

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра "Машинобудування, мехатроніки і робототехніки"

«Допущено до захисту»

Зав. кафедри ММР

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

«_____» червня 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:**

**«Проект механізму натиску валків листоправильної
машини»**

**«The project of the mechanism of pressing the rolls of the
straightening machine»**

КРБ.ПМ.24.17.000.00.00.00 КР

Виконав здобувач вищої освіти
4-го курсу, групи ПМ(ОТ)-20ПЗ
спеціальності 131

«Прикладна механіка»,

_____ Гарановський С. І.

Керівник роботи

канд. техн. наук, доцент

_____ Олег СІСА

Рецензент

канд. техн. наук, доцент

_____ Віктор ПУКАЛОВ

№ ст.	Зона	Формат	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
				<u>Ãîëõì áí òàò³ÿ çàãàëüíà</u>		
				Çàííáî ðîçðîáåáà		
	Ã4			Çàãàãáíÿ íà àëèëííá		
				íðîáåðóááíÿ	1	
	Ã4			Ãííòàò³ÿ	1	
	Ã4	ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.000.00.00.00 ÒÇ		Ïíÿííáãàëüíà çàèëëå	1	
				<u>Ãîëõì áí òàò³ÿ ïí ñåãàãàëüíè</u>		
				<u>íàëèëüí</u>		
				Çàííáî ðîçðîáåáà		
	Ã1	ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.300.00.00.00		Ëëòîííðàãàëüíà ìàøèíà		
		ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.300.00.00.00 ÃÇ		Ãåã çàãàëüíåå	1	
	Ã1	ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.301.00.00.00		Ìáðáí³çè íàðåíåó		
		ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.301.00.00.00		Ñíàðåò³åàò³ÿ	1	
	Ã4	ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.301.00.00.00		Ìáðáí³çè íàðåíåó		
		ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.301.00.00.00 ÑË		Ñåãàãàëüíåå åðàñåáíåå	1	
				<u>Ãîëõì áí òàò³ÿ ïí àãòàëüí</u>		
				Çàííáî ðîçðîáåáà		
	Ã2	ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.301.10.00.00		Ëðåøåà	1	
	Ã2	ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.301.12.00.00		Ãàëèò å³ãåå	1	
	Ã2	ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.301.15.00.00		Øòíå	1	
	Ã2	ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.301.17.00.00		Ãòóååà	1	

					ÊÐÃ.ÏÏ .24.17.000.00.00.00 ÃÏ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Гарановський				Ïðåðóá ìáðáí³çè ó íàðåíåó ãàëå³ãà ëëòîííðàãàëüíè; ìàøèíå Ã³ãí ñòó ïðîó	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевірів	Сіса						1	1
Н. контр.						ÏÏÓÓ		
Затвердив	Гречка					ãð. ÏÏ (Ï Ò)-201ç		

Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет: Механіко-технологічний
Кафедра: «Машинобудування, мехатроніка і робототехніка»
Рівень вищої освіти: другий (магістерський)
Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»
Спеціальність: 131 «Прикладна механіка»
Освітньо-професійна програма: «Прикладна механіка»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри ММР
канд. техн. наук, доцент
_____ Андрій Гречка
09 квітня 2024 р.

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
Гарановському Сергію Івановичу**

1. Тема роботи: «Проект механізму натиску валків листоправильної машини».
2. Керівник роботи: Сіса Олег Федорович, к. т. н., доцент.
3. Строк подання роботи до захисту: 10 червня 2024 р.
4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи.

Мета: розробити механізм натиску валків листоправильної машини.

Завдання: обґрунтувати необхідність розробки та актуальність теми; виконати енергосиловий розрахунок; виконати кінематичний розрахунок; виконати розрахунок передачі "гвинт-гайка".

5. Консультант по роботі, із зазначенням розділу роботи:

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Опрацювання навчальної та наукової літератури	08.04.2024 р.	
2	Виконання енергосилового розрахунку	22.04.2024 р.	
3	Виконання кінематичного розрахунку	29.04.2024 р.	
4	Виконання розрахунку передачі "гвинт-гайка"	6.05.2024 р.	
5	Виконання розрахунку черв'ячного редуктора	13.05.2024 р.	
6	Написання першого варіанта тексту, подання його на ознайомлення керівникові	20.05.2022 р.	
7	Усунення недоліків, написання останнього варіанта тексту	27.05.2022 р.	
8	Оформлення презентації роботи	3.06.2024 р.	
9	Здача роботи на кафедру та перевірка на наявність запозичень	12.06.2024 р.	
10	Зовнішнє рецензування	13.06.2024 р.	
11	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні екзаменаційної комісії	14.06.2024 р.	

Дата видачі завдання
09 квітня 2024 р.

Підпис керівника

_____ Олег СІСА

Завдання прийнято до виконання
09 квітня 2024 р.

Підпис здобувача

_____ Сергій Гарановський

Анотація

Сергій ГАРАНОВСЬКИЙ. Проект механізму натиску валків листопрямуючої машини. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр», прикладна механіка: ЦНТУ, м. Кропивницький, 2024. – 47 с. Матеріали презентації – 4 слайда.

Метою роботи є розробка механізму натиску валків листопрямуючої машини.

Правлення у валках знаходить особливо широке застосування під час виробництва прокату, де весь листовий прокат підпадає під операцію правлення. Щоб забезпечити прогин, необхідне регулювання положення по висоті валків одного ряду. Тому під час правлення поперечні сили, розподілені приблизно рівномірно по ширині листа, намагаються притиснути всі його ділянки до валків, тобто вигнути листи рівномірно по ширині. В процесі правлення більш витягнуті ділянки листа отримують пластичну деформацію стиснення, а менш витягнуті – деформацію розтягу, тому хвилястість листа зменшується.

Запропоновано конструкцію механізму натиску валків листопрямуючої машини, що дозволяє піддавати вигину в процесі правлення нерівномірно розподілених по ширині дефектів площинності і величини вигину залежно від характеру і розмірів вихідного дефекту площинності. Налаштування роликів за допомогою механізму натиску на кінцеву відносну кривизну листа дозволяє контролювати хвилястість одноразовим вигином, при цьому просвіт між валками верхнього і нижнього рядів устанавлюється дещо меншим товщини листа, що правиться.

Ключові слова: правка, листопрямуюча машина, технології, обладнання, сортамент, якість.

Annotation

Sergey HARANOVSKY. The project of the mechanism of pressing the rolls of the straightening machine. Qualification work for the educational degree "bachelor", applied mechanics: CNTU, Kropyvnytskyi, 2024. - 47 p. Presentation materials - 4 il.

The purpose of the work is to develop a mechanism for pressing the rolls of a straightening machine.

Boarding in rolls is especially widely used during the production of rolled products, where all sheet metal falls under the boarding operation. To ensure deflection, it is necessary to adjust the height of the rolls of one row. Therefore, during the cutting, the transverse forces, distributed approximately evenly across the width of the sheet, try to press all its sections to the rolls, that is, to bend the sheets evenly across the width. In the process of straightening, more elongated sections of the sheet receive plastic compression deformation, and less elongated sections undergo tensile deformation, so the waviness of the sheet decreases.

The design of the press mechanism of the sheet straightening machine rolls is proposed, which allows bending unevenly distributed flatness defects in the process of straightening and the amount of bending depending on the nature and size of the original flatness defect. Adjusting the rollers with the help of a pressure mechanism on the final relative curvature of the sheet allows you to control the waviness with a one-time bend, while the clearance between the rolls of the upper and lower rows is set slightly smaller than the thickness of the sheet being straightened.

Keywords: levelling, leveler, technologies, facility, grades, quality.

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра "Машинобудування, мехатроніки і робототехніки"

«Допущено до захисту»

Зав. кафедри ММР

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

«___» червня 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:**

**«Проект механізму натиску валків листопрямильної
машини»**

**«The project of the mechanism of pressing the rolls of the
straightening machine»**

КРБ.ПМ.24.17.000.00.00.00 КР

Виконав здобувач вищої освіти
4-го курсу, групи ПМ(ОТ)-20ПЗ
спеціальності 131

«Прикладна механіка»,

_____ Гарановський С. І.

Керівник роботи

канд. техн. наук, доцент

_____ Олег СІСА

Рецензент

канд. техн. наук, доцент

_____ Віктор ПУКАЛОВ

ЗМІСТ

Вступ	9
1. РОЗДІЛ 1 Опис конструкції листоправильної машини	18
2. РОЗДІЛ 2 Енергосиловий розрахунок.....	20
2.1. Моменти, що необхідні для правлення листа	20
2.2. Зусилля, що діє на ролики	21
2.3. Крутний момент, що необхідний для привода роликів. ККД машини	23
3. РОЗДІЛ 3 Кінематичний розрахунок	28
4. РОЗДІЛ 4 Розрахунок передачі «гвинт-гайка»	29
4.1. Силовий розрахунок	29
4.2. Проектний розрахунок	31
4.3. Розрахунок передачі на стійкість проти спрацьовування	33
4.4. Розрахунок гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках	34
4.5. Розрахунок гвинта на міцність	34
5. РОЗДІЛ 5 Розрахунок черв'ячного редуктора	36
5.1. Геометричний розрахунок	36
5.2. Розрахунок черв'ячної передачі на контактну витривалість	38
5.3. Розрахунок на теплостійкість	40
ВИСНОВКИ	42
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	43
ДОДАТКИ	46
Додаток А Специфікація «Механізм натиску»	47

ВСТУП

Правлення у валках [1,2] застосовується для виправлення в холодному стані сталевих листів і листів із кольорових сплавів товщиною до 50 мм. і шириною до 5000 мм. Листи товщиною понад 40...50 мм, зазвичай, правлять під пресами.

Холодне правлення у валках забезпечує в умовах масового виробництва, яким є прокатування, отримання якості листового прокату у відповідності зі стандартами на прокатну тонколистову і товстолистову сталь.

На машинобудівних заводах в умовах серійного виробництва шляхом холодного правлення у багатовалкових машинах досягають більшої точності листів, а саме: з короблення у межах 1...2 мм на 1 погонний метр, а в окремих випадках навіть з іще меншим допуском на короблення.

Правлення у валках знаходить особливо широке застосування під час виробництва прокату на металургійних заводах, де майже весь листовий прокат, що випускається, підпадає під операцію правлення. Цей спосіб застосовують і на машинобудівних заводах, де налагоджене виробництво виробів з листового прокату. Застосовується також деформування у валках для зняття старіння у мало вуглецевого тонколистового прокату перед початком штампування з нього деталей для облицювання автомобілів й інших технологічних виробів.

Спосіб правлення, що розглядається, є найбільш продуктивним у порівнянні з іншими способами правлення, а саме: поперечним згином на пресах і правлення розтягом.

Правлення здійснюється між двома рядами валків [3,4,5];, причому валки одного ряду розміщені в шаховому порядку по відношенню до валків іншого ряду. Відстань між рядами валків регулюється. Просвіт між валками верхнього і нижнього рядів установлюється дещо меншим товщини листа, що правиться.

Лист захоплюється обертанням валків і під час проходження між ними підлягає багаторазовому згину (перегину) з напруженнями, що діють по черзі в протилежні сторони і перевищують межу плинності матеріалу. Завдяки цьому досягається виправлення листа.

Правлення можна здійснювати в трьох валках за два переходи, з повертанням заготовки перед початком другого переходу. Так іноді і виконують на виробництві правлення шляхом використання машин для гнуття за відсутністю багато валкової машини.

В цьому випадку кривизна перегину не повинна перевищувати найбільшу кривизну пружного згину, так як під час більшого згину прямі ділянки листа отримали б в процесі правлення деяку залишкову кривизну. Під час проходження між валками викривлені ділянки, напружені випуклістю в сторону середнього валка, згинаються на сумарну кривизну, що складається з розпрямлення викривлення і перегину в іншу сторону. Завдяки цьому викривлені ділянки отримують пластичну деформацію згину і кривизна викривлень значно зменшується. Повне випрямлення листа не відбувається через те, що кривизна пружиніння викривлених ділянок більша кривизни перегину. Аналогічно правлення може здійснюватися а чотирьох валках лише за одне пропускання листа між валками.

У п'ятивалковій машині правлення здійснюється більш якісно, ні у чотирьохвалковій, проте викривлення випрямляються неповністю, так як згинаючі моменти і, відповідно, пружиніння ділянок, що були перед правленням прямими і викривленими, буде неоднаковим внаслідок нерівномірного зміцнення металу і різних залишкових напружень. Пружиніння раніше викривлених ділянок, у яких напрямок кривини співпадає з напрямком кривини перегину під четвертим валком, буде меншим, а ділянок, викривлених у протилежному напрямку, – більшим, аніж у прямолінійних ділянках.

Нерівномірності механічних властивостей листа і розподіл залишкових пружинень, що виникли внаслідок впливу деформації виправлення

викривлених ділянок, можуть зникнути, якщо лист піддати багаторазовому перегину. Це явище використовується в багатовалкових машинах. З метою підвищення якості правлення в машинах призначених для цього збільшують кількість валків до 17, а в окремих спеціальних випадках ще більше. При цьому більша кількість валків приймається для тонких листів, що більше зазнають короблення і важче піл лаються правленню, аніж товсті листи. Для листів з високою межею плинності також потрібна більша кількість валків.

За розміщенням валків [6,7,8]: і принципом регулювання багатовалкові машини поділяються на два типи:

- з паралельними рядами валків і індивідуальним регулюванням крайніх валків;
- з непаралельними рядами валків.

В машинах першого типу ряди валків розміщені паралельно. Регулюванням положення по висоті валків одного ряду встановлюється необхідний прогин. Крім загального регулювання, крайні валки мають ще індивідуальне регулювання. Останнє передбачається у переднього валка з метою створення умов для більш зручної подачі листа у валки, а у заднього валка, як було зазначено раніше, для забезпечення прямолінійності листа, що пройшов правлення.

В залежності від призначення машини кількість валків приймається рівною 5...13. П'яти – семивалкові машини застосовуються для правлення товстих листів, а також для грубого правлення листів середньої товщини.

Під час правлення в гарячому стані пружиніння заготовки практично відсутнє, тому перегин листа у валках здійснюється лише для створення зусилля натиснення на валки, що забезпечує попередню компенсацію пружних деформацій деталей машини для правлення.

На машинах другого типу ряди валків розміщені під деяким кутом одне до одного зі збільшенням відстані між рядами валків в сторону виходу. Кривина перегину листа у валках поступово зменшується і на передостанньому валку приблизно рівна кривині пружного згину. Завдяки цьому

відпадає необхідність індивідуального регулювання положення останнього валка. Звідси один ряд валків має подвійне регулювання: регулюються його положення по висоті і кут нахилу.

Машина з непаралельними рядами валків призначені переважно для правлення тонких листів, менших 4...8 мм. У цьому випадку непаралельне встановлення рядів валків також сприяє підвищенню якості правлення завдяки виникненню в листі допоміжних напружень розтягу, так як основна робота згину відбувається під першими валками, а тягове зусилля створюються всіма валками. Кількість валків приймається рівною 9...17.

Для заведення листа у валки передбачені парні валки для здавання, що встановлюються перед правильними валками. Валки для задавання також здійснюють попереднє правлення більших викривлень і таким чином полегшують подавання в правильні валки тонких листів, зазвичай більш викривлених, аніж товсті.

Останнім часом помічена тенденція використання машин з паралельними рядами валків для листів для середньої і більшої товщини. Це пояснюється тим, що хоча машини з непаралельними рядами валків дещо складніші, проте електродвигун потрібен меншої потужності, ніж у машинах з паралельними рядами валків.

Особливо тонкі листи, товщиною менше 1...2 мм, не можуть бути доброякісно виправлені у багатовалкових машинах другого типу, тим більше, що для тонких листів, які найчастіше застосовуються для виготовлення деталей для облицювання, вимоги до якості правлення значно вищі.

Причиною зниження якості правлення тонколистового прокату є особливість короблення цього виду прокату, що спричинена умовами прокатування.

Під час прокатування зазвичай отримують нерівномірне обтиснення листа по ширині через нерівномірність розміру щілини між прокатними валками. Нерівномірно обтисненні ділянки розміщують вздовж усієї довжини листа у вигляді повздовжніх стрічок.

Нерівномірне обтиснення сприяє виникненню різного за величиною витягування окремих ділянок листа – більш обтисненні ділянки отримують більше витягування по довжині, ніж менш обтисненні.

Під час прокатування товстих листів, що відбувається при високій температурі, завдяки більшій пластичності металу і жорсткості листа, більш витягнуті ділянки легко долають взаємодію сусідніх ділянок і збільшують довжину листа, який отримується «з розкатуванням» або «з вухами».

Тонкі листи внаслідок швидкого охолодження катають за зменшеної температури або в холодному стані. Завдяки цьому взаємодія нерівномірно витягнутих ділянок спричинює значно більші внутрішні напруження стиснення в більш витягнутих ділянках і розтягу в менш витягнутих. Так як жорсткість тонких листів невелика, то внутрішні напруження сприймають втрати стійкості більш витягнутих ділянок, що призводить до виникнення місцевої хвилястості, чи окремих «хрупунів». Цей вид короблення, на відміну від погнутості, прийнято називати хвилястістю.

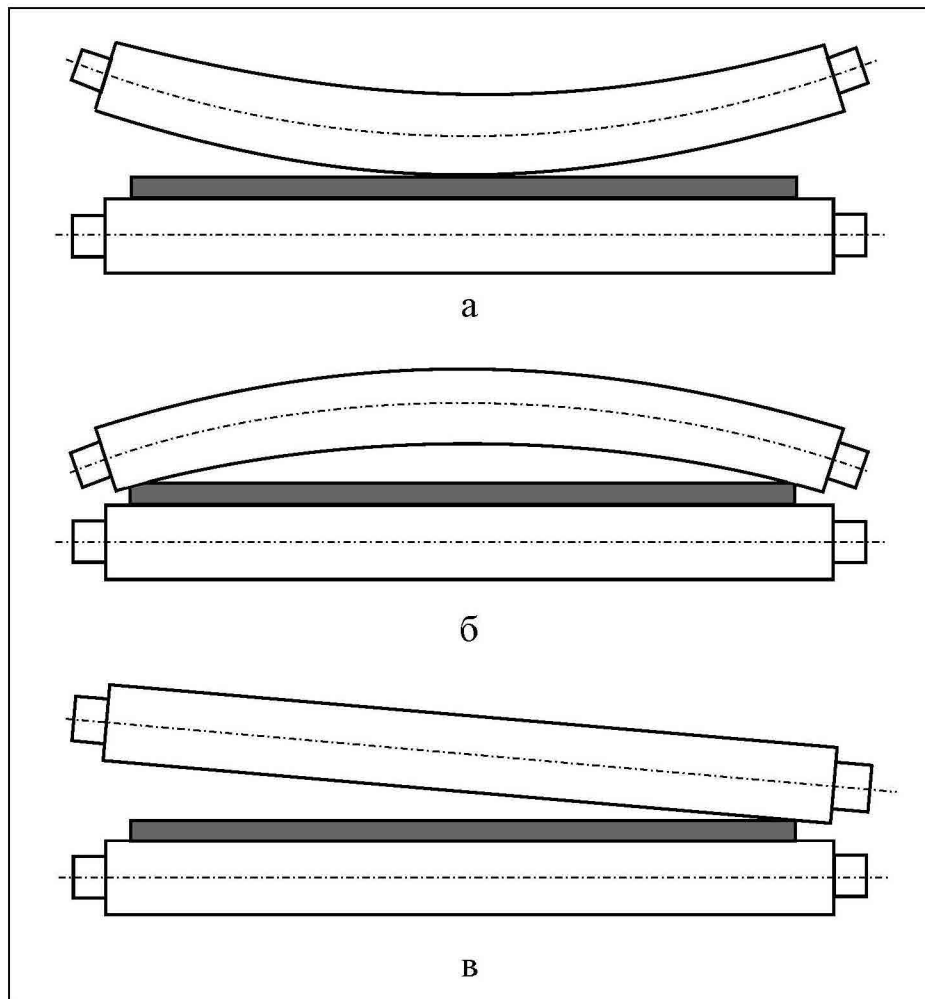
Хвилястість листів може бути виправлена [8]:лише шляхом вирівнювання довжини нерівномірно обтиснутих ділянок листа. За аналогією з правлінням на розтяжних правильних машинах, на яких менш витягнуті ділянки розтягуються по довжині більш витягнутих, зазвичай вважають, що під час правління у багато валкових машинах відбувається розтяг листа. Як показують теоретичні і експериментальні дослідження пластичного згину, ця думка є неправильною, так як помітне видовження листа починає відбуватись лише при згині на невеликі радіуси, на яких відбувається згин під час правління. Проведені дослідження показали, що помітне подовження заготовки на 0,2...0,3 % можна отримати лише після двадцяти-тридцятиразового пропускання заготовки через правильну машину.

Процесу правління хвилястості у багатовалкових машинах можна дати таке пояснення. Під час правління у багатовалковій машині поперечні сили, що розподілені приблизно рівномірно по ширині листа, намагаються притиснути всі його ділянки до валків, тобто вигнути листи рівномірно по

ширині. Як наслідок у більш витягнутих ділянках у поздовжньому напрямку виникають напруження стиснення, а в менш витягнутих – розтягу. Ці напруження складаються з напруженнями згину, і нейтральний шар зміщується в різні сторони, в залежності від знаку поздовжнього напруження. В результаті в процесі правлення більш витягнуті ділянки листа отримують пластичну деформацію стиснення, а менш витягнуті – деформацію розтягу і, відповідно, хвилястість листа зменшується.

У багатовалкових машинах, що призначені для правлення тонколистового прокату товщиною 1...2 мм, який зазвичай має більшу хвилястість, для інтенсифікації вирівнювання довжини нерівномірно витягнутих під час прокатування ділянок листа передбачається, з однієї сторони, більша кількість валків (до 23...29) і, з іншої сторони, спеціальні пристрої для вигину валків, завдяки чому створюється прогин листа по ширині. Природно, що більшому прогину піддаються менш витягнуті ділянки листа. Для кожного характерного виду розподілу хвилястості по ширині листа необхідне спеціальне налаштування машини – вигин валків на відповідних ділянках.

Встановлення валків для правлення листів з різним розміщенням хвилястості показано на рисунку 1.1. За хвилястості, що розміщується по краям листа, валки прогинаються посередині натисненням опорних роликів показано на рисунку 1, а і листу на середніх ділянках надається більший прогин, а за хвилястості, розміщеній посередині листа, серні опорні ролики відводять від валків і під дією тиску листа, що проводить правлення, валки вигинаються посередині в зворотному напрямку показано на рисунку 1, б і в результаті створюється більший прогин листа по краям. У випадку одностороннього розміщення хвилястості валки встановлюють з нахилом поперек листа показано на рисунку 1, в. Для правлення в цих машинах необхідна велика кількість валків. Вона приймається рівною 13...21, а в окремих спеціальних випадках машини виконують з ще більшою кількістю валків. Відомі машини з кількістю валків до 29.



а – по краям; б – посередині; в – з однієї сторони

Рисунок 1 – Розміщення валків за хвилястістю листа

Слід зазначити, що правлення високоякісних листів здійснюється з використанням двох способів: попереднього правлення листів у багатовалкочій машині і остаточне – в машині для розтягу.

Під час освоєння високоміцних тонких листів зі спеціальних сталей, титанових і інших сплавів, що часто поставляють в загартованому чи нагартованому стані, виникають великі труднощі в отриманні якісного правлення. Правлення у багатовалкочіх машинах і машинах для розтягу не забезпечують необхідної якості високоміцних листів.

У багатовалкочіх машинах діаметр валків, що визначається з умов міцності, отримується надто великим, через що не може бути здійснена

подача листа валками за необхідної кривини перегину, що також є великою через високу межу плинності матеріалу листів.

На машинах розтягу також часто не має можливості здійснити правлення, так як відносно рівномірне видовження і модуль пружності високоміцних матеріалів незначні. Зокрема, при малому модулі зміцнення правлення розтягом неможливе через обрив листів.

Одним із перспективних способів правлення високоміцних листів є комбінований спосіб правлення – шляхом одночасного розтягу та перегину у валках показано на рисунку 2.

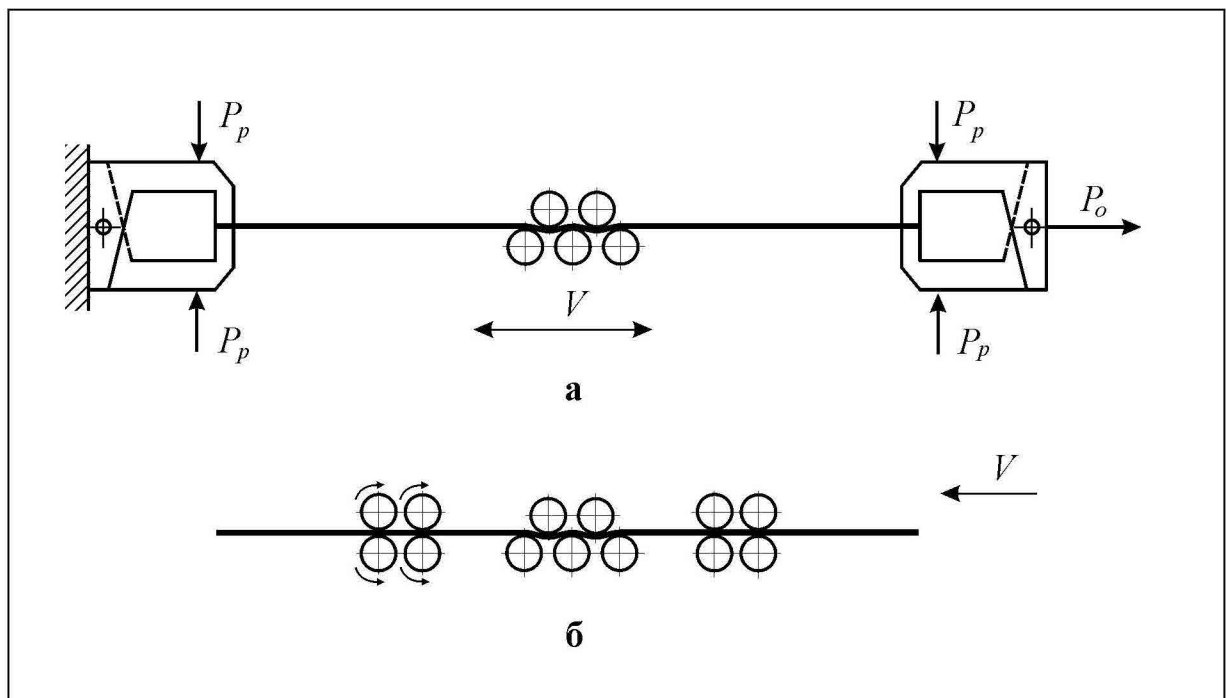


Рисунок 2 – Комбінований спосіб правлення одночасним розтягом і перегинами у валках

Цей спосіб можна здійснити шляхом переміщення багатовалкової каретки вздовж листа, що знаходиться в розтягнутому стані показано на рисунку 2, а, або ж просуванням через багатовалковий пристрій розтягнутого листа тягнучими і пригальмовуючими пристроями або моталками показано на рисунку 2, б.

При перегибах у валках розтягнутого листа в ньому виникають напруження від двох видів зовнішніх навантажень – зусилля розтягу і моменту вигину. Зусилля розтягу викликає в повздовжніх прямолінійних ділянках листа пружні напруження розтягу, в той час як хвилясті ділянки листа залишаються ненавантаженими.

Від згину у валках по всій ширині листа в прямолінійних ділянках і хвилястих ділянках виникають приблизно однакові пружні напруження згину – розтяг на випуклій стороні листа і стиснення на вгнутій, що розподілені по товщині листа за лінійною залежністю.

При одночасній дії зовнішніх навантажень на повздовжніх прямолінійних ділянках листа напруження складаються і в зоні розтягу (від згину) напруження сягають межі плинності на значній ділянці по товщині листа, завдяки чому матеріал в цьому місці отримує пластичне деформування розтягом. Під час проходження листа крізь валки будуть по черзі розтягуватись чи верхня, чи нижня зони поперечного перерізу прямолінійних ділянок, як наслідок ці ділянки набудуть видовження по всій довжині. Хвилясті ділянки листа будуть деформуватися лише пружно, так як в них будуть виникати тільки напруження згину.

В процесі правлення прямолінійні ділянки набудуть видовження, і завдяки цьому хвилясті ділянки виправляться. Як тільки довжина прямолінійних і хвилястих ділянок зрівняється, подальший розтяг лист отримає по всій ширині рівномірно. Величину розтягу листа доцільно встановлювати з розрахунку [18];, щоб невелику пластичну деформацію отримали хвилясті ділянки, внаслідок чого по всій ширині листа напружений стан в момент перегибу буде приблизно однаковим і після зняття навантаження пружна віддача буде також однаковою по всій ширині листа.

Розділ 1

1. ОПИС КОНСТРУКЦІ ЛИСТОПРАВИЛЬНОЇ МАШИНИ

Кліть [11,12]: на рисунку 1.1 має дві станини 1, що з'єднанні поперечними балками 2 вгорі і 3 знизу.

Подушки 4 з підшипниками для нижніх робочих валків (роликів) 5 кріпляться безпосередньо станині.

Підшипники 6 нижніх опорних роликів 7 кріпляться в карманах нижньої траверси 3.

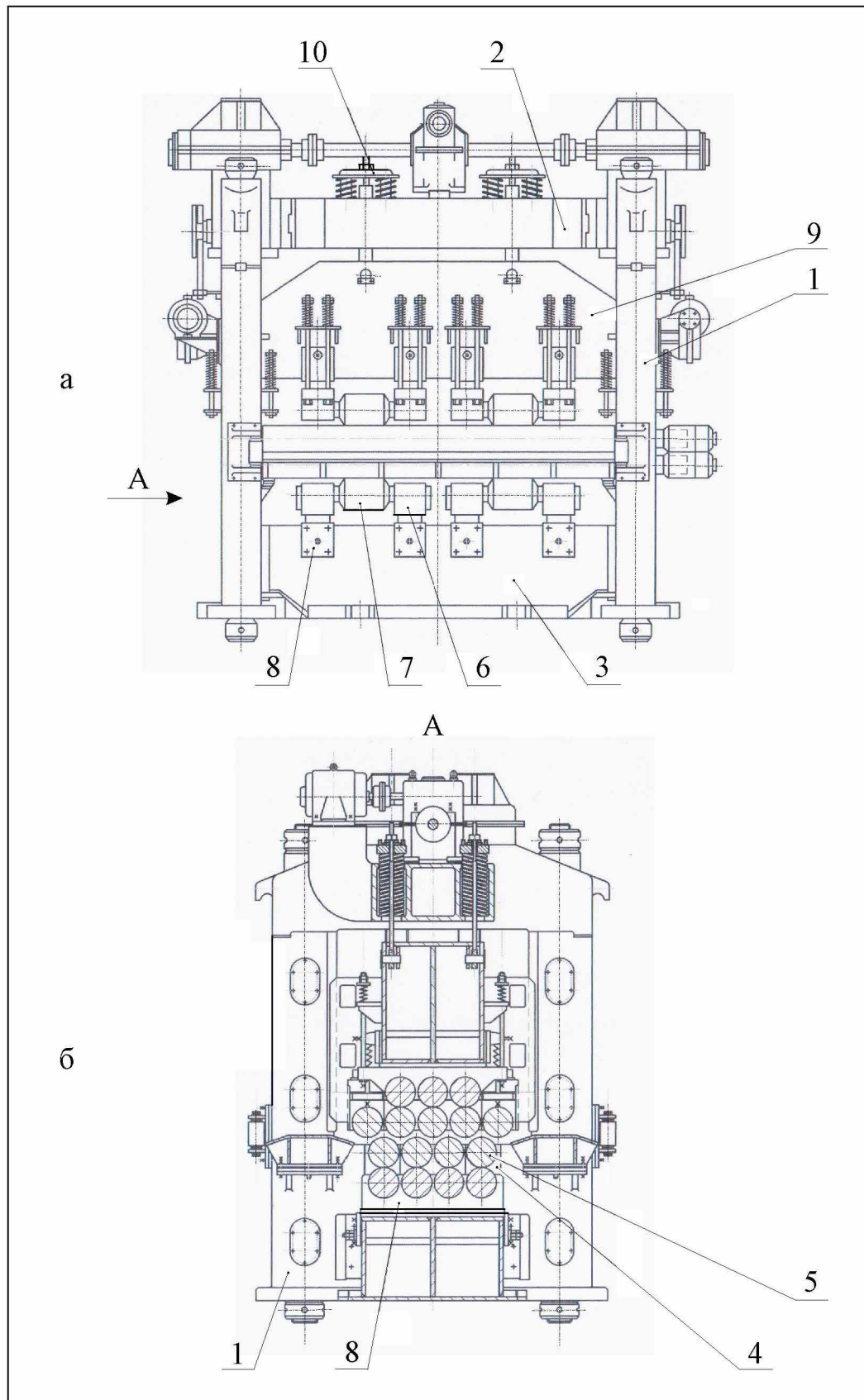
Для регулювання прогину робочих роликів під підшипниками опорних роликів містяться клинові пристрої 8.

Рухома верхня траверса 9 підвішена до верхньої поперечної траверси 2 за допомогою чотирьох пневматичних циліндрів 10.

До траверси кріпляться подушки верхнього ряду робочих роликів і кінцями вона входить в напрямні у вікнах станини. Верхні опорні ролики мають клинові пристрої, що аналогічні нижнім.

Налаштування робочих роликів здійснюється за допомогою натискних гвинтів, що мають привід від електродвигуна потужністю 11 кВт, 935 об/хв. через черв'ячні редуктори, цим забезпечується паралельне переміщення всієї траверси.

Для забезпечення більш надійного подавання листа в машину, а також для запобігання згину листа на виході, крайні (передній і задній) верхні робочі ролики мають незалежне вертикальне переміщення від двох електродвигунів потужністю 2,2 кВт, 895 об/хв., що зумовило конструктивне розміщення опорних роликів над робочими чітко в одній площині.



а – фронтальний вид; б – вид за стрілкою А

Рисунок 1.1 – Конструкція листопрямуючої машини

2. ЕНЕРГОСИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК**2.1. Моменти, що необхідні для правлення листа [9,13,14]:**

Для першого і дв'ятого валків (роликів):

$$M_1 = M_9 = 0.$$

Для другого, третього і четвертого роликів момент, що вигинає, максимальний, тобто лист, що правиться, сприймає пластичний згин:

$$M_2 = M_3 = M_4 = M_{nn} = \frac{\sigma_s b S^2}{4} = \frac{30 \cdot 2500 \cdot 16^2}{4} = 4800000 \text{ кг} \cdot \text{мм}.$$

Інші ролики сприймають мінімальний момент, тобто пружний згин:

$$M_5 = M_6 = M_7 = M_8 = M_{np} = \frac{\sigma_s b S^2}{6} = \frac{30 \cdot 2600 \cdot 16^2}{6} = 3200000 \text{ кг} \cdot \text{мм},$$

де: $\sigma_s = 30 \text{ кг} \cdot \text{с} / \text{мм}^2$ – межа плинності матеріалу;

$S = 16 \text{ мм}$ – товщина листа;

$b = 2500 \text{ мм}$ – ширина листа.

Загальний момент, що діє на ролики:

$$\begin{aligned} M &= \sum_{i=1}^n M_i = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 + M_6 + M_7 + M_8 + M_9 = \\ &= 0 + 4800000 \cdot 3 + 3200000 \cdot 4 + 0 = 27200000 \text{ кг} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

2.2. Зусилля, що діє на ролики

Зусилля, що діє на ролики, пояснюється схемою на рисунку 2.1.

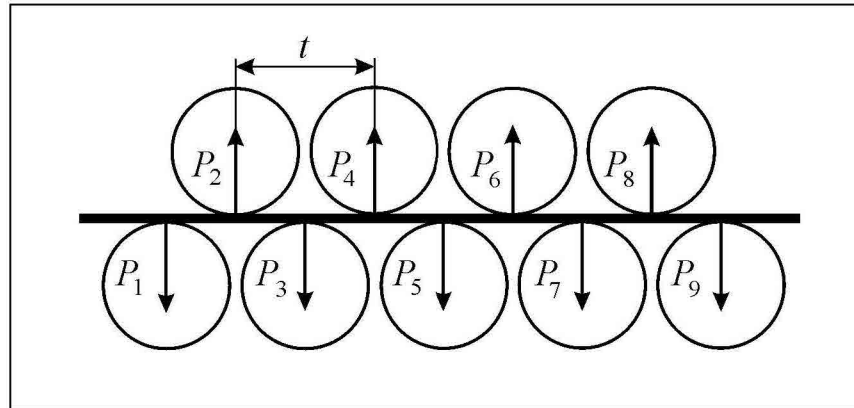


Рисунок 2.1 – Схема діє зусиль на ролики

Відносно другого перерізу:

$$-P_1 \frac{t}{2} = M_2,$$

$$P_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_s b S^2}{t} = \frac{1}{2} \cdot \frac{30 \cdot 2500 \cdot 16^2}{250} = 38400 \text{ кг}\cdot\text{с}.$$

Відносно третього перерізу:

$$-P_1 t + P_2 \frac{t}{2} = M_3,$$

$$P_2 = 2\sigma_s \frac{b S^2}{t} = 2 \cdot 30 \cdot \frac{2500 \cdot 16^2}{250} = 153600 \text{ кг}\cdot\text{с}.$$

Відносно четвертого перерізу:

$$-P_1 \frac{3}{2}t + P_2 t - P_3 \frac{t}{2} = M_4,$$

$$P_3 = 2\sigma_s \frac{bS^2}{t} = 2 \cdot 30 \cdot \frac{2500 \cdot 16^2}{250} = 153600 \text{ кг}\cdot\text{с}.$$

Для п'ятого перерізу:

$$-P_1 2t + P_2 \frac{3}{2}t - P_3 t + P_4 \frac{t}{4} = M_5,$$

$$P_4 = \frac{11}{6} \sigma_s \frac{bS^2}{t} = \frac{11}{6} \cdot 30 \cdot \frac{2500 \cdot 16^2}{250} = 140800 \text{ кг}\cdot\text{с}.$$

Для шостого перерізу:

$$P_5 = \frac{3}{2} \sigma_s \frac{bS^2}{t} = \frac{3}{2} \cdot 30 \cdot \frac{2500 \cdot 16^2}{250} = 115200 \text{ кг}\cdot\text{с}.$$

Для сьомого перерізу:

$$P_6 = P_7 = \frac{4}{3} \sigma_s \frac{bS^2}{t} = \frac{4}{3} \cdot 30 \cdot \frac{2500 \cdot 16^2}{250} = 102400 \text{ кг}\cdot\text{с}.$$

Для восьмого перерізу:

$$P_8 = \sigma_s \frac{bS^2}{t} = 30 \cdot \frac{2500 \cdot 16^2}{250} = 76800 \text{ кг}\cdot\text{с}.$$

Для дев'ятого перерізу:

$$P_9 = \frac{1}{2} \sigma_s \frac{bS^2}{t} = \frac{1}{2} \cdot 30 \cdot \frac{2500 \cdot 16^2}{250} = 25600 \text{ кг}\cdot\text{с},$$

де: $\sigma_s = 30 \text{ кг}\cdot\text{с}/\text{мм}^2$ – межа плинності матеріалу;

$S = 16 \text{ мм}$ – товщина листа;

$b = 2500 \text{ мм}$ – ширина листа;

$t = 250 \text{ мм}$ – крок правильних валків.

Тиск, що діє на усі ролики:

$$\begin{aligned} P &= \sum_{i=1}^9 P_i = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 = \\ &= 38400 + 153600 + 153500 + 140800 + 115200 + 102400 + \\ &+ 102400 + 76800 + 25600 = 908800 \text{ кг}\cdot\text{с} = 9088 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Тиск, що діє на нижні ролики:

$$P_n = P_e = \frac{P}{2} = \frac{9088}{2} = 4544 \text{ кН}.$$

2.3. Крутний момент, що необхідний для привода роликів.

ККД машини

Для обертання одного ролика до нього необхідно прикласти зі сторони привода крутний момент[9]:

$$M_p = M_{\text{деф}} + M'_{\text{тр}} + M''_{\text{тр}}, \quad (2.1)$$

де: $M_{\text{деф}}$ – крутний момент, необхідний для пластичної і пружної деформації листа одним роликом, тобто:

$$M_{\text{деф}} = M_{\text{деф.пл.}} + M_{\text{деф.пр.}}, \quad (2.2)$$

M'_{mp} – момент, необхідний для подолання сил тертя при ковзанні і коченні ролика по листу;

M''_{mp} – момент, необхідний для подолання сил тертя в підшипниках ролика.

Загальний крутний момент на всіх роликах, необхідний для деформації (правлення) листа всіма роликами:

$$M_{def} = \frac{\sigma_s^2 b S D}{6E} \cdot n = \frac{30^2 \cdot 2500 \cdot 16 \cdot 230}{6 \cdot 22000} \cdot 9 = 564545 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм},$$

де: $D = 250$ мм – діаметр ролика;

$n = 9$ – кількість роликів;

$E = 22000$ кг·с/мм².

Моменти сил тертя між роликами і листом:

- момент тертя кочення одного ролика по листу:

$$M'_{mp i} = mP,$$

$m = 0,1$ мм – коефіцієнт тертя кочення для сталевих листів;

P – зусилля, що діє на ролики;

$$M'_{mp 1} = mP_1 = 0,1 \cdot 38400 = 3840 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{mp 2} = mP_2 = 0,1 \cdot 153600 = 15360 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{mp 3} = mP_3 = 0,1 \cdot 153600 = 15360 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{mp4} = mP_4 = 0,1 \cdot 140800 = 14080 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{mp5} = mP_5 = 0,1 \cdot 115200 = 115200 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{mp6} = mP_6 = 0,1 \cdot 102400 = 10240 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{mp7} = mP_7 = 0,1 \cdot 102400 = 10240 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{mp8} = mP_8 = 0,1 \cdot 76800 = 7680 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{mp9} = mP_9 = 0,1 \cdot 25600 = 2560 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}.$$

Момент тертя кочення всіх роликів:

$$M'_{mp} = m \cdot \sum P_i = 0,1 \cdot 908800 = 90880 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм};$$

- момент сил тертя в підшипниках роликів:

$$M''_{mpi} = P_i \cdot \mu \cdot \frac{d}{2},$$

$\mu = 0,08$ – коефіцієнт тертя в підшипниках ковзання;

$d = 160$ мм – діаметр тертя для підшипників ковзання – діаметр цапф ролика;

$$M''_{mp1} = P_1 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 38400 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 245760 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм};$$

$$M''_{mp2} = P_2 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 153600 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 983040 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм};$$

$$M''_{mp3} = P_3 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 153600 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 983040 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм};$$

$$M''_{mp4} = P_4 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 140800 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 901120 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм};$$

$$M''_{mp5} = P_5 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 115200 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 737280 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм};$$

$$M''_{mp6} = P_6 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 102400 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 655360 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм};$$

$$M''_{mp7} = P_7 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 102400 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 655360 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм};$$

$$M''_{mp8} = P_8 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 76800 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 491520 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм};$$

$$M''_{mp9} = P_9 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = 25600 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 163840 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм}.$$

Момент тертя в опорах всіх роликів:

$$M''_{mp} = \mu \frac{d}{2} \sum P_i = 908800 \cdot 0,08 \cdot \frac{160}{2} = 5816320 \text{ кг}\cdot\text{с}\cdot\text{мм}.$$

Сумарний момент тертя:

$$M_{mp} = M'_{mp} + M''_{mp} = 90880 + 5816320 = 5907200 \text{ кг} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}.$$

Робота тертя від дії деформації:

$$\frac{M_{mp}}{M_{деф}} = \frac{5907200}{564545} = 10,46.$$

Коефіцієнт корисної дії машини визначаємо за формулою:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{M_{mp}}{M_{деф}}} = \frac{1}{1 + 10,46} = 0,09 = 9\%.$$

Розділ 3

3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Визначаємо кількість обертів за хвилину вихідного валу за формулою:

$$n_B = \frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{0,133 \cdot 60 \cdot 1000}{3,14 \cdot 230} = 11 \text{ об/хв.},$$

де: $v = 8 \text{ м/хв.} = 0,133 \text{ м/с}$ – швидкість правлення;

$D = 230 \text{ мм}$ – діаметр роликів.

Кількість обертів в хвилину першого приймального валу:

$$n_I = n_{el}(1 - f) = 585 \cdot (1 - 0,04) = 561 \text{ об/хв.},$$

$f = 0,04$ – коефіцієнт рідинного тертя в підшипниках.

Кутова швидкість вихідного валу:

$$\omega_B = \frac{\pi \cdot n_B}{30} = \frac{3,14 \cdot 11}{30} = 1,15 \text{ об/хв.}$$

Кутова швидкість першого приймального валу:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 561}{30} = 58,72 \text{ рад/с.}$$

Передаточне число машини:

$$i = \frac{n_I}{n_B} = \frac{561}{11} = 51.$$

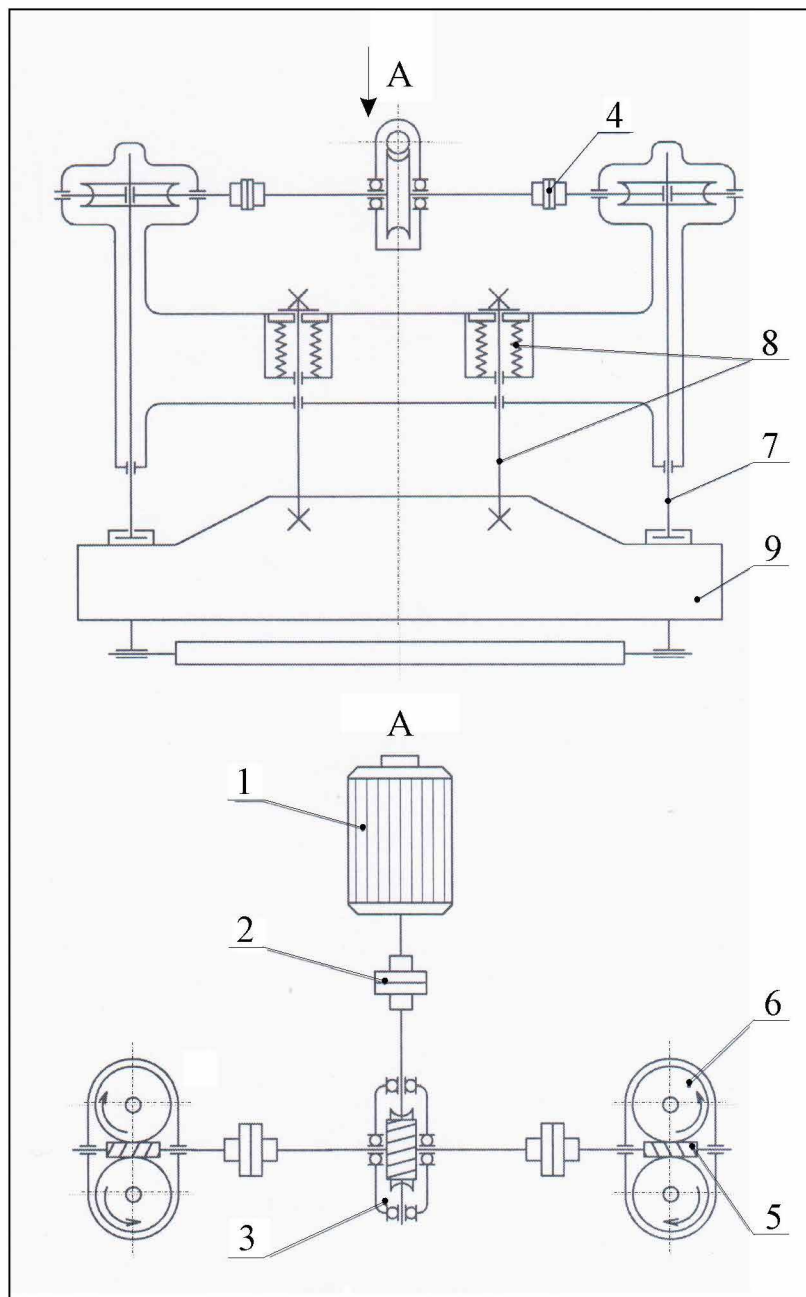
4. РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ «ГВИНТ-ГАЙКА»

4.1. Силовий розрахунок

Вихідні дані для розрахунку:

- різьба упорна ліва/права;
- зовнішній діаметр гвинта/гайки $d = 160$ мм;
- внутрішній діаметр гвинта $d_1 = 132,232$ мм;
- середній діаметр гвинта $d_2 = 148,000$ мм;
- внутрішній діаметр гайки $D_1 = 136$ мм;
- крок різьби $P = 16$ мм;
- висота гайки $H = 360$ мм;
- робоча висота профілю $H_1 = 12$ мм;
- глибина різьби $H_2 = 13,884$ мм;
- коефіцієнти: $\varepsilon = \frac{H}{d_2} = \frac{360}{148} = 2,4$; $\lambda = \frac{H_1}{P} = \frac{12}{16} = 0,75$;
- швидкість піднімання верхньої траверси $v = 18$ мм/хв. = $0,0003$ м/с;
- матеріали:
 - гвинт – сталь 45, нормалізована, $\sigma_B = 598$ МПа, $\sigma_m = 363$ МПа;
 - гайка – чавун сірий СЧ20.
- допустимий тиск у контактні витків витка та гайки $[p] = 5$ МПа;
- навантаження гвинта однобічне осьове;
- електродвигун МТКМ 312-6Т, $N = 11$ кВт, $n = 935$ об/хв.

Кінематична схема механізму натиску показана на рисунку 4.1.



1 – електродвигун МТКМ 312-6Т, $N = 11$ кВт, $n = 935$ об/хв.; 2 – муфта зубчаста МЗЗН50; 3 – черв'ячний редуктор, $z = 2/51$; $m_{oc} = 7$, $i = 25,5$; 4 – муфта зубчаста МЗП5Н80-Н75; 5 – черв'як, $z = 1$, $m_{oc} = 16$; 6 – черв'ячне колесо, $z = 32$, $m_{oc} = 16$; 7 – гвинт підйому, різьба упорна 160×16, ліва та права; 8 – пристрій врівноваження; 9 – вузол повзуна

Рисунок 4.1 – Кінематична схема механізму натиску

Визначаємо осьову силу, що навантажує гвинт[14,17]:

$$F_a = d_2^2 \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot [p] = 148^2 \cdot 3,14 \cdot 2,4 \cdot 0,75 \cdot 5 = 619007 \text{ Н.}$$

Вантажопідйомність:

$$m = \frac{F_a}{g} = \frac{629007}{9,8} = 63164 \text{ кг}\cdot\text{с.}$$

ККД приводного механізму:

$$\eta_n = \frac{F_a \cdot v}{N_5} = \frac{629007 \cdot 0,0003}{10050} = 0,018 \approx 2\%,$$

де $N_5 = 10050$ Вт – потужність приводного механізму з урахуванням втрат.

Кутова швидкість гайки:

$$\omega = \frac{2\pi v}{P_z} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0003 \cdot 10^3}{16 \cdot 1} = 0,12 \text{ рад/с,}$$

$z=1$ – кількість заходів різьби.

Кількість обертів гайки в хвилину:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 0,12}{3,14} \approx 1 \text{ об/хв.}$$

Передаточне число черв'ячної передачі: $i = 32$.

Кутова швидкість черв'ячної передачі:

$$\omega_q = i \cdot \omega = 32 \cdot 0,12 = 3,84 \text{ рад/с.}$$

Кількість обертів в хвилину черв'ячної передачі:

$$n_ч = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 3,84}{3,14} = 36 \text{ об/хв.}$$

4.2. Проектний розрахунок

Кількість витків в гайці:

$$z_B = \frac{H}{P} = \frac{360}{16} = 22,5 \text{ витка.}$$

Кут підйому витків різьби за середнім діаметром:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{Pz}{\pi d_2} = \frac{16 \cdot 1}{3,14 \cdot 148} = 0,0344. \quad \psi = 1,97^\circ.$$

Зведений кут тертя у різьбі при значенні коефіцієнта тертя $f = 0,05$ для змащених деталей та при $\delta = 3^\circ$:

$$\operatorname{tg}\varphi' = \frac{f}{\cos\delta} = \frac{0,05}{\cos 3^\circ} = 0,0500069. \quad \varphi' = 2,87^\circ.$$

Умова самогальмування виконується, оскільки:

$$\varphi' = 2,87^\circ \geq \psi = 1,97^\circ.$$

Фактичне значення ККД передачі «гвинт-гайка» при підніманні вантажу:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{0,0344}{\operatorname{tg}(1,97 + 2,87)} = 0,41 = 41\%.$$

Конструктивні елементи передачі «гвинт-гайка» показано на рисунку 4.2.

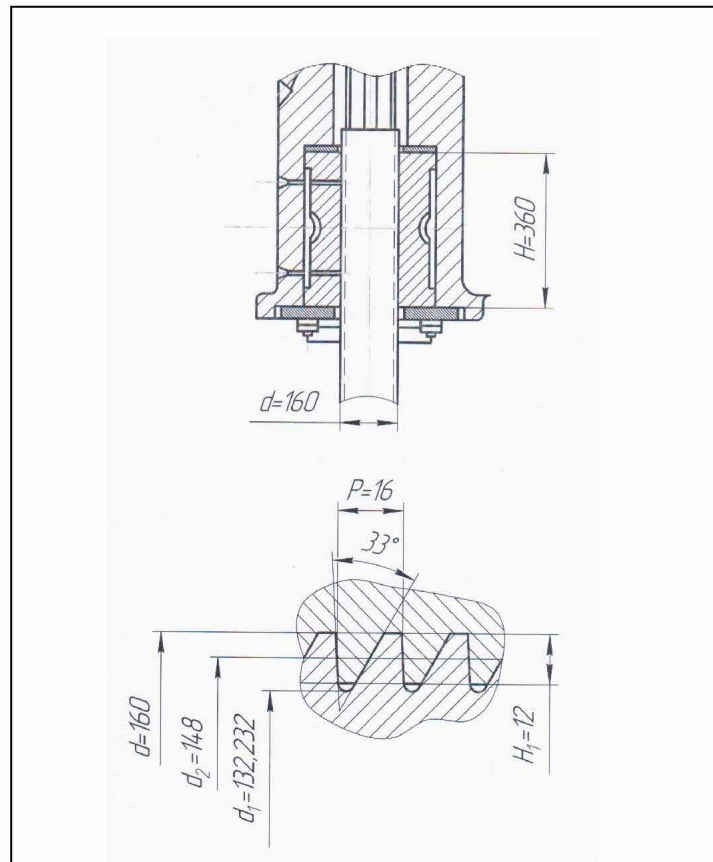


Рисунок 4.2 – До розрахунку конструктивних елементів передачі «гвинт-гайка»

4.3. Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання

Розрахунковий тиск у контактні витків [14,16,17]: передачі з вибраними розмірами при робочій висоті витків

$$H_1 = 0,75P = 0,75 \cdot 16 = 12 \text{ мм}$$

складає:

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z_B} = \frac{619007}{3,14 \cdot 148 \cdot 12 \cdot 22,5} = 4,9 \text{ МПа.}$$

Стійкість витків проти спрацювання забезпечується, оскільки виконується умова:

$$p = 4,9 \text{ МПа} < [p] = 5 \text{ МПа}.$$

4.4. Розрахунок гайки на міцність за напруженнями зрізу у витках

Розрахунок здійснюємо за формулою:

$$\tau_{zp} = \frac{F_a}{\pi dkH} = \frac{619007}{3,14 \cdot 160 \cdot 0,5 \cdot 360} = 6,84 \text{ МПа},$$

де $k = 0,5$ – коефіцієнт повноти упорної різьби.

Допустиме навантаження на зріз для витків чавунних гайок $[\tau_{zp}] = 45$ МПа. Отже, міцність витків на зріз забезпечується.

4.5. Розрахунок гвинта на міцність

Нижня частина гвинта знаходиться тільки під дією сил розтягу. Тому напруження розтягу у перерізі гвинта зі значенням внутрішнього діаметру різьби $d_1 = 132,232$ мм складає:

$$\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 619007}{3,14 \cdot 132,232^2} = 45,1 \text{ МПа}.$$

Запас міцності гвинта за межею плинності визначаємо за формулою:

$$S = \frac{\sigma_{zp}}{\sigma_p} = \frac{363}{45,1} = 8.$$

Отже, міцність гвинта забезпечується.

Верхня частина гвинта (над гайкою) перебуває під дією сил кручення від моменту T_s сил тертя у різьбі.

$$T_s = 0,5F_a d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = 0,5 \cdot 619007 \cdot 148 \cdot \operatorname{tg}(1,97 + 2,87) = 3878687 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$\tau = \frac{T_s}{W_p} = \frac{16 \cdot T_s}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 3878687}{3,14 \cdot 132,232^3} = 8,5 \text{ МПа}.$$

У цьому випадку гвинт також має достатньо високий запас міцності за межею плинності при крученні:

$$\tau_T = 0,6 \cdot \sigma_m = 0,6 \cdot 363 = 218 \text{ МПа}.$$

5. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

5.1. Геометричний розрахунок

Вихідні дані:

- кількість витків черв'яка $z_1 = 2$;
- кількість зубців черв'ячного колеса $z_2 = 51$;
- модуль $m_{oc} = 7$ мм;
- передаточне число $i = 25,5$;
- міжосьова відстань $a_w = 210$ мм;
- частота обертання швидкохідного вала $n = 879$ об/хв.;
- кутова швидкість швидкохідного вала $\omega = 92,002$ рад/с;
- коефіцієнт зміщення черв'яка $x = 0$.

Визначаємо коефіцієнт діаметру черв'яка за формулою:

$$q = \frac{a}{0,5m} - z_2 = \frac{210}{0,5 \cdot 7} - 51 = 9.$$

Ділильні діаметри:

- черв'яка $d_1 = qm = 9 \cdot 7 = 63$ мм;
- колеса $d_2 = z_2 m = 51 \cdot 7 = 357$ мм;

Початковий діаметр черв'яка $d_{w1} = (q + 2x)m = (9 + 0) \cdot 7 = 63$ мм;

Ділильний кут підйому

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{9} = 0,222.$$

Початковий кут підйому

$$\operatorname{tg}\gamma_w = \frac{z_1 m}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 7}{63} = 0,222. \quad \gamma_w = 12,5^\circ;$$

Діаметр вершин:

- витків черв'яка $d_{a1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 7 = 77 \text{ мм};$

- зубців колеса $d_{a2} = d_2 + 2m = 357 + 2 \cdot 7 = 371 \text{ мм}.$

Діаметр впадин:

- витков черв'яка $d_{f1} = d_1 - 2(1 + c^*)m = 63 - 2 \cdot (1 + 0,2) \cdot 7 = 46,2 \text{ мм};$

- зубців колеса $d_{f2} = d_2 - 2(1 + c^*)m + 2xm = 357 - 2 \cdot (1 + 0,2) \cdot 7 = 340,2 \text{ мм},$

де $c^* = 0,2$ – коефіцієнт радіального зазору у поверхні впадин черв'яка і колеса.

Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 371 + \frac{6 \cdot 7}{2 + 2} = 381,5 \text{ мм}.$$

Довжина нарізаної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 51) \cdot 7 = 98,42 \text{ мм}.$$

Приймаємо: $b_1 = 105 \text{ мм}.$

Ширина вінця черв'ячного колеса: $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 77 = 57,75 \text{ мм}.$

Приймаємо: $b_2 = 56 \text{ мм}.$

Умовний кут обхвату:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{56}{77 - 0,5 \cdot 7} = 0,762. \quad 2\delta = 99,26^\circ.$$

ККД черв'ячної передачі:

$$\eta = 0,96 \frac{\lg \gamma}{\lg(\gamma + \varphi')} = 0,96 \cdot \frac{\lg 12,5}{\lg(12,5 + 2)} \approx 0,7 \%,$$

де 0,96 – для редукторів з підшипниками кочення та верхнім розташуванням черв'яка;

$\varphi' = \arctg f'$ – приведений кут тертя.

Розрахункова швидкість ковзання:

$$v_c = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000 \cdot \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 63 \cdot 870}{60000 \cdot \cos 12,5} = 2,94 \text{ м/с.}$$

При $v_c = 3 \text{ м/с}$ $f' = 0,028 \dots 0,035$, $\varphi' = 1^\circ 36' \dots 2^\circ$.

Матеріали:

- черв'як – сталь 40Х, HRC > 45, загартований, шліфований та полірований;

- колесо – бронза БрАЖ9-4.

5.2. Розрахунок черв'ячної передачі на контактну витривалість

Крутний момент на валу черв'ячного колеса [13,14,16]:

$$T_i = 9550 \cdot 10^3 \frac{N_1 i \eta}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{10,57 \cdot 25,5 \cdot 0,7}{870} = 2071082 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

де: $N_1 = 10,57 \text{ кВт}$ – потужність на валу черв'яка;

$i = 25,5$ – передаточне число;

$\eta = 0,7$ – ККД черв'ячої передачі;

$n_1 = 870 \text{ об/хв.}$ – частота обертання черв'яка.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця:

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta} = 1.$$

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні:

$$K_{HV} = K_{FV} = K_V = 0.3 + 0.1 \cdot n + 0.02 \cdot v_c = 0.3 + 0.1 \cdot 8 + 0.02 \cdot 2.294 \approx 1,$$

де: $n = 8$ – порядковий номер ступені точності передачі;

$v_c = 2.94$ м/с – швидкість ковзання.

Еквівалентна кількість зубців колеса:

$$z_E = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{51}{\cos^3 12.5} = 54.$$

$Y_F = 1.45$ – коефіцієнт форми зуба черв'ячного колеса.

Допустимі контактні навантаження:

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_c = 300 - 25 \cdot 2.94 = 227 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження згину для бронзових коліс:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]^0 \cdot K_{FL} = 112 \cdot 1 = 112 \text{ МПа,}$$

де: $K_{FL} = 1$ – коефіцієнт довговічності;

$[\sigma_F]^0 = 112$ МПа – допустиме напруження при нереверсивному навантаженні.

Контактна витривалість:

$$\sigma_H = \frac{341}{d_2} \sqrt{\frac{2T_2 K_{HV} K_{H\beta}}{d_1}} = \frac{341}{357} \sqrt{\frac{2 \cdot 2071082 \cdot 1 \cdot 1}{63}} = 245 \text{ МПа} > [\sigma_H].$$

Так як умова $\sigma_n \leq [\sigma_n]$ не виконується, змінюємо матеріал колеса з БрАЖ9-4 на БрОНФ10-1-1, для якого $[\sigma_n] = 250$ МПа, $[\sigma_p] = 81$ Мпа.

Умова виконується.

5.3. Розрахунок на теплостійкість

Даний розрахунок виконано за допомогою комп'ютерної програми.

Вихідні дані:

- кількість витків – 2;
- число зубців – 51;
- модуль – 7 мм;
- коефіцієнт діаметру черв'яка – 9,000;
- вид черв'яка – ЗА;
- вид обробки черв'яка – шліфування;
- кут профілю вихідного контуру – 20°;
- степінь точності – 8-С;
- коефіцієнт зміщення черв'яка – 0;
- міжосьова відстань – 210 мм;
- передаточне число – 25,5;
- твердість поверхні черв'яка – 25 HRC;
- марка матеріалу – БрОЦФ10-1-1;
- вихідне розрахункове навантаження – 2071,082 Н·м;
- кількість обертів на черв'яку – 870 об/□в..;
- режим роботи передачі – зі штучним охолодженням;
- марка мастила – тракторне АК-15;
- кінематична в'язкість мастила при 50°C – 115;
- кінематична в'язкість мастила при 100°C – 16;
- маса мастила – 100 кг;
- ККД в опорах – 0,99;

- температура навколишнього середовища – 20°C ;
- площа вільної поверхні охолодження корпусу – $1,102\text{ м}^2$;
- коефіцієнт тепловіддачі корпусу – $13,1\text{ Вт/м}^2\cdot^{\circ}\text{C}$;
- маса редуктора – 726 кг ;
- діаметр вентилятора – 250 мм ;
- площа поверхні корпусу, що охолоджується вентилятором – 250 м^2 .

Параметри, що визначаються:

- швидкість ковзання – $2,94\text{ м/с}$;
- ККД передачі – $0,87$;
- робоча температура мастила – $101,3^{\circ}\text{C}$;
- в'язкість мастила при робочій температурі – $16,7$;
- допустима температура мастила – 90°C ;
- допустимий час безперервної роботи – 17 год .

ВИСНОВКИ

1. Було зроблено патентний пошук і опрацьована навчальна та наукова література, що дало змогу встановити особливості і недоліки листопрямильних машин.
2. Виконано енергосиловий розрахунок механізму натиску валків листопрямильної машини, де загальний крутний момент на всіх роликах, необхідний для деформації (прямлення) листа всіма роликками складає 564545 кг·с·мм.
3. Виконано розрахунок передачі "гвинт-гайка" механізму натиску валків листопрямильної машини, де гвинт має достатньо високий запас міцності за межею плинності при крученні 218 МПа.
4. Виконано розрахунок черв'ячного редуктора механізму натиску валків листопрямильної машини, де крутний момент на валу черв'ячного колеса складає 2071082 Н·мм.
5. За результатами розрахунків було спроектовано механізму натиску валків листопрямильної машини.
6. Практична цінність розробленої конструкції механізму натиску валків листопрямильної машини, дозволяє піддавати вигину в процесі прямлення нерівномірно розподілених по ширині дефектів площинності і величини вигину залежно від характеру і розмірів вихідного дефекту площинності. Налаштування роликків за допомогою механізму натиску на кінцеву відносну кривизну листа дозволяє контролювати хвилястість одноразовим вигином, при цьому просвіт між валками верхнього і нижнього рядів устанавлюється дещо меншим товщини листа, що правиться.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Яхненко С. М. Обладнання заготівельних та котельно-зварювальних дільниць ремонтно-механічних цехів хімічних виробництв : навчальний посібник / С. М. Яхненко, М. С. Скиданенко, Є. М. Піддубний. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 170 с. ISBN 978-966-657-907-5
2. Белобров Ю. Н. Современные листопрямительные машины / Ю. Н. Белобров, В. Г. Смирнов, А. И. Титаренко // *Металлург.* – 2002. – № 9. – С. 50–52.
3. Дунаевский В. И. Совершенствование конструкций машин для правки растяжением с изгибом / В.И. Дунаевский, В.А. Самойлов, В.В. Кравченко // Тез. докл. XIII областной научн.-техн. конф. мол. спец. при Свердловском ПО 'УРАЛМАШ'. – Свердловск, 1988. – С. 15.
4. Листопрямительная машина горячей и холодной правки толстых листов из материалов с высоким пределом текучести / В. Г. Смирнов, Ю. Н. Белобров, А. И. Титаренко, И. А. Евгиненко // Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2000. – С. 429–433.
5. Белобров Ю. Н. Современные листопрямительные машины / Ю. Н. Белобров, В. Г. Смирнов, А. И. Титаренко // *Металлург.* – 2002. – № 9. – С. 50–52.
6. Развитие методов расчета технологий и оборудования процессов правки широкого сортамента толстых листов / Ю. Н. Белобров, В. Г. Смирнов, А. И. Титаренко, А. В. Шестопапов // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском у металлургії і машинобудуванні : тематич. зб. наук. пр. – Краматорськ-Слов'янськ : ДДМА, 2003. – С. 67–72.
7. Modeling of the leveling process and application to heavy plate mills and strip finishing mills. Моделирование процесса правки и его

использование в линиях отделки толсто- и тонколистовых станов / J. Y. Bourgon, O. Guillard, B. Guillardan, K. Eberwein, M. Boillot // METEC Congr. '94 : 2nd Eur. Cont. Cast. Conf. and 6th Int. Roll. Conf., Düsseldorf, June 20–22 – 1994 : Proc. Vol. 2. – Düsseldorf, 1994. – С. 112–119.

8. Zhifang Lui. A new model for the plate leveling process based on curvature integration method / Zhifang Lui, Yongqin Vang, Xingchun Yan // International Journal of Mechanical Sciences. – 2012. – 54. – P. 213–224.

9. Дунаевский В. И. Конструкция, технология и методы расчета машин для правки листового проката / В. И. Дунаевский. – К : УМК ВО, 1992. – 86 с.

10. Коровицкий Е. Л. Определение мощности привода машин для правки проката прямоугольного сечения / Е. Л. Коровицкий // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1984. – № 6. – С. 129–133.

11. Пат. № 70821, Україна, МПК В21D 1/02 (2006.01). Машина для виправлення сортового прокату / Алдохін Д. В., Євгиненко І. О., Гриценко С. А., Рева О. В., Гаврильченко Є. Ю., Шестопапов А. В., Филишських А. М., Бобуліч В. С., Сілін Р. Є., Івчик Р. С. ; заявник та патентовласник Публічне акціонерне товариство "Новокраматорський машинобудівний завод". – № u201114727 ; заявл. 12.12.2011 ; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12.

12. Пат. № 98560, Україна, МПК В21D 3/02 (2006.01). Листопрямильна машина / Гриценко С. А., Євгиненко І. О., Гаврильченко Є. Ю., А. Ф. Гончаренко, Послушник О. В. ; заявник та патентовласник Публічне акціонерне товариство "Новокраматорський машинобудівний завод". – № u201413602 ; заявл. 18.12.2014 ; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 8.

13. Королёв А. А. Конструкции и расчёт машин и механизмов прокатных станов. – 1969.

14. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчёт и проектирование деталей машин. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.

15. Кузнечно-штамповочное оборудование. А. Н. Банкетов, Е. Н. Ланской. – М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.

16. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1980. – 728 с.

17. Павлине В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.

18. Машиностроительная энциклопедия. В 40 т. Т. 4, 5. Машины и агрегаты металлургического производства / Н. В. Пасечник [и др.]. ; под общ. ред. Синицкого В. М., Пасечника Н. В. – М. : Машиностроение, 2000. – 912 с.

Додатки

ДОДАТОК А

Специфікація «Механізм натиску»

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			КРБ.ПМ.24.17.30100.00.00 СК	Складальний кресленик	1	
				<u>Деталі</u>		
		1	КРБ.ПМ.24.17.3010100.00	Корпус нижній	2	
		2	КРБ.ПМ.24.17.3010200.00	Корпус верхній	2	
		3	КРБ.ПМ.24.17.3010200.00	Кришка	4	
		4	КРБ.ПМ.24.17.30104.00.00	Втулка	4	
		5	КРБ.ПМ.24.17.30105.00.00	Черв'ячне колесо	4	
		6	КРБ.ПМ.24.17.30106.00.00	Напівмуфта	4	
		7	КРБ.ПМ.24.17.30107.00.00	Напрямяч	2	
		8	КРБ.ПМ.24.17.30108.00.00	Вал-черв'як	2	
		9	КРБ.ПМ.24.17.30109.00.00	Втулка	2	
		10	КРБ.ПМ.24.17.301010.00.00	Кришка	2	
		11	КРБ.ПМ.24.17.3011100.00	Гвинт правий	2	
		12	КРБ.ПМ.24.17.3011200.00	Гвинт лівий	2	
		13	КРБ.ПМ.24.17.30113.00.00	Кришка	4	
		14	КРБ.ПМ.24.17.30114.00.00	Пружина	4	
		15	КРБ.ПМ.24.17.30115.00.00	Тримач	2	
		16	КРБ.ПМ.24.17.30116.00.00	Траверса	1	
		17	КРБ.ПМ.24.17.3011700.00	Гайка-черв'ячне колесо	4	
		18	КРБ.ПМ.24.17.30118.00.00	Вал	2	

КРБ.ПМ.24.17.30100.00.00

Зм.	Лист	№ док-м	Підпис	Дата
Разроб.		Горанодський Оса		
Н.контр.				
Затв.		Гречка		

Механізм
натиску

Лит.	Лист	Архів
	1	1

ЦНТУ
гр. ПМІОТ-20ПЗ

Формат А4