Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні
(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз конструктивних особливостей натискних механізмів прокатних станів

Виконав: магістрант групи 8.1334

Вернидуб М.В.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
Металургійне обладнання
(шифр і назва)

Керівник Гречаний О.М.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2025 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма Металургійне обладнання
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

_____

“____” _____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Вернидуба Михайла Васильовича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Аналіз конструктивних особливостей натискних механізмів прокатних станів
керівник кваліфікаційної роботи Ph.D., доцент Гречаний О.М., затверджені наказом вищого навчального закладу від “27“ лютого 2025 року № 319-с.
2. Строк подання здобувачем кваліфікаційної роботи 11 грудня 2025 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи прокатного цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд науково-технічних рішень удосконалення прокатного та обтискного обладнання та обґрунтування обраного напряму роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (плакати та кресленики): 1. Натискний механізм широкоштабового прокатного стану – 2А1; 2. Деталіровка (гвинт натискний, гайка натискна) – 1А1; 3. Переваги та недоліки наявних конструкцій гайок натискних механізмів (плакат) – 1А1; 4. Модернізація гвинтової пари натискного механізму (плакат) – 1А1; 5. Дослідження можливості оптимізації конструктивних характеристик гайки гвинтової пари натискного механізму (плакат) – 1А1 6. Аналіз можливих надзвичайних ситуацій при прокатці (плакат) – 1А1;

6. Консультанти кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
2	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
3	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
4	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційої роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на кваліфікаційну роботу	29.05.2025 – 25.06.2025	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи	01.09.2025 – 17.09.2025	
3	Виконання теоретичної частини кваліфікаційної роботи	18.09.2025 – 18.10.2025	
4	Виконання графічної частини кваліфікаційної роботи	19.10.2025 – 19.11.2025	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	20.11.2025 – 30.11.2025	
6	Перевірка кваліфікаційної роботи консультантами	01.12.2025 – 03.12.2025	
7	Попередній захист	09.12.2025	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист	Згідно з графіком	

Здобувач _____ Вернидуб М.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційої роботи _____ Гречаний О.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Вернидуб М. В. Аналіз конструктивних особливостей натискних механізмів прокатних станів

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник О. М. Гречаний. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2025.

Виконано аналіз конструкцій натискних механізмів прокатних станів, проаналізовані переваги та недоліки наявних технічних рішень. Запропоновано варіант удосконалення гвинтової пари натискного механізму прокатного стану. Проведено теоретичне дослідження впливу конструктивних характеристик гвинтової пари на її ККД. Надані рекомендації щодо вибору основних параметрів різьблення при проєктуванні гвинтової пари натискного механізму прокатного стану.

Ключові слова: ПРОКАТКА, НАТИСКНИЙ МЕХАНІЗМ, ГВИНТОВА ПАРА, НАТИСКНИЙ ГВИНТ, ГАЙКА, РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕННЯ

ABSTRACT

Vernydub M. V. Analysis o f the design features of rolling mill pressure mechanisms.

Qualification final work for obtaining a higher education degree of a master's degree in specialty 133 - Industrial engineering, scientific adviser O.M. Hrechanyi. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute named after Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2025.

The analysis of the designs of rolling mill pressure mechanisms was performed, the advantages and disadvantages of existing technical solutions were analyzed. A variant of improving the screw pair of the rolling mill pressure mechanism was proposed. A theoretical study of the influence of the design characteristics of the screw pair on its efficiency was conducted. Recommendations were given on the choice of the main thread parameters when designing the screw pair of the rolling mill pressure mechanism.

Keywords: ROLLING, PRESSURE MECHANISM, SCREW PAIR, PRESSURE SCREW, NUT, LOAD DISTRIBUTION

Зміст

Вступ 7
1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОКАТНОГО ТА ОБТИСКНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМУ РОБОТИ 9
1.1 Огляд та аналіз облаштування прокатних станів 9
1.2 Критичний аналіз конструкцій натискних механізмів 15
1.3 Пропозиції щодо удосконалення конструкції натискного механізму та напрям подальших досліджень 26
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА 34
2.1 Теоретичне підґрунтя до вибору оптимальної конструкції гайки натискного механізму 34
2.2 Визначення кінематичних та силових параметрів приводу чистової кліті стану 1680 37
2.3 Визначення силових характеристик натискного механізму 48
2.4 Загальні рекомендації щодо підвищення роботоздатності вузлів натискного механізму 51
3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА 54
3.1 Теоретичні основи дослідження можливості оптимізації роботи гвинтової пари 54
3.2 Визначення впливу кута нахилу різьби на ККД гвинтової пари 57
3.3 Визначення впливу кута підйому гвинтової лінії на ККД гвинтової пари 59
3.4 Визначення впливу оптимізації геометричних характеристик гайки на її роботоздатність 61
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ 66
4.1 Аналіз потенційних шкідливих факторів на прикладі прокатного виробництва 66
4.2 Технічні рішення щодо покращення умов виробничої санітарії 70
4.2.1 Рішення щодо адміністративних будівель і приміщень цеху 70

4.2.2 Мікроклімат 71
4.2.3 Виробничий шум 73
4.2.4 Освітленність промислових приміщень 74
4.2.5 Виробничі випромінювання 76
4.3 Заходи, щодо безпеки праці у цеху 77
4.4 Пожежна та техногенна безпеки 79
4.5 Ймовірність аварій та їх ліквідація 80
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ 83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ 84
ДОДАТКИ 93

Вступ

Прокатні стани, як основне обладнання для пластичної деформації металу, відіграють вирішальну роль у формуванні якості готової продукції, енергоефективності процесу та загальній продуктивності виробництва. Сучасний розвиток металургійної промисловості характеризується постійним зростанням вимог до якості металопрокату, зокрема до точності геометричних розмірів штаби та її планшетності. Ключову роль у забезпеченні цих параметрів відіграє основне обладнання прокатних цехів, серед якого особливе місце займають робочі кліті та їхні вузли.

Натискні механізми є одним із найважливіших елементів прокатної кліті. Вони забезпечують встановлення необхідного міжвалкового зазору, здійснюють регулювання товщини прокату під час процесу, а також виконують функції компенсації зносу валків та пружної деформації кліті. Гідравлічні, електромеханічні та гвинтові системи натиску мають різні переваги та недоліки, що проявляються в динаміці навантажень, швидкості реакції на зміну параметрів прокатки та надійності в експлуатації. Недостатня увага до цих аспектів може призводити до дефектів продукції, передчасного зносу валків чи аварійних ситуацій.

З огляду на інтенсифікацію процесів прокатки, підвищення швидкостей та зусиль, конструкції натискних механізмів постійно вдосконалюються. Перехід від класичних електромеханічних до швидкодійних гідравлічних натискних пристроїв або їх комбінацій вимагає глибокого аналізу їхніх кінематичних та динамічних характеристик. З іншого боку класичний електромеханічний натискний механізм принцип дії якого засновано на роботі гвинтової пари не досяг піку свого потенціалу, тому аналіз конструктивних особливостей, виявлення переваг та недоліків існуючих систем, а також пошук шляхів їх модернізації є актуальним науково-технічним завданням.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації прокатного обладнання шляхом системного аналізу

конструктивних особливостей натискних механізмів та розробки рекомендацій щодо вибору або модернізації їхніх параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести огляд та класифікацію існуючих конструкцій натискних механізмів прокатних станів;
- виконати порівняльний аналіз кінематичних схем та силових характеристик різних типів натискних механізмів;
- дослідити вплив конструктивних параметрів механізму на точність позиціювання валків та швидкодію системи;
- проаналізувати типові несправності та умови експлуатації вузлів натискних гвинтів, гайок та приводів;
- запропонувати заходи щодо вдосконалення конструкції гвинтової пари натискного механізму широкштабового прокатного стану.

Предмет дослідження – конструктивні особливості, кінематика та динаміка натискних механізмів прокатних станів.

Об'єкт дослідження – гвинтова пара натискного механізму.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на: Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні – ІТММ’2025». Дніпро: УДУНТ, 2025 р. Опубліковано тези доповіді та наукова стаття.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 101 сторінку, у тому числі 83 сторінки основного тексту, на яких 19 рисунків, 9 таблиць, 92 найменування використаних джерел на 9 сторінках, 8 додатків.

Робота виконана на кафедрі металургійного обладнання, інженерного навчально-наукового інституту ім. Ю.М. Потебні, Запорізького національного університету.

1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОКАТНОГО ТА ОБТИСКНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМУ РОБОТИ

1.1 Огляд та аналіз облаштування прокатних станів

Прокатне виробництво є фінальною ланкою металургійної галузі, що забезпечує виготовлення широкого спектра металопродукції для машинобудування, будівництва, транспорту та інших галузей. Сучасні прокатні стани (рис.1.1) – це складні технічні комплекси, які поєднують у собі високопродуктивні механічні, гідравлічні, електромеханічні та автоматизовані системи [1]. Від конструктивних особливостей та рівня технічного оснащення прокатних станів залежить не лише якість і точність готової продукції, а й ефективність, енергоємність та екологічність виробництва [2, 3].



Рисунок 1.1 – Сучасний високопродуктивний стан гарячої прокатки тонкого листа

Прокатні стани класифікуються за призначенням, що визначає їхню роль у технологічному ланцюгу металургійного виробництва. Основні типи прокатних

станів за призначенням наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Класифікація прокатних станів згідно функціонального призначення [1, 2]

Тип стану	Основне призначення	Кількість клітей	Швидкість прокатки, м/с	Продуктивність, млн. т/рік
Обтискні (блюмінги, слябінги)	Первинна обробка зливків, отримання блюмів/слябів	1	до 6	до 6
Заготовочні	Прокатка заготовок для сортових/листових станів	14	до 7	до 5
Рейкобалкові	Виробництво рейок, балок, швелерів	до 4	до 4	до 1,5
Сортові (крупно-середньо-, дрібносортові)	Виробництво профілів різного перерізу	17, 14, 23	до 20	0,8–1,6
Дротопрокатні	Виробництво дроту	37	до 46	0,8
Листові (товсто-, тонколистові)	Виробництво листового прокату	2–3	до 5	до 3,6
Широкоштабові	Виробництво широкої штаби	6–15	до 20	до 2,5
Стани холодної прокатки	Виробництво тонких листів, стрічок	1–5	до 40	до 1,4
Трубопрокатні	Виробництво труб	–	–	–
Спеціального призначення	Профілезгинальні, деталепрокатні тощо	–	–	–

Кожен тип стану має свої конструктивні особливості, що визначаються вимогами до продукції, режимом роботи, типом заготовки та іншими технологічними параметрами. Наприклад, обтискні стани характеризуються великим діаметром валків і високою потужністю, а дротопрокатні (рис. 1.2) – великою кількістю клітей і високою швидкістю прокатки.



Рисунок 1.2 – Дротопрокатний стан СМВ 1-9М

Обладнання прокатного стану поділяється на основне (валки, станини, натискні механізми) та допоміжне (приводи, системи охолодження).

За кількістю і розташуванням робочих клітей прокатні стани поділяються на [4, 5]:

- одноклітьові – мають одну робочу кліть (блюмінги, слябінги, товстолистові стани);
- лінійні – кілька клітей розташовані в одну лінію та послідовно, метал проходить через кожну по черзі;
- шахові – кліті розташовані у шаховому порядку;
- безперервні – метал одночасно прокатується в декількох клітях;
- напівбезперервні – поєднання реверсивної кліті та безперервної групи;

- комбіновані – поєднання різних схем розташування клітей.

Ця класифікація визначає кінематичну схему стану, впливає на продуктивність, гнучкість переналагодження та можливість автоматизації процесу.

Кількість і розташування валків у робочій кліті є ключовим параметром, що визначає жорсткість, точність прокатки та можливість виготовлення продукції певного сортаменту. Основні типи клітей [6,7]:

- Дуо – двовалкова кліть (найпростіша, застосовується в обтискних, товстолистових, сортових станах);
- Тріо – тривалкова кліть (осі валків в одній вертикальній площині, використовується для сортового прокату);
- Кварто – чотиривалкова кліть (два робочі та два опорні валки, забезпечує високу точність і жорсткість);
- Багатовалкові – 6, 12, 20 і більше валків (для тонколистових станів холодної прокатки, забезпечують мінімальні деформації робочих валків);
- Планетарні – спеціальні кліті з великою кількістю малих валків, що обертаються навколо опорних (для важкодеформованих сталей).

За розташуванням валків розрізняють кліті з горизонтальними, вертикальними, універсальні (горизонтальні + вертикальні), косовалкові (для трубопрокатних агрегатів) та спеціального призначення.

Робоча кліть (рис.1.3) – це основний вузол прокатного стану, в якому безпосередньо здійснюється пластична деформація металу між валками. Від конструкції робочої кліті залежать продуктивність, точність, якість продукції та енергоефективність стану. Основні елементи робочої кліті:

- валковий комплект: робочі та опорні валки, підшипники, подушки;
- вузол станин: ліва і права станини, траверси або шпильки;
- натискний механізм: забезпечує регулювання зазору між валками;
- механізм осьового регулювання і фіксації: встановлює валки у горизонтальній площині;

- привалкова арматура: лінійки, проводки, ножі для напрямку металу;
- фундаментні плити: основа для встановлення кліті;

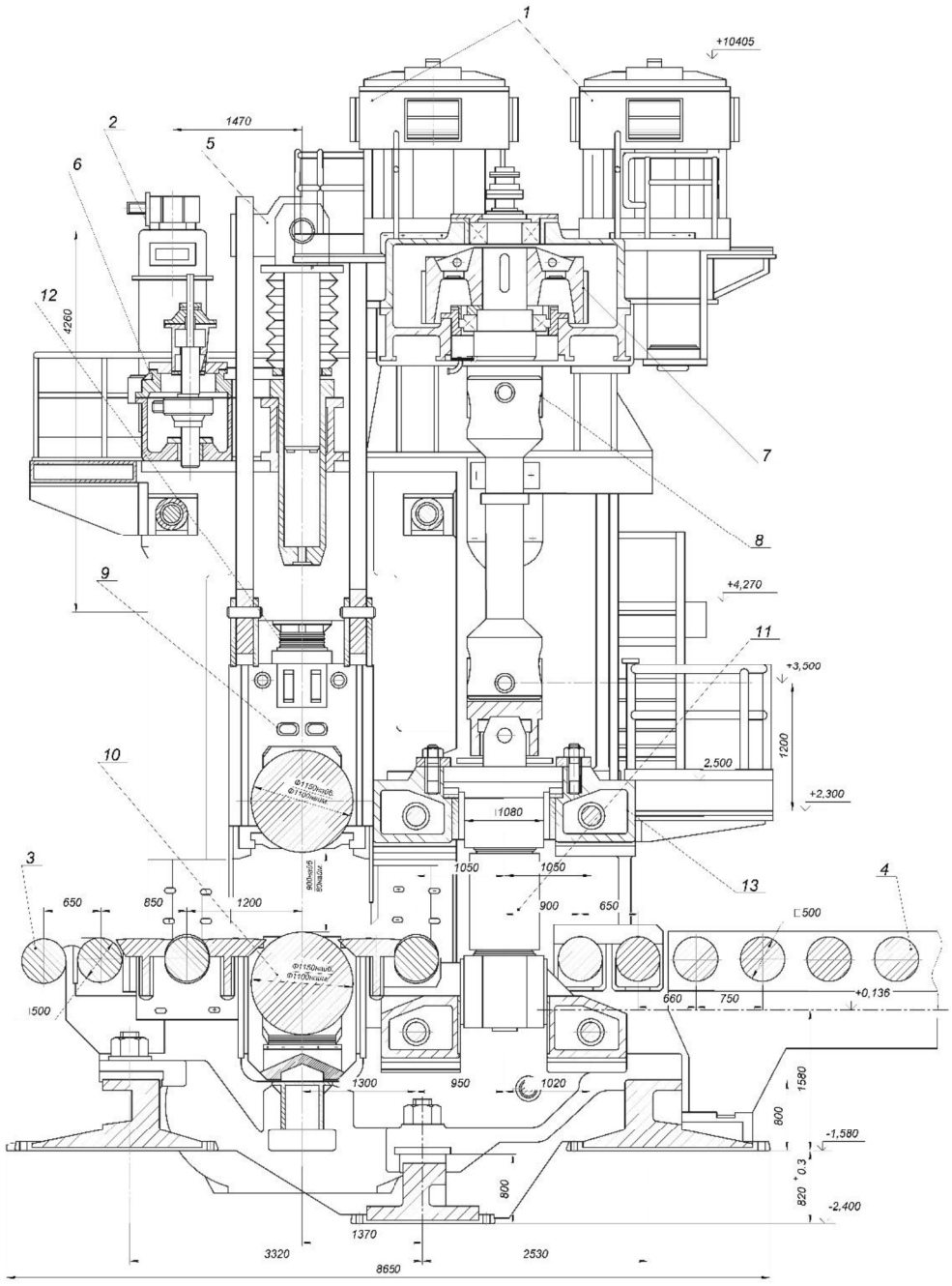


Рисунок 1.3 – Загальний устрій прокатної кліті обтискного стана 1150: 1 – привод вертикальних валків; 2 – привод натискного пристрою; 3 – відвідний рольганг; 4 – приймальний рольганг; 5 – гідроврівноваження верхнього валка; 6 – редуктор натискного пристрою; 7 – редуктор вертикальних валків; 8 – шпіндельний пристрій; 9 – валок верхній; 10 – валок нижній; 11 – валок вертикальний; 12 – натискний механізм; 13 – станина

У сучасних станах до складу робочої кліті також входять системи охолодження, гідрозгину валків, датчики сили прокатки, системи централізованого змащення [8-10].

Валки – це технологічний інструмент прокатного стану, який безпосередньо здійснює деформацію металу. Вони поділяються на робочі (здійснюють прокатку) та опорні (забезпечують жорсткість системи). Конструкція валка включає:

- бочку (гладку або з калібрами);
- шийки для встановлення підшипників;
- приводний кінець (для робочих валків).

Визначальними параметрами валка є діаметр і довжина бочки, які підбираються залежно від типу стану, продукції та технологічних вимог. Матеріали виготовлення валків – чавун (м'який, напівтвердий, твердий), сталь (литі, ковані, леговані), іноді – карбіди для особливо зносостійких валків. Сучасні тенденції включають застосування нанотехнологій, композитних матеріалів, самовідновлювальних покриттів для підвищення довговічності та зносостійкості [11, 12].

Системи охолодження валків є критично важливими для забезпечення стабільного температурного режиму, зменшення зносу та підвищення якості прокату. Сучасні системи охолодження:

- використовують автоматичне керування температурою валків;
- здійснюють моніторинг температури в реальному часі;
- оптимізують витрати охолоджувача для стабілізації температури або теплової опуклості валків;
- враховують вплив мастила та міжклітинного охолодження.

Використання інноваційних систем охолодження дозволяє підвищити зносостійкість валків, збільшити міжперевалочний ресурс і покращити якість поверхні продукції [13-15].

Станина – це основний силовий елемент робочої кліті, що сприймає сили прокатування і забезпечує точність розташування валків [16]. За конструкцією

станини поділяють на:

- закритого типу – лита жорстка рама з нижньою і верхньою поперечинами та стояками;
- відкритого типу – складається з нижньої поперечини зі стояками та знімної кришки (верхньої поперечини).

Вікно станини служить для розміщення опорних вузлів валків. В сучасних станах станини виготовляють із сталі 30Л, 35Л, високоміцного чавуну, застосовують зварні конструкції. Важливими є параметри жорсткості, точності виготовлення та кріплення до фундаменту [17].

Привод забезпечує обертання валків і передачу крутного моменту від електродвигуна до робочої кліті. Основні типи приводів:

- груповий – один двигун на кілька валків через шестеренні кліті;
- індивідуальний – кожен валок має власний електродвигун (забезпечує гнучкість, точність, можливість регулювання швидкості).

Передаточні механізми включають редуктори, шестеренні кліті, універсальні шпинделі, муфти. Сучасні приводи оснащуються частотно-регульованими електродвигунами, сервоприводами, що забезпечують високу точність і динаміку регулювання [18].

Натискні механізми (НМ) призначені для переміщення і фіксації валків у вертикальній площині (або горизонтальній – для вертикальних клітей), забезпечення необхідного зазору між валками, стабільності цього зазору під час прокатки та оперативного регулювання в процесі роботи. Від точності та швидкодії натискних механізмів залежить якість продукції, можливість автоматизації та ефективність прокатного процесу.

1.2 Критичний аналіз конструкцій натискних механізмів

Натискні механізми є одним із ключових вузлів, що визначають точність, стабільність і якість прокатки. Перехід від класичних гвинтових до гідравлічних

і комбінованих механізмів, впровадження електромеханічних сервоприводів, інтеграція з автоматизованими системами керування – це основні напрями розвитку, які забезпечують підвищення швидкодії, точності та гнучкості виробництва.

За видом енергії, що покладена в принцип переміщення натискного механізму, традиційно ці механізми поділяються на механічні (гвинтові), гідравлічні та пневматичні типи, кожен з яких має свої переваги та недоліки в залежності від виду прокатки –гаряча чи холодна, а також від типу кінцевого продукту прокату – листовий чи сортовий [19, 20].

Натискні механізми прокатних станів класифікують за принципом дії, типом приводу, конструктивними особливостями та сферою застосування. Основними типами є [2, 21, 22]:

- гвинтові натискні механізми (механічні, з парою гвинт-гайка);
- редукторні (зубчасті) механізми (з використанням редукторів для передачі зусилля);
- гідравлічні натискні механізми (з гідроциліндрами);
- пневматичні натискні механізми (з пневмоциліндрами);
- комбіновані конструкції (електромеханічно-гідравлічні, гідромеханічні).

Кожен із цих типів має свої конструктивні особливості, переваги та недоліки, що визначають доцільність їх застосування залежно від типу стану, вимог до точності регулювання, швидкодії, надійності та інших критеріїв

Гвинтові натискні механізми є найпоширенішими на прокатних станах різного призначення (рис. 1.4). Їх основними елементами є гвинт (зазвичай сталевий) і гайка (часто з бронзи), які утворюють гвинтову пару (рис. 1.5) [23]. Гвинт вкручується в гайку, що розміщується в поперечині станини, і за допомогою приводу (електродвигуна, редуктора або ручного механізму) забезпечує вертикальне переміщення валків для регулювання міжвалкового зазору [2, 24, 25].

Принцип дії полягає у перетворенні обертального руху гвинта на поступальний рух гайки (або навпаки), що дозволяє точно встановлювати положення валків. Для підвищення точності та зниження зносу використовують трапецеїдальні або упорні різьби з дрібним кроком. У сучасних конструкціях застосовують кулькогвинтові передачі, які забезпечують менший коефіцієнт тертя та вищу точність позиціонування [26].

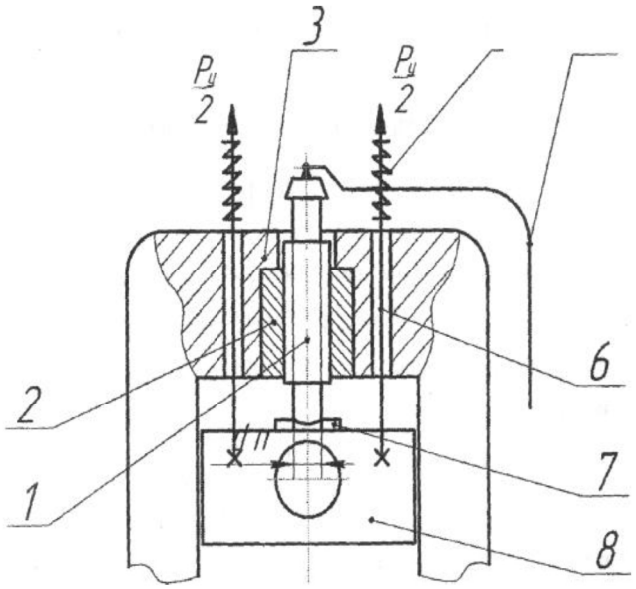


Рисунок 1.4 – Схема типового гвинтового натискного пристрою з ручним приводом: 1 – гвинт; 2 – натискна гайка; 3 – верхня частина станини; 4 – пружини; 5 – вантаж; 6 – тяги; 7 – підп'ятник; 8 – подушка валка

Особливості конструкції гвинтових механізмів включають:

- використання сферичних опор для самовстановлення подушки з вальницею по осі гвинта;
- застосування мастильних систем для зменшення тертя та зносу;
- використання матеріалів з високою зносостійкістю (сталі 40Х, 40Х, бронзи БРоЦС-6-6-3 тощо)
- захист різьбових поверхонь від абразивних частинок і продуктів зносу

– можливість встановлення додаткових гайок для підвищення надійності при прокатці.



Рисунок 1.5 – Гвинтові пари натискного механізму широкоштабового стану гарячої прокатки 1680

Гвинтові механізми забезпечують достатню міцність і жорсткість для сприйняття значних навантажень, що виникають під час прокатки. Вони характеризуються відносно високою точністю регулювання міжвалкового зазору, що особливо важливо для станів холодного прокатування, де необхідна точність до сотих міліметра.

Технічні характеристики гвинтових механізмів залежать від типу стану:

1. Швидкість переміщення валків:
   – блюмінги: 100÷300 мм/с;
   – слябінги: 100÷150 мм/с;
   – товстолистові стани: 40÷80 мм/с;
   – тонколистові (гарячого прокатування): 10÷25 мм/с;
   – тонколистові (холодного прокатування): 0,05÷0,15 мм/с;
   – багатовалкові листові стани: 0,005÷0,01 мм/с;
   – сортові стани: 2÷5 мм/с.
2. Точність позиціонування: ±0,025 мм (максимальна – ±0,010 мм)

3. Частота коригування: 0,5 Гц

Гвинтові механізми мають обмеження щодо швидкодії – час досягнення повної швидкості переміщення при регулюванні становить 0,6 с, а під навантаженням – до 3,25 с для товщини 2 мм. Це обумовлює їх застосування переважно на станах, де не потрібна висока швидкодія, але критично важлива точність регулювання [27].

Редукторні натискні механізми використовують зубчасті передачі (циліндричні, черв'ячні, планетарні) для передачі зусилля від приводу до гвинта або безпосередньо до валка (рис.1.6). Основна мета застосування редукторів – забезпечення необхідного передаточного числа для досягнення оптимального співвідношення між швидкістю переміщення і точністю позиціонування натискного гвинта.

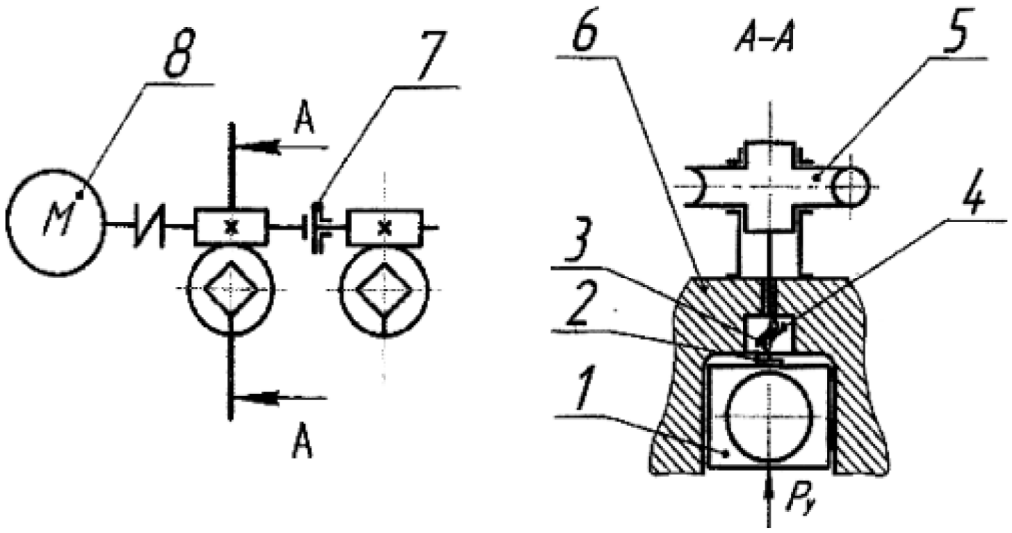


Рисунок 1.6 – Схема типового редукторного натискного механізму з горизонтальними двигунами: 1 –подушка валка; 2 –підп'ятник; 3 – гвинт; 4 – черв'ячний редуктор; 6 – станина; 7 – зачіпна муфта; 8 – електродвигун

Переваги редукторних механізмів полягають у можливості використання стандартних електродвигунів з високою швидкістю обертання, що знижує вартість приводу. Водночас, збільшення передаточного числа редуктора

підвищує точність позиціонування, але зменшує швидкість переміщення гвинта. Оптимальний вибір передаточного числа залежить від вимог до точності та часу регулювання міжвалкового зазору.

Недоліки редукторних механізмів – наявність люфтів у зубчастих передачах, що може знижувати точність позиціонування, особливо при зворотному русі. Для усунення люфтів застосовують спеціальні конструкції з попереднім натягом або використанням безлюфтових редукторів [28, 29]. Також важливим є вибір системи керування двигуном, яка повинна забезпечувати швидке і точне гальмування для мінімізації вибігу після зняття керуючого сигналу.

Гідравлічні натискні механізми (рис.1.7) набули широкого застосування на сучасних листопрокатних станах, особливо там, де потрібна висока швидкодія та можливість автоматичного регулювання товщини прокату (CAPT, AGC-системи) [28, 29].

Принцип дії гідравлічного механізму полягає у використанні гідроциліндрів, які під дією тиску робочої рідини (масла) переміщують валки у вертикальній площині. Гідроциліндри можуть бути розташовані як над подушками верхнього опорного валка (верхнє розміщення), так і під подушками нижнього опорного валка (нижнє розміщення). Керування здійснюється за допомогою гідравлічних клапанів, сервоклапанів, датчиків положення та електронних систем управління.

Основні конструктивні елементи гідравлічної системи:

- гідроциліндри (однопорожнинні або двопорожнинні);
- гідравлічний насос (шестеренний, поршневий, гвинтовий);
- запобіжні, редукційні, дросельні клапани;
- фільтри, бак для масла, трубопроводи;
- система керування (електронна, комп’ютерна, зворотний зв’язок по положенню).

Гідравлічні механізми забезпечують передачу значних зусиль (до 40 МН і більше), високу швидкодію, можливість регулювання зазору в процесі

прокатування та інтеграцію з автоматизованими системами керування профілем і формою штаби.

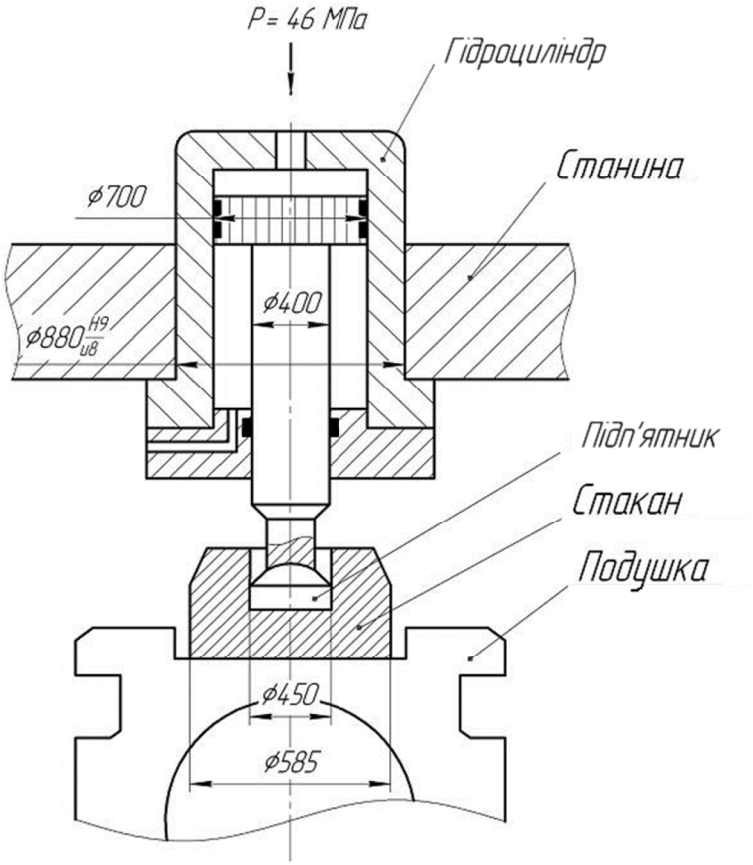


Рисунок 1.7 – Схема елементарного гідравлічного натискного механізму з верхнім розміщенням гідроциліндра

Гідравлічні механізми мають низку переваг порівняно з механічними:

- висока швидкодія: швидкість переміщення валків при зміні зазору – 3,5 мм/с (у 3…4 рази швидше, ніж у гвинтових механізмів);
- точність позиціонування: ±0,030 мм (максимальна – ±0,001 мм);
- частота коригування: до 10 гц (у 20 разів частіше, ніж у гвинтових);
- швидкість зняття навантаження при аваріях: до 12,5 мм/с (у 15 разів швидше, ніж у гвинтових);
- можливість регулювання зазору під час прокатки: забезпечує стабільність товщини та профілю штаби;

- інтеграція з автоматизованими системами керування (agc, capt) дозволяє компенсувати технологічні збурення, ексцентриситет валків, температурні коливання тощо.

Вплив на якість прокату є визначальним – гідравлічні механізми дозволяють досягти високої точності товщини по всій довжині штаби, зменшити різнотовщинність, забезпечити стабільність профілю та площинності листа. Це особливо важливо для тонколистового прокату, де допуски на товщину становлять десятки мікрометрів.

Недоліки гідравлічних механізмів – складність конструкції, висока вартість, необхідність якісного обслуговування гідросистеми (фільтрація масла, герметичність, захист від забруднень), підвищені вимоги до надійності елементів керування та датчиків.

Пневматичні натискні механізми використовують стиснене повітря для переміщення валків через пневмоциліндри. Вони мають обмежене застосування через низьку жорсткість повітряного середовища, що ускладнює точне регулювання міжвалкового зазору під навантаженням. Основні сфери використання – допоміжні операції, легкі стани, де не потрібна висока точність і зусилля.

Переваги пневматичних механізмів:

- простота конструкції;
- відсутність ризику витоку масла;
- відносно низька вартість.

Недоліки:

- низька точність регулювання;
- обмежена сила натискання;
- висока чутливість до коливань тиску та температури;
- неможливість забезпечення стабільної роботи під великим навантаженням;

У сучасних прокатних станах пневматичні механізми майже не використовуються для основного регулювання міжвалкового зазору, але можуть застосовуватися у допоміжних системах (наприклад, для балансування або швидкого зняття навантаження) [27].

Комбіновані натискні механізми (рис.1.8) поєднують переваги механічних і гідравлічних систем. Найпоширеніший варіант – гідромеханічні або електромеханічно-гідравлічні пристрої, де гвинтовий механізм використовується для грубого регулювання положення валків, а гідроциліндри – для точного та швидкого коригування зазору під час прокатки.

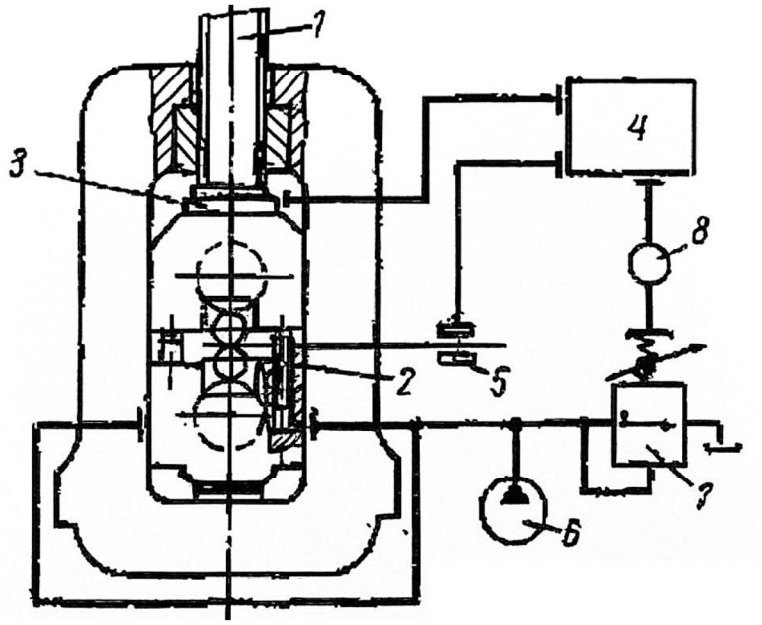


Рисунок 1.8 – Типова схема комбінованого натискного механізму прокатного стану: 1 – гвинтова пара; 2 – гідравлічний циліндр; 3 – тензодатчик; 4 – реєструючий пристрій; 5 – пристрій для вимірювання товщини; 6 – гідронасос; 7 – регулятор тиску; 8 – електричний двигун

Переваги комбінованих систем:

- висока точність і швидкодія;
- можливість грубого та точного регулювання в одному пристрої;
- підвищена надійність за рахунок дублювання функцій;

- гнучкість у налаштуванні та обслуговуванні;

Недоліки:

- складність конструкції;
- вища вартість порівняно з однокомпонентними системами;
- підвищені вимоги до синхронізації роботи механічної та гідравлічної частин.

Комбіновані механізми застосовуються на сучасних високопродуктивних станах, де потрібна максимальна точність і швидкодія, а також можливість автоматизації процесу регулювання.

Проведений критичний аналіз свідчить, що вибір типу натискного механізму має базуватися на комплексній оцінці вимог до точності, швидкодії, надійності, енергоефективності, вартості та можливостей автоматизації виробництва. Таким чином можна зробити висновок:

1. Гвинтові механізми залишаються оптимальними для станів із середньою продуктивністю, де критично важлива точність, але не потрібна висока швидкодія. Вони відзначаються простотою, надійністю та низькою вартістю, але поступаються гідравлічним системам за швидкодією та можливістю автоматизації.

2. Гідравлічні та комбіновані механізми є найкращим вибором для сучасних високопродуктивних станів із жорсткими вимогами до якості прокату, інтеграції з AGC/CAPT, автоматизації та цифрового керування. Вони забезпечують максимальну точність, швидкодію, енергоефективність, але потребують якісного обслуговування та мають вищу вартість.

3. Редукторні механізми доцільно застосовувати для підвищення точності позиціонування за умови мінімізації люфтів і використання сучасних систем керування.

4. Пневматичні механізми мають обмежене застосування через низьку точність і силу натискання, але можуть використовуватися у допоміжних системах.

5. Модернізація існуючих механізмів повинна передбачати

впровадження сучасних матеріалів, оптимізацію конструкції, використання електронних систем керування, автоматизацію та цифровізацію процесу регулювання.

Порівняльну характеристику різних типів натискних механізмів прокатних станів наведено в таблиці 1.2

Таблиця 1.2 – Порівняльна характеристика різних типів натискних механізмів прокатних станів

Критерій	Гвинтові	Редуктор-ні	Гідравліч-ні	Пневматич-ні	Комбіновані
Енергія на якій засновано принцип дії	механічна	механічна	гідравліч-на	пневматич-на	мех.+гідро. /пневмо
Точність регулювання	висока	висока	дуже висока	низька	дуже висока
Швидкодія	середня	середня	висока	висока	висока
Надійність	висока	висока	висока	середня	висока
Вартість	низька /середня	середня	висока	низька	висока
Обслуговування	просте	середнє	складне	просте	складне
Енергоефективність	середня	середня	висока	середня	висока
Вплив на якість прокату	середній /високий	високий	дуже високий	низький	дуже високий

Таким чином з огляду на все вищесказане постає питання розгляду можливості конструктивного удосконалення наявного електромеханічного натискного механізму широкоштабового прокатного стану принцип дії якого засновано на роботі гвинтової пари.

1.3 Пропозиції щодо удосконалення конструкції натискного механізму та напрям подальших досліджень

В реаліях сучасного виробництва на широкоштабовому прокатному стані 1680 ПАТ «Запоріжсталь» встановлено гвинтовий натискний механізм з черв'ячною передачею, модернізований для підвищення надійності та точності регулювання. Але навіть після модернізації, його конструкція далека від досконалості та має резерви в своєму подальшому розвитку.

Принцип дії гвинтових натискних механізмів засновано на роботі гвинтової пари. Гвинтові пари «гвинт–гайка» належать до базових механічних передач, що забезпечують перетворення обертового руху на поступальний і навпаки. Їх широко застосовують у верстатобудуванні, робототехніці, авіаційній техніці, силових приводах, геотехнічних системах і численних автоматизованих механізмах. Водночас сучасні вимоги до точності, надійності, швидкодії та ресурсу роботи приводів зумовили активізацію наукових досліджень щодо вдосконалення конструкцій гвинтових пар, підвищення якості їхнього зачеплення, зниження тертя та зношування.

Аналіз наукових робіти у вільному доступі, які містять дослідження роботоспроможності гвинтових пар вказують на те, що основні напрями розвитку гвинтових передач сфокусовані на:

– оптимізації профілю різьби;
– удосконаленні кінематики контакту;
– зменшенні втрат на тертя;
– підвищенні вантажопідйомності;
– створенні роликових або гібридних конструкцій;
– дослідженні впливу температурних полів, навантажень і пружних деформацій;
– боротьбі із застряганням та ослабленням різьбових з'єднань у складних умовах експлуатації.

Основні принципи роботи гвинтової пари базуються на класичних положеннях теорії механізмів [30]. В класичній теорії машин і механізмів ще з початку минулого сторіччя гвинтовий механізм розглядається як одна з найефективніших форм перетворювачів руху завдяки поєднанню обертального й поступального переміщення. За цим напрямом у працях дослідників та науковців закладено концепцію оптимального формування кутів гвинтової лінії та раціонального вибору профілю різьби, що й сьогодні є основою для створення високоточних гвинтових пар. Таким чином в класичній теорій окреслено теоретичну базу, на якій формуються сучасні підходи до підвищення якості зачеплення гвинт-гайка.

Розвиток цих підходів продовжено у працях, спрямованих на детальний аналіз контакту поверхонь різьблення. Так в роботі [31] виконано кінематичний аналіз взаємодії гвинтових поверхонь та продемонстровано особливості ковзання та кочення у зоні контакту. Поглиблене розуміння цього процесу дає змогу оптимізувати геометрію профілю та знижувати локальні контактні напруження.

Однією з помітних тенденцій є створення спеціалізованих гвинтових передавальних механізмів, що дозволяють розширити технологічні можливості стандартних різьбових передач. В роботі [32] запропоновано особливий гвинтовий механізм із модифікованою геометрією поверхонь, що забезпечує підвищення точності руху та зменшення втрат на тертя.

Серед інших інноваційних рішень – створення роликово-гвинтових механізмів . Такі передачі мають значно вищу вантажопідйомність та ресурс, ніж класичні кулькові або ковзні пари. У роботі [33] проаналізовано механізм заклинювання у планетарних роликових парах, що важливо для забезпечення стабільності роботи приводів у навантажених умовах.

Іншою актуальною темою є створення механізмів, що зменшують необхідні зусилля для створення обертального моменту та підвищують механічну ефективність. У роботі [34] представлено гвинтовий домкрат зі зміненою конфігурацією, що знижує енергетичні витрати під час піднімання

вантажів. Подібні конструкції є перспективними у галузях транспортного машинобудування та будівельної техніки.

Однією з найважливіших проблем гвинтових передач є нерівномірний контакт різьбових поверхонь, що спричиняє локальні перенавантаження та прискорене зношування. Значна кількість досліджень зосереджена на визначенні розподілу контактних напружень та оптимізації форми профілю.

Значний внесок у це зроблено у роботі Morі та співавторів [35], де аналізується розподіл тиску навколо гвинтової точки методом «визначення впливу гвинта». Незважаючи на специфічність задачі, отримані дані мають універсальне застосування: вони демонструють, як змінюється тиск у зоні контакту залежно від форми різьби, матеріалу та глибини занурення гвинтової частини.

Узагальнення цих результатів дозволяє формувати рекомендації щодо оптимізації профілів різьблення з метою підвищення міцності, точності та зменшення зношення.

Проблема теплового впливу є актуальною для високоточних приводів, які працюють наприклад в умовах прокатки штаби методом гарячої прокатки чи обтиснення слябів або блюмів із зливків нагрітих до температури понад 1100 ºС. Нагрів, що виникає під час роботи гвинтової пари, спричинює пружну деформацію гайки та гвинта, що змінює зазори та знижує точність позиціонування.

У дослідженні [36] виконано чисельний та експериментальний аналіз температурних полів у кулькових гвинтових передачах обертової гайки. Показано, що збільшення температури може спричинити нелінійні зміни у геометрії зачеплення – від мікродеформацій до макроскопічних похибок у переміщенні. Робота наголошує на важливості термостабілізації гвинтових механізмів, що особливо критично у верстатах ЧПК та роботизованих комплексах.

Розвиток цієї теми простежується й у роботі [37], де досліджується механізм ослаблення різьби під дією циклічних температурних навантажень. Ця

проблема актуальна для болтових з’єднань, проте закономірності можуть бути екстрапольовані й на гвинтові пари, де термоциклування призводить до зменшення попереднього натягу, зміни умов зачеплення та втрати точності.

Серед нових тенденцій особливу увагу привертають дослідження нелінійностей динамічної поведінки гвинтових пар, які визначають точність, стабільність і шумоутворення у механізмах. У роботі [38] аналізуються пружні й кінематичні нелінійності у попередньо натягнутій кульковій гвинтовій парі. Встановлено, що нелінійні ефекти проявляються при високих швидкостях та значних змінах навантаження, спричиняючи нерівномірність руху та вібрації.

Дослідження такого типу надзвичайно важливі для високоточних приводів, де навіть мікроскопічні коливання можуть спричинити суттєві похибки у позиціонуванні.

Окремий напрямок, що активно розвивається – вивчення механізмів заклинювання та застрягання у різних типах гвинтових механізмів. У роботі [33] подано детальне моделювання застрягання роликово-гвинтових передач при несинхронному обертанні роликів. Основні висновки свідчать, що збільшення стабільності руху значною мірою залежить від рівномірності розподілу навантаження та точності виготовлення елементів передачі.

Розуміння цих процесів важливе для запобігання аварійним відмовам, особливо в галузях, де гвинтові механізми працюють у критичних умовах — у авіаційній техніці, автомобільній промисловості та енергетичному обладнанні.

На підставі аналізу літератури можна виділити кілька перспективних напрямів удосконалення гвинтових передач:

– оптимізація форми профілю різьблення;
– використання роликових та гібридних механізмів;
– активне керування температурою;
– антивібраційні та антизаклинювальні конструкції.

В умовах діючого підприємства найбільш актуальним є комплексний підход, який розглядає як оптимізацію форми різьблення так і можливість покращення роботоздатності гвинтової пари шляхом, внесення формозмін у

основні елементи пари – як гвинта так і гайки.

У джерелі **[39]** представлено широкий спектр конструкцій гайок гвинтових пар, кожна з яких характеризується власними експлуатаційними особливостями та конструктивними перевагами (рис. 1.9).

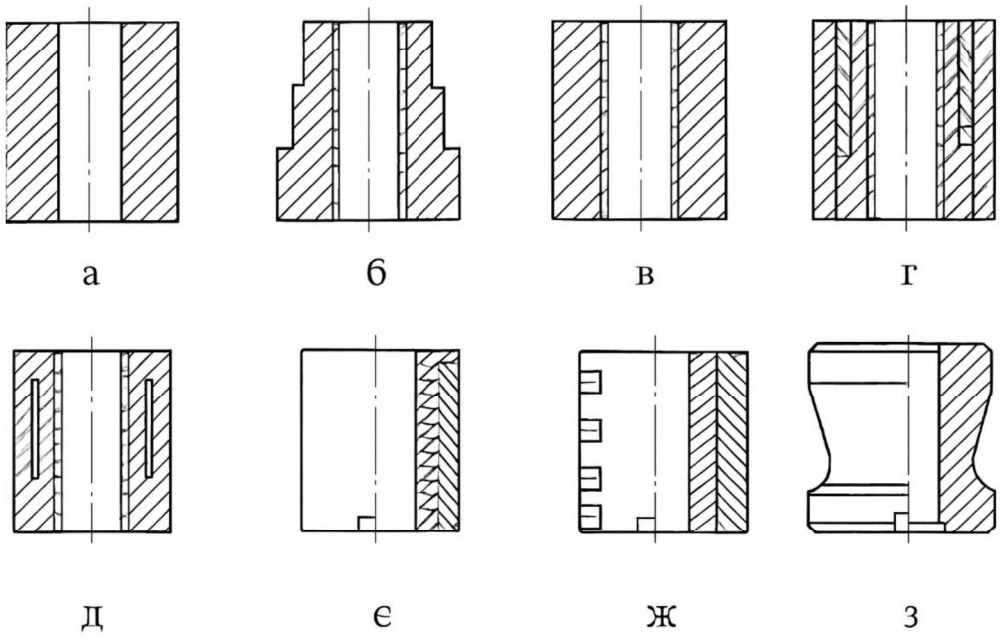


Рисунок 1.9 – Різновиди конструкцій гайок гвинтових передач

Циліндрична гайка (рис. 1.9, а) є найбільш поширеним варіантом завдяки простоті виготовлення та зручності монтажу. Разом із тим для неї характерна підвищена металоємність. Ступінчаста гайка (рис. 1.9, б) вигідно відрізняється меншою масою, однак її застосування пов’язане з труднощами забезпечення надійного контакту між усіма опорними поверхнями, а також необхідністю виконання посадкової проточки в станині.

Гайки, укріплені сталевими або чавунними бандажами (рис. 1.9, в, г), дають змогу суттєво скоротити витрати бронзи під час виготовлення. Варіант із водяним охолодженням (рис. 1.9, д) використовується у важконавантажених механізмах обтискних станів, де спостерігається інтенсивне тепловиділення та можливе вигоряння мастила у гвинтовій парі.

Біметалічна гайка з водоохолодженням (рис. 1.9, є) має сталевий корпус і бронзову заливку. Основним недоліком такої конструкції є ризик появи зазору між бронзою та корпусом, спричиненого різним коефіцієнтом усадки металів під час охолодження.

Біметалічний варіант іншого типу (рис. 1.9, ж) складається з двох стягнутих болтами напівкілець з внутрішньою різьбою, що охоплюють бронзову частину із зовнішньою різьбою. Такий підхід дозволяє підвищити міцність посадки та забезпечити зручність обслуговування.

Гайка з проточкою (рис. 1.9, з) застосовується для досягнення більш рівномірного розподілу навантаження по висоті різьби, що позитивно впливає на її довговічність.

На сьогоднішній день для стану гарячої прокатки тонкого листа на ПАТ «Запоріжсталь» залишається актуальною конструкція гвинтової пари з циліндричною гайкою (рис.1.10)

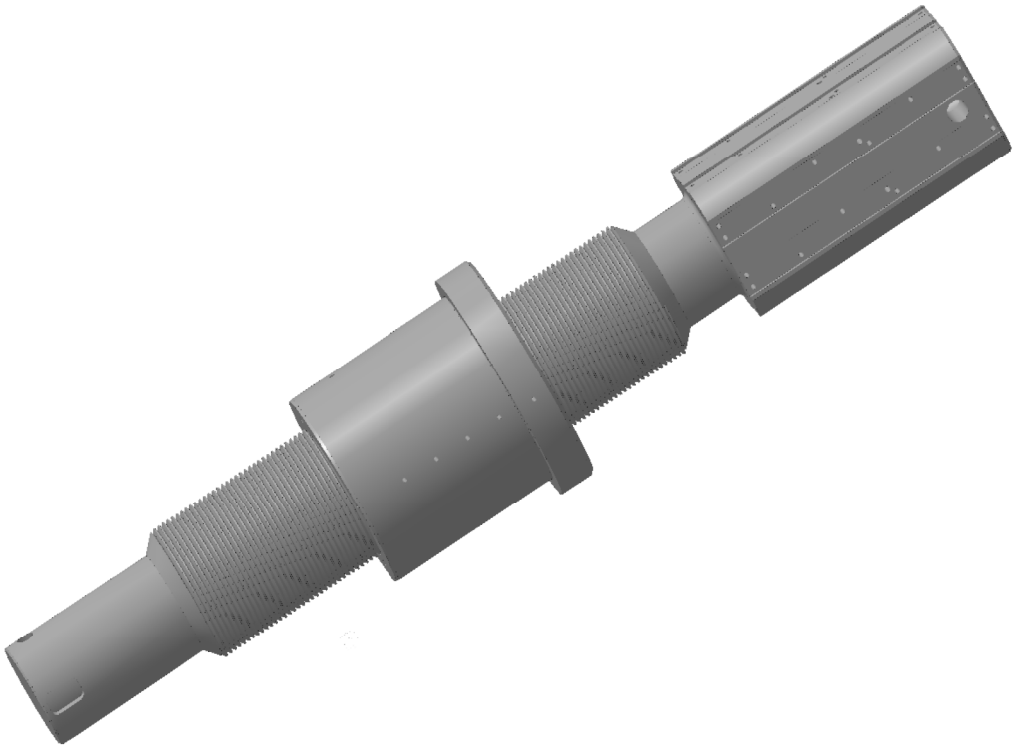


Рисунок 1.10 – Модель гвинтової пари натискного механізму прокатного стану з циліндричною гайкою

Суттєвим недоліком даної конструкції, як було сказано вище, є підвищенна матеріалоємність гайки, що за умови її виготовлення з дороговартістної бронзи, негативно впливає на формування собівартості основної продукції цеху.

Запропонована в середині минулого сторіччя групою дослідників під керівництвом Сафоронова В.І. конструкція корпуса гайки (рис. 1.11, б), відрізняється від типових, а саме:

– зворотною конусністю бронзової частини гайки, що в 1,64 рази зменшило нерівномірність розподілу тисків від зусиль прокатки на витках по висоті гайки й забезпечив рівномірний розподіл напружень у тілі гайки;
– сталевим кожухом, який не впливає на роботу гайки.

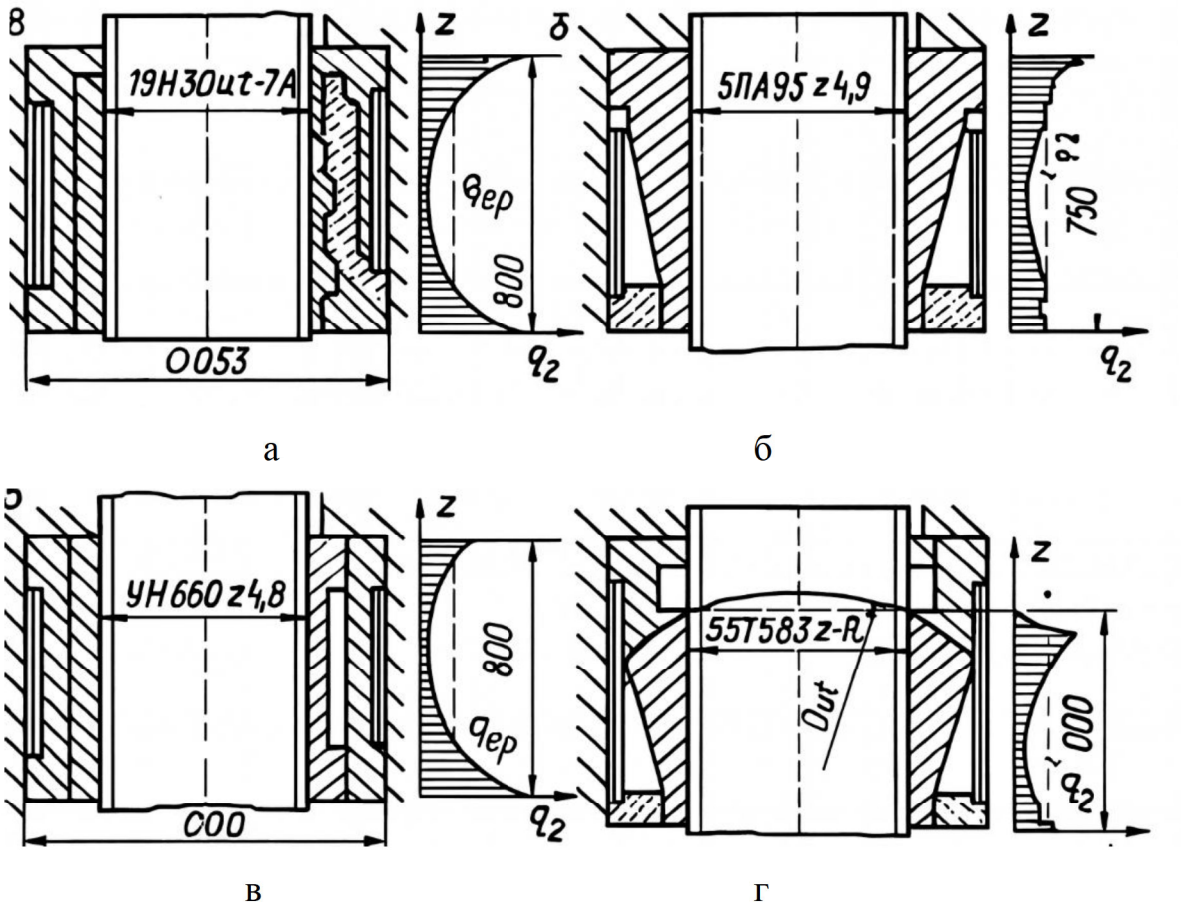


Рисунок 1.11 – Дослідження розподілу тисків від зусиль прокатки на витках по висоті гайки в залежності від її конструкивного виконання

Також з часом перетікання технологічного процесу можливе збільшення розмірів посадчних місць в станинах, що було передбачено авторами, шляхом внесення додаткових змін (рис. 1.11, г):

– центрування гайки в станині виконане по нижньому центруючому кільцю, по верхньому – зроблений зазор, рівний 2 мм; опорний торець гайки пропонується виготовити по сфері з радіусом 710 мм від центру нижнього центруючого кільця станини. Під опорний торець гайки в станині потрібно в такому випадку встановити сталеве кільце зі сферичною поверхнею. Це дозволить співвісно встановити гайку й гвинт при монтажі натискного пристрою й створити певний центр хитання гвинта з гайкою при перекосах і битті гвинта;
– завдяки зменшенню висоти гайки з 1000 до 900мм і радіальної її конструкції можливе отримання економії бронзи в 350 кг, а розподіл тисків від зусиль прокатки на витках по висоті гайки при цьому теоретично не погіршаться.

Такий конструктивний погляд підтверджує, що загальним трендом при проєктування натискних механізмів є комплексний підхід, який базується на поєднанні теоретичного моделювання, експериментальних досліджень і створення інноваційних конструкцій. Це дозволяє формувати нове покоління гвинтових механізмів, які відповідають сучасним вимогам високої точності, енергоефективності та стабільності роботи

Особливу увагу варто приділити оптимізації профілю різьби, удосконаленню кінематики контакту, зниженню втрат на тертя, боротьбі із заклинюванням, впливу температурних полів і динамічних навантажень, що і заплановано до виконання у дослідно-експериментальній частині даної кваліфікаційної роботи.

2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Теоретичне підґрунтя до вибору оптимальної конструкції гайки натискного механізму

Чисельні дослідження [40-46] закону розподілу навантаження по висоті гайки показали, що навантаження на її витках змінюється за функцією гіперболічного косинуса, досягаючи максимальних значень у крайніх торців гайки при z = H і z = 0 (рис. 2.1).

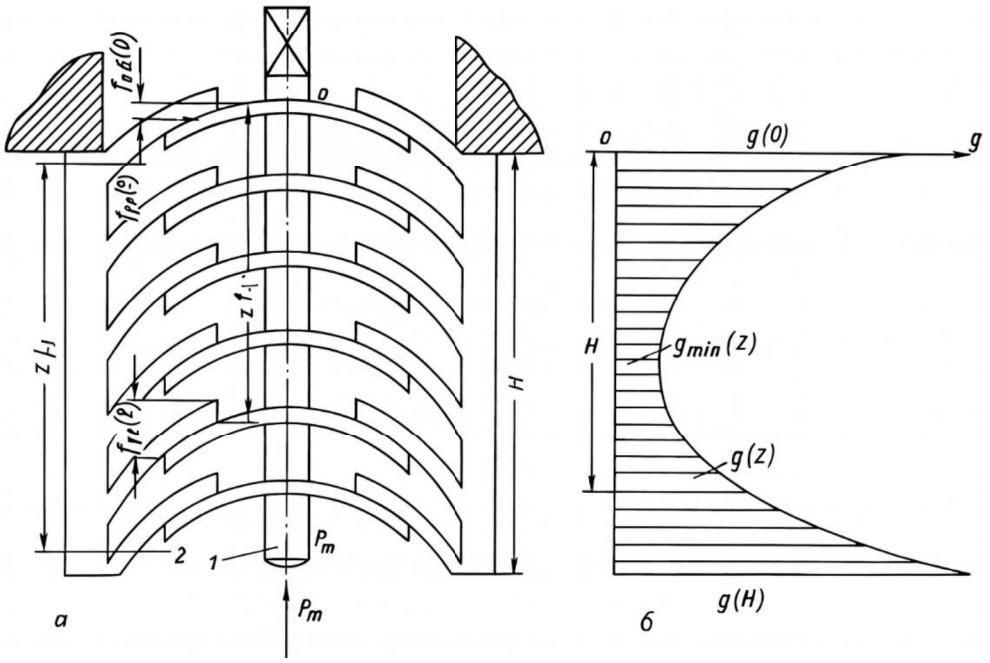


Рисунок 2.1 – Схема розподілу навантаження по висоті гайки в гвинтовій парі натискного пристрою: а – деформація гвинта і гайки 2; б – розподіл осьових сил по висоті гайки

Для порівняння доцільності впровадження запропонованої конічної конструкції гайки з наявною циліндричною знаходимо інтенсивність розподілу осьових сил по висоті гвинтової пари ($q_{(z)}$), за методикой запропонованій в минулому сторіччі І.А. Биргером, а саме залежність між погонним

навантаженням q_p на витки гайки й поточною ординатою z може бути виражена у вигляді:

$$q(z) = \frac{P_ш m}{\beta sh Hm}\left[\frac{chmz}{E_B F_B} + \frac{chm(H-z)}{E_r F_г(z)}\right], \qquad (2.1)$$

де β – коефіцієнт, що характеризує підатливість тіл гвинта й гайки:

$$\beta = \frac{1}{E_B F_B} + \frac{1}{E_r F_{r(z)}}, \qquad (2.2)$$

де E_B=1·105МПа та E_r=2,1·105$МПа$ – відповідно модулі пружності матеріалу гайки та гвинта;

F_B і $F_r(z)$ – площа поперечного перетину гвинта й гайки в площині z, м^2:

$$F_B = \pi \cdot d_1^{\,2}/4\,, F_{r(z)} = \pi \cdot (D_{H(z)}{}^2 - d_1^{\,2}), \qquad (2.3)$$

де d_1=480$мм$ і d = 396$мм$ – зовнішній і внутрішній діаметр різьблення гвинта;

$D_H(z)$–зовнішній діаметр гайки в перетині z, $м$;

$$m = \sqrt{\frac{\beta}{v}}, \qquad (2.4)$$

де v – коефіцієнт, що характеризує піддатливість витків різьблення гвинта та гайки,

$$v = \frac{S^2 w K_1}{F_P}\left(\frac{1}{E_B} + \frac{1}{E_r}\right), \qquad (2.5)$$

де w=1,65 – коефіцієнт, що враховує упорну форму різьблення;

$К_1$=1,3 – коефіцієнт, що враховує поворот витків у закладенні;

F_p – площа контакту одного витка різьблення, $м^2$,

$$F_p = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2) =$$
$$\frac{3{,}14}{4} \cdot (0{,}48^2 - 0{,}396^2) = 0{,}057\, м^2;$$

де z– поточна координата, що змінюється від 0 до Н, *м.*

Гіперболічний синус

$$shHm = \frac{1}{2}\left(e^{Hm} - \frac{1}{e^{Hm}}\right). \qquad (2.6)$$

Гіперболічний косинус

$$Chm(H - z) = \frac{1}{2}\left[e^{m(H-z)} + \frac{1}{e^{m(H-z)}}\right], \qquad (2.7)$$

$$chmz = \frac{1}{2}\left[e^{mz} + \frac{1}{e^{mz}}\right]. \qquad (2.8)$$

Для подальшого дослідження необхідно умовно конструкцію гайки розбити на критичні ділянки, на яких скориставшись формулами (2.1)-(2.8) визначаємо значення осьових сил, та будуємо епюри розподілу їхньої інтенсивності по висоті гайки (рис. 2.2). Для цього для наглядного порівняльного аналізу запропоновану конструкцію гайки конусної форми вписуємо в гніздо станини поверх існуючої циліндричної. З порівняльного аналізу видно, що у

запропонованій конструкції значно зменшена нерівномірність тисків від зусиль прокатки по площі витків і на витках по висоті гайки.

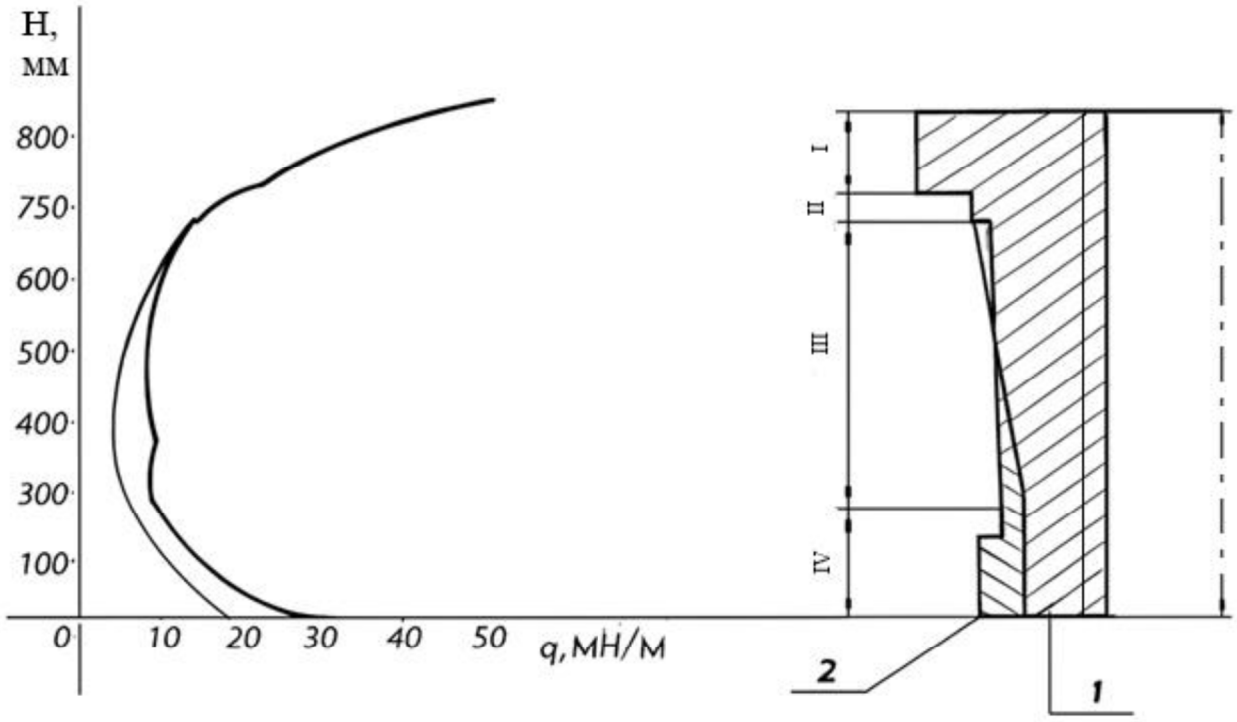


Рисунок 2.2 – Розподіл інтенсивності осьових сил в гайках циліндричної та конічної конструкцій: 1 – конічна гайка; 2 – циліндрична гайка

Подальші дослідження щодо можливої конструктивної оптимізації гайки гвинтової пари натискного механізму виконаємо методами імітаційного моделювання в дослідно-експериментальній частині.

2.2 Визначення кінематичних та силових параметрів приводу чистової кліті стану 1680

Для розрахунку потужності електродвигунів приводу чистових клітей стану «1680» достатньо розрахувати потужність двигуна для чистової кліті №5. Розрахунок робитимемо згідно даних технологічної інструкції виконання основних технологічних операцій на прокатному стані 1680 ПАТ

«Запоріжсталь» [47]. При вихідному профілі смуги – 4×1500 мм використаємо наступні дані отримані під час виробничої практики на підприємстві:

Швидкість прокатки кліті №5, м/с	$\upsilon = 1,52$
Діаметр робочих валків, мм	$D_р = 620$
Діаметр опорних валків, мм	$D_{оп} = 1240$
Діаметр цапф опорних валків, мм	$d_{оп} = 650$
Середня ширина штаби, мм	$B_{ср} = 1500$
Товщина штаби до проходу, мм	$h_0 = 23$
Товщина штаби після проходу, мм	$h_1 = 14,6$
Температура штаби, ° С	$t = 940$
Число обертів робочого валка, об/хв.	$n_в = 46,8$

Всі розрахунки виконаємо за відомими методиками наведеними в [39, 48-50]

Знаходимо середню товщину штаби:

$$h = \frac{h_0 + h_1}{2}, \tag{2.9}$$

$$h = \frac{23 + 14,6}{2} = 18,8 \text{ мм};$$

Визначаємо абсолютне обтиснення:

$$\Delta h = h_0 - h_1, \tag{2.10}$$

$$\Delta h = 23 - 14,6 = 8,4 \text{ мм};$$

Визначаємо відносне обтиснення:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h_0} \cdot 100\%, \tag{2.11}$$

$$\varepsilon = \frac{8,4}{23} \cdot 100\% = 36,5\ \%;$$

Визначаємо довжину дуги захвату:

$$l = \sqrt{\frac{D_p}{2} \cdot \Delta h}, \qquad (2.12)$$

$$l = \sqrt{310 \cdot 8,4} = 51,03 \text{ мм};$$

Визначаємо коефіцієнт тертя штаби об валок при гарячій прокатці:

$$\mu = n_1 (1,05 - 0,0005\ t)\ n_2, \qquad (2.13)$$

де n_1 – коефіцієнт, який характеризує стан поверхні валків;

$n_1 = 0,8$ – для чавунних валків з загартованою поверхнею;

n_2 – коефіцієнт, який враховує швидкість прокатки;

$n_2 = 0,95$ – при $\upsilon = 1,72$ м/с;

$$\mu = 0,8(1,05 - 0,0005 \cdot 940) \cdot 0,95 = 0,44;$$

Визначаємо швидкість деформації:

$$v = 0,105 \frac{n_в l}{h_0}, \qquad (2.14)$$

$$v = 0,105 \frac{46,8 \cdot 51,03}{23} = 10,9 \text{ сек}^{-1}$$

Визначаємо середній питомий тиск штаби на робочі валки:

$$P_{ср.}=\kappa\frac{2h_1}{\Delta h(\delta-1)}\cdot\frac{h_н}{h_1}\left[\left(\frac{h_н}{h_1}\right)^{\delta}-1\right], \qquad (2.15)$$

де к – опір деформації:

$$\kappa = 1{,}15\cdot \sigma_д ,$$

де $\sigma_д$ – межа плинності штаби з низьковуглецевої сталі при даній швидкості деформації, обтисненні і температурі, $\sigma_д$ = 160 МПа [51, 52]

$$\kappa = 1{,}15\cdot 160 = 184 \text{ МПа};$$

δ – показник деформації штаби

$$\delta = \frac{2\mu\cdot l}{\Delta h}, \qquad (2.16)$$

$$\delta - \frac{2\cdot 0{,}44\cdot 51{,}03}{8{,}4} - 5{,}35$$

Для спрощення розрахунків по визначенню середнього питомого тиску на валки користуємось номограмою, яка представляє залежність відношення $\frac{P_{ср}}{к}$ від коефіцієнта δ при різних відносних обтисненнях ε.

Звідси, знаходимо $\frac{P_{ср.}}{к} = 1{,}8;$

$$P_{ср.} = \kappa \cdot 1{,}8 = 184 \cdot 1{,}8 = 331{,}2 \text{ МПа} = 331{,}2 \text{ Н/мм}^2;$$

Визначаємо зусилля на 1 мм ширини штаби:

$$q = P_{ср} \cdot l;$$

$$q = 331,2 \cdot 51,03 = 16,9 \text{ кН/мм};$$

Визначаємо повний тиск штаби на робочі валки:

$$P = q \cdot B_{ср}, \quad (2.17)$$

$$P = 16,9 \cdot 1500 = 25350 \text{ кН};$$

Визначаємо момент прокатки [53]:

$$M_{пр} = 2 \cdot P \cdot \psi \cdot l, \quad (2.18)$$

де ψ – коефіцієнт плеча прикладання рівнодіючої тиснення, при гарячій прокатці $\psi = 0,45$ [54]

$$M_{пр} = 2 \cdot 25350 \cdot 0,45 \cdot 51,03 = 1164,25 \text{ кН·м};$$

Визначаємо момент тертя у вальницях опорних валків:

$$M_{тр.оп.} = P \cdot \mu_{оп} \cdot d_{оп} \cdot (D_р / D_{оп}), \quad (2.19)$$

де $\mu_{оп}$ – коефіцієнт тертя у вальницях опорних валків, для вальниць рідинного тертя $\mu_{оп} = 0,003$ [55];

$$M_{тр.оп.} = 25350 \cdot 0,003 \cdot 650 \cdot (620/1240) = 24,7 \text{ кН·м};$$

Визначаємо загальний момент робочих валків:

$$M_р = M_{пр} + M_{тр.оп.}, \quad (2.20)$$

$$M_р = 1164,25 + 24,7 = 1188,95 \text{ кН·м};$$

Визначаємо статичне навантаження двигуна [56]:

$$M_{ст} = M_р /(i\eta_{пр.}), \quad (2.21)$$

де i – передаточне число редуктора;

$\eta_{пр}$ – коефіцієнт корисної дії приводу, $\eta_{пр} = 0,85 \div 0,93$, приймаємо $\eta_{пр} = 0,9$;

$$M_{ст} = 1188,95 / (7,23 \cdot 0, 9) = 182,72 \text{ кН·м}$$

Визначаємо частоту обертів двигуна:

$$n_{дв} = n_в \cdot i, \quad (2.22)$$

$$n_{дв} = 46,8 \cdot 7,23 = 338,4 \text{ хв}^{-1};$$

Визначаємо кутову швидкість двигуна:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30}, \quad (2.23)$$

$$\omega_{дв} = \frac{3,14 \cdot 338,4}{30} = 35,4 \text{ рад/с}$$

Визначаємо попередньо потужність двигуна:

$$P = M_{ст} \cdot \omega_{дв.}, \quad (2.24)$$

$$P = 182,72 \cdot 35,4 = 6468,3 \text{ кВт};$$

Двигун працює безперервно, до того ж можлива прокатка легованих сталей та недостатній нагрів металу, тому необхідно ввести коефіцієнт запасу потужності, який дорівнює приблизно 1,1÷1,15.

За каталогом вибираємо електродвигун, який має наступну характеристику [53]:

Тип – AMZ -1600 FF 12

Потужність – P = 7000 кВт

Частота обертання – n = 50/630 об/хв.

Перевірка двигуна за номінальним моментом:

$$M_n = \frac{P}{\omega_{дв}}, \qquad (2.25)$$

$$M_n = \frac{7000}{35,4} = 197,74 \text{ кН·м};$$

Частота обертання, кутова швидкість вхідного валу редуктора та обертальний момент, що передається цим валом.

$n = n_{дв} = 270 \div 500$ об/хв.

$\omega_1 = n/9,55 = 270 \div 500 / 9,55 = 28,3 \div 52,4$ рад/с

$$M_1 = M_{дв} = \frac{P}{\omega_{дв}} \eta_м$$

де $\eta_м$ – ККД муфти, $\eta_м = 0,9$.

$$M_1 = \frac{7000}{28,3 \div 52,4} \cdot 0,9 = 222,6 \div 120,2 \text{ кН·м};$$

Коефіцієнт перевантаження двигуна:

$$\lambda = M_{ст} / M_{n} \quad (2.26)$$

$$\lambda = 182,72 / 197,74 = 0,92$$

Отже коефіцієнт перевантаження електродвигуна по статичному навантаженню в межах допустимого.

Якщо взяти до уваги динамічні моменти, які виникають під час розгону та гальмування, то потужність двигуна буде визначена через умову розрахунку двигуна на нагрівання.

Робота механізмів складається з наступних операцій:

– розгін;
– прокатка;
– гальмування;
– простій.

Зазначені операції циклічно повторюються. Тривалість циклу залежить від умов роботи. Середня тривалість окремих операцій наведена в таблиці 2.1 та на рисунку 2.3

Таблиця 2.1 – Середня тривалість операцій

Найменування операцій	Час, с
розгін двигуна	180
сталий режим, прокатка	120
гальмування двигуна	120
простій	300

Динамічні моменти, що виникають під час розгону й гальмування визначаються за формулою [56]:

$$M_{д(р)} = M_{д(Т)} = \frac{GD^2_{пр} \cdot n}{375 \cdot t_р}, \text{ Н}\cdot\text{ м} \qquad (2.27)$$

де $t_р$ – xfc розгону (гальмування), с ($t_р$=180 с; $t_г$=120 с);

n – число обертів вала двигуна;

$GD^2_{ПР}$ – наведений до вала двигуна маховий момент:

$$GD^2_{пр} = GD^2_{проб}, \qquad (2.28)$$

де $GD^2_{їð\ íá}$ - наведений до вала двигуна момент обертових частин.

$$GD^2_{проб} = I_\Sigma \cdot 4 \cdot g, \qquad (2.29)$$

де I_Σ – момент інерції обертових частин приводу наведених до вала двигуна (за даними технічної характеристики робочої кліті).

$$GD^2_{проб} = 2756 \cdot 4 \cdot 9{,}81 = 108145 \ Нм^2.$$

Динамічний момент при розгоні:

$$M_{д(р)} = \frac{108145 \cdot 630}{375 \cdot 180} = 1010 \ Нм = 1{,}01 кНм.$$

Динамічний момент при гальмуванні:

$$M_{д(Т)} = \frac{108145 \cdot 630}{375 \cdot 120} = 1515 \ Нм = 1{,}515 кНм.$$

Для двигунів працюючих у тривалому режимі зі змінним навантаженням

потужність та момент на двигуні визначається, як середній квадратичний момент $M_{ск}$ для вибору двигунів за умовою нагрівання.

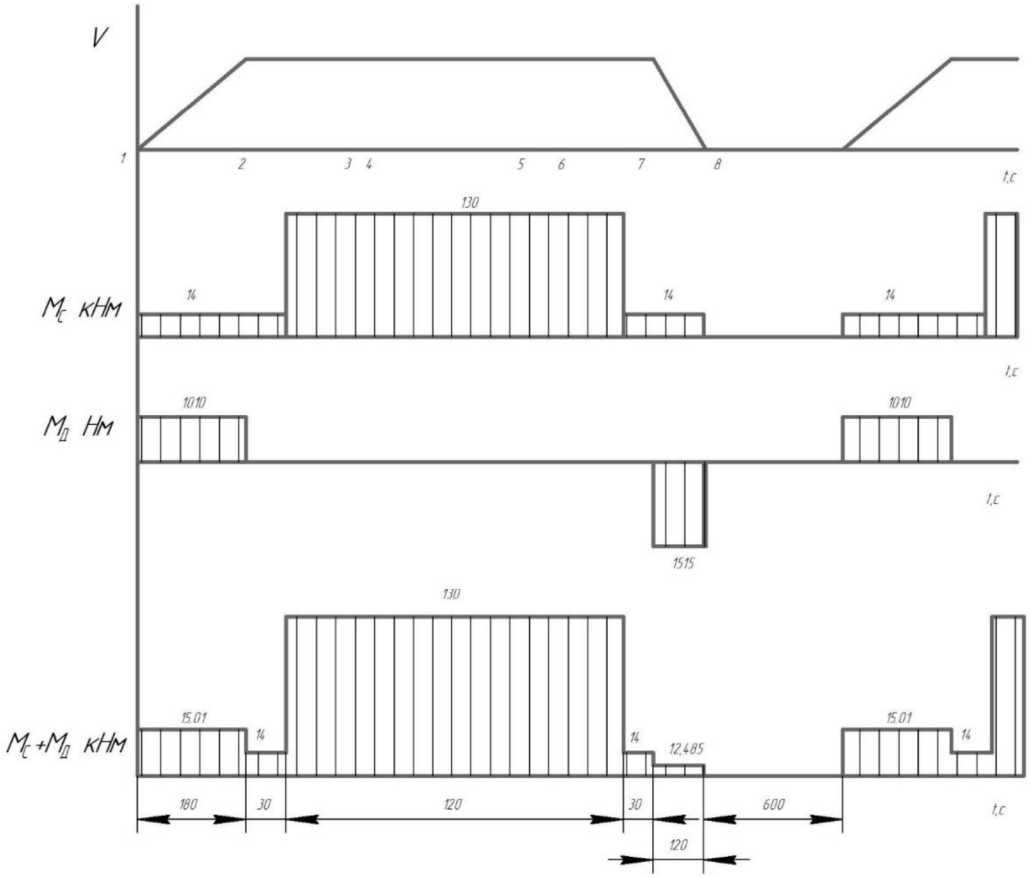


Рисунок 2.3 – Графік швидкості й моментів технологычного процесу виготовлення гарячекатаноъ штаби

Середній квадратичний момент визначимо за формулою:

$$M_{с.к.} = \sqrt{\frac{M_{12}^2 \cdot t_{12} + M_{23}^2 \cdot t_{23} + M_{34}^2 \cdot t_{34} + M_{45}^2 \cdot t_{45} + M_{56}^2 \cdot t_{56}}{t_{23} + t_{34} + t_{45} + k_У \cdot (t_{12} + t_{56} + t_{67})}}, \quad (2.30)$$

де $к_У$- коефіцієнт, що враховує погіршення умов охолодження двигуна,

$к_У$=0,65

Підставивши усе раніше розраховані значення у формулу (2.30) одержимо:

$$M_{с.к.} = \sqrt{\frac{15{,}01^2 \cdot 180 + 14^2 \cdot 30 + 130^2 \cdot 120 + 14^2 \cdot 30 + 12{,}485^2 \cdot 120}{30 + 120 + 30 + 0{,}65 \cdot (180 + 120 + 600)}} = 52{,}38 кНм$$

Визначимо номінальну потужність привода за формулою:

$$P_{ДВ} = \frac{M_{ск} \cdot n}{9550 \cdot \eta}, \quad (2.31)$$

де $M_{ск}$ – середньоквадратичний момент;

$n_{дв}$– частота обертання вала двигуна;

η – ККД приводу.

$$P_{ДВ} = \frac{63000 \cdot 630}{9550 \cdot 0{,}9} = 3840 кВт$$

Визначимо розрахунковий коефіцієнт перевантаження двигуна за середньоквадратичним момент $M_{ск}$ по формулы:

$$K_n = \frac{M_{СК}}{M_Н} \quad (2.32)$$

де $M_{СК}$ – середньоквадратичний момент на валу двигуна, кНм;

$M_Н$ – номінальний момент двигуна:

$$M_Н = \frac{9550 \cdot P}{n} = \frac{9550 \cdot 7000}{630} = 106 кНм$$

Підставивши числові значення у формулу (2.32) одержимо:

$$К_п=52{,}38/106=0{,}5 < \lambda_М=2{,}5$$

Перевірка на нагрів

$$M_E \le M_H \sqrt{ПВ_{ДВ}}$$

$$52{,}38кНм < 106\sqrt{0{,}6} = 82кНм$$

Умови по перевантаженню та перегріву виконуються, тому остаточно приймаємо електродвигун типу AMZ 1600 FF 12 загальною потужністю 7000 кВт; $n_{ДВ}$=50/630 об/хв.

2.3 Визначення силових характеристик натискного механізму

Для забезпечення обертання натискного гвинта під дією зовнішнього зусилля, що передається через площину його п'яти, до верхнього кінця гвинта слід прикласти визначений крутний момент. Його величину можна розрахувати за відповідною формулою:

$$M_B = P_B\left[\mu_n \frac{d_n}{3} + \frac{d_{CP}}{2} tg(\psi + \varphi)\right], \qquad (2.33)$$

де P_B – зусилля прокатки, яке передається на гвинт, так як натискних гвинта два, то можна вважати, що воно розподіляється рівномірно між обома гвинтами:

$$P_B = P/2 = 12{,}2/2 = 6{,}1МН;$$

$d_п$ – діаметр контакту натискного гвинта з подушкою; $d_n = 0{,}390\ м$;

$\mu_п$ – коефіцієнт, що враховує тертя в місці контакту гвинта з подушкою;

$\mu_п = 0{,}10$;

$d_{СР}$ –діаметр (середній) різьблення натискного гвинта; $d_{ср} = 0{,}425$ м;

ψ – кут, який враховує підйом лінії різьблення; $\psi = 0{,}429^{0}$;

φ – кут, що враховує трибологічні властивості різьблення, та визначається по формулі

$$\varphi = \text{arctg}(\frac{f}{\cos\gamma}), \qquad (2.34)$$

де f – коефіцієнт, що враховує тертя в різьбленні гвинтової пари;

γ – кут нахилу різьблення в профілі;

$$\varphi = arctg(\frac{0{,}04}{\cos 15^{\circ}}) = 2{,}37^{\circ}$$

У прокатних станах, що виготовляють штабу, верхній валок встановлюється під час перетікання технологічного процесц, що призводить до моментального силового впливу на валки, тобто:

$$M_{в} = 6{,}1\left[0{,}10\frac{0{,}390}{3} + \frac{0{,}425}{2}tg\left(0{,}429^{0} + 2{,}37^{0}\right)\right] = 0{,}1426 МН \cdot м$$

Після розрахунку крутного моменту, потрібного для здійснення обертання натискного гвинта, можна перейти до визначення потужності електродвигуна, що забезпечує функціонування натискного механізму. З огляду на те, що швидкість лінійного переміщення гвинта попередньо встановлена, величину обертального моменту двигуна, який повинен передаватися на привод гвинта, обчислюють за відповідною формулою:

$$M_{ДВ} = \frac{M_{В}}{i \cdot \eta}, \qquad (2.35)$$

де і – передаточне число між двигуном і гвинтом, і=1026

η – ККД редуктора між двигуном та гвинтом, $\eta = 0{,}70$

$$M_{дв} = \frac{0{,}1426}{1026 \cdot 0{,}70} = 0{,}198 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Згідно методики наведеної в [56] потужність двигуна можна визначити як:

$$N_{дв} = M_{дв} \cdot \omega_{дв}, \qquad (2.36)$$

де $\omega_{ДВ}$ –швидкість (кутова) обертання валу ротора двигуна, 1/с:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi}{30} n_{дв} \qquad (2.5)$$

$n_{ДВ}$ – число обертів двигуна, $n_{ДВ}$=565 об/хв

$$\omega_{дв} = \frac{3{,}14 \cdot 565}{30} = 59{,}13 \ c^{-1}$$

$$N_{дв} = 0{,}198 \cdot 59{,}13 = 11{,}7 \text{ кВт}$$

З огляду на необхідність забезпечення певної частоти обертання для приводу одного натискного гвинта приймаємо електродвигун постійного струму типу Д810 потужністю 55 кВт; $n_{ДВном}$=560 хв$^{-1}$; $n_{ДВмакс}$=2200 хв$^{-1}$ момент інерції якоря 3.63 кг·м^2.

Зважаючи на високу відповідальність натискного механізму в структурі обладнання, важливо провести розрахунок крутного моменту та необхідної потужності електродвигуна привода в умовах виходу з ладу одного з робочих двигунів. Це дає можливість проаналізувати здатність механізму забезпечувати

потрібні зусилля та стабільну роботу під час аварійних або нестандартних режимів експлуатації:

$$M_B=12,2\left[0,10\frac{0,390}{3}+\frac{0,425}{2}\operatorname{tg}\left(0,429^0+2,37^0\right)\right]=0,285\ \text{МН·м}$$

Тоді, у випадку аварійної ситуації момент на одному гвинті буде дорівнювати:

$$M_{ДВ}=\frac{2\cdot 0,285}{1026\cdot 0,70}=0,79\ \text{кН·м}$$

$$N_{ДВ}=0,77\cdot 59,13=46,7\ \text{кВт}$$

Таким чином, при аварійному виході з ладу одного елкутродвигуна деякий час робота натискного механізму можлива, також підвищена потужність обраного електродвигуна дозволить врахувати можливе погіршення змащення гвинтової пари натискного механізму.

2.4 Загальні рекомендації щодо підвищення роботоздатності вузлів натискного механізму

Надійність металургійного обладнання визначається раціональністю його конструкції, якістю виготовлення та дотриманням регламентованих умов експлуатації. Усі відмови елементів машин за характером їх виникнення поділяють на дві основні групи:

1. такі, що не супроводжуються руйнуванням деталей;

2. такі, що є наслідком часткового або повного руйнування елементів системи.

При цьому під руйнуванням розуміють не лише втрату працездатності

деталі, але й значне прискорення її зношування, що спричинює порушення нормального технологічного режиму [57, 58].

Для приводу чистової кліті типу «кварто» характерними є такі види відмов і несправностей:

– прискорене зношування бронзових вкладишів універсального шпинделя, спричинене високими динамічними навантаженнями та підвищеним коефіцієнтом тертя. За незначного спрацювання вкладиші під час ремонту змінюють місцями та продовжують експлуатацію; при перевищенні граничних допусків їх замінюють новими;

– послаблення кріплення зубчастих муфт, що викликає інтенсивний знос зубчастих елементів, спрацювання отворів під болтові з'єднання та зростання динамічних навантажень у приводі чистової кліті. Усунення проблеми здійснюють шляхом підтягування або заміни кріпильних елементів у процесі планово-попереджувальних ремонтів;

– вихід з ладу ваальниць шестеренної кліті, вузлів врівноваження шпинделів та вальниць редуктора, що потребує їх повної заміни;

– зношування зубчастих коліс редуктора, які підлягають заміні у разі втрати понад 20% товщини зуба по дузі подільного кола. Колеса з тріщинами на маточині, ободі або диску також виводять з експлуатації. Допускається ремонт зламаних зубів зварюванням: пошкоджений зуб вилучають, уздовж його довжини свердлять отвори з нарізанням різьби під шпильки, після чого здійснюють наплавлення за мідними шаблонами. Існує також технологія відновлення зубів установленням ремонтних вставок. Після наплавлення колесо відпалюють, механічно обробляють і підганяють шляхом обкатування [59, 60].

Окремої уваги потребує обслуговування гвинтових пар натискного механізму. Щоб запобігти зношуванню за типом схоплювання I роду, необхідно застосовувати матеріали з високою межею плинності та здатністю утворювати міцні оксидні плівки, стійкі до руйнування під робочим навантаженням. Підвищити зносостійкість можна також завдяки шліфуванню поверхонь, що збільшує фактичну площу контакту і знижує питомі тиски. Коли тиск падає

нижче межі плинності матеріалу, схоплювання припиняється. Водночас надмірне підвищення класу чистоти поверхні може спричинити зростання молекулярного зношування, тому параметри шорсткості повинні бути оптимальними та визначатися експериментально [61]. Зносостійкість сталей середнього вуглецевого складу підвищується при легуванні марганцем і хромом.

Надійність зубчастих передач підвищують поверхневим гартуванням зубів струмами високої частоти (до 500 кГц), що забезпечує тверду зношувану поверхню та в’язку серцевину [59].

Довговічність черв’ячних пар натискного механізму забезпечується використанням сталі 40ХНМА для черв'ячних валів з подальшою цементацією робочих витків, застосуванням багатозахідних черв'яків зі зниженою швидкістю ковзання, що покращує ККД та зменшує тепловиділення. Використання циркуляційної системи рідкого мастила для черв’ячної передачі та вальниць забезпечує стабільне змащення та ефективне тепловідведення [59, 60].

Ресурс натискного гвинта збільшують застосуванням сталі 40ХН, термічним зміцненням п’яти, ниток різьби та шліцьової частини з подальшим шліфуванням.

Вали черв'ячних коліс виготовляють зі сталі 40Х із поверхневим гартуванням, що забезпечує достатню жорсткість при збереженні пружних властивостей серцевини [59, 60].

Подальше підвищення надійності обладнання натискних механізмів потребує комплексного підходу, що включає удосконалення конструкції, оптимізацію технологічних режимів, застосування сучасних методів діагностики та регулярного технічного обслуговування. Одним із пріоритетних напрямів є впровадження систем моніторингу технічного стану, які дозволяють контролювати критичні параметри роботи механізмів у реальному часі. Зокрема, ефективними є системи контролю вібраційного стану, температури вузлів тертя, навантаження на гвинтові пари, а також зносостійкість зубчастих передач [61-64].

3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Теоретичні основи дослідження можливості оптимізації роботи гвинтової пари

Запропонована до впровадження у виробництво в розділі конструкція гайки натискного механізму в поєднанні з натискним гвинтом представляють собою класичну гвинтову пару (рис. 3.1), що в навчальних курсах «Деталі машин» розглядається як силова передача, яку застосовують у точному машинобудуванні, в прокатних станах та пресах застосовують для перетворення обертового руху у прямолінійний [65]. Завдяки своїм конструктивним осбливостям вони мають змогу створювати значні зусилля, що передаються, та одночасно забезпечувати точне позиціювання робочого органа [66ї.

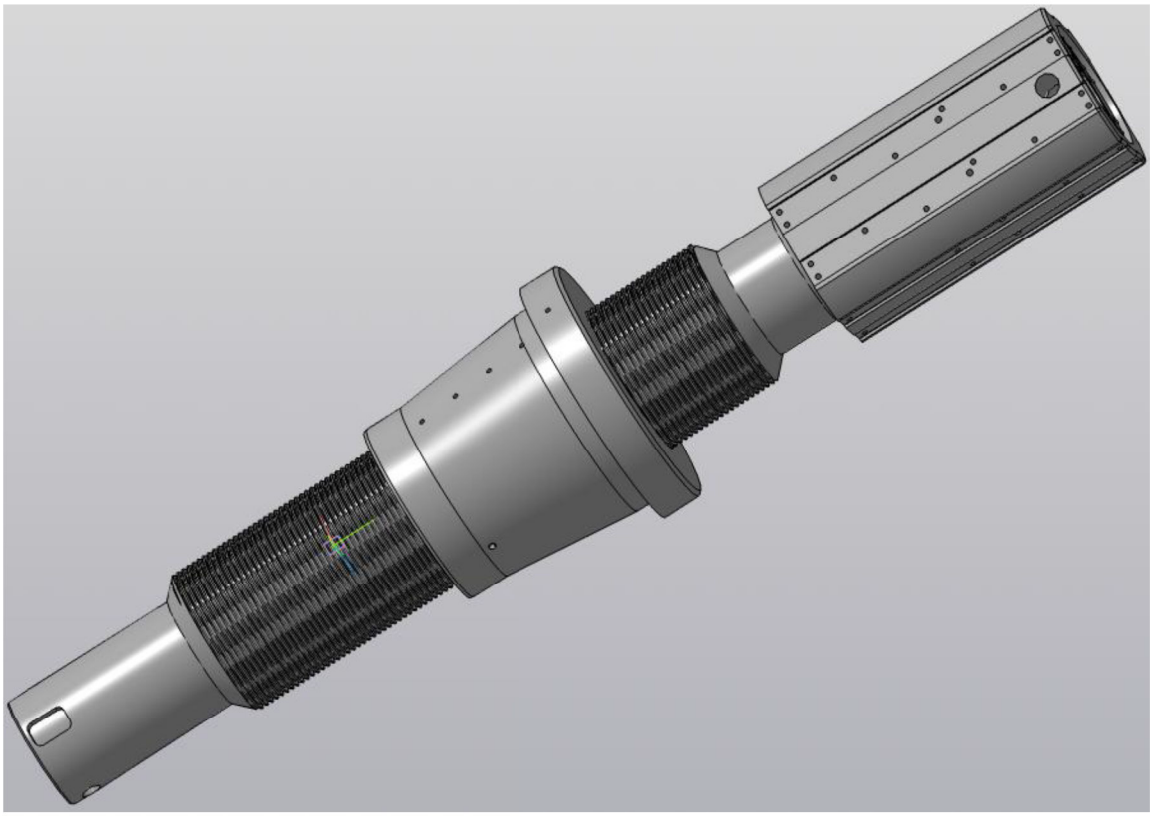


Рисунок 3.1 – Запропонована конструкція гвинтової пари натискного механізму

До беззаперечних переваг даних передач можна віднести [67]:

- значний виграш у силових факторах;
- досить широкий діапазон регулювання швидкості переміщення робочого органу;
- гарна ефективність щодо відношення передаваємих навантажень до габаритів конструкції;
- можливість організації високої точності переміщення робочого органа;
- відносно проста конструкція у виготовленні.

Основним недоліком гвинтової передачі, який є критичним при проєктуванні гвинтових пар натискних механізмів – значні втрати на тертя, що може спричиняти значне спрацювання та є основною причиною виходу з ладу натискних механізмів. Дрігим основним недоліком, який частково випливає з попереднього, є низьке значення ККД. Тому постає закономірне питання щодо можливості оптимізації гвинтової у розрізі вирішення саме цих двох проблем.

При виконанні технологічної операції прокатки Верхній валок переміщується вниз, таким чином натискний гвинт переміщується вниз, а рух гайки можна розглядати, як вгору, тобто сила прикладена до прокатного валка протилежна лінійної швидкості, тоді ККД передачі можна визначити за рекомендаціями [68] як:

$$\eta = \frac{\mathrm{tg}\psi}{\mathrm{tg}(\psi + \varphi)}, \tag{3.1}$$

де ψ – кут підйому гвинтової лінії:

$$\psi = \mathrm{arctg}\left(\frac{t}{\pi \cdot d_2}\right), \tag{3.2}$$

де t – крок різьби;

d_2 – середній діаметр різьби.

φ – кут тертя в різьбі:

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos\gamma}\right), \tag{3.3}$$

де f – коефіцієнт тертя між гвинтом та гайкою;

γ – кут нахилу різьби.

Аналіз формул розрахунку ККД гвинтової пари вказує на те, що корисна робота виконувана нею залежить від:

– кута тертя у різьбленні;

– кут нахилу профілю різьблення;

– кут підйому гвинтової лінії.

Також не менш важливим фактором впливу на ККД гвинтової пари за дослідженнями авторів роботи [39] є формозміна гайки.

Вплив кута тертя у різьбленні детально розглянуто роботою [69], вякій автори визначили графічну залежність ККД різьблення від кута тертя. В аналізі своїх досліджень автори вказують на те, що зменшення кута тертя у різьбовому з'єднанні, пропорційно залежить від коефіцієнта тертя ковзання та призводить до помітного зростання ККД гвинтової пари. Знизити коефіцієнт тертя-ковзання можна шляхом правильного добору матеріалів для тертьових пар та забезпечення своєчасного подавання змащувальних матеріалів у зону контакту. З позиції підвищення ефективності роботи різьбових з'єднань у натискних механізмах автори рекомендують обирати для виготовлення гайки бронзу Бр.АЖ9-4, яка має низький коефіцієнт тертя, та у випадку виникнення форс-мажорних обставин може часткове зкомпенсувати погіршення змащування тертьових поверхонь гвинтової пари. Також вказується, що додатково покращити ефективність роботи гвинтової пари дозволяє ретельна попередня підготовка контактних поверхонь, зокрема полірування витків різьби, що сприяє зменшенню опору тертя та

підвищенню загального ККД механізму.

За іншими напрямами дослідження оптимізації гвинтових пар натискних механізмів прокатних станів у вільному доступі не виявлено, тому поставлена задача визначення можливості удосконалення гвинтової пари шляхом оптимізації інших факторів впливу на ККД передачі.

3.2 Визначення впливу кута нахилу різьби на ККД гвинтової пари

Технологічні особливості процесу прокатки, і відповідно роботи натискних механізмів вимагають використання в гвинтих парах упорного різьблення, яке має профіль у вигляді неравнобічної трапеції з кутом 27°.

Згідно з формули (3.3) кут нахилу профілю різьби має вплив на значення ККД гвинтової пари:

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{0{,}02}{\cos 27}\right) = 1{,}28$$

Підставивши розраховані значення в (3.1) отримаємо:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 1{,}97}{\operatorname{tg}(1{,}97 + 1{,}28)} = 0{,}606$$

З огляду на те, що виготовлення прокатних станів не виключає індивідуальний підхід, на стадії проєктування гвинтової пари можливе змінення кута нахилу різьби в бік як збільшення так і зменшення кута нахилу, тому виконаємо розрахунок для значень кута нихилу різьби в проміжку від 0 до 90 з кроком 5º, причому враховуємо що 0 – відповідає куту нахилу 90º, по відношенню до горизонту, тобто фактично це прямокутне різьблення [70], а позиція 90 – відповідає куту нахилу 180º, по відношенню до горизонту, що виключає практичну можливість отримання різьблення. Результати розрахунків заносимо до таблиці 3.1, за якими будуємо графік залежності ККД різьби гвинтової пари від кута нахилу профілю різьби (рис.3.2).

Таблиця 3.1 – Результати дослідження залежності ККД різьби запропонованої гвинтової пари від кута нахилу профілю різьби

Кут нахилу профілю різьблення,γ, град	Кут підйому гвинтової лінії, ψ , град	ККД гвинтової пари η
0	1,972	0.632
5	1,972	0.631
10	1,972	0.629
15	1,972	0.624
20	1,972	0.618
25	1,972	0.609
30	1,972	0.598
35	1,972	0.585
40	1,972	0.568
45	1,972	0.548
50	1,972	0.525
55	1,972	0.496
60	1,972	0.462
65	1,972	0.420
70	1,972	0.370
75	1,972	0.307
80	1,972	0.229
85	1,972	0.129
90	1,972	-0.001

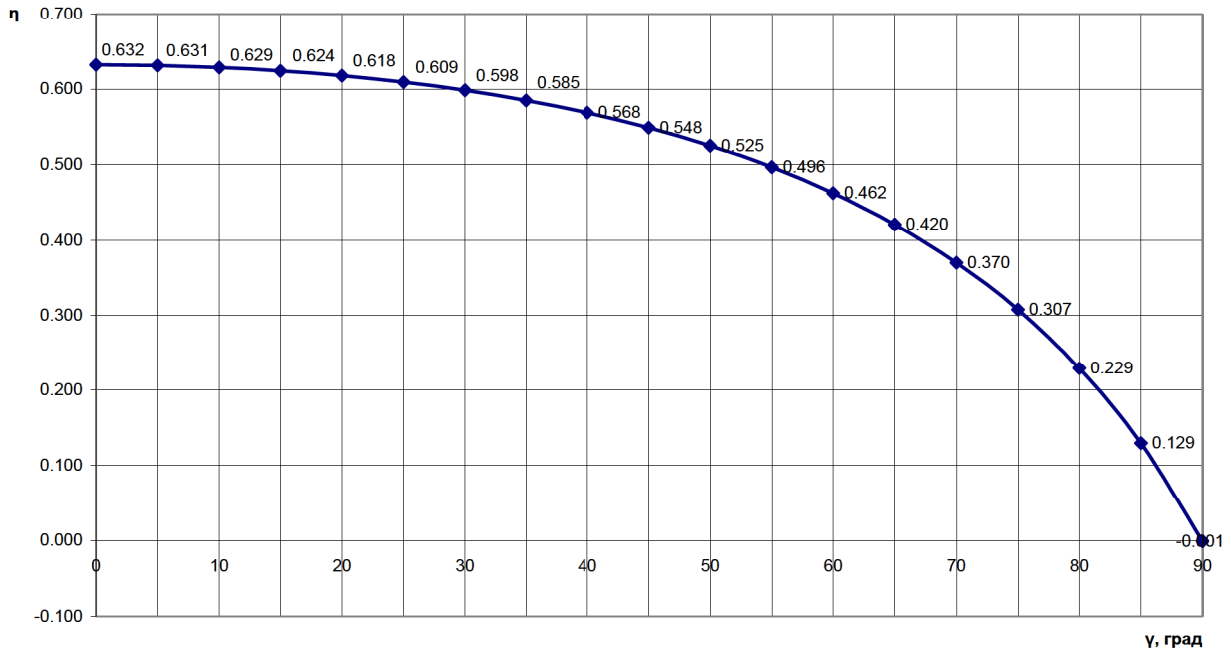


Рисунок 3.2 – Залежність ККД запропонованої гвинтової пари від кута нахилу різьби, η=f(γ)

Аналіз отриманої графічної залежності дозволяє стверджувати, що найбільший ККД у прямокутної різьби, але вона володіє зниженими властивостями стирання та при її зношуванні утворюються осьові зазори. Цей суттєвий недолік обмежує її використання у високовантаженних передачах гвинт-гайка, до яких відносяться натискні механізми прокатних станів [71].

При збільшенні кута нахилу йде повільне зниження ККД, яке після досягнень значень $\gamma = 30°$ різко знижується. Вочевидь, що з огляду на практичністьт використання оптимальними є кути нахилу профілю в межах 20-35°.

3.3 Визначення впливу кута підйому гвинтової лінії на ККД гвинтової пари

Формула (3.2) встановлює взаємозв'зок впливу кута підйому гвинтової лінії на ККД гвинтової пари через зміну кроку різьблення. Чиннодіючим стандартом [72] надається визначення основних параметрів різьблення. До натискних механізмів пред'являються вимоги точності й швидкодії при відпрацьовуванні заданих переміщень у процесі установки валків. Однак швидкодія натискного механізму у свою чергу залежить від необхідної точності розмірів прокату, величини переміщення, часу паузи між пропусками, типу привода. Так, наприклад, для обтискних станів більш важлива швидкодія натискного механізму, ніж точність прокатки, по відношенню до прокатки штаби чи листа, а для листопрокатних та широкоштабових станів, навпаки, більш важливою є точність позиціювання.

Тому дослідження залежності ККД гвинтової пари від кута підйому гвинтової лінії при встановленому номінальному діаметру різьби виконаємо для ряду кроку різьби від 8 до 64 мм, зі зміною його значень через кожні 8 мм. Отримані данні зводимо в таблицю 3.2 та будуємо графік залежності ККД гвинтової передачі натискного механізму від кута підйому гвинтової лінії у вигляді функції $\eta=f(\psi)$.(рис.3.3)

Таблиця 3.2 – Результати дослідження залежності ККД різьби запропонованої конструкції гвинтової пари від кута підйому гвинтової лінії

Коефіцієнт тертя ковзання, f	крок різьби, t, мм	Кут нахилу різьби,γ, град	Кут підйому гвинтової лінії, ψ , град	Кут тертя в різьбі φ, град	ККД гвинтової пари η
0.02	8	30	0.308	1.323	0.189
0.02	16	30	0.624	1.323	0.320
0.02	24	30	0.948	1.323	0.417
0.02	32	30	1.280	1.323	0.492
0.02	40	30	1.622	1.323	0.550
0.02	48	30	1.972	1.323	0.598
0.02	56	30	2.332	1.323	0.637
0.02	64	30	2.701	1.323	0.671

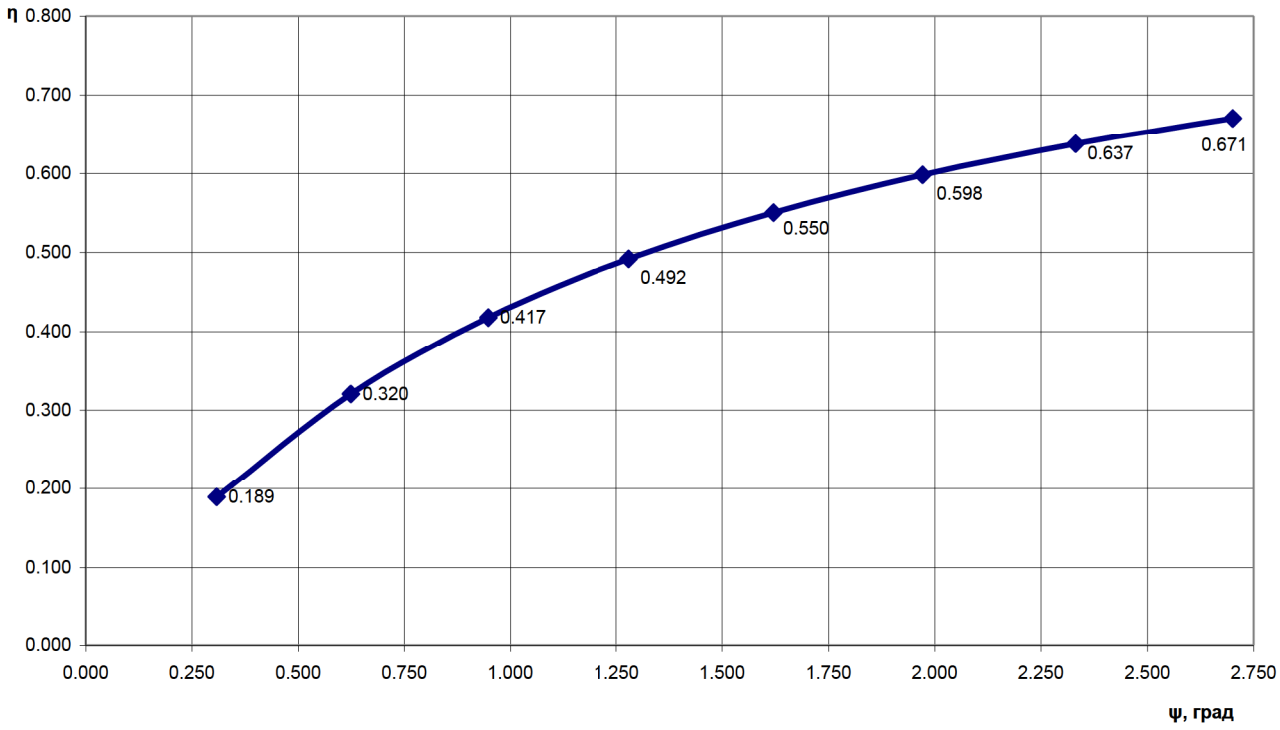


Рисунок 3.3 – Графік залежності ККД гвинтової передачі натискного механізму від кута підйому гвинтової лінії у вигляді функції η=f(ψ)

Аналіз отриманих значень дозволяє зробити висновок, що збільшення кроку різьби веде до збільшення ККД гвинтової передачі, але використання різьби з великим кроком має обмеження пов'язані зі зміщенням середнього діаметра до виступів різьби, зменшуючи її надійність й точністю завдання зазору між прокатними валками, яка при величинах кроку різьби більших 60 мм буде значно впливати на технологічний процес прокатки.

Також варто враховувати, що дослідження в цьому напрямі мають проводитися комплексно, адже на практиці використання в натискних механізмах кута тертя в різьбленні менше ніж кут підйому гвинтової лінії недоцільно, адже коли кут підйому гвинтової лінії менше кута тертя в різьбі ($\psi<\varphi$), не виконується одна з найбільш вагомих властивостей упорних різьб, яка є їхньою перевагою при використанні в натискних механізмах – можливість самогальмування [71].

3.4 Визначення впливу оптимізації геометричних характеристик гайки на її роботоздатність

Оптимізація геометричних характеристик гайок натискних механізмів прокатних станів особливо важлива в контексті можливості зменшення її маси. Адже маса гайок виготовлених з відносно дороговартісної бронзи може досягати кількох сотень кілограмів і передчасний вихід із ладу гайок призводить до значних виробничих збитків.

Дослідження розподілу навантаження по висоті гайки в розділі 1.3 показали, що навантаження на її витках змінюється за законом гіперболічного косинуса, досягаючи максимальних значень крайніх торців гайки при $z = H$ і $z = 0$.

Залежність між погонним навантаженням q_p на витки гайки та поточною ординатою може бути виражена у вигляді:

$$q(z) = \frac{P \cdot m}{\beta \cdot sh(H \cdot m)}\left[\frac{ch(m \cdot z)}{E_в \cdot F_в} + \frac{ch(m(H - z))}{E_г \cdot F_г}\right], \qquad (3.4)$$

де P – зусилля на гвинті, МН;

β – коефіцієнт, що характеризує підатливість тіл гвинта та гайки;

$E_В$ та $E_Г$ – модулі пружності матеріалів гвинта та гайки, МПа;

$F_В$ і $F_Г$ - площі поперечних перерізів гвинта та гайки, м ^{2};

ν – коефіцієнт, що характеризує підатливість витків різьблення гвинта та гайки;

z - поточна ордината, що змінюється від 0 до H , м.

$$\beta = \frac{1}{E_В \cdot F_В} + \frac{1}{E_Г \cdot F_Г} \tag{3.5}$$

$$F_В = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}, \tag{3.6}$$

$$F_Г = \frac{\pi \cdot \left(D_Н^2 - d^2\right)}{4}, \tag{3.7}$$

де d_1 і d – внутрішній та зовнішній діаметр різьблення гвинта, м;

$D_Н$ – зовнішній діаметр гайки, м.

$$F_В = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}419^2}{4} = 0{,}1378 \text{ м}^2$$

$$F_Г = \frac{3{,}14 \cdot \left(0{,}67^2 - 0{,}43^2\right)}{4} = 0{,}2072 \text{ м}^2$$

Отримані значення підставимо в (3.5) і отримаємо

$$\beta = \frac{1}{2{,}15 \cdot 10^5 \cdot 0{,}1378} + \frac{1}{1{,}1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}2072} = 8{,}2 \cdot 10^{-5} \ \frac{1}{\text{МПа} \cdot \text{м}^2}$$

Підатливість витків різьблення гвинта та гайкивизначається як:

$$\nu = \frac{p_p^2 \cdot W \cdot K_1}{F_p} \cdot \left(\frac{1}{E_в} + \frac{1}{E_г} \right), \tag{3.8}$$

де $p_р$– крок різьблення;

W – коефіцієнт, що враховує форму різьблення;

K_1 – коефіцієнт, що враховує поворот витків у закладенні;

$F_р$ – Площа контакту одного витка різьблення, м^2 :

$$F_р = \frac{\pi \cdot \left(d^2 - d_1^2 \right)}{4} \tag{3.9}$$

$$F_р = \frac{3{,}14 \cdot \left(0{,}430^2 - 0{,}419^2 \right)}{4} = 0{,}00733 \text{ м}^2$$

$$\nu = \frac{0{,}025^2 \cdot 1 \cdot 1{,}3}{0{,}00733} \cdot \left(\frac{1}{2{,}15 \cdot 10^5} + \frac{1}{1{,}1 \cdot 10^5} \right) = 0{,}0259 \cdot 10^{-5} \ \frac{1}{\text{МПа}}$$

Підставивши отримані вище значення (2.6), отримаємо:

$$q(z) = \frac{6{,}2 \cdot \sqrt{\frac{8{,}2 \cdot 10^{-5}}{0{,}0259 \cdot 10^{-5}}}}{8{,}2 \cdot 10^{-5} \cdot 1790{,}5} \left[\frac{1}{2{,}15 \cdot 10^5 \cdot 0{,}1378} + \frac{1}{1{,}1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}2072} \right] = 64{,}9 \ \frac{\text{МН}}{\text{м}}$$

З аналізу формули (3.9) випливає, що максимальне значення q (z) в 5 разів перевищує розрахункове $q_р = \frac{P}{H} = 13 \ \frac{\text{МН}}{\text{м}}$, що може вказувати на те, що висота гайки має значний вплив на розподіл навантаження. Процес розрахунку навантаження по висоті гайки виконаємо за алгоритмом наведеним на рисунку 3.4.

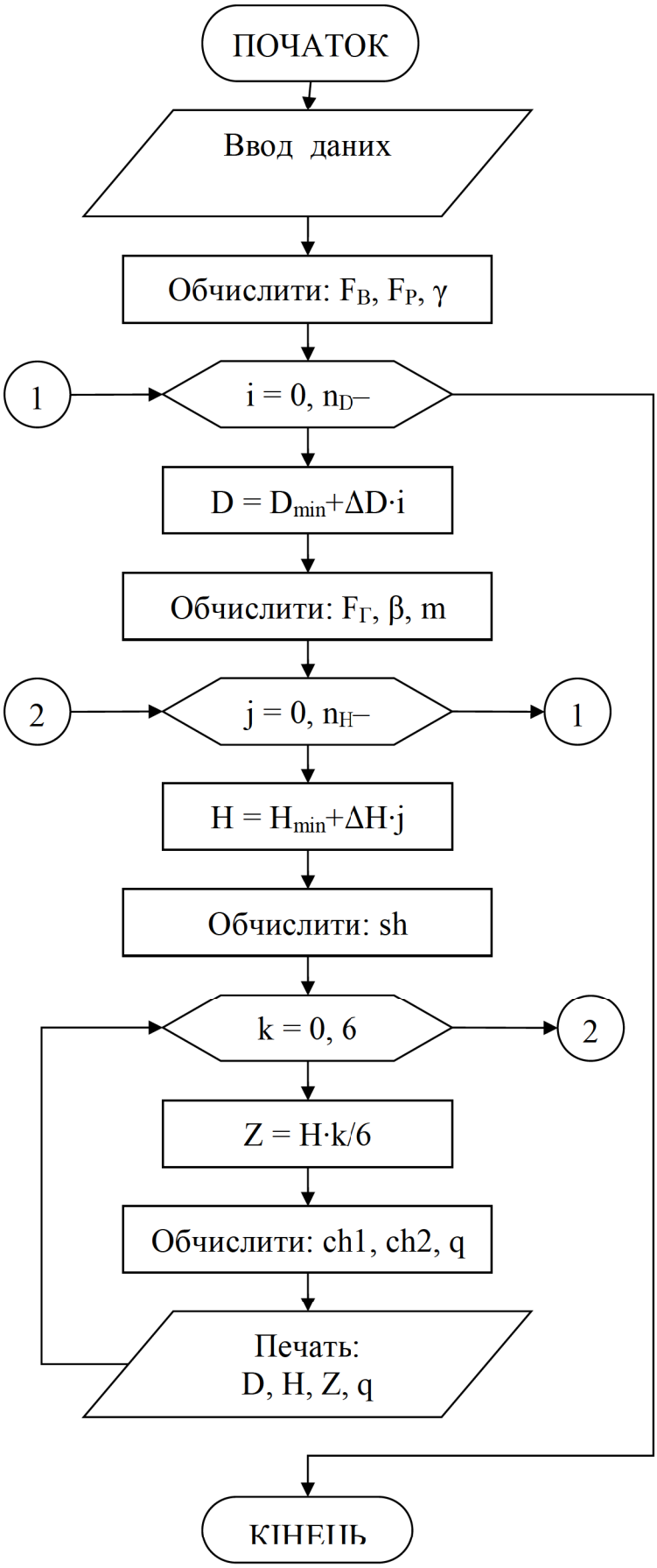


Рисунок 3.4 – Алгоритм розрахунку розподілу навантажень по висоті гайки натискного механізму

За отриманими результатами обрахунку для різних варіантів висоти та діаметру гайки будуємо криву розподілу навантажень (рис.3.5). Матеріал гайки згідно рекомендацій [69] обираємо бронзу марки БрАЖ9-4.

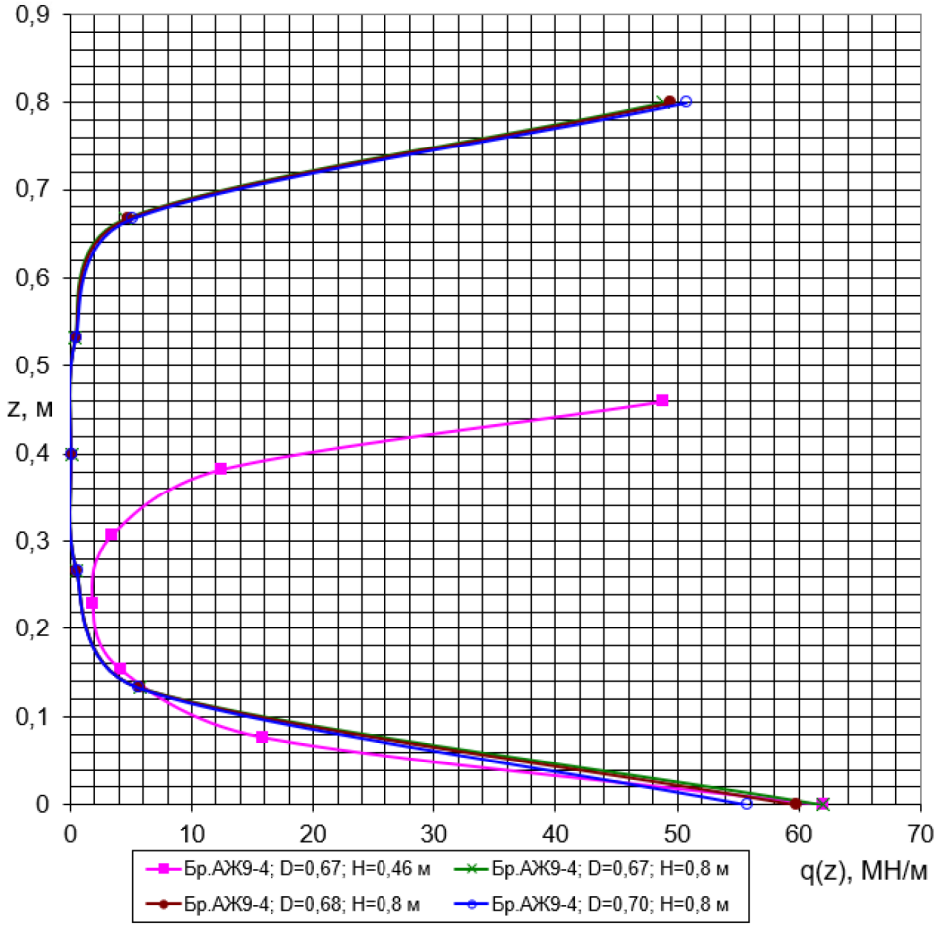


Рисунок 3.5 – Розподіл навантаження по висоті гайки натискного механізму

З аналізу графічної залежності (рис.3.5), вказує на те, що збільшення діаметру гайки при постійній висоті не дає значного зменшення навантаження. Основна концентрація навантажень розподілена між крайніми витками різьблення і ближче до середини майже дорівнює 0, тому при сталій висоті гайки натискного механізму перехід на конусну конструкцію дозволить зекономити до 20 % бронзи по відношеню до аналогічної циліндричної гайки. На рівномірність розподілу навантаження у торців гайки впливає модуль пружності матеріалу. Оптимальна конструктивна рівномірність розподілу навантаження досягається при відношенні діаметра і висоти гайки рівним 1.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

4.1 Аналіз потенційних шкідливих факторів на прикладі прокатного виробництва

Прокатне виробництво належить до найбільш інтенсивних та складних технологічних процесів у металургійній промисловості. Характеристики виробничого середовища даних цехів суттєво відрізняються від умов інших видів обробки металів, адже технологічний цикл включає нагрівання, пластичну деформацію, переміщення важких вантажів, роботу масивного обладнання та використання високих температур. Усі ці особливості створюють значну кількість небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на здоров'я працівників, їхню працездатність та рівень професійних ризиків [73].

Прокатні цехи характеризуються високою концентрацією фізичних, хімічних та психофізіологічних факторів, що перевищують нормативні значення [74]. Основними джерелами цих факторів є:

- нагрівальні колодязі та печі, у яких метал нагрівають до температур 1100–1300 °C;
- обладнання головної лінії прокатного стану – кліті, рольганги, шпинделі, натискні пристрої;
- гідравлічні та механічні системи очищення окалини;
- системи газопостачання та спалювання;
- механізми подачі, різання, транспортування металу;
- місця перебування ремонтного персоналу, у тому числі підвальні та важкодоступні приміщення.

Згідно технологічної карти (табл. 4.1) умови праці у прокатному виробництві класифікуються як шкідливі та небезпечні (III клас небезпечності), оскільки практично всі фактори перевищують гранично допустимі норми. У технологічній карті умов праці обслуговуючого персоналу відображені значні перевищення концентрацій хімічних речовин, пилу, показників мікроклімату та

шуму, що дає підстави кваліфікувати робоче місце як таке, що має особливо шкідливі та важкі умови праці.

Нагрівання зливків і заготовок у регенеративних нагрівальних печах – один з найнебезпечніших етапів технологічного процесу. До потенційних ризиків цього етапу належать:

– вибивання полум'я та порушення газового режиму – найбільш характерною небезпекою є вибивання полум'я з-під кришок печей, що виникає при порушенні тиску в робочому просторі або під час переривання роботи клапанів регенеративних колодязів. Така виробнича ситуація загрожує опіками, ураженням органів дихання продуктами згоряння,загорянням одягу. Конструктивні особливості печей знижують ризик вибуху газу всередині робочого простору, проте повністю його не виключають.

– теплове випромінювання – температура повітря поблизу нагрівальних агрегатів може перевищувати 40÷45 °С, а інтенсивність інфрачервоного випромінювання – до 1200 Вт/м² при нормі 140 Вт/м². Такий рівень у 8÷9 разів перевищує допустимі значення та може викликати перегрів організму, теплові удари, порушення серцево-судинної системи, хронічні зміни у функціях органів дихання.

Прокатний стан – це комплекс масивних та високодинамічних механізмів. Основними небезпечними факторами при цього роботі є:

– ризик неправильного виходу розкату – неправильний напрямок руху металу під час прокатки є однією з основних причин аварій. Подавання нерівномірно нагрітих заготовок, неправильне налаштування проводок або лінійок можуть призвести до заклинювання металу в кліті, відкидання розкату, руйнування обладнання, травмування персоналу. Тому особливо важливим є контроль температури та дотримання технологічного режиму прокатки.

– поломки валків та натискних пристроїв – перевищення припустимих зусиль деформації може спричинити зрізання муфт, деформацію валків та руйнування елементів трансмісії. При цьому уламки можуть вилітати на значну відстань, що потребує встановлення міцних захисних кожухів.

– робота на висоті та в підвальних приміщеннях – обслуговування розташованих на значній висоті механізмів, недостатня видимість і погана чутність сигналів підвищують ризик падінь з висоти, затиснення між механізмами, наїздів рухомих елементів.

Таблиця 4.1 – Технологічна карта умов праці обслуговуючого персоналу прокатного стану

Фактори	Нормативне значення, ГДК, ГДР	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фактора % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м^3						
1 клас небезпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,020	2			83,1
2 клас небезпеки						
Марганцю оксиди (дезинтегр)	0,3	0,56	1,87			83,1
3–4 клас небезпеки						
Масла мінеральні	5,0	6,5	1,3			83,1
Азоту діоксид	2,0	4,0	2			83,1
Ангідрид сірчистий	10,0	13,5	1,35			83,1
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м^3						
Зміст кремнію діоксида – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
III. Шум, дБА	80	93		13		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
– температура повітря, °С	16–27	40,5			13,5	83,1
– швидкість руху повітря, м/сек	0, 2–0,5	0,27				83,1
– відносна вологість повітря, %	55	46				83,1
–інфрачервоне випромінювання, Вт/м^2	140	1200		1060		27,9
Категорія важкості і напруженості праці: середня, IIб	28,1	30	30			
Кількість факторів			6	2	2	

Усі працівники цеху забезпечуються засобами індивідуального захисту, спеціальним одягом і спеціальним взуттям на безоплатній основі, що відповідає чинним нормам охорони праці [75]. Комплект виданого спецодягу включає костюм із бавовняної тканини, а також спеціальні черевики типу «Праця-М». У холодний період року працівникам додатково надається утеплений верхній одяг, зокрема тепла куртка та ватяні штани, що забезпечують необхідний рівень термозахисту під час роботи в знижених температурах.

Аналіз технологічної карти праці обслуговуючого персоналу прокатного стану дозволяє зробити наступні висновки

1. Гігієнічна характеристика умов праці.

За результатами аналізу виробничого середовища умови праці працівників віднесено до III класу, 3 ступеня, що свідчить про наявність шкідливих та потенційно небезпечних факторів, які перевищують нормативно допустимі рівні та потребують застосування відповідних заходів захисту.

2. Атестація робочого місця.

Під час проведення атестації встановлено, що на робочому місці діє два шкідливі виробничі фактори, які належать до 3 ступеня небезпеки, шість факторів – 1 ступеня, а також два фактори – 2 ступеня. Така комбінація впливів підтверджує підвищене навантаження на організм працівника.

3. Пільги та компенсації.

Згідно з наявними гігієнічними показниками, робоче місце класифікується як таке, де присутні особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, що відповідає Списку №1, пункту 1 категорій робіт. Відповідно до встановлених норм, працівникові надаються такі пільги й компенсації:

- право на зменшений пенсійний вік за умови наявності щонайменше 10 років стажу на роботах із «гарячою» характеристикою;
- додаткова щорічна відпустка тривалістю до 7 днів та забезпечення молоком або рівноцінними харчовими продуктами;
- надбавка до заробітної плати у розмірі до 24 % за роботу в особливо шкідливих умовах.

4.2 Технічні рішення щодо покращення умов виробничої санітарії

4.2.1 Рішення щодо адміністративних будівель і приміщень цеху

Об’єм виробничого приміщення, що припадає на одного працівника дільниці, становить 15,1 м³, площа робочого простору на одного працівника складає 4,6 м², що відповідає встановленим нормативним вимогам щодо мінімально допустимих параметрів робочої зони та узгоджується з чинними нормами для забезпечення достатнього просторур для безпечного виконання трудових функцій без обмеження рухової активності [76, 77].

Планування виробничої будівлі здійснено з урахуванням технологічної послідовності процесів, що дозволяє оптимізувати логістику переміщення матеріалів і персоналу та усунути перетин технологічних потоків. Така організація простору сприяє зниженню ризику аварійних ситуацій, підвищенню пропускної здатності технологічних ліній та забезпечує раціональне використання виробничих площ [78].

Ступінь автоматизації основних технологічних операцій на дільниці становить близько 70%. Це дозволяє зменшити частку ручної праці, підвищити точність керування технологічними режимами та знизити ймовірність людського фактору. Управління основними параметрами процесу здійснюється з операторських кабін, обладнаних сучасними засобами контролю, системами захисту та візуалізації технологічних процесів. Такий підхід суттєво підвищує рівень безпеки працівників, оскільки основна частина взаємодії з обладнанням здійснюється дистанційно.

Для підтримання нормативних параметрів мікроклімату у виробничому середовищі впроваджено примусове відведення надлишкового тепла, газів та вологи. Витяжні парасольки та інші вентиляційні установки забезпечують ефективне видалення шкідливих викидів і запобігають утворенню зони підвищеної концентрації пилу чи газів. Завдяки цьому забезпечуються умови, що

відповідають санітарно-гігієнічним нормам та рекомендаціям щодо охорони праці.

Конструктивні елементи виробничої будівлі – стіни, перекриття, огороджувальні конструкції та віконні блоки – виконані з матеріалів, що мають необхідні теплоізоляційні та звукопоглинальні характеристики. Їх конструкція сприяє формуванню сприятливих умов праці, зниженню рівня шуму, вібрації та забезпеченню належного природного освітлення [79].

Побутові приміщення виробничого комплексу призначені для забезпечення санітарно-гігієнічних, фізіологічних та соціально-побутових потреб працівників у період їх перебування на робочих місцях. До складу таких приміщень входять: кімнати для приймання їжі, душові кабіни, туалети, умивальні, приміщення для тимчасового обігріву персоналу в холодний період року, кімнати для відпочинку та регенерації працездатності, місця для куріння, а також пункти забезпечення питною водою. З огляду на значну чисельність персоналу, що працює на дільниці, побутові приміщення розміщені у безпосередній близькості до виробничої будівлі, що мінімізує втрати часу на пересування та підвищує організаційну ефективність [77].

У структурі цеху функціонує медичний здоровпункт, який забезпечує можливість оперативного надання першої допомоги та контролю за станом здоров’я працівників. На окремих дільницях передбачено санітарні пости, оснащені аптечками, перев’язувальними засобами та необхідним медичним обладнанням. Наявність таких пунктів підвищує рівень готовності до реагування на можливі нештатні ситуації та сприяє зниженню ризику ускладнень у разі виникнення травм чи раптових погіршень стану здоров’я працівників [79].

4.2.2 Мікроклімат

Створення оптимальних умов мікроклімату на робочих місцях виробничих підприємтсв регламентується санітарними нормами [80]. Згідно оцінки гігієнічної характеристики умов праці в прокатному цеху встановлено, що

роботу на дільниці прокатного стану можна віднести до важких фізични робіт (III категорії). До цієї категорії належать види трудової діяльності, під час яких енергозатрати працівника становлять у середньому 251–300 ккал/год. Такі роботи характеризуються постійним переміщенням по виробничій території, транспортуванням або перенесенням вантажів масою понад 10 кг та виконанням операцій, що потребують значних фізичних зусиль і підвищеної м'язової активності.

З урахуванням ступеня фізичної складності згідно [80] для робочих зон виробничих приміщень визначаються відповідні оптимальні та допустимі параметри мікроклімату. Їхні нормативні значення встановлюються окремо для холодного та теплого періодів року, що забезпечує підтримання безпечних і комфортних умов праці (табл.4.2).

Таблиця 4.2 – Оптимальні норми мікроклімату для важких фізични робіт (III категорії)

Період року	Параметри мікроклімату		
	t,°C	$V_{пов}$, м/с	φ, %
Холодний період року	16 – 18	0,3	В межах від 40 до 60
Теплий період року	18 – 2	0,4	В межах від 40 до 60

У ситуаціях, коли забезпечити оптимальні параметри мікроклімату на робочих місцях неможливо через технологічні особливості виробництва, технічні обмеження або економічно необґрунтовану доцільність, допускається встановлення лише допустимих значень мікрокліматичних показників. При цьому враховують тип робочого місця: постійне – де працівник перебуває понад 50% тривалості зміни або більше ніж 2 години безперервно, та непостійне – де час перебування становить менше 50% зміни або менше 2 годин поспіль [81].

Відповідні нормативи допустимих умов мікроклімату прокатного цеху наведені у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Допустиі норми мікроклімату для важких фізични робіт (III категорії)

Період року	Параметри мікроклімату			
	t,°C		$V_{пов}$, м/с	φ, %
	Постійні робочі місця	Непостійні робочі місця		
Холодний період року	13-19	12-20	не більше 0,5	75
Теплий період року	15-26	13-28	0,6 – 0,5	75 при 24°С і нижче

4.2.3 Виробничий шум

Основними джерелами шуму на дільниці прокатного стану є приводи ножиць, рольгангів, робочої кліті, механізму кантування, а також акустичні удари, що виникають під час падіння або контакту зливків із рольгангами, валками та упором ножиць. Усі ці елементи формують широкий спектр шумів різної інтенсивності та частотного складу.

Тривалий вплив виробничого шуму негативно позначається на здоров'ї працівників: поступово зменшується гострота слуху, що може призвести до формування професійних порушень слухового аналізатора. Окрім цього, шум чинить несприятливий вплив на функціонування організму в цілому. Як постійний зовнішній подразник, що сприймається центральною нервовою системою, він викликає її перенапруження, що може спричинити порушення роботи внутрішніх органів та фізіологічних систем [82].

З метою зниження шумового навантаження безпосередньо у місцях його виникнення застосовують низку технічних рішень: ударні взаємодії деталей замінюють плавними або безударними, зворотно-поступальні рухи –

обертальними; коливання та вібрації окремих деталей і вузлів демпфують за допомогою матеріалів із високим внутрішнім тертям (гума, пробка, бітум, бітумні картонні прокладки, повсть, азбест та інші). Для зменшення передачі вібрацій поверхні обладнання додатково облицьовують поглинальними матеріалами.

Обладнання, що є джерелом значних вібрацій (механізми, електродвигуни, вентилятори тощо), встановлюють на окремих фундаментах, відокремлених від будівельних конструкцій за допомогою віброізоляційних елементів. Також застосовуються спеціальні амортизатори зі сталевих пружин або еластичних матеріалів. Щоб зменшити передачу шуму й вібрації по системах повітроводів і трубопроводах, з'єднання їх із вентиляторами та насосами виконують через гнучкі вставки з прогумованих тканин або гумові патрубки [82].

Як засіб індивідуального захисту працівники використовують малогабаритні протишумові навушники, призначені для роботи в умовах рівня шуму до 110 дБА згідно з вимогами [83].

4.2.4 Освітленність промислових приміщень

Раціонально організоване освітлення є одним із ключових чинників формування безпечних і комфортних умов праці. Недостатній рівень освітленості ускладнює виконання виробничих операцій, знижує продуктивність і призводить до швидкої втомлюваності зорового апарату. Тривала робота в умовах поганого освітлення може спричинити розвиток офтальмологічних захворювань та підвищує ймовірність виникнення нещасних випадків.

На промислових підприємствах система штучного освітлення поділяється на декілька функціональних видів. Робоче освітлення використовується для забезпечення нормальної видимості в темний час доби або в приміщеннях із недостатнім природним світлом. Аварійне освітлення призначене для підтримання мінімально необхідного рівня видимості у разі виходу з ладу основної системи. Окремим його різновидом є евакуаційне освітлення, яке

забезпечує можливість безпечного виходу персоналу з будівлі при аварійному знеструмленні робочої мережі. Охоронне освітлення встановлюється у зонах, що потребують контролю в нічний час. За потреби частину світильників різних систем дозволено використовувати як чергове освітлення. На дільниці застосовуються дугові ртутні лампи типу LED потужністю 250 Вт, а також світильники глибоковипромінювального типу.

Штучне освітлення може бути організоване за двома системами:

- загальне освітлення – рівномірне або з локалізованою подачею світла відповідно до розміщення робочих постів;
- комбіноване освітлення, яке поєднує загальне та місцеве.

Використання лише місцевого освітлення не допускається, оскільки різкі переходи між освітленими і затемненими зонами викликають перенапруження зорового апарату, сповільнюють виконання робіт та підвищують ризик травматизму.

Характер зорової діяльності на дільниці відноситься до робіт високої точності: III розряд, підрозряд В. Контрастність об’єкта розгляду визначається як середня, фон – також середній. Для таких умов застосовується комбінована система освітлення з використанням газорозрядних ламп серій ВЛВ, ВЛК, ЛОУ, а також сучасних світлодіодних світильників LED-класу. Мінімально допустимий рівень освітленості робочої зони становить не менше 750 лк.

Природне освітлення також підлягає нормативному регулюванню. Основним показником є коефіцієнт природної освітленості (КПО). Оскільки м. Запоріжжя належить до 4-го поясу світлового клімату, значення КПО визначається за формулою:

$$КПО_{ln}^{4} = КПО_{ln}^{3} \cdot m \cdot e = 1{,}8 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85 = 1{,}38\%, \qquad (4.1)$$

де $КПО_{ln}^{3}$ – значення коефіцієнту природної освітленості, що приймається за еталонний (3 пояс за світловим кліматом);

m – коефіцієнт, що враховує поточний світловий клімат;

e – коефіцієнт, що враховує сонячність клімату, впоясі для якого виконується розрахунок.

Для забезпечення стабільної видимості рівень освітленості має підтримуватися на рівні не менше 75% від максимального значення, що досягається за допомогою грамотно організованого комбінованого освітлення.

4.2.5 Виробничі випромінювання

Для поліпшення умов праці в гарячих цехах та зменшення шкідливого теплового впливу на працюючих застосовується комплекс технічних, організаційних та індивідуальних заходів. До основних методів належать:

1. Теплоізоляція джерел теплового випромінювання – встановлення водоохолоджуваних екранів, рам, щитів, завіс та інших бар'єрів, що обмежують тепловий потік до робочих зон [85].
2. Охолодження робочих місць та постів керування – застосовується для кабін машиністів кранів, операторських пунктів і інших зон безпосередньої роботи персоналу з гарячим обладнанням чи металом.
3. Природна та механічна вентиляція – забезпечує ефективне видалення теплого повітря та підтримання оптимальної температури і рухливості повітряного потоку.
4. Повітряне охолодження замкнутих просторів печей та технологічних вузлів, що перебувають на ремонті або обслуговуванні.
5. Водорозпилення – локальне охолодження робочих місць і припливних віконних прорізів для зменшення температури оточуючого повітря.
6. Спеціальний одяг та індивідуальні засоби захисту – щитки, екрани, окуляри, світлофільтри, термостійкий одяг і рукавиці.
7. Раціональна організація режиму праці та відпочинку – чергування роботи в гарячих зонах із відпочинком у приміщеннях із нормованими параметрами мікроклімату.

Фізіологічний вплив теплового навантаження на організм людини проявляється у підвищенні температури тіла, прискоренні потовиділення, зміні кровообігу та навантаженні на серцево-судинну систему. При тривалому впливі високої температури можливе зниження працездатності, швидкої втомлюваності, порушення координації рухів та уваги, що підвищує ризик виробничого травматизму. Максимальне скорочення часу перебування працівників у зоні теплового випромінювання є одним із найефективніших заходів для зменшення шкідливого впливу.

При роботі з відкритими джерелами теплового випромінювання інтенсивність не повинна перевищувати 140 Вт/м², при цьому допустиме ураження не більше 25% поверхні тіла та обов'язкове використання засобів індивідуального захисту, включно із захистом обличчя та очей. На практиці фактичне значення теплового потоку може досягати 1200 Вт/м², що значно перевищує нормативні межі. У таких умовах необхідно застосовувати додаткові захисні заходи: зменшення тривалості перебування працівників у гарячих зонах, збільшення частоти перерв, використання охолоджуваного спецодягу та засобів індивідуального захисту, а також активне повітряне та водяне охолодження робочих місць.

Раціональна організація праці у гарячих цехах повинна передбачати чітко визначений графік чергувань, контроль фізіологічного стану працівників, облік теплового навантаження при плануванні змін та забезпечення достатньої кількості охолоджуваних зон для відпочинку.

4.3 Заходи, щодо безпеки праці у цеху

Електрообладнання, що експлуатується на виробничій дільниці, належить до електроустановок напругою до 1000 В, а його безпечна робота регламентується рядом нормативних документів [86-88] та відповідні ДСТУ з електробезпеки.

Одним із ключових чинників безпечної експлуатації є стан ізоляції струмопровідних частин. Всі токоведучі елементи конструктивно відокремлені від персоналу ізоляційними матеріалами. Як ізоляційний шар застосовують теплостійкі лаки, електроізоляційні плівки, емалеві та олійні покриви, що відповідають вимогам ДСТУ EN 60216 та ДСТУ IEC 60085 щодо термостійкості та електричної міцності ізоляційних систем. Ізоляційне покриття повинно швидко полімеризуватися, формувати механічно міцну, вологозахисну та електронепровідну оболонку, що перешкоджає пробою, поверхневим струмам та впливу агресивного виробничого середовища.

Захист електрообладнання від коротких замикань і аварійних перевантажень здійснюється комплексом апаратів: автоматичними вимикачами, плавкими запобіжниками, пристроями релейного та максимального струмового захисту. Їх застосування регламентується ПУЕ (розділ 3.1 та 3.3), а також ДСТУ EN 60947 щодо вимог до комутаційного обладнання. Швидкодіючі захисні апарати дозволяють мінімізувати час протікання аварійного струму, запобігають нагріванню проводок та зменшують ризик займання або виходу з ладу електричних машин.

Усі обертові частини механізмів та електромеханічного обладнання обов’язково обладнуються захисними кожухами, бар’єрами або екранами, що повністю відповідає вимогам [89]. Такі огородження запобігають випадковому доступу обслуговуючого персоналу до рухомих вузлів і зменшують ризик травмування.

Для вантажопідйомних машин передбачено додаткові вимоги. Згідно з [90], вони повинні бути оснащені обмежувачами вантажопідіймальності, кінцевими вимикачами та пристроями, що унеможливлюють мимовільне опускання вантажу. Наявність таких систем мінімізує ризик аварій, пов’язаних із перевантаженням, порушенням роботи гальмівних механізмів чи помилками оператора.

Процес пуску вантажопідйомних машин і механізмів транспортування тягарів супроводжується подачею звукового попереджувального сигналу, що

прямо передбачено в [90]. Сигналізація служить попередженням для персоналу, який перебуває в зоні дії механізму, і дає змогу завчасно покинути небезпечну ділянку.

Таким чином, систематичне та неухильне виконання вимог національних стандартів, галузевих нормативів, ПУЕ і правил охорони праці забезпечує високий рівень техногенної безпеки, значно зменшує ймовірність нещасних випадків, аварій та виходу з ладу електрообладнання, підвищуючи загальну надійність виробничого процесу.

4.4 Пожежна та техногенна безпеки

Дільниця за показниками пожежної небезпеки класифікується як категорія Г, що відповідає об’єктам, де використовуються або утворюються негорючі розпечені чи розплавлені матеріали, а також горючі речовини, що підлягають спаленню чи утилізації в якості палива. Такий тип виробництва потребує застосування посилених заходів пожежної профілактики та постійного контролю за дотриманням протипожежних норм.

Будівля металургійної дільниці віднесена до I ступеня вогнестійкості та IV класу вогнезахисту. Це означає, що основні несучі, огороджувальні та конструктивні елементи споруди виконані з негорючих матеріалів – природного або штучного каменю, важких бетонів, залізобетону, а також листових чи плитних вогнестійких матеріалів. Подібне конструктивне рішення забезпечує високу межу вогнестійкості будівлі та мінімізує ризик поширення полум’я у разі виникнення пожежі [91].

До складу первинних засобів пожежогасіння, що наявні у цеху, входять:

– вуглекислотні вогнегасники типу ПС-1 у кількості 10 одиниць;

– порошкові вогнегасники типів ПС-2 (14 одиниць) та ПО-1Д (18 одиниць);

– комплект пожежного інвентарю, що включає покривала з негорючих теплоізоляційних матеріалів, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати;

– спеціалізований інструмент – багри, ломи, сокири та інші засоби, призначені для локалізації та ліквідації осередків займання.

Цех обладнаний внутрішнім протипожежним водопроводом, оснащеним пожежними кранами та напірними рукавами, що дозволяє здійснювати оперативне гасіння пожежі у разі її виникнення.

На території підприємства встановлено низку заборон, спрямованих на запобігання виникненню пожежонебезпечних ситуацій. Забороняється:

- палити поза спеціально відведеними для цього місцями;
- захаращувати або блокувати фрамуги, евакуаційні та технологічні проходи, під'їзні шляхи, підходи до будівель, пожежних гідрантів та водопровідних комунікацій;
- відключати окремі ділянки пожежного водопроводу або внутрішніх пожежних кранів, а також знижувати регламентований тиск у системі водопостачання;
- допускати до виконання вогневих робіт персонал, який не пройшов навчання та інструктаж з пожежно-технічного мінімуму;
- використовувати воду з пожежних резервуарів або пожежне обладнання не за прямим призначенням;
- застосовувати відкриті джерела вогню під час огляду та обслуговування технологічного обладнання.

Загальне дотримання вимог пожежної безпеки, наявність відповідного інвентарю та організація протипожежного режиму забезпечують значне зниження ризику аварійних ситуацій і сприяють безпечній роботі металургійної дільниці.

4.5 Ймовірність аварій та їх ліквідація

Будь-який технічний агрегат або механізм доцільно розглядати як цілісну систему, що складається з окремих функціональних елементів – деталей та вузлів. Порушення працездатності хоча б одного з них може спричинити відмову

технічного об’єкта, що у разі подальшого розвитку переходить в аварію. Масштаби аварій класифікують за трьома рівнями: А, Б та В [92].

Рівень А передбачає розвиток аварії в межах одного структурного підрозділу: виробничої дільниці, відділення або окремого цеху. Зона впливу при цьому не виходить за межі локального технологічного об’єкта.

Рівень Б характеризується розширенням наслідків аварії за межі однієї дільниці та охопленням території всього підприємства. Вплив аварійних чинників може поширюватися на інші виробничі системи та комунікації підприємства.

Рівень В є найбільш небезпечним, оскільки розвиток аварії виходить за межі підприємства, що створює ризик впливу на населення прилеглих районів, інші виробничі об’єкти та природне середовище.

Основними чинниками, що сприяють виникненню аварійних подій на прокатному виробництві, є:

- некоректне настроювання або регулювання обладнання;
- порушення встановлених режимів технологічного процесу прокатки, транспортування та змотування штаби;
- незадовільне технічне обслуговування електромеханічних систем;
- недотримання правил експлуатації технологічного устаткування;
- некваліфіковані чи неправильні дії обслуговуючого персоналу.

Найвірогідніше відмови стосуються електричних та механічних вузлів машин, оскільки вони працюють у режимах підвищених навантажень. Окрему групу становлять аварійні ситуації, що виникають із причин, не залежних від персоналу чи технічного стану обладнання, зокрема: відключення електроживлення, порушення водопостачання, коливання параметрів мережі тощо.

Перелік можливих надзвичайних ситуацій при прокатці наведено у таблиці 4.4.

Порушення нормального функціонування технічних систем може призводити до невиконання або зриву виробничої програми або збільшення

кількості бракованої продукції та обсягів відсортованих матеріалів;

Таблиця 4.4 – Аналіз можливих надзвичайних ситуацій при прокатці

Відхилення параметрів, виникнення аварійної ситуації	Можливий збиток							Заходи захисту
	Травма людини	Летальна поразка людини	Постійний шкідливий вплив	Відмова устаткування	Зрив завдання робіт	Руйнування будівлі і устаткування	Збиток навколишньому середовищу	
Аварія на головному приводі кліті	немає	немає	немає	так	так	немає	немає	Контроль роботоздатних станів устаткування
Вихід з ладу валків, натискного механізму	немає	немає	немає	так	так	немає	немає	Суворе дотримання технології прокатування
Виникнення короткого електро-замикання	так	так	немає	так	так	немає	немає	Застосування захисного заземлення
Вибухонебезпека у маслопідвалі та газопроводі	так	так	немає	так	так	так	так	Заходи щодо попередження аварій
Пожежа	так	так	немає	так	так	так	так	Дотримання техніки безпеки, забезпечення засобами пожежогасіння, підтримка чистоти приміщень
Відключення електроенергії	так	немає	немає	так	так	так	немає	Аварійне включення альтернативної станції електропостачання

Для зменшення ймовірності виникнення аварійних ситуацій у виробничому процесі варто застосовувати організаційно-технічні заходи та суворе дотримання встановленої технології виробництва.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Аналіз технологічного процесу та обладнання цеху гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь» показав, що одним із найбільш проблемних елементів виробничої лінії є натискний механізм широкоштабового прокатного стану. Його робота суттєво ускладнюється через інтенсивне зношування та непередбачувані ремонти гвинтової пари.
2. На основі огляду технічної документації та аналізу спеціалізованої літератури встановлено, що у світовій практиці застосовуються різноманітні конструкції пристроїв для регулювання міжвалкового зазору. Водночас більшість із них характеризуються тими самими експлуатаційними недоліками, що й вузли натискного механізму широкоштабового стана ПАТ «Запоріжсталь».
3. Запропонована модернізація привода натискного механізму, яка передбачає удосконалення конструкції гайки гвинтової пари, дозволить: підвищити продуктивнвстьсті агрегату та збільшити ресурс роботи вузла.
4. Виконані розрахунки елементів натискного механізму підтвердили високу надійність та ефективність його роботи.
5. Під час дослідження роботи натискного механізму обґрунтовано доцільність застосування модернізованої конструкції гайки гвинтової пари, яка забезпечує стабільність роботи та знижує ризики аварійних відмов.
6. У ході досліджень встановлено, що збільшення кроку різьби сприяє підвищенню коефіцієнта корисної дії гвинтової передачі. Проте надмірне збільшення кроку обмежується тим, що середній діаметр різьби зміщується до області виступів, що знижує її міцність та точність регулювання міжвалкового зазору. Також встановлено, що збільшення висоти гайки не є визначальним фактором для оптимізації її геометрії, оскільки основне навантаження припадає на крайні витки, а в центральній зоні гвинтової поверхні воно практично відсутнє.
7. Отримані результати можуть бути успішно використані на підприємствах чорної та кольорової металургії, де застосовуються аналогічні конструкції натискних механізмів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ніколаєв В. О., Мазур В. Л. Технологія виробництва сортового та листового прокату : підручник. Запоріжжя : ЗДІА, 2000. 257 с.
2. Доброносов Ю.К. Механічне обладнання прокатних станів. Модуль 1 – Обладнання робочої кліті прокатного стану: конспект лекцій. Запоріжжя: ТОВ «Технічний університет «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА», 2023. 72 с. URL: https://surl.li/hdthgj
3. Максима Метал Сервіс. Які бувають прокатні стани?. *Максима Метал*. URL: https://www.maxima–metall.com.ua/ua/novyny/yaki–buvayut–prokatni–stani (дата звернення: 24.11.2025)
4. Saif M. *Rolling Mills: 6 Different Types of Rolling Mills*. The Engineers Post, 2024. URL: https://www.theengineerspost.com/rolling–mills–types/
5. Ніколаєв, В. О., Бондаренко Ю. В. Сучасний стан прокатного виробництва : навч. посіб. Ч. 1 Запоріжжя : ЗДІА, 2017. 196 с.
6. Прищип М. Г. Обладнання прокатних цехів : навч. посіб для студентів ЗДІА металург. спец. ден. та заоч. форм навчання / ЗДІА. Запоріжжя : ЗДІА, 2017. 115 с.
7. Класифікація прокатних станів по числу й розташуванню валків. *StudFiles*. URL: https://studfile.net/preview/10500480/page:15/ (дата звернення: 24.11.2025)
8. Хімін В. М., Федьков Г. О. Конструкції агрегатів цехів обробки металів тиском. Обладнання цехів обробки металів тиском : метод. посіб. ЗДІА. Запоріжжя : ЗДІА, 2006. 78 с.
9. Guide For Hot Rolling Mills,Water Quenching Box,High Speed Bar Delivery. *Shennuo Metallurgical*. URL: https://surl.li/yrfsgb (date of access: 24.11.2025).
10. Saif M. *Rolling Mills: 6 Different Types of Rolling Mills*. The Engineers Post, 2024. URL: https://www.theengineerspost.com/rolling–mills–types/
11. Лекція "Прокатні валки". *Освітній проект «На Урок» для вчителів*. URL: https://naurok.com.ua/lekciya–prokatni–valki–132945.html (дата

звернення: 24.11.2025)

12. Welong Oil. *What Are the New Technologies in Steel Mill Roll Coatings? – Welong Oil*. URL: https://uk.knowledge.welongoiltools.com/what–are–the–new–technologies–in–steel–mill–roll–coatings (date of access: 24.11.2025)
13. Roll cooling and its relationship to roll life / A. A. Tseng et al. *Metallurgical Transactions A*. 1989. Vol. 20, no. 11. P. 2305–2320. URL: https://doi.org/10.1007/bf02666666
14. Tseng A. A., Gunderia A. S., Sun P.–F. Cooling of roll and strip in steel rolling. *Steel Research*. 1991. Vol. 62, no. 5. P. 207–215. URL: https://doi.org/10.1002/srin.199101276
15. Hussain I. Y. Numerical Simulation of Heat Transfer Problem in Hot and Cold Rolling Process. *Journal of Engineering*. 2006. Vol. 12, no. 03. P. 1738–1760. URL: https://doi.org/10.31026/j.eng.2006.03.10
16. Чубенко В. А., Хіноцька А. А.Технологія прокатного виробництва : навч. посіб. Кривий Ріг : Чернявський Д. О., 2017. 169 с.
17. Федьков Г.О., Жук А.Я., Хімін В.М. Механічне обладнання металургійних заводів. Обладнання для обробки металів тиском : метод. вказівки до лаб. практикуму. Запоріжжя : ЗДІА, 2003. 56 с.
18. Учасники проектів Вікімедіа. Сервопривод – Вікіпедія. *Вікіпедія*. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Сервопривод (дата звернення: 25.11.2025).
19. Самохвал В. М. Конструкції технологічних агрегатів у процесах ОМТ: Види обладнання. Частина 1. Розрахунок на міцність деталей та механізмів прокатного стану : метод. вказівки. Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2015. 64 с. Режим доступу: https://www.dstu.dp.ua/Portal/Data/5/26/5–26–mzp64.pdf.
20. Самохвал В. М. Конструкції технологічних агрегатів. Частина 3. Визначення технічних характеристик прокатного стану та розрахунок на міцність деталей робочої кліті : метод. вказівки. Кам'янське : ДДТУ, 2017. 28 с. Режим доступу: https://www.dstu.dp.ua/Portal/Data/5/26/5–26–mzp180.pdf

21. Stability Analysis of Roll Gap Control System on Rolling Mill in Non–Rolling State. / Y. Hayama et al. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*. 2000. Vol. 66, no. 643. P. 759–764. URL: https://doi.org/10.1299/kikaic.66.759

22. Identification and optimization for hydraulic roll gap control in strip rolling mill / J. Sun et al. *Journal of Central South University*. 2015. Vol. 22, no. 6. P. 2183–2191. URL: https://doi.org/10.1007/s11771–015–2742–0

23. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин : підручник. 2–ге вид. Кривий Ріг : ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.

24. Kitahama M., Varita U., Hideo A., Awazuhara H. Profile control of hot rolled strip by work roll shifting mill. *Iron and Stell Engineer*. 1987. N 11. P. 34–43.

25. Bolte W. CVC technology. A new cold rolling process for the production of flat Steel strip. *Metallyrgical Plant and Technology*. 1986. N 6. P. 70–79.

26. Для чого потрібні кулько–гвинтові пари. *Головна*. URL: https://ttk.kiev.ua/novyny/dlya–chogo–potribni–kulko–gvintovi–pari.html (дата звернення: 25.11.2025).

27. Самохвал В. М. Конструкції технологічних агрегатів у процесах ОМТ. Частина 4. Обладнання прокатних та волочильних цехів : конспект лекцій. Кам'янське : ДДТУ, 2019. 90 с. URL: https://www.dstu.dp.ua/Portal/Data/5/26/5–26–kl61.pdf

28. Чубенко В. А., Хіноцька А. А. Технологія прокатного виробництва : навчальний посібник. Кривий Ріг : КНУ, 2017. 169 с.

29. Данченко В. М., Грінкевич В. О., Головко О.М. Теорія процесів обробки металів тиском: підручник для вищ. навч. заклад. Дніпропетровськ: Пороги, 2008. 370 с.

30. Chapter II. The Screw Mechanism. A Practical Theory of Mechanisms. 1947. P. 28–37. URL: https://doi.org/10.1515/9783112515044–003

31. Švígler J. Kinematic Analysis of Screw Surface Contact. New Trends in Mechanism Science. Dordrecht, 2010. P. 63–72. URL: https://doi.org/10.1007/978–90–481–9689–0_8

32. Liang X. Research on a special screw transmission mechanism. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2003. Vol. 39, no. 10. P. 106. URL: https://doi.org/10.3901/jme.2003.10.106

33. Study on jamming mechanism of the planetary roller screw mechanism / W. Cai et al. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1314. P. 012079. URL: https://doi.org/10.1088/1742–6596/1314/1/012079

34. Screw Jack Mechanism for Reducing Effort / N. B. Atharva Chaudhari et al. *International Journal of Innovative Science and Research Technology (IJISRT)*. 2024. P. 2958–2968. URL: https://doi.org/10.38124/ijisrt/ijisrt24apr1756

35. Pressure distribution around screw point in Screw weight sounding test / T. Mori et al. *Japanese Geotechnical Journal*. 2022. Vol. 17, no. 3. P. 451–466. URL: https://doi.org/10.3208/jgs.17.451

36. Analysis and Experiment of Thermal Field Distribution and Thermal Deformation of Nut Rotary Ball Screw Transmission Mechanism / H. Yu et al. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 13. P. 5790. URL: https://doi.org/10.3390/app14135790

37. Mechanism of Rotational Screw Thread Loosening in Bolted Joints Under Repeated Temperature Changes / T. Sawa et al. ASME 2007 Pressure Vessels and Piping Conference, San Antonio, Texas, USA, 22–26 July 2007. 2007. URL: https://doi.org/10.1115/pvp2007–26439

38. Cuttino J. F., Dow T. A., Knight B. F. Nonlinearities in a Single Nut, Preloaded, Precision Ball Screw. *ASME 1997 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Dallas, Texas, USA, 16–21 November 1997. 1997. URL: https://doi.org/10.1115/imece1997–1173

39. Іванченко Ф. К., Гребеник В. М., Ширяєв В. І. Розрахунки машин і механізмів прокатних цехів. Київ: Вища школа, 1994. 455 с.

40. Sopwith D. G. The Distribution of Load in Screw Threads. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1948. Vol. 159, no. 1. P. 373–383. URL: https://doi.org/10.1243/pime_proc_1948_159_030_02

41. Kenny B., Patterson E. A. Load and stress distribution in screw threads. *Experimental Mechanics*. 1985. Vol. 25, no. 3. P. 208–213. URL: https://doi.org/10.1007/bf02325089

42. D'Eramo M., Cappa P. An experimental validation of load distribution in screw threads. *Experimental Mechanics*. 1991. Vol. 31, no. 1. P. 70–75. URL: https://doi.org/10.1007/bf02325727

43. Ratio of flank load of screw threads in hollow–bolt. / T. Fukuoka et al. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*. 1985. Vol. 51, no. 465. P. 1026–1033. URL: https://doi.org/10.1299/kikaic.51.1026

44. Blanchet T. A. Coupled Evolution of Load Distribution and Wear on Lead Screw Threads. *World Tribology Congress III*, Washington, D.C., USA, 12–16 September 2005. 2005. URL: https://doi.org/10.1115/wtc2005–64223

45. Murphy D. J., Blanchet T. A. Load Redistribution on Lead Screw Threads Wearing Under Varying Operating Conditions. *Journal of Tribology*. 2008. Vol. 130, no. 4. URL: https://doi.org/10.1115/1.2959118

46. Blanchet T. A. Coupled Evolution of Load Distribution and Wear on Grease–Lubricated Lead Screw Threads. *Tribology Transactions*. 2006. Vol. 49, no. 4. P. 502–512. URL: https://doi.org/10.1080/10402000600846060

47. ТІ 226-П.ГЛ-01-2005 Технологічна інструкція "Нагрів слябів та прокатка штаби на безперервному тонколистовому стані гарячої прокатки «1680». Запоріжжя : ПАТ "Запоріжсталь". 49 с.

48. Тонколистова сталь : монографія / Ю. С. Пройдак та ін. Дніпро : НМетАУ, 2018. 311 с.

49. Данченко В. М., Грінкевич В. О., Головко О.М. Теорія процесів обробки металів тиском: підручник для вищ. навч. заклад. Дніпропетровськ: Пороги, 2008. 370 с.

50. Корнілов О.А. Опір матеріалів: Підручник для студентів технічних ВНЗ, К.:Логос, 2002. 562 с.

51. Марочник / Evek. *Головна сторінка / Evek*. URL: https://evek.com.ua/materials.html (дата звернення: 28.11.2025).

52. Лещенко О.І., Добровольська С.В., Кудряшов В.О. Матеріалознавство та конструкційні матеріали. Одеса: ДУІТЗ, 2024. 333 с.

53. Півняк Г.Г., Бешта О.С., Фількін М.П. Автоматизований електропривод у прокатному виробництві. Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2008. 352 с.

54. Ніколаєв В. О. Теорія і технологія точної прокатки штаб: навч. посібник для студентів ЗДІА металургійних спеціальностей денної та заочної форм навчання. Запоріжжя: ЗДІА, 2017. 100 с.

55. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. 2-ге вид. Львів: афіша, 2003. 560 с.

56. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.

57. Altukhov V. M. Development of technical diagnostics of bearings of metallurgical machines by experimental researches in the conditions of physical modeling. *Scientific news of Dahl university*. 2021. URL: https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-20-1

58. Малишев Г.П. Надійність металургійних машин: консп. Лекцій. Запоріжжя: ЗДІА, 2005, 60 с.

59. Ремонт металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2017. 236 с.

60. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2017. 288 с.

61. Tsyganov V. V., Sheyko S. Features of engineering the wear-resistant surface of parts with the multicomponent dynamic load. *Wear*. 2022. Vol. 494-495. P. 204255. URL: https://doi.org/10.1016/j.wear.2022.204255

62. Verenev V.V., Podobedov N.I., Korennoy V.V. New methods of monitoring and diagnostics of the technical state of rolling mills. *Metallurgical and Mining Industry*, 2015, 7(11), pp. 143–147

63. Verenev V. V., Baglai A. V., Belodedenko S. V. Issues Of Vibration Diagnosis Of Rolling Mill Equipment. *Tehničeskaâ diagnostika i nerazrušaûŝij kontrol'*.

2018. Vol. 2018, no. 2. P. 59–62. URL: https://doi.org/10.15407/tdnk2018.02.08

64. Baglay A. V. Use of the features of the technology and operating modes of mill stands for diagnostic purposes. *Tehničeskaâ diagnostika i nerazrušaûŝij kontrol'*. 2020. Vol. 2020, no. 4. P. 50–52. URL: https://doi.org/10.37434/tdnk2020.04.08

65. Мельник О.Є. Деталі машин: метод. рекомендації. Кривий Ріг: Донецький ДонНУЕТ, 2020. 139 с.

66. Стрелец В. В. Деталі машин і основи конструювання. Суми : Сум. держ. ун–т, 2022. 150 с.

67. Погорєлов С. В. Прикладна механіка і основи конструювання: метод. вказівки. Запоріжжя : ЗДІА, 2015. 42 с.

68. Погорелов С. В. Деталі машин. Частина 1. Механічні передачі: консп. лекцій. Запоріжжя: ЗДІА, 2002, 72 с.

69. Ways to improve the reliability of the nodes of the rolling mill / O. Hrechanyi et al. *Modern Problems of Metalurgy*. 2020. No. 23. P. 10–19. URL: https://doi.org/10.34185/1991-7848.2020.01.02

70. Кірієнко О.А., Гузенко Ю.М. Теорія механізмів і машин. Деталі машин. Розрахунки механічних передач: навч. посіб. Київ: Київський політехнічний інститут, 2016. 188 с.

71. Погорєлов С.В. Деталі машин: консп. лекцій. Запоріжжя:ЗДІА, 2006, 255 с.

72. ДСТУ 2497-94. Основні норми взаємозамінності. Різьба і різьбові з`єднання. Терміни та визначення. Чинний від 1995-07-01. Вид. офіц.

73. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.

74. ДСП 3.3.1.038–99. Підприємства чорної металургії. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.

75. НПАОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами

індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. 2008. Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id_doc=28566.

76. ДБН А.3.2-2-2009 Система стандартів безпеки праці. Охорона праці і промислова безпека у будівництві. Основні положення (НПАОП 45.2-7.02-12). Чинний від 2012–04–01. Вид. офіц.
77. ДБН В.2.2–28:2010. Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. Чинний від 2011–10–01. Вид. офіц.
78. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч.посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. К: Основа, 2009. 360 с.
79. Полєтаєв В. П., Крюковська О. А. Охорона праці в галузі (для спеціальності «Металургія чорних металів») : навч. посіб. / під ред. д.т.н., проф. А. П. Огурцова. Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2015. 363 с. ISBN 978-966-175-124-7
80. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
81. Особливості організації мікроклімату на робочих місцях у теплий період року - Охорона праці і пожежна безпека. *Охорона праці і пожежна безпека.* URL: https://oppb.com.ua/news/osoblyvosti-organizaciyi-mikroklimatu-na-robochyh-miscyah-u-teplyy-period-roku (дата звернення: 30.11.2025).
82. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с.
83. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
84. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. – Режим доступу до ресурсу: http://www.gorsvet.kiev.ua/wp–content/uploads/2016/08/ДБН–В.2.5–28–2006.pdf.

85. ДСТУ 2894–94. Пристрої екранувальні для захисту від інфрачервоного випромінювання. Параметри та загальні технічні вимоги. Чинний від 1996–01–01. Вид. офіц. 1994.
86. Правила улаштування електроустановок. URL: https://mev.gov.ua/storinka/pravyla–ulashtuvannya–elektroustanovok (дата звернення: 30.11.2025).
87. СОУ 40.1–21677681–60:2012. Протипожежний захист машзалів електростанцій. Правила проектування та експлуатації протипожежного устаткування. На заміну НАПБ 05.030–2001 (ГКД 343.001.003.001–2001) ; чинний від 2012–03–29. Вид. офіц.
88. НПАОП 40.1-1.32-01 Правила охорони праці під час експлуатації електроустановок споживачів
89. ДСТУ EN ISO 13857:2021 Безпечність машин. Безпечні відстані для запобігання досягнення небезпечних зон верхніми і нижніми кінцівками (EN ISO 13857:2019, IDT; ISO 13857:2019, IDT) Київ: ДП «УкрНДНЦ», 15.09.2021 URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=95973 (дата звернення: 30.11.2025)
90. НПАОП 0.00-1.80-18 Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання. *БУДСТАНДАРТ Online - нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=77156 (дата звернення: 30.11.2025).
91. НАПБ А.01.001–2014. Правила пожежної безпеки в Україні. На заміну НАПБ А.01.001–2004 Правила пожежної безпеки в Україні ; чинний від 2023–04–07. Вид. офіц. 2014.
92. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. Запоріжжя: ЗДІА, 2012. 16 с.

ДОДАТКИ