, м<sup>3</sup>.

Результуючі напруження, що діють в робочому валку, визначають за формулами:

- для **сталевих** валків – за 4-ою теорією міцності:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + 3\tau_{кр}^2} \quad (1.6)$$

- для чавунних валків виходячи з теорії Мора:

$$\sigma_{\Sigma} = 0,375\sigma_{зг} + 0,625\sqrt{\sigma_{зг}^2 + 4\tau_{кр}^2} \quad (1.7)$$

**В якості максимального напруження для перевірки міцності робочих валків обирають більше з розрахованих на бочці та на шийці:**

$$\sigma_p = \max(\sigma_{\Sigma I}; \sigma_{\Sigma II})$$

Напруження вигину в робочому валку  $\sigma_p$ , що визначається за формулами (1.5) або (1.6), а також результуючі напруження в опорному ваоку  $\sigma_{оп}$ , одержувані за формулами (1.2) та (1.3), не повинні перевищувати допустимі напруження для даного матеріалу валків.

Для наближених розрахунків прокатних валків допустимі статичні напруження у валках приймають виходячи з п'ятикратного запасу міцності ( $S = 5$ ) за тимчасовим опором:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{S}, \quad [\tau] = \frac{0,6\sigma_B}{S}, \quad (1.8)$$

Допустимі напруження для різних матеріалів валків можна прийняти такими (табл. 1.1):

Таблиця 1.1 - Допустимі напруження для матеріалів прокатних валків [1]

Тип валків	Матеріал	Межа витривалості $\sigma_B$ , МПа	Допустиме нормальне напруження $[\sigma]$ , МПа	Допустиме дотичне напруження $[\tau]$ , МПа
Ковані валки	Вуглецева сталь	600...650	120...130	80
	Легована сталь (55Х, 60ХН та ін.)	680...720	135...145	90
Литі валки	Вуглецева сталь	500...600	100...120	60...70
	Легована доевтектоїдна сталь (90ХФ та ін., термообробка)	$\geq 900$	160	
Леговані чавунні валки	Чавун з кулястим графітом (СШ)	400...550	80...100	50–60
	Чавун з пластинчастим графітом (СП, ЛП)	400...500	80...100	50

Наведені залежності й пояснення забезпечують можливість коректного виконання розрахунку напруженого стану валків кліті кварто та дають підґрунтя для аналізу їх працездатності й міцності в умовах реального технологічного навантаження.

## 1.2 Індивідуальне завдання

**Умова:** Виконати розрахунок на міцність валків листового стану типу кварто з визначенням згинальних моментів та відповідних напружень, що виникають у робочих та опорних валках під дією зусилля прокатки. На основі отриманих результатів побудувати у заданому масштабі епюри згинальних моментів для характерних перерізів валків. Дані для побудови епюр наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Вихідні дані для розрахунку

Варіант	P МН	M <sub>кр</sub> кНм	D <sub>бо</sub> м	d <sub>шо</sub> м	L <sub>бо</sub> м	D <sub>бр</sub> м	d <sub>шр</sub> м	L <sub>бр</sub> м	L <sub>ш</sub> м	Матеріал валків		b м
										Техно-логія*	Марка	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1,5	30	1,4	0,90	2,5	0,55	0,30	2,5	0,63	1	50	2,0
2	2,0	30	1,5	0,90	2,6	0,56	0,31	2,6	0,65	2	40X	1,8
3	1,1	20	1,4	0,95	2,6	0,54	0,30	2,6	0,63	1	Чавун	1,3
4	2,3	30	1,5	0,88	2,6	0,53	0,31	2,6	0,65	2	40XH	1,8
5	2,0	20	1,5	0,90	2,7	0,52	0,30	2,7	0,64	1	40XH	1,5
6	2,3	18	1,4	0,95	2,7	0,50	0,31	2,7	0,64	2	50XΦ	2,0
7	2,0	28	1,5	0,95	3,0	0,50	0,30	3,0	0,65	1	45X	2,2
8	1,7	30	1,4	0,95	3,0	0,52	0,32	3,0	0,63	2	50	2,8
9	1,8	40	1,5	1,00	2,5	0,53	0,30	2,5	0,65	1	45X	2,0
10	1,9	20	1,4	0,98	2,5	0,52	0,31	2,5	0,50	2	45X	2,0
11	2,0	50	1,5	0,90	2,6	0,51	0,31	2,6	0,50	1	45X	2,0
12	2,0	40	1,5	0,89	2,5	0,50	0,30	2,5	0,50	2	50XΦ	2,0
13	0,8	20	1,25	0,65	1,4	0,51	0,22	1,4	0,63	1	Чавун	1,0
14	1,2	15	1,3	0,68	1,5	0,52	0,23	1,5	0,65	2	50XΦ	1,2
15	1,0	20	1,3	0,68	1,6	0,51	0,23	1,6	0,62	1	50	1,2
16	1,4	18	1,35	0,7	1,6	0,5	0,23	1,6	0,6	2	45X	1,3
17	1,6	22	1,4	0,75	1,8	0,52	0,24	1,8	0,62	1	50XΦ	1,4
18	2,2	35	1,5	0,9	2,7	0,53	0,31	2,7	0,65	2	40X	2,2
19	1,9	28	1,45	0,85	2,6	0,52	0,3	2,6	0,63	1	Чавун	1,6
20	2,1	32	1,5	0,92	2,8	0,54	0,32	2,8	0,66	2	50	2,4
21	1,3	16	1,3	0,7	1,5	0,49	0,22	1,5	0,58	1	Чавун	1,1
22	2	45	1,55	0,95	2,7	0,55	0,33	2,7	0,67	2	40XH	2,3
23	1,7	25	1,4	0,8	2,4	0,52	0,29	2,4	0,6	1	45X	1,7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
24	2,3	38	1,55	0,95	3	0,56	0,33	3	0,68	2	50ХФ	2,5
25	1,5	20	1,35	0,78	2	0,5	0,25	2	0,6	1	50	1,5

**Примітка :**

1 – литі валки (валки, виготовлені методами лиття в металеві або піщані форми з подальшою термічною обробкою)

2 – ковані валки (валки, отримані шляхом пластичної деформації заготовок з наступною термообробкою)

### 1.3 Приклад розв'язку

**Умова:** Виконати розрахунок на міцність валків листового стану типу кварто з визначенням згинальних моментів та відповідних напружень, що виникають у робочих та опорних валках під дією зусилля прокатки. Для цього необхідно використати такі вихідні дані: сила прокатки  $P = 1,2\text{МН}$ , момент прокатки  $M_{кр} = 20\text{кН}\cdot\text{м}$ , ширина смуги  $b = 1,15\text{м}$ , діаметр бочки опорного валка  $D_{\text{бo}} = 1,3\text{м}$ , діаметр шийки опорного валка  $d_{\text{шо}} = 0,7\text{м}$ , довжина бочки опорного валка  $L_{\text{бo}} = 1,5\text{м}$ , діаметр бочки робочого валка  $D_{\text{бр}} = 0,5\text{м}$ , діаметр шийки робочого валка  $d_{\text{шр}} = 0,25\text{м}$ , довжина бочки робочого валка  $L_{\text{бр}} = 1,5\text{м}$ , довжина шийки  $L_{\text{ш}} = 0,70\text{м}$ . Матеріал валків — литі, сталь 50ХФ. На основі розрахованих величин необхідно побудувати у заданому масштабі епюри згинальних моментів для характерних перерізів валків.

**Розв'язок:**

Опорні реакції  $Q_1, Q_2$  визначають за формулами для листових валків:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{P}{2} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{2} = 6 \cdot 10^6 \text{ (Н)}.$$

**Розрахунок опорного валка.**

На опорний валок діють такі навантаження: сила прокатки  $P$  у вигляді розподіленого навантаження від бочки робочого валка:

$$q = \frac{P}{L_{\text{бр}}}$$

Таким чином, опорний валок розраховуємо тільки *на вигин* в двох перетинах: на бочці та шийці.

Ескіз, розрахункова схема опорного валка та епюра згинальних моментів показані на рис. 1.3.

Розрахуємо напруження в I перетині (по шийці):

$$M_{зг I} = \frac{P}{4} (a - L_{60}) = \frac{P}{4} (\{L_{60} + L_{ш0}\} - L_{60}) =$$

$$= \frac{1,2 \cdot 10^6}{4} (1,5 + 0,7 - 1,5) = 210\,000 \text{ Нм};$$

$$\sigma_{зг I} = \frac{M_{зг I}}{W_{зг I}} = \frac{M_{зг I}}{0,1 d_{ш0}^3} = \frac{210\,000}{0,1 \cdot 0,7^3} = 6\,122\,449 \text{ Па} = 6,1 \text{ МПа}.$$

Розрахуємо напруження в II перетині (по бочці):

$$M_{зг II} = \frac{P}{4} \left( a - \frac{L_{60}}{2} \right) = \frac{1,2 \cdot 10^6}{4} \left( 2,2 - \frac{1,5}{2} \right) = 435\,000 \text{ Нм};$$

$$\sigma_{зг II} = \frac{M_{зг II}}{W_{зг II}} = \frac{M_{зг II}}{0,1 D_{60}^3} = \frac{435\,000}{0,1 \cdot 1,3^3} = 1\,979\,973 \text{ Па} = 1,98 \text{ МПа}.$$

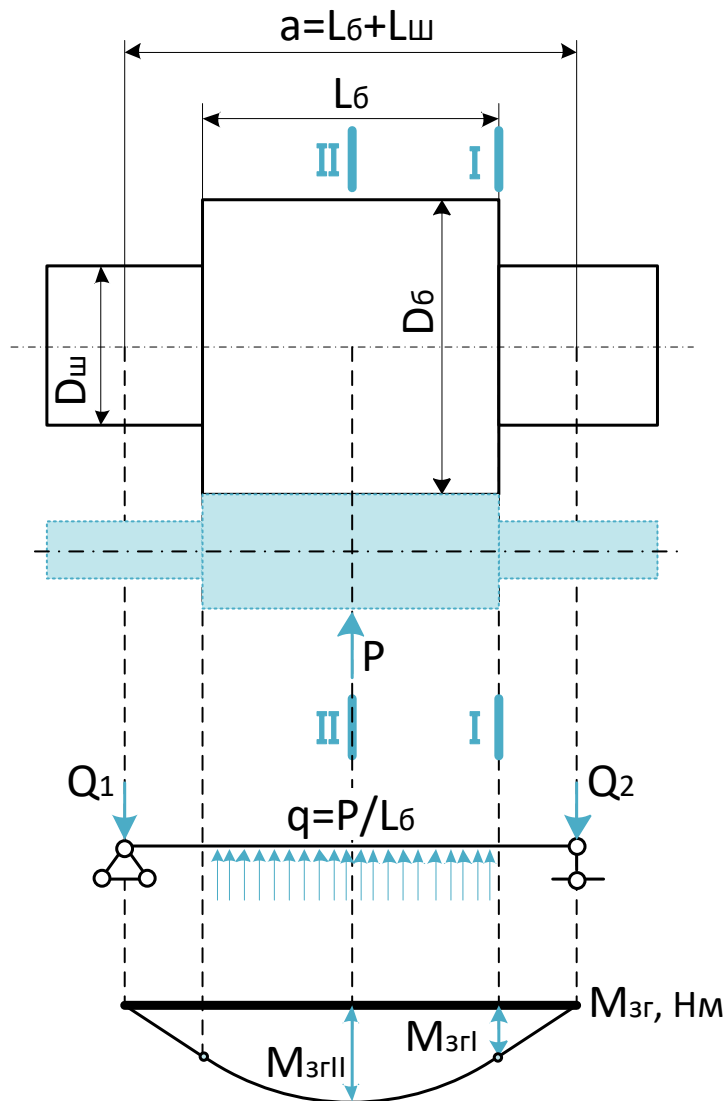


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема та епюри згинального моменту опорного валка

### Розрахунок робочого валка.

Робочий валок є приводним, отже на нього діють такі навантаження: крутильний момент прокатки  $M_{кр}$  та сила прокатки  $P$  у вигляді розподіленого навантаження від прокату:

$$q = P/b$$

Таким чином, робочий валок розраховуємо *на вигин і на кручення* в двох перетинах: на бочці та шийці.

Ескіз, розрахункова схема робочого валка та епюра згинальних і обертових моментів показані на рис. 1.4.

Розрахуємо напруження в I перетині (по шийці):

$$\begin{aligned} M_{зг I} &= \frac{P}{4}(a - L_{6p}) = \frac{P}{4}(\{L_{6p} + L_{шp}\} - L_{6p}) = \\ &= \frac{1,2 \cdot 10^6}{4}(1,5 + 0,7 - 1,5) = 210\,000 \text{ Нм}; \\ \sigma_{зг I} &= \frac{M_{зг I}}{W_{зг I}} = \frac{M_{зг I}}{0,1d_{шp}^3} = \frac{210\,000}{0,1 \cdot 0,25^3} = 134\,400\,000 \text{ Па} = 134,4 \text{ МПа}. \\ \tau_{кр I} &= \frac{M_{кр}}{W_{кр I}} = \frac{M_{кр}}{0,2d_{шp}^3} = \frac{20\,000}{0,2 \cdot 0,25^3} = 6\,400\,000 \text{ Па} = 6,4 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Оскільки валки сталеві, то сумарні напруження визначаємо за IV теорією міцності:

$$\sigma_{\Sigma I} = \sqrt{\sigma_{зг I}^2 + 3\tau_{кр I}^2} = \sqrt{134,4^2 + 3 \cdot 6,4^2} = 134,86 \text{ МПа}.$$

Розрахуємо напруження в II перетині (по бочці):

$$\begin{aligned} M_{зг II} &= \frac{P}{4}\left(a - \frac{b}{2}\right) = \frac{1,2 \cdot 10^6}{4}\left(2,2 - \frac{1,15}{2}\right) = 487\,500 \text{ Нм}; \\ \sigma_{зг II} &= \frac{M_{зг II}}{W_{зг II}} = \frac{M_{зг II}}{0,1D_{6p}^3} = \frac{487\,500}{0,1 \cdot 0,5^3} = 19\,500\,000 \text{ Па} = 19,5 \text{ МПа}. \\ \tau_{кр II} &= \frac{M_{кр}}{W_{кр II}} = \frac{M_{кр}/2}{0,2D_{6p}^3} = \frac{10\,000}{0,2 \cdot 0,5^3} = 400\,000 \text{ Па} = 0,4 \text{ МПа}. \\ \sigma_{\Sigma II} &= \sqrt{\sigma_{зг II}^2 + 3\tau_{кр II}^2} = \sqrt{19,5^2 + 3 \cdot 0,4^2} = 19,5 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

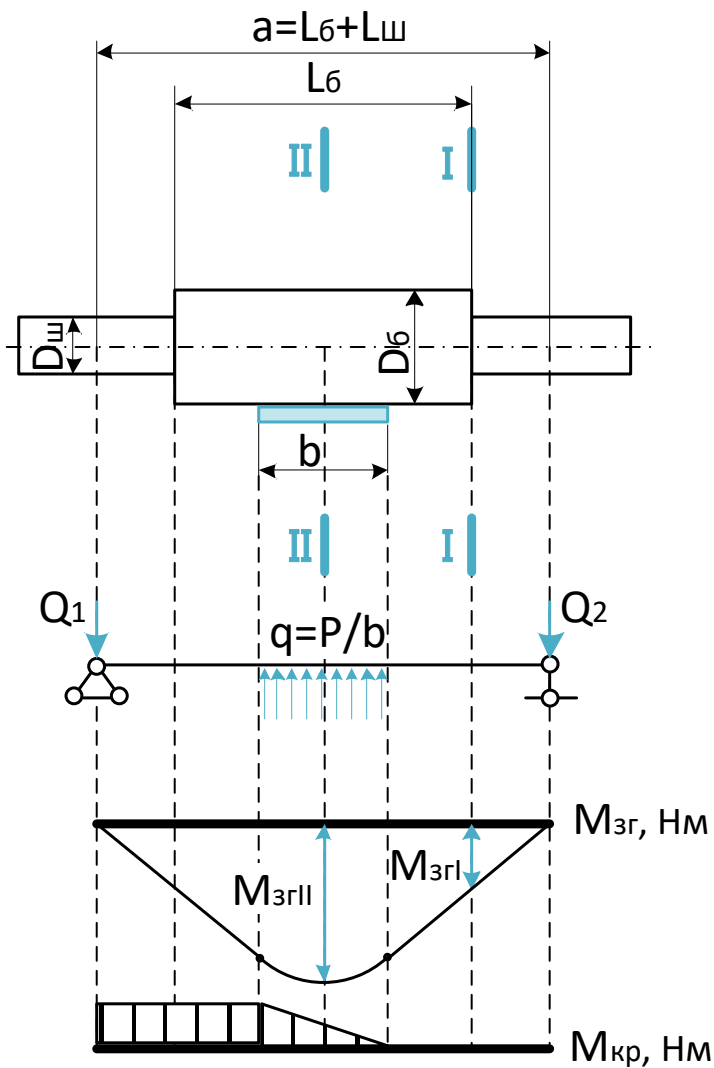


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема та епюри згинального і обертового моментів робочого валка

Допустимі напруження при перевірці на міцність для литих валків з легованої доевтектоїдної сталі (50ХФ) при  $\sigma_B \geq 900$  МПа (при термічній обробці):


$$[\sigma] = 160 \text{ МПа.}$$

Умова міцності опорного валка (по більшому з двох напружень):


$\sigma_{оп} = \sigma_{згI} = 6,1 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}$  – міцність валка забезпечена.

Умова міцності робочого валка (по більшому з двох напружень):

$\sigma_p = \sigma_{\Sigma I} = 134,86 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}$  – міцність валка забезпечена.



**Відповідь:** Більші напруження і в опорному і в робочому валках виникають в I небезпечному перерізі (по шийці). Максимальні напруження опорного валка значно менші за допустимі напруження, максимальні напруження робочого валка також не перевищують допустимі напруження. Отже, комплект валків кварто по міцності є працездатними.



## ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №2 РОЗРАХУНОК ПОТРІБНОЇ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДА ЛИСТОПРАВИЛЬНОЇ МАШИНИ З ПАРАЛЕЛЬНИМ РОЗТАШУВАННЯМ РОЛИКІВ

**Мета:** набуття практичних навичок визначення необхідної потужності привода листоправильної машини роликів типу шляхом аналізу сил деформації при правці листового прокату, оцінювання опорів руху робочих роликів та встановлення енергетичних параметрів, що забезпечують ефективну й надійну роботу обладнання за заданих технологічних умов.

### 2.1 Теоретичні відомості

У практиці правлення листового прокату застосовують кілька технологічних методів, зокрема багаторазовий знакозмінний вигин, розтягування, комбінування вигину з розтягуванням, а також поєднання вигину з прокаткою. Для машин з паралельним розташуванням роликів характерним є те, що лист зазнає однакової схеми вигину під кожним роликом, що забезпечує рівномірність деформації по довжині зони правки.

Листоправильні машини роликів типу (рис. 2.1) з паралельними рядами роликів застосовують переважно для редагування листів товщиною понад 12 мм, а також для попередньої правки смуги товщиною до 4 мм. Кількість робочих роликів у таких машинах зазвичай становить від 5 до 9. Регулювання робочого зазору здійснюється шляхом одночасного переміщення всього блоку верхніх роликів, що дає можливість підтримувати задану величину деформації на всій довжині машини.

Привод передається нижнім роликів або, залежно від конструкції, як нижнім, так і верхнім робочим роликів. Крайні ролики верхнього ряду виконують функції напрямних і мають індивідуальне регулювання за висотою. Для спрощення конструкції привод на ці ролики, як правило, не подається.

Під час налаштування машини перший за ходом правки ролик встановлюють таким чином, щоб забезпечити безперешкодне захоплення та подачу смуги в робочу зону. Останній ролик верхнього ряду на виході з машини налаштовують на таку величину прогину, яка забезпечує усунення залишкової кривизни листа після завершення процесу правки.

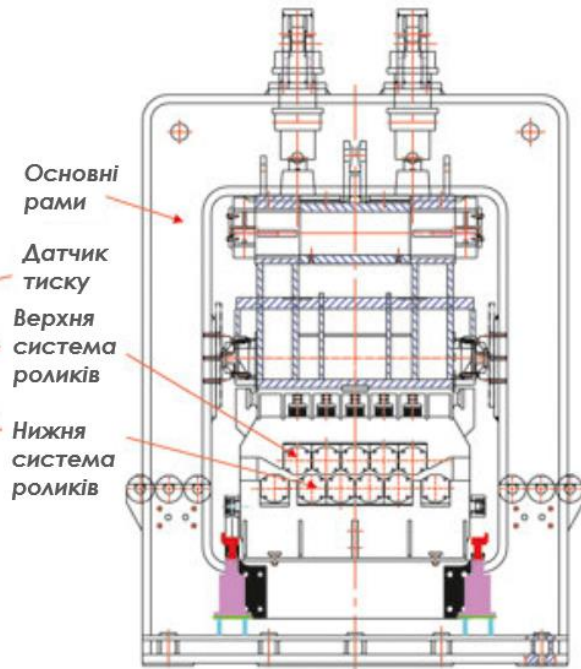


Рисунок 2.1 - Листоправильна машина з паралельним розташуванням роликів

Правка листового прокату на багатороликовій листоправильній машині здійснюється шляхом багаторазового знакозмінного вигину листа під дією системи верхніх і нижніх роликів, розташованих в одній площині. На схемі правки у багатороликовій машині (рис. 2.2) показано дев'ять робочих роликів, через які проходить лист у процесі правки, крок між роликами  $t$ , зусилля  $P_1, P_2, \dots, P_9$ . Така схема відображає характер взаємодії листа з роликами та дозволяє встановити закономірності розподілу навантажень у зоні правки, які є вихідними для подальшого визначення силових і енергетичних параметрів роботи листоправильної машини.

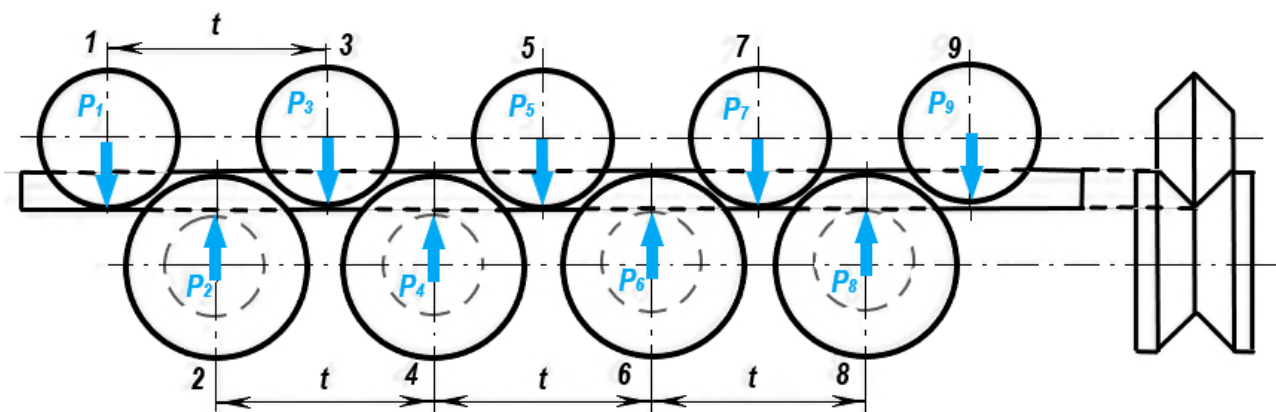



Рисунок 2.2 - Схема правки у багатороликовій машині в одній площині

Потужність ( $N_{\text{деф}}$ ) і крутний момент ( $M_{\text{деф}}$ ) необхідні для пластичного вигину на всіх  $(n - 2)$  роликах (крім першого та останнього, які не беруть



участь у вигині смуги) при швидкості правки ( $V_{\text{прав}}$ ) можна визначити за формулою:

$$N_{\text{деф}} = \frac{\sigma_T^2}{E_{\text{пр}}} V_{\text{прав}} b h k_{\text{деф}} \quad (2.1)$$

де  $\sigma_T$  - межа плинності матеріалу профілю;

$E_{\text{пр}}$  – наведений модуль пружності ролика та профілю;

$h, b$  – відповідно висота та ширина профілю;

$k_{\text{деф}}$  - результуючий коефіцієнт пластичної деформації при правці смуги.

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_p E_b}{E_p + E_b} \quad (2.2)$$

де  $E_p$  та  $E_b$  – відповідно модуль пружності матеріалу ролика та виробу.

$$k_{\text{деф}} = k_2^2 \left[ \frac{1}{1-k_2} + k_2(n-3) \right] \quad (2.3)$$

де  $k_2$  - коефіцієнт проникнення пластичної деформації під другим роликком ( $k_2 = l/a = 0,8 - 0,6$ ).

Максимальне зусилля зазнає третій ролик. Визначити максимальне зусилля можна за такою формулою:

$$P_{\text{max}} = 2\sigma_T \frac{bh^2}{t} \quad (2.4)$$

де  $t \approx (1,1 \dots 1,5)D_p$  - відстань між роликами, мм.

При визначенні потужності приводу правильної машини, крім потужності пластичного вигину ( $N_{\text{деф}}$ ), необхідно врахувати втрати потужності на тертя в підшипниках ( $N_{\text{подш}}$ ) і потужність тертя кочення роликів по смугі ( $N_{\text{кач}}$ ) для всіх  $n$  роликів, а також ККД механізмів лінії приводу ролику (редуктора, шестеренної кліті тощо).

$$N_{дв} = \frac{N_{деф} + N_{подш} + N_{кач}}{\eta_{\Sigma}} \quad (2.5)$$

де  $\eta_{\Sigma}$  – сумарне ККД приводу (див. табл. 2.1):

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{ред} \eta_{шк} \quad (2.6)$$

Таблиця 2.1 - ККД основних елементів приводу листоправильної машини [4]

Елемент приводу	Тип	ККД ( $\eta$ )
Редуктор циліндричний	Закрита передача зі змащенням	0,94...0,98
	Відкрита передача	0,90...0,94
Муфта з'єднувальна компенсуюча		0,98...0,99
Шестеренна кліть	Закрита передача зі змащенням	0,97...0,99
	Відкрита передача	0,96...0,98
Шпиндель		0,97...0,99

Втрати потужності у підшипниках:

$$N_{подш} = P_{max} \mu \frac{d}{2} \omega \quad (2.7)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя у підшипникових опорах роликів (для кулькових підшипників  $\mu = 0,003$ ; для роликових  $\mu = 0,005$ , для підшипників ковзання  $\mu = 0,08 - 0,1$ );

$\omega$  – кутова швидкість обертання роликів;

$d$  – діаметр шийок роликів.

$$\omega = \frac{V_{прав}}{R_p} \quad (2.8)$$

де  $R_p$  - радіус ролика, мм;

$V_{прав}$  – швидкість редагування, мм/с.

$$d = 1,2R_p \quad (2.9)$$

Втрата потужності при терті кочення роликів по смузі визначається за формулою:

$$N_{\text{кач}} = P_{\text{max}} m V_{\text{прав}} \quad (2.10)$$

де  $m$  - показник, що враховує прослизання при качанні роликів по смузі. Для сталевих смуги  $m = 0,4 - 0,6$  [5].

## 2.2 Індивідуальне завдання

**Умова.** Виконати розрахунок енергетичних і силових параметрів процесу правки листового прокату на багатороликовій листопрямильній машині з  $n$  роликками. За вихідними даними, наведеними в таблиці 2.2, визначити споживану електродвигуном потужність привода під час правки листа, а також розрахувати максимальне зусилля правки, що реалізується в зоні контакту листа з роликками. Під час розрахунків прийняти модуль пружності матеріалу роликків  $E_p = 2,5 \cdot 10^5$  МПа та врахувати втрати в механічній передачі привода відповідно до прийнятої розрахункової схеми.

Таблиця 2.2 – Вихідні дані для розрахунку

№ ва-ріанта	$V_{\text{пр}}$ , м/с	$D_p$ , мм	$b$ , мм	$h$ , мм	$\sigma_T$ , МПа	$n$	$E_b \cdot 10^5$ МПа
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1,5	250	1000	10	600	11	2
2	1	200	1200	3	600	17	2
3	2	300	1000	10	630	9	2,2
4	1	250	1300	3	630	19	2,1
5	1,5	200	1000	6	680	11	2,1
6	2	300	1200	8	680	9	2,2
7	1,5	200	1400	2	630	21	2
8	1	250	800	4	680	17	2,2
9	2	300	1000	12	600	9	2
10	1,7	250	800	8	650	11	2
11	0,5	250	1500	8	730	11	2,1
12	2	200	1000	4	680	9	2
13	1,5	200	1000	5	700	11	2,1

1	2	3	4	5	6	7	8
14	1	250	1200	4	680	17	2
15	2	300	1200	11	630	9	2
16	0,5	200	1000	6	700	9	2
17	1	200	1100	2	630	19	2
18	2	300	900	10	600	9	2
19	1,5	250	1200	6	630	11	2
20	1	200	1000	2	700	17	2,1
21	1	300	1100	12	600	9	2
22	2	250	1200	2	600	21	2
23	1,5	250	900	5	700	11	2,1
24	1	300	1200	10	680	9	2,1
25	2	200	1000	3	630	21	2

## 2.3 Приклад розв'язку

**Умова.** Виконати розрахунок енергетичних і силових параметрів процесу правки листового прокату на багатороликовій листопрямильній машині роликового типу з кількістю роликів  $n = 13$ . За заданими вихідними даними визначити споживану електродвигуном потужність привода під час правки листа, а також розрахувати максимальне зусилля правки, що реалізується в зоні контакту листа з роликами. Вихідні дані для розрахунку: швидкість правки  $V_{\text{прав}} = 1,6$  м/с; діаметр робочих роликів  $D_p = 325$  мм; ширина листа  $b = 980$  мм; товщина листа  $h = 8$  мм; границя текучості матеріалу листа  $\sigma_T = 615$  МПа; модуль пружності матеріалу листа  $E_b = 2 \cdot 10^5$  МПа. Під час виконання розрахунків необхідно врахувати втрати в механічній передачі привода відповідно до прийнятої розрахункової схеми та використовувати значення  $E_p = 2,5 \cdot 10^5$  МПа як розрахунковий модуль пружності матеріалу роликів.

### Розв'язок.

1. Визначаємо потужність, що необхідна для деформації:

$$N_{\text{деф}} = \frac{\sigma_T^2}{E_{\text{пр}}} V_{\text{прав}} b h k_{\text{деф}},$$

$$\text{де } E_{\text{пр}} = \frac{2E_p E_b}{E_p + E_b} = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5}{2,5 \cdot 10^5 + 2 \cdot 10^5} = 2,22 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$$k_{\text{деф}} = k_2^2 \left[ \frac{1}{1-k_2} + k_2(n-3) \right] = 0,7^2 \left[ \frac{1}{1-0,7} + 0,7 \cdot (13-3) \right] = 5,06.$$

$$\text{Тоді: } N_{\text{деф}} = \frac{615^2}{2,22 \cdot 10^5} \cdot 1,6 \cdot 980 \cdot 8 \cdot 5,06 = 108\,140 \text{ Вт} = 108 \text{ кВт}$$

2. Втрати потужності у підшипниках:

$$N_{\text{подш}} = P_{\text{max}} \mu \frac{d}{2} \omega,$$

де  $\mu = 0,003$  – коефіцієнт тертя у підшипникових опорах роликів (приймаємо кулькові підшипники);

крок між роликами приймаємо  $t = 1,3 \cdot D_p = 1,3 \cdot 0,325 \approx 0,4$  м;

$$\text{максимальне зусилля на 3-му ролику: } P_{\text{max}} = 2\sigma_T \frac{bh^2}{t} = 2 \cdot 615 \cdot \frac{980 \cdot 8^2}{400} = 192\,864 \text{ Н};$$

$$\text{кутова швидкість обертання роликів } \omega = \frac{V_{\text{прав}}}{R_p} = \frac{V_{\text{прав}}}{\frac{D_p}{2}} = \frac{1,6}{\frac{0,325}{2}} = 9,8 \text{ с}^{-1};$$

$$\text{діаметр шийок роликів } d = 1,2R_p = 1,2 \cdot \frac{0,325}{2} = 0,195 \text{ мм.}$$

$$\text{Тоді: } N_{\text{подш}} = P_{\text{max}} \mu \frac{d}{2} \omega = 192\,864 \cdot 0,003 \cdot \frac{0,195}{2} \cdot 9,8 = 553 \text{ Вт.}$$

3. Втрата потужності при терті качення роликів по смузі:

$$N_{\text{кач}} = P_{\text{max}} m V_{\text{прав}},$$

де приймаємо показник, що враховує прослизання при качанні роликів по смузі для сталевий смуги  $m = 0,5$ .

$$\text{Тоді: } N_{\text{кач}} = P_{\text{max}} m V_{\text{прав}} = 192\,864 \cdot 0,5 \cdot 1,6 = 154\,291 \text{ Вт}$$

4. Визначаємо сумарний ККД приводу ролику:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{муф}} \eta_{\text{шк}} \eta_{\text{шп}},$$

де  $\eta_{\text{ред}} = 0,95$  - редуктор циліндричний закритий зі змащенням;

$\eta_{\text{муф}} = 0,99$  - муфта з'єднувальна компенсуюча;

$\eta_{\text{шк}} = 0,97$  - шестеренна кліть закрита зі змащенням;

$\eta_{\text{шп}} = 0,98$  – шпindelь.

Тоді:  $\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{муф}} \eta_{\text{шк}} \eta_{\text{шп}} = 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,89$ .

5. Потужність приводу правильної машини:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{деф}} + N_{\text{подш}} + N_{\text{кач}}}{\eta_{\Sigma}} =$$
$$= (108\,140 + 553 + 154\,291) \cdot \frac{1}{0,89} = 295\,488 \text{ Вт} \cong 295 \text{ кВт}$$

**Відповідь:** споживана потужність приводу кожного приводного ролику становить 295 кВт, максимальне зусилля правки (на 3-му ролику) становить  $P_{\text{max}} \cong 194 \text{ кН}$ .



## ПОРЯДОК ТА КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ РОБІТ

Індивідуальні завдання виконуються студентами відповідно до тематики, наведеної у цих методичних рекомендаціях, та передбачають самостійне застосування теоретичних знань і практичних навичок, отриманих під час вивчення освітнього компоненту. Методичні рекомендації містять пояснення щодо порядку виконання індивідуальних завдань, приклади розв'язання типових задач, вимоги до оформлення розрахунково-графічної частини, а також питання для самоперевірки. Оформлення титульного аркуша індивідуального завдання здійснюється відповідно до зразка, наведеного у додатку А.

Оцінювання результатів виконання індивідуального завдання здійснюється відповідно до бальної шкали, визначеної у силабусі та робочій програмі освітнього компоненту. Рівень сформованості знань і навичок здобувача вищої освіти визначається з урахуванням повноти та правильності виконаних розрахунків, обґрунтованості прийнятих інженерних рішень, уміння аналізувати отримані результати, а також дотримання встановлених вимог до структури й оформлення роботи.

До основних критеріїв оцінювання індивідуальних робіт належать:

- правильність і послідовність виконання розрахунків;
- коректність використання вихідних даних, формул і розрахункових залежностей;
- обґрунтованість прийнятих припущень і висновків;
- відповідність оформлення роботи встановленим вимогам;
- самостійність виконання та рівень розуміння отриманих результатів.

Оцінки, отримані за виконання індивідуальних завдань і роботу на практичних заняттях, фіксуються в установленому порядку. Оцінки за роботу на практичних заняттях не підлягають відпрацюванню або покращенню, за винятком процедури їх оскарження. Оцінки за інші види поточного контролю можуть бути покращені за індивідуальною домовленістю з викладачем.

Студент має право оскаржити отримані оцінки в порядку, передбаченому [Положенням про організацію освітнього процесу](#) та [Положенням про порядок і процедури вирішення конфліктних ситуацій](#), що діють у закладі вищої освіти.

Під час оформлення розрахунково-графічної частини індивідуального завдання студентам рекомендується орієнтуватися на приклади виконання робіт, наведені у відповідних розділах цих методичних рекомендацій.



## ДОДАТОК А

ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»  
Гірничо-металургійний факультет  
Кафедра матеріалознавства та прикладної механіки

### ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №\_\_

з дисципліни «Промислове обладнання та  
його обслуговування»

На тему:

« \_\_\_\_\_ »

Виконав: ст. гр. \_\_\_\_\_

Перевірив: \_\_\_\_\_

Запоріжжя 20\_\_



**mip** metinvest  
polytechnic



## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Handbook of Hot Rolling Technology. Revised Edition. Woodhead Publishing, 2020. 580 p.
2. Spuzic S., Kosun A., et al. Roll Pass Design and Mill Operation. CRC Press, 2019. 320 p.
3. Bhattacharya D. Steel Rolling: Properties, Quality, and Rolling Process. – Springer Nature, 2021. 410 p.
4. Gupta N. K. Steel Rolling: Principle, Process & Application. CRC Press, 2021. 526 p.
5. Обладнання прокатного виробництва : навч. посіб. / за ред. В. П. Ткаченка. Дніпро : НМетАУ, 2019. 420 с.



*Навчально-методичне видання*

**Кулік Тетяна Олександрівна**

**ПРОМИСЛОВЕ ОБЛАДНАННЯ  
ТА ЙОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ :**

**методичні рекомендації до виконання  
індивідуальних завдань модуля  
«Промислове обладнання прокатного  
виробництва та його обслуговування»**

Самостійне електронне мережеве видання

Публікується в авторській редакції