

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

Запорізька державна інженерна академія

Металургійний факультет

Кафедра металургійного обладнання

КУРСОВА НАУКОВО ДОСЛІДНИЦЬКА РОБОТА

З дисципліни «Сучасні засоби технічного діагностування метарургійних машин»

Тема «ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МОТАЛКИ СТАНУ 1680 ГАРЯЧОЇ ПРОКАТКИ ТОНКОГО ЛИСТА»

Виконав: _____ студент МО-14мз Кубрак В.В _____
(підпис) (шифр групи) (П.І.Б.)

„Зданий на перевірку” _____ „” _____ 2014 р.
(підпис) (П.І.Б.)

„Допущений до захисту” _____ „” _____ 2014 р.
(підпис) (П.І.Б.)

„_____” _____ „_____” _____ 2014 р.
(бали /оцінка за шкалою ECTS, оцінка за національною шкалою)

Прийняв: голова комісії: _____
(підпис) (наук. ступінь, вчене звання) (П.І.Б.)

член комісії: _____
(підпис) (наук. ступінь, вчене звання) (П.І.Б.)

член комісії: _____
(підпис) (наук. ступінь, вчене звання) (П.І.Б.)

Запоріжжя, 2015 р.

Зміст

Вступ.....	4
1.1 Моталки у сучасному широкоштабову стані	5
1.2. Огляд і аналіз механізмів моталки	6
1.3. Основні вимоги до моталок гарячої штаби	9
1.4. Барабан моталки	10
2.1 Визначення навантажень при роботі механізму розтискання барабану. ...	14
2.1.1 Будова тензометричних датчиків	14
2.2 Спосіб з'єднання тензодатчиків	16
2.3 Вимір зусиль за допомогою месдоз.....	17
3.1. Дослідження параметрів механізму розтиску барабана на базі планованого експерименту	18
3.1.1. Реалізація плану експерименту.....	18
Висновки	31
Додатки.....	32
Перелік використаних джерел	34

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи складається з: 34 с. тексту комп'ютерного набору, 8 рисунків, 7 таблиць, . Список використаних джерел містить - джерел.

У загальній частині роботи описаний технологічний процес і механічне обладнання цеху гарячої прокатки тонкого листа, описані "вузькі місця" і рекомендації щодо їх усунення. Об'єкт дослідження – барабана моталка 1 – 3 стану 1680.

Мета роботи – дослідження та удосконалення вузлів моталки 1 – 3 НТЛС 1680

В науково дослідницькій роботі проведено дослідження та удосконалення барабана моталки .

Результати роботи можуть бути рекомендовані для введення в експлуатацію у прокатних цехах ПАТ «Запоріжсталь», а також на аналогічних підприємствах металургійної промисловості.

Ключові слова: СТАН, ШТАБА, МОТАЛКА, ФОРМУЮЧИЙ РО. МЕХАНІЗМ СТИСКАННЯ.

Вступ

ПАТ МК «Запоріжсталь» є одним з найбільших металургійних підприємств України. Комбінат є підприємством з повним металургійним циклом, і створений на базі Криворізької залізної руди, Донецького вугілля й електроенергії Дніпровської гідроелектростанції

До складу металургійного виробництва входять: агломераційний (6 агломашин), доменний (4 доменних печей), мартенівський (9 печей) цехи, прокатні цехи гарячої та холодної прокатки, допоміжні, ремонтні та інші цехи. До складу ЦГПТЛ входить відділення методичних печей, становий прольот, комплекс агрегатів поперечного (АПР -3, АПР – 4) та продольного різання (АПР-2), склади готової продукції.

З розвитком рулонного способу виробництва гарячекатаного металу моталки набувають значення основних машин станів і агрегатів, що беруть участь в технологічному процесі. Їх параметри та конструкції часто визначають якість продукції, а також експлуатаційні якості стану.

Велика потреба в тонкому і товстому листі пояснюється перевагою виробництва різного виду виробів з листів шляхом штампування, зварювання і гнуття, а також подальшим розвитком спіральної зварювання труб більшого діаметру, для яких необхідні рулони штаб товщиною до 12 мм

В даний час є тенденція не тільки до збільшення товщини змотуваних штаб до 12 - 18 мм, але і до збільшення маси рулонів до 20 - 40 т. І підвищення швидкостей прокатки до 15 - 25 м/сек. Подальшим етапом інтенсифікації прокатного виробництва стане введення нескінченного режиму. Такий нескінченний режим прокатки практично здійснюється або сполученням прокатного стану з машиною безперервного лиття заготовок або стикозварювальною машиною. Тому у зв'язку з цим значно підвищуються вимоги до моталкам гарячої штаби.

1.1 Моталки у сучасному широкоштабову стані

Моталки гарячої штаби призначені для змотування гарячекатаних штаб в рулони. Проблема змотування штаб в якісні рулони є однією з найважливіших як для підвищення продуктивності широкоштабових станів, так і для якості продукції. На моталках закінчується технологічний процес прокатки і від того, як буде змотана прокатна штаба, залежать ведення технологічного процесу на стані, а також загальна оцінка готової продукції. Хороша робота моталок дозволяє вести технологічний процес прокатки рівно, а це значною мірою впливає на отримання якісного продукту.

Моталки сучасних конструкцій повинні забезпечувати:

Змотування штаби в рулон без телескопічності в результаті натягу та використання пристроїв, що забезпечують вірний напрямок штаби при змотуванні (телескопічність в рулоні викликає пошкодження його кромки при транспортуванні та інших операціях з них);

Змотування штаби в щільний рулон, так як при щільному рулоні менше утворюється окалини, поліпшується мікроструктура металу, бо охолодження відбувається рівномірно і повільно, а також менше пошкоджуються кромки при складуванні і транспортуванні. Отримання щільного рулону досягається змотуванням штаби з натягом; достатнє охолодження вузлів моталки і рулону в процесі намотування; участю формуючих роликів (тільки при утворенні перших і останніх витків). Це зменшує знос формуючих роликів і частоту динамічних впливів на вузли моталки.

Зупинка барабана з рулоном в певному положенні для запобігання відвисання кінця рулону з тонкої штаби. Зручність ремонту та обслуговування з мінімальними витратами часу. Необхідну міцність і зносостійкість деталей, працюючих в умовах високих температур при наявності води і окалини, а також значних динамічних навантажень, тобто надійну і довговічну роботу при інтенсивній експлуатації. Видачу рулонів на приймально-передавальний пристрій, без якого виду пошкодження його і без порушення отриманої при змотуванні правильної форми рулону.

1.2. Огляд і аналіз механізмів моталки

Основні характеристики моталки наведено в таблиці 1.1.

На рисунку 3.1 показана моталка із чотирма формуючими роликами для змотування штаб товщиною від 2-8 мм, моталка складається з тягнучих роликів, механізму формування – барабана й формуючих роликів, усі ці механізми мають індивідуальний, безредукторний привод ролики, що формують, розташовані у двох касетах які підводять до барабана за допомогою пневмоциліндрів через важільну систему, механізм сталкування – гідроциліндр.

Тягнучі ролики моталки призначені для приймання штаби й завдання її в моталку, а саме між барабаном і формуючими роликами.

Верхній тягнучий ролик має більший діаметр і зміщений від вертикальної осі на 15° для забезпечення гарного захвата штаби й завдання штаби згинаючи її між барабаном і формуючими роликами.

Верхній тягнучий ролик порожній, бочка Ø900 якого виконано зі сталі 9ХФ. Притиснення й підняття верхнього тягнучого ролика забезпечується двома пневмоциліндрами Ø400 хід яких 400 мм. Нижній ролик виконаний суцільнолитим зі сталі 9ХФ бочка Ø400.

Обоє ролика встановлено на сферичних роликових підшипниках 3640. зазор між роликами регулюється автоматично клиновим механізмом, за рахунок підняття або опускання верхнього ролика.

Привод обертання тягнучих роликів індивідуальний, безредукторний, здійснюється від електродвигунів постійного струму через шпинделі із зубчастими муфтами.

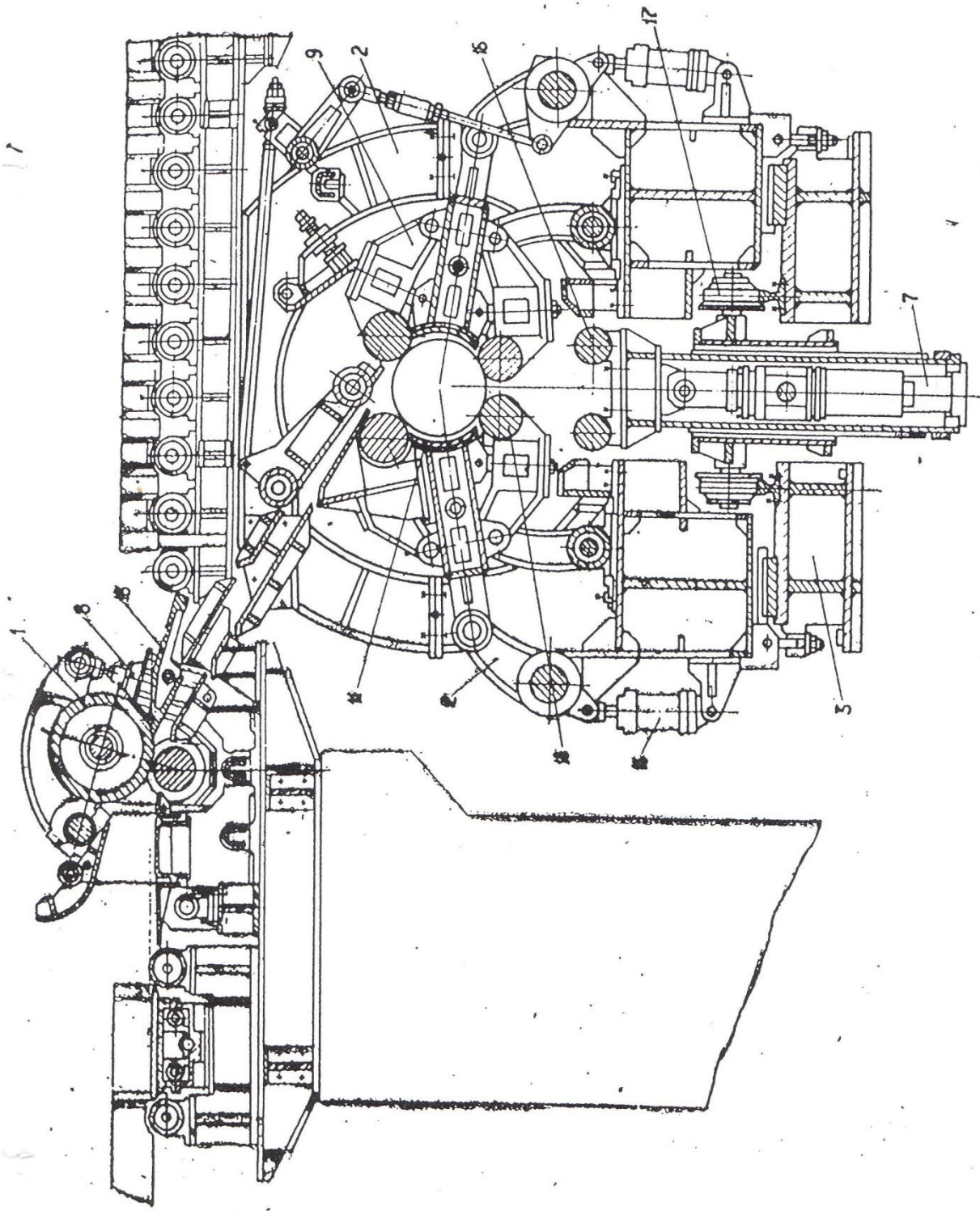


Рисунок 1.1 – Моталка 1700 гарячої штаби

Таблиця 1.1 – Коротка технічна характеристика моталки 1700

№ п/п	Найменування	Од вим	Знач	Прим
1	Маса моталки	т	145	
2	Продуктивність	т/година	300	
3	Мах маса рулону, що змотується	т	16	
4	Швидкість змотування	м/з	10	
5	Сумарна потужність ел.двигунів	кВт	950	
6	Мах товщина штаби, що змотується	мм	8	
7	Мах ширина штаби, що змотується	мм	1700	
8	Мах діаметр рулону	мм	1600	
9	Діаметр барабана	мм	750	
10	Діаметр формуючих роликів	мм	320	
11	Діаметр циліндрів зводу касет	мм	500	
12	Діаметр циліндра тягнучих роликів	мм	400	
13	Діаметри тягнучих роликів	мм	900	
		мм	400	
14	Діаметр гідроциліндра сталкування	мм	250	
15	Тиск гідросистеми	атм	100	
16	Тиск пневмосистеми	атм	6	

У механізм формування входять механізми барабана, касет і важільна система моталки. Моталка виконана із двома симетрично розташованими роlikоотримувачем (касетами) у яких встановлено по два формуючі ролики Ø320.

Пружинні амортизатори врівноважують касети які шарнірно пов'язані з важелями, закріпленими на рамі моталки. Така кінематична система, як показала практи-

ка, дає можливість створити врівноважену систему, яка забезпечує надійну роботу моталки.

Переміщення й притиснення формуючих роликів здійснюється від пневмоциліндрів Ø500 хід 600мм, через систему важелів.

Касета виконана із шарнірною опорою кожної підшипниковою опорою формуючого ролика до підвісок. Касета складається зі звареної рами, що несе самоустановлювальні формуючі ролики й хитних амортизаторів. Ролики шарнірно укріплені на кінцях індивідуально хитних і встановлених незалежно одна від інший підвісок підшипникових опор. Привод формуючих роликів індивідуальний, безредукторний від електродвигунів постійного струму, що передає обертання через карданні вали.

Для автоматичного регулювання зазорів між формуючими роликами й барабаном установлений клиновий механізм із приводом через черв'ячний редуктор.

Барабан моталки двопозиційний, установлений на підшипниках кочення, які встановлені на двох опорах. Розтиск барабана здійснюється пружинами, а стиск гідроциліндром. Привод барабана індивідуальний, безредукторний від електродвигуна постійного струму з'єданого з валом двигуна через знімний промвал.

1.3. Основні вимоги до моталок гарячої штаби

Прокатані штаби намотуються на барабан моталки. Процес огибання штаби навколо барабана тобто формування витків рулону, на ролико-барабанних моталках здійснюється за допомогою формуючих роликів і натягу штаби між тягнучими роликами й барабаном.

Ролико-барабанна моталка складається з тягнучих роликів нерівних діаметрів, установлених у лінії рольганга, що відводить, проводок, що формують роликів і барабана на який безпосередньо й намотується рулон.

У зв'язку з підвищенням швидкості прокатки (до 40 м/с), а також маси рулону (до 60т) конструкції моталок через жорсткість технологічних і експлуатаційних вимог піддають значним удосконаленням.

З основних технологічних і експлуатаційних вимог необхідно відзначити наступні:

1. штаба повинна змотуватися в рулон при більших швидкостях без телескопічності за рахунок натягу й правильного напрямку штаби за допомогою двох пар напрямних лінійок;
2. штаба повинна змотуватися в щільний рулон для зменшення проникнення повітря між витками й утвору окалини й ушкодження крайок при транспортуванні;
3. штаба повинна змотуватися в рулон без ушкоджень її поверхні;
4. штаба повинна змотуватися в рулон з короткочасною участю формуючих роликів (при утворі перших і останніх витків рулону) для зменшення зношування формуючих роликів і динамічних впливів на вузли моталки;
5. моталка повинна бути досить надійної, з достатньою міцністю й твердістю основних вузлів, що працюють в умовах температур і динамічних навантажень при наявності води, окалини й бруду.

1.4. Барабан моталки

Змотування штаб здійснюється барабаном з натягом, створюваним між барабаном і десятою кліттю чистової групи, а після виходу штаби із кліті - між тягнучими роликками й барабаном. При цьому досягається така щільність намотування перших витків на барабані, яка забезпечує наступне намотування з натягом без участі формуючих роликів.

Враховуючи, що штаба змотується з великою швидкістю – 10м/с і масу рулону – 16т, конструкція барабана повинна бути твердої й міцної.

При недостатній твердості сегмента барабан під дією сил натягу штаби й обертових мас самого барабана й рулону звивається й здобуває діжкоподібну форму, тим самим впливає на прилягання першого витка рулону, що не дозволить змотувати штабу з необхідним натягом, і буде змотуватися з телескопічністю.

Ці обставини з обліком того, що на барабан намотується гаряча штаба й він нагрівається визначають конструкцію барабана. У той же час від надійної роботи барабана залежить робота всієї моталки в цілому.

На рисунку 3.3 зображений барабан конструкції НКМЗ із замкненими сегментами. Барабан складається із чотирьох секторів з Т-образними суцільними виступами й пазами, хрестоподібного порожнього вала. У хрестоподібному підлогою валу повісно розміщена приводна штанга, на якій розташовано чотири втулки з кільцевими виточеннями втулок.

Через вікна вала на штангу із чотирьох сторін насаджуються упори з кільцевими виступами, які охоплюються кільцевими виточеннями втулок.

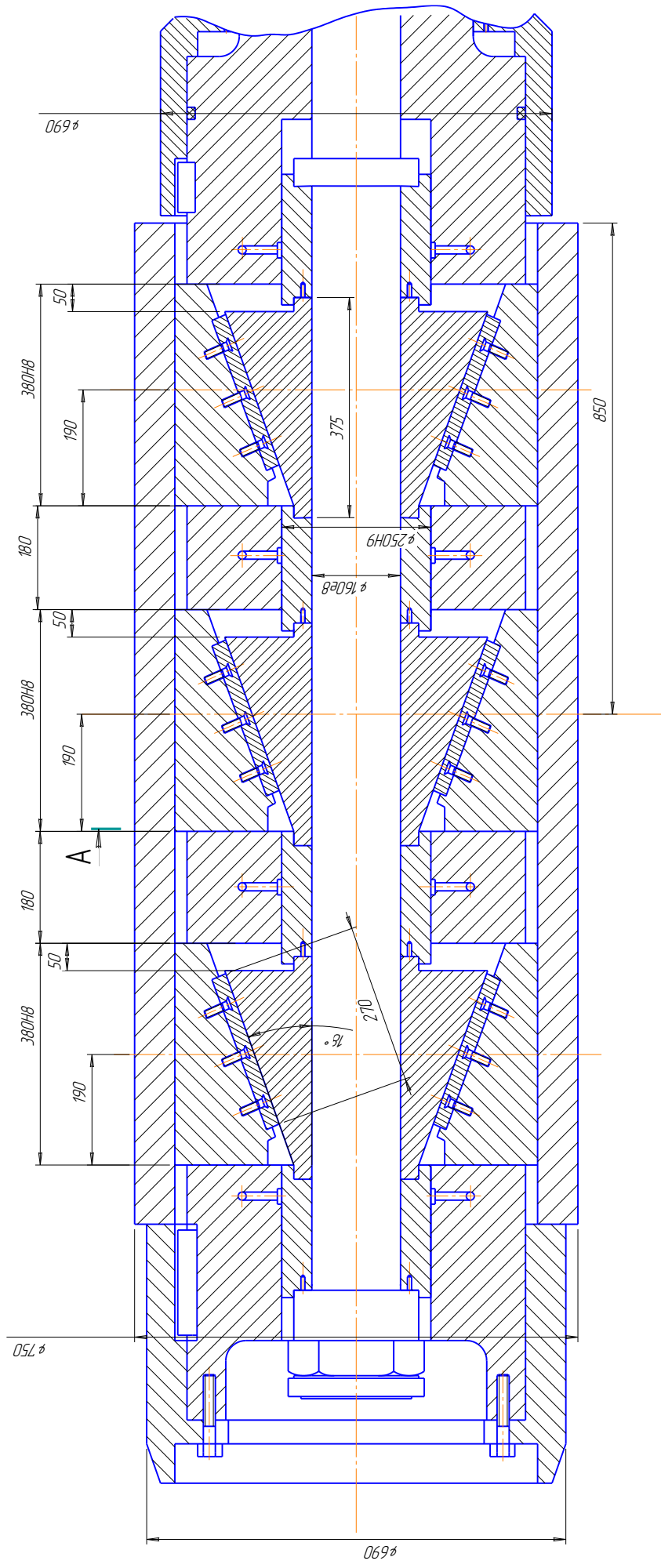
Упори виконані з похилими поверхнями й Т-образними виступами. Між упорами й секторами розташовані клини, які своїми похилими поверхнями контактують із упорами, а горизонтальними поверхнями із секторами.

Клини мають горизонтальні Т-образні виступи, які входять у Т-образні пази секторів і похилі Т-образні які стикуються з Т-образними виступами упорів.

Між Т-образними виступами упорів і Т-образними пазами клинов забезпечується гарантований зазор.

У кришці підшипника передньої опори барабана змонтований пристрій для автоматичної подачі змащення до третювх поверхонь барабана, що полягає із втулки з кільцевими пазами, у яких розташовані поршневі кільця. Порожнина пристрою мастильними каналами з'єднується з третювими поверхнями барабана.

Стиск барабана здійснюється гідроциліндром. Разом із приводною штангою переміщуються упори, якими своїми похилими Т-образними виступами переміщують клини до осі барабана. Клини, у свою чергу, Т-образними виступами переміщують сектору до осі барабана- барабан стискується.



Рисунук 1.2 Барадан моталки

Основним недоліком барабана такої конструкції є два фактори:

1. Нерівномірне зношування надялинок клинового механізму. Опорна поверхня клинів різна по площі, тому відбувається нерівномірне зношування самих надялинок. Тому що зусилля виникаючі в процесі змотування розподіляються по поверхні сектору барабана рівномірно, і як наслідок на надялинках з меншою площею буде навантаження вище, а значить і зношування більше. Через той що зазори між крайніми надялинками й сектором більше чому посередені те при змотуванні рулону, зусилля, що впливають на барабан будуть прагне зігнути сектору барабана в діжкоподібну форму, від чого й змотується телескопічний рулон.;
2. Залежність друг від друга, механізмів стиску барабана й механізму повернення сектор, тобто механізм повернення спрацьовує одночасно з механізмом стиску барабана, що негативно позначається на роботі моталки, а проявляється це тоді коли в моталку задається «голова» штаби з « довгою мовою», що дуже часто приводить до влучення краю металу між секторами який притискується самими ними при спрацьовуванні механізму стиску. У цьому випадку неможливо виштовхнути такий рулон з моталки, і доводиться рулон розмотувати, для вилучення рулону з моталки.

Для усунення вище описаних недоліків пропонується встановити механізм стиску барабана із трьома однаковими клинами зі збільшеною площею надялинок, а механізм повернення сектору скасувати, що в 1, 8 рази більше площі надялинок барабана старої конструкції.

Така конструкція механізму стиску дозволить:

- уникнути неможливості виштовхування рулону з моталки при влученні «мови» штаби між секторами барабана;
- забезпечить рівномірне зношування опорних надялинок клинів, що дозволить зберігати барабану циліндричну поверхню до повного зношування опорних надялинок, а це продовжить термін служби барабана.

2.1 Визначення навантажень при роботі механізму розтискання барабану.

2.1.1 Будова тензометричних датчиків

Для дослідження напружень і навантажень у деталях та вузлах металургійних машин і механізмів широко використовуються тензометричні датчики опору.

Сутність тензометрування полягає в тому що на об'єкт, в якому потрібно визначити навантаження, кріпляться сприймаючі елементи з кількох тензодатчиків, зібраних у місткову схему з подачею на неї електроживлення. Разом з деформацією піддослідного об'єкту деформуються і тензодатчики, змінюючи свій опір. В результаті чого на виході моста виникає електричний сигнал розбалансу, пропорційний величині деформації (напруження, навантаження).

Використовують дротові та фольгові тензодатчики (рис.2.1).

Дротяний тензодатчик (рис.2.1, а) складається з тонкого дроту діаметром 0,012...0,05 мм з великим омичним опором (200 Ом), зигзагоподібно розташованих поміж двох шарів паперу або плівки. Фольгові тензодатчики (рис.2.1, б), на відміну від дротяних, мають спіраль, виготовлену із фольги значно меншої товщини методом фото-травлення. Як ізолююча підстилка використовується лакостійка плівка. Матеріалом для тензодатчиків є константан, манганін та ніхром. Тензодатчики на паперовій підстилці скріплюються з деталлю за допомогою клею БФ-2, а тензодатчики на плівочній підстилці – лаком ВЛ-4 або ВЛ-7. Для більш надійної роботи тензодатчиків вони після наклейки можуть бути захищені від впливу вологи спеціальними покриттями (фуріловою смолою Ф-10, клеєм Р-88, перхлорвініловою емаллю ХЗ-13 та ін.). Наклейку тензодатчиків здійснюють так, щоб їх осьова лінія суворо збігалась з лінією впливу головних напружень. В такому разі тензодатчик сприймає суто деформації розтягнення або стиску. При розтягненні опір тензодатчиків збільшується, при стиску – зменшується.

Зміна опору тензодатчика підкоряється лінійному закону. Як відомо, опір провідника, Ом :

$$R = \rho \frac{l}{S}, \quad (2.1)$$

де ρ – опір провідника, Ом·м;

l – довжина провідника, м;

S – площа поперечного перерізу, м².

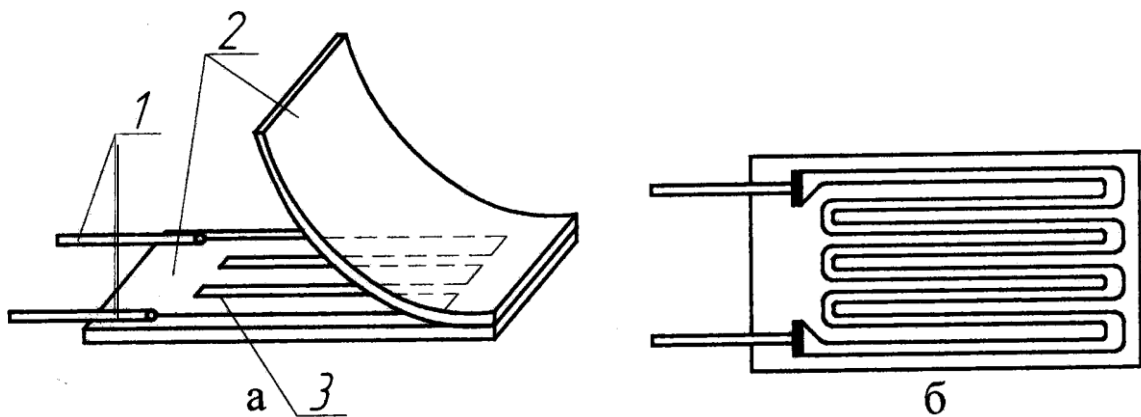
Тому, що коефіцієнт Пуассона малий, S змінюється незначно. При постійних ρ і S опір прямо пропорційний l . Однак опір тензодатчика змінюється і при зміні температури навколишнього середовища, Ом :

$$R_t = \rho \cdot l \cdot \frac{1 + \alpha \cdot (t_1 - t_0)}{S}, \quad (2.2)$$

де α - коефіцієнт лінійного подовження;

$t_1 - t_0$ - перепад температур.

Тому один датчик здебільше не застосовують, а використовують спеціальні схеми їх з'єднання, виключаючи вплив температури навколишнього середовища.



1 – виводи; 2 – ізоляційна підстилка; 3 – спіраль

Рисунок 2.1 – Пристрій дротяного (а) і фольгового (б) тензодатчиків

2.2 Спосіб з'єднання тензодатчиків

Для того, щоб виключити похибки від температурного впливу, отримати подвійну або збільшену в четверо чутливість тензодатчиків в порівнянні з одним, тензодатчики з'єднують по містковій схемі. На рис. 2.2 а показана схема одинарного мосту Уїтстона, який дає можливість компенсувати температурний вплив на показання тензодатчиків та підвищити їх чутливість.

Тензодатчики з'єднують так, щоб отримати найбільшу різницю у виразі для знаходження сили струму. Дійсно, що найбільше значення струму буде отримано, якщо тензодатчики R_1 , R_3 будуть сприймати деформацію розтягнення, збільшуючи свій опір, а тензодатчики R_2 , R_4 – деформацію стиснення, зменшуючи свій опір. Але у цьому випадку необхідно розглянути схему із її можливості компенсувати дію температурного впливу. Якщо при зміні температури деталі, що досліджується, усі датчики моста сприймають деформацію одного знаку, то така схема буде компенсувати температурний вплив. У випадку, коли датчики мають різні деформації, необхідно використовувати місткову схему з компенсаційними датчиками (рис.2.3, б), які не повинні сприймати активних деформацій. Їх наклеюють на пластини, розташованих поряд з піддослідною деталлю, або перпендикулярно до лінії дії головних напружень.

Відповідно в містковій схемі (рис.2.3, б) робочі датчики R_1, R_2 повинні мати один вид деформації (розтяг або стиск), так як в протилежному випадку сигнал на виході мосту буде рівний нулю.

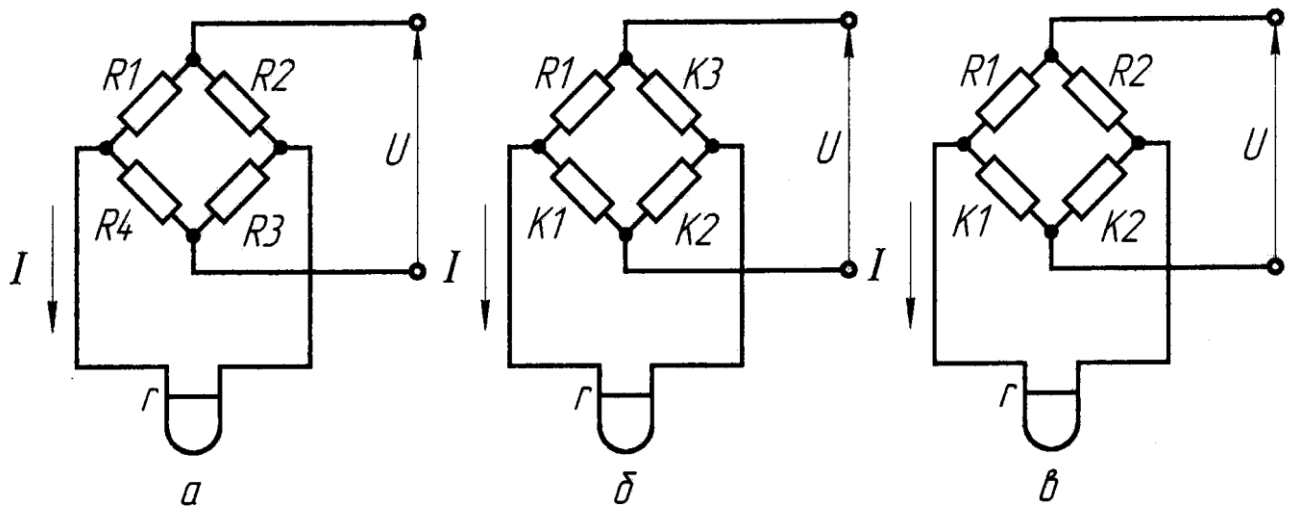


Рисунок 2.3 – Схеми з'єднання тензодатчиків: R – робочі (активні) датчики; K – компенсаційні датчики

Якщо робочі датчики мають деформації зворотних знаків (у випадку виміру напруження вигину у балці при наклеюванні з нижньої та верхньої сторін), схема включення мосту буде мати вигляд, показаний на рис. 2.3 в. Ця схема використовується при вимірах крутних моментів, при цьому компенсаційні датчики розташовують на окремій пластині.

2.3 Вимір зусиль за допомогою мездоз

У мездозі мембранного типу (рис.2.4) два робочих датчика 1, наклеєно на внутрішню поверхню мембрани 2, виконаної за одне ціле з корпусом 3. Знизу мездоза зачинена кришкою 4. Компенсаційні датчики 5 наклеєні на не навантажену пластину 6, розміщену у корпусі мездози. Сферичні укладки 7 забезпечують центральне навантаження до мездози.

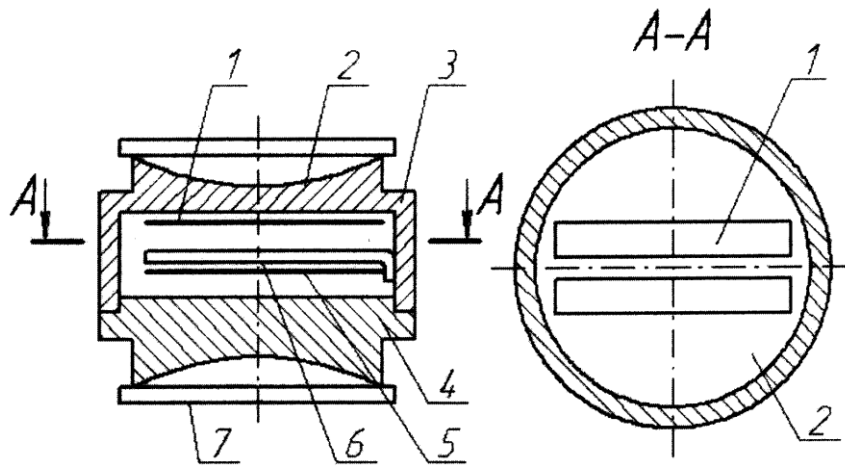


Рисунок 2.4 – Мездоза для дослідження зусиль

3.1. Дослідження параметрів механізму розтиску барабана на базі планованого експерименту

3.1.1. Реалізація плану експерименту

Розглянемо вплив різних параметрів кута нахилу клина, ходу приводної штанги, зусилля на штанзі на величину зношування контактуючої пари.

Вихідні данні

Таблиця 3.1 Розрахункові данні

Данні	Позначення	Значення
Швидкість спрацьовування планки	v_x	0,92 м/с
Хід штанги барабану;	$S_{шт}$	(При $\alpha = 24^\circ$), 32мм (При $\alpha = 22^\circ$), 37мм (При $\alpha = 20^\circ$), 43мм (При $\alpha = 18^\circ$), 47мм
Вага рулону	m_p	16 т.
Продуктивність моталки	k	300 т/год;

Вага втрачена за місяць роботи	$m_{\text{см}}$	1,186 кг
Загальний час роботи механізму	t_p	30 діб або 2160 годин
Швидкість роботи пари клин-упор	v_x	0,92 м/с
Вага втрачена за одну годину роботи	$m_{\text{зр}}$	1,186 кг.
Довжина пластини	$l_{\text{пл}}$	230 мм.
Ширина пластини	$b_{\text{пл}}$	120 мм.
Висота пластини	$h_{\text{пл}}$	20 мм .

Основним фактором , що впливає на величину зносу механізму своду барабана є кут нахилу в контактній парі клин-упор, від чого ,що в свою чергу впливає на змінення зусилля створене на штанзі барабану , та на хід штанги барабану.

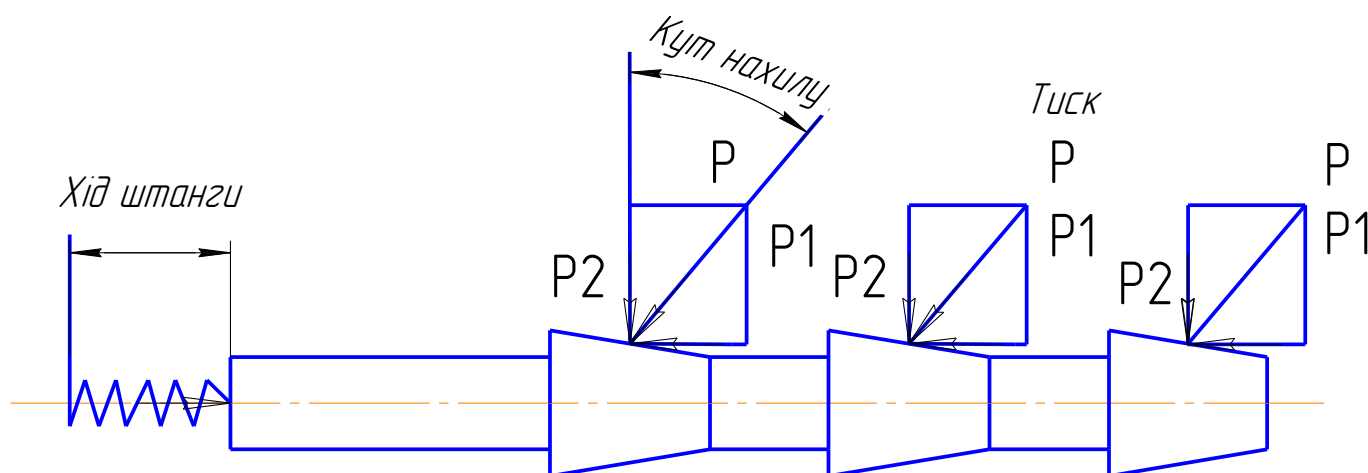


Рис. 3.1. Схема зусиль , що діють на механізм своду барабана.

n_{pc} – кількість рулонів змотаних за годину;

$$n_{pc} = \frac{k}{m_p} = 300/16 = 18.75 \text{ шт/годину};$$

$n = n_{pc} t_p$ - кількість рулонів змотаних за місяць;

$$n = n_{pc} \cdot t_p = 18.75 \cdot 2160 = 40500 \text{ рулонів за 3 місяці;}$$

Венчаємо час необхідний для того щоб механізм зробив один повний цикл роботи при різних кутах нахилу.

t_{zp} - час затрачений на один цикл роботи механізму ;

$$t_{zp} = \frac{S_{um}}{v_x};$$

Де:

v_x - Швидкість роботи пари клин-упор;

S_{um} -Хід штанги барабану;

при ході штанги 32мм ($\alpha = 24^\circ$), ;

$$t_{zp1} = \frac{0,0032}{0,92} = 0.0348 \text{ с;}$$

при ході штанги 37мм ($\alpha = 22^\circ$);

$$t_{zp2} = 0.0402 \text{ с;}$$

при ході штанги 42мм ($\alpha = 20^\circ$);

$$t_{zp3} = 0.0457 \text{ с;}$$

при ході штанги 47мм ($\alpha = 18^\circ$);

$$t_{zp4} = 0.0511 \text{ с;}$$

Маючи вихідні данні для розрахунку вирахуємо фактичний час за який було зношування пари клин-упору до зняття показників.

t_{zag} - час зношування деталі;

$$t_{zag} = t_{zpn} \cdot n_{pc};$$

n- кілкість раз роботи механізму;

-за 3 місяці (хід 32мм при 24°)

$$t_{заг1} = 0.0348 * 40500 = 1409.4 \text{ с.} = 0,3915 \text{ годин.};$$

-за 3 місяці (хід 47 мм при 18°)

$$t_{заг4} = 0.0511 * 40500 = 2069.55 \text{ с.} = 0,574875 \text{ годин.};$$

Розрахуємо швидкість зношування пластини:

$$v_{зн} = \frac{m_m}{t_m};$$

де:

m_m - кількість кілограм втрачених за місяць;

t_m - годин на місяць;

$$v_{зн} = \frac{m_{см}}{t_p} = 1.186 / 2160 = 5,47 \text{ гр/год};$$

Так як зношування планки йшло не рівномірно, і визначити точні виміри довжини стирання планки не доцільно прийняли за основу вагу планки. Маючи швидкість стирання планки в грамах перетворимо данні з грамів в міліметри користуючись формулою:

$$h = \frac{\frac{m}{\rho} \cdot 1000}{l \cdot b} = \text{грамм};$$

Де:

m - загальна маса (для пари клин-упор)

$\rho_{пл}$ - щільність матеріалу. (для бронзи = 8.6 г/м)

$l_{пл}$ - довжина пластини

$b_{пл}$ - ширина пластини.

вага пластини після спрацювання

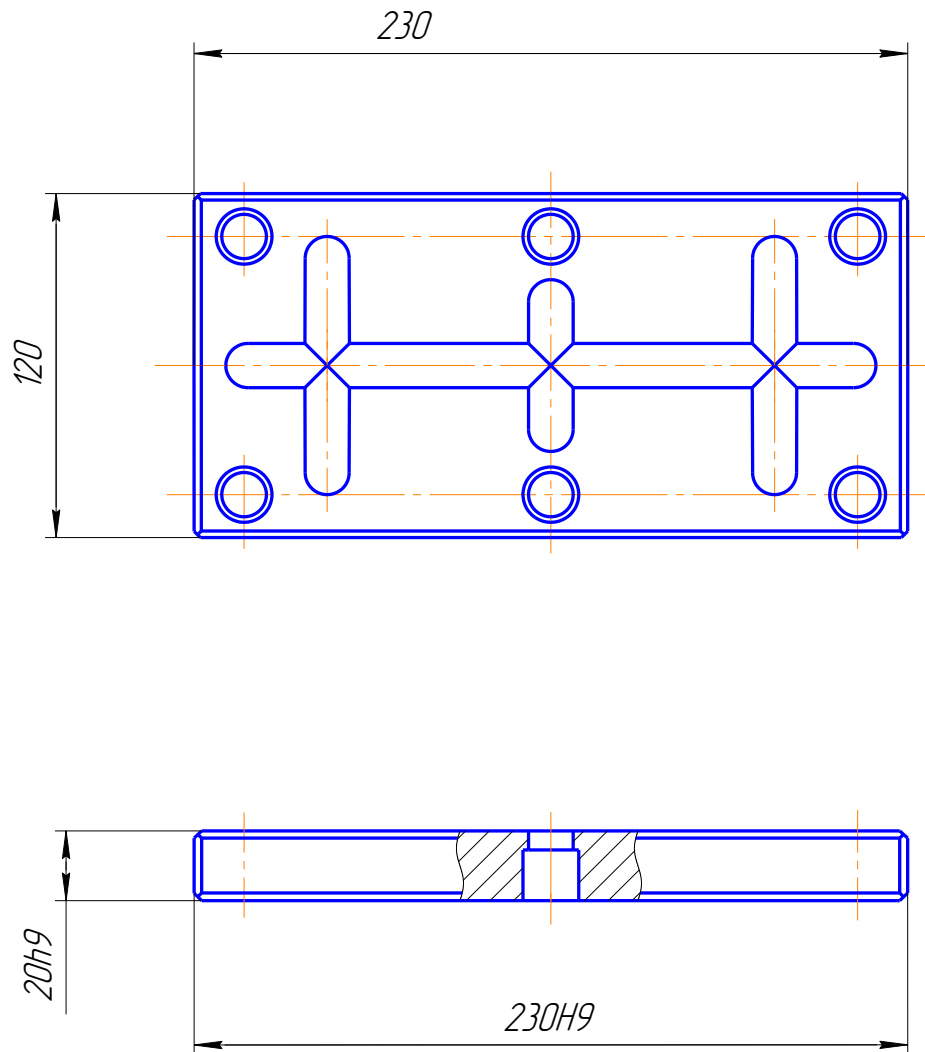


Рис. 3.2 Данні пластини

Знайдемо вагу , яка залишилась після зпрацювання пластини.

$$m_{спр} = m_{пл} - m_{вт} ;$$

$$m_{спр} = 4700 - 1186 = 3514 \text{ грам.}$$

$$h_{пл} = \frac{\frac{3514}{8,6} \cdot 1000}{230 \cdot 120} = 14,53 \text{ мм. ;}$$

Знайдемо середню товщину на яку пластина була стерта за період спрацювання.

Зношення пастини:

$$h_{плл} = h_{пл} - h_{плз} = 20 - 14,53 = 5,47 \text{ мм;} ;$$

Швидкість запрацювання пластини клин – упору.

$$I = \frac{5,47}{2160} = 0,0038 \text{ мм/годину};$$

Використовуємо формулу для визначення зносу, що наведена в книзі А.С. Пронікова і має такий вигляд:

$$I = a \cdot P_{\min} \cdot v_{\min} \cdot t_{\min};$$

Визначимо коефіцієнт а :

$$a = \frac{I}{P \cdot v \cdot t};$$

$$a = \frac{5,47}{326,869 \cdot 0,0038 \cdot 0,574875} = 11,4907;$$

Знаходимо максимальне значення зносу

$$I = a \cdot P_{\max} \cdot v_{\max} \cdot t_{\max}$$

$$I = 11,4907 \cdot 447,9 \cdot 0,0053 \cdot 0,3915;$$

Отримані данні зводимо у таблицю :

Таблиця 3.2. Отриманні данні

	Зношення матеріалу, I, мм	Швидкість, v, мм / год	Тиск P, МПа	Час зношення, t, годин	Кут нахилу α° .	Коефіцієнт зносу,
Мах	10,72	0,0053	447,9	0,3915	24	11,4907
мін	5,47	0,0038	326,869	0,38325	18	
Середнє значення	9,4625	0,00455	387,3845	0,38737	20	
Інтервал варіювання	1,2575	0,00075	59,6155	00,413	2	

На підставі попереднього вивчення досліджуваного об'єкта ухвалюємо:

Таблиця 3.3 – Фактори, що впливають на величину зношування контактуючої пари клин-упор.

Фактори	X ₁	X ₂	X ₃
Найменування	Кут нахилу клина, α °	Тиск на штангу барабана, Р, кН	Хід штанги барабана, Н, мм
мах	24	447,9	37
мін	18	326,87	47
Середнє знач.	21	121,03	42
Інтервал варіювання	3	50	5

Із представлених даних випливає, що ми вивчаємо області впливу факторів у межах: кут нахилу клина - від 18 до 24 °, зусилля на штанзі барабана від 300 до 450кН, хід штанги барабана від 37 до 47мм.

Реалізація плану експерименту представлена в табл.3.4

Таблиця 3.4. – Результати вимірів

№ досвіду за планом	X ₁	X ₂	X ₃	Y ₁	Y ₂	$Y_{cp} = \frac{Y_1 + Y_2}{2}$
1	-	-	-	5,7	5,1	5,47
2	+	-	-	7.1	7,9	7,49
3	-	+	-	8.16	7,1	7,62
4	+	+	-	10	11	10,45
5	-	-	+	6.2	5	5,58
6	+	-	+	7.3	8	7,65
7	-	+	+	8.6	7	7,79
8	+	+	+	10.2	11	10,6

Складемо матрицю планування яка буде мати вигляд:

Таблиця 3.5 – Матриця планування

	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ X ₂	X ₁ X ₃	X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₃
1	+	-	-	-	+	+	+	-
2	+	+	-	-	-	-	+	+
3	+	-	+	-	-	+	-	+
4	+	+	+	-	+	-	-	-
5	+	-	-	+	+	-	-	+
6	+	+	-	+	-	+	-	-
7	+	-	+	+	-	-	+	-
8	+	+	+	+	+	+	+	+

При однаковій числі дослідів на кожній комбінації рівнів факторів відтворюваність процесу перевіряємо за критерієм Кокрена [1.додаток п.6]

$$G = \frac{\Delta S_{u_{\max}}^2}{\sum \Delta S_u^2} \leq G(0.05, fn, fy), \quad (2.3.1)$$

де:

$\Delta S_{u_{\max}}^2$ - найбільша з дисперсій у рядках плану;

$G(0.05, fn, fy)$ - табличні значення критерію Кокрена при 5%-вій рівні значимості, який достатній для інженерних експериментів;

$fn = n$ - число незалежних оцінок операцій;

$fy = m - 1$ - число ступенів волі кожної оцінки;

ΔS_u^2 - дисперсія, що характеризує розсіювання результатів дослідів на u -м комбінації рівнів факторів.

У нашій випадку виконане по два виміри величини u_u . Тому значення оцінок дисперсії у кожній крапці плану будемо визначати по формулі:

$$\Delta S_u^2 = \frac{\Delta^2}{2}, \quad (2.3.2)$$

де:

Δ - різниця між паралельними дослідями.

У результаті обчислень одержимо:

$$\Delta S_1^2 = \frac{\Delta^2}{2} = \frac{(5,1-5,7)^2}{2} = 0,1800;$$

$$\Delta S_2^2 = \frac{\Delta^2}{2} = \frac{(7,5-7,1)^2}{2} = 0,3200;$$

$$\Delta S_3^2 = \frac{\Delta^2}{2} = \frac{(7,1-8,16)^2}{2} = 0,5618;$$

$$\Delta S_4^2 = \frac{\Delta^2}{2} = \frac{(11-10)^2}{2} = 0,5000;$$

$$\Delta S_5^2 = \frac{\Delta^2}{2} = \frac{(5-6,2)^2}{2} = 0,2450;$$

$$\Delta S_6^2 = \frac{\Delta^2}{2} = \frac{(8-7,3)^2}{2} = 0,2450;$$

$$\Delta S_7^2 = \frac{\Delta^2}{2} = \frac{(7-8,6)^2}{2} = 1,28;$$

$$\Delta S_8^2 = \frac{\Delta^2}{2} = \frac{(11-10,2)^2}{2} = 0,3200;$$

Коефіцієнт Кокрена:

$$G = \frac{1,28}{0,18+0,32+0,5618+0,5+0,72+0,245+1,28+0,32} = 0,3362;$$

Дисперсія відтворюваності (помилка досвіду) складе :

$$\Delta S_y^2 = \frac{0,18+0,32+0,5618+0,5+0,72+0,245+1,28+0,32}{8} = 0,0436;$$

Установивши, що процес відтворюємо, можна приступитися до визначення коефіцієнтів рівняння. На підставі методу найменших квадратів можна записати, що:

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^n \bar{y}_u}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u}{n}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{ij} x_{ju} \bar{y}_u}{n}. \quad (2.3)$$

У якості математичної моделі, що описує процес зношування пари клин-упор, ухвалюємо рівняння:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_1x_2 + b_5x_1x_3 + b_6x_2x_3 + b_7x_1x_2x_3 \quad (2.4)$$

Таким чином, нам необхідно визначити вісім коефіцієнтів: $b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6, b_7$.

Опираючись на матрицю планування (таблиця 2.3), одержуємо:

$$b_0 = \frac{0,18 + 0,32 + 0,5618 + 0,5 + 0,72 + 0,245 + 1,28 + 0,32}{8} = 7,8;$$

$$b_1 = \frac{-0,18 - 0,32 - 0,5618 - 0,5 + 0,72 + 0,245 + 1,28 + 0,32}{8} = 0,07;$$

$$b_2 = \frac{-0,18 - 0,32 + 0,5618 + 0,5 - 0,72 + 0,245 - 1,28 + 0,32}{8} = 1,26;$$

$$b_3 = \frac{-0,18 + 0,32 - 0,5618 + 0,5 - 0,72 - 0,245 + 1,28 + 0,32}{8} = 1,26;$$

$$b_{1,2} = \frac{0,18 + 0,32 - 0,5618 - 0,5 - 0,72 + 0,245 - 1,28 + 0,32}{8} = -0,0475;$$

$$b_{1,3} = \frac{0,18 - 0,32 + 0,5618 - 0,5 - 0,72 - 0,245 - 1,28 + 0,32}{8} = -0,02;$$

$$b_{2,3} = \frac{0,18 - 0,32 - 0,5618 + 0,5 + 0,72 - 0,245 - 1,28 + 0,32}{8} = 0,19;$$

$$b_{1,2,3} = \frac{-0,18 + 0,32 + 0,5618 - 0,5 + 0,72 - 0,245 - 1,28 + 0,32}{8} = -0,0025;$$

Оцінка значимості коефіцієнтів рівняння здійснюється за критерієм Стьюдента. Коефіцієнт вважається значимим, якщо виконується нерівність:

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t(0.05; fy) \frac{\sqrt{\Delta S_y^2}}{\sqrt{n}} = 2.306 \frac{\sqrt{0.0981}}{\sqrt{8}} = 0,002 \quad (2.5)$$

де:

$t(0.05; fy)$ - 5%-ва крапка розподілу Стьюдента, що відповідає $\beta=0,95$, зі f ступенями волі (1. таблиця П.5 додатка).

З отриманих значень коефіцієнтів видно, що всі, крім $b_{1,2}, b_{1,3}, b_{1,2,3}$, істотно перевищують величину Δb_i . Таким чином можна вважати, що всі коефіцієнти значимі за

винятком $b_{1,2}, b_{1,3}, b_{1,2,3}$. За цим остаточно приймаємо математичну модель округливши коефіцієнти до цілих величин: $y = b_0 + b_1 + b_2 + b_3 + b_{2,3}$; (2.5)

На підставі рівняння (2.6) визначаємо відгук y_{ui} для кожного досвіду, керуючись при цьому знаками рядків матриці експерименту (таблиця 2.3):

$$y_1 = 7,8 + 0,07(-1) + 1,26(-1) + 1,26(-1) + 0,02*1 + 0,19*1 = 5,42;$$

$$y_2 = 7,8 + 0,07(-1) + 1,26(-1) + 1,26(-1) + 0,02*1 + 0,19*1 = 7,52;$$

$$y_3 = 7,8 + 0,07(-1) + 1,26(-1) + 1,26(-1) + 0,02*1 + 0,19*1 = 7,56;$$

$$y_4 = 7,8 + 0,07(-1) + 1,26(-1) + 1,26(-1) + 0,02*1 + 0,19*1 = 10,42;$$

$$y_5 = 7,8 + 0,07(-1) + 1,26(-1) + 1,26(-1) + 0,02*1 + 0,19*1 = 5,52;$$

$$y_6 = 7,8 + 0,07(-1) + 1,26(-1) + 1,26(-1) + 0,02*1 + 0,19*1 = 7,66;$$

$$y_7 = 7,8 + 0,07(-1) + 1,26(-1) + 1,26(-1) + 0,02*1 + 0,19*1 = 7,7;$$

$$y_8 = 7,8 + 0,07(-1) + 1,26(-1) + 1,26(-1) + 0,02*1 + 0,19*1 = 10,6;$$

Підставив числові значення в (3.8) одержимо:

$$\Delta S_{ad}^2 = \frac{(5,4 - 5,42)^2 + (7,5 - 7,52)^2 + (7,63 - 7,56)^2 + (10,5 - 10,42)^2}{8 - 3 - 1} + \frac{(5,6 - 5,52)^2 + (7,65 - 7,66)^2 + (7,8 - 7,7)^2 + (10,6 - 10,6)^2}{8 - 3 - 1} = 0,0071;$$

Критерій Фишера складе відповідно до (2.6)

$$\text{при } \Delta S_y^2 = 0,0071;$$

Тоді адекватність моделі буде:

$$F = \frac{0,0071}{0,03362} = 0,021;$$

З таблиці критеріїв Фишера (1.таблиця П.7 додатка) при 5%-вім рівні значимості, $f_{au} = 4$ і $f_y = 8$ знаходимо відповідне значення

$$F(0,05;4;8)=3,838;$$

Т.к. має місце умова

$$F=0,021 < F(0,05;4;8)=3,898;$$

Отриману модель можна вважати адекватною.

Переведемо модель з закодованого в розкадований вигляд виконавши математичні перетворення:

$$\begin{aligned}
 Y_u &= 7,8 + 0,07\left(\frac{\varphi - 20}{4}\right) + 1,26\left(\frac{P - 350}{50}\right) + 1,26\left(\frac{H - 42}{5}\right) + \\
 &+ 0,07\left(\frac{\varphi - 20}{4}\right)\left(\frac{P - 350}{50}\right) + 0,19\left(\frac{\varphi - 20}{4}\right)\left(\frac{P - 350}{50}\right) + \\
 &+ 0,36\left(\frac{\varphi - 20}{4}\right)\left(\frac{P - 350}{50}\right)\left(\frac{H - 42}{5}\right) = \\
 &= 1,5\varphi + 1,05H + 0,17P - 0,0075\varphi P - 0,05\varphi H - 0,005HP + 0,00025\varphi HP - 31,34 \\
 &1,5 * 0,951 + 1,05 * 47 + 0,17 * 447,5 - 0,0075 * 0,951 * 447,5 - 0,05 * 0,951 * 47 - 0,005 * 47 * 447,5 \\
 &0,00025 * 0,951 * 47 * 447,5 = 10,47
 \end{aligned}$$

Підставивши данні у цю формулу отримали результат – 10.74 мм, що майже збігається з отриманими даними. Робимо висновок що математична модель є вірною.

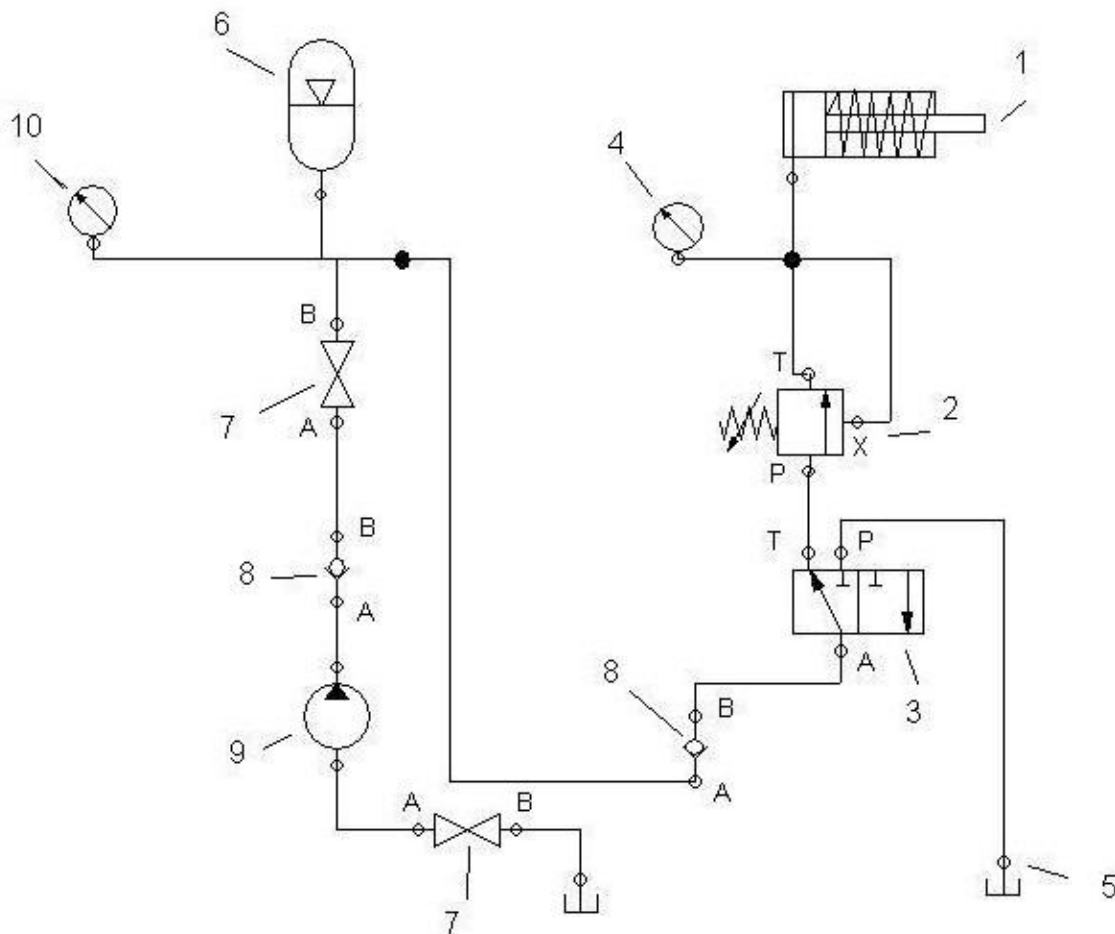


Рисунок 3.3. Гідравлічна схема барабана моталки

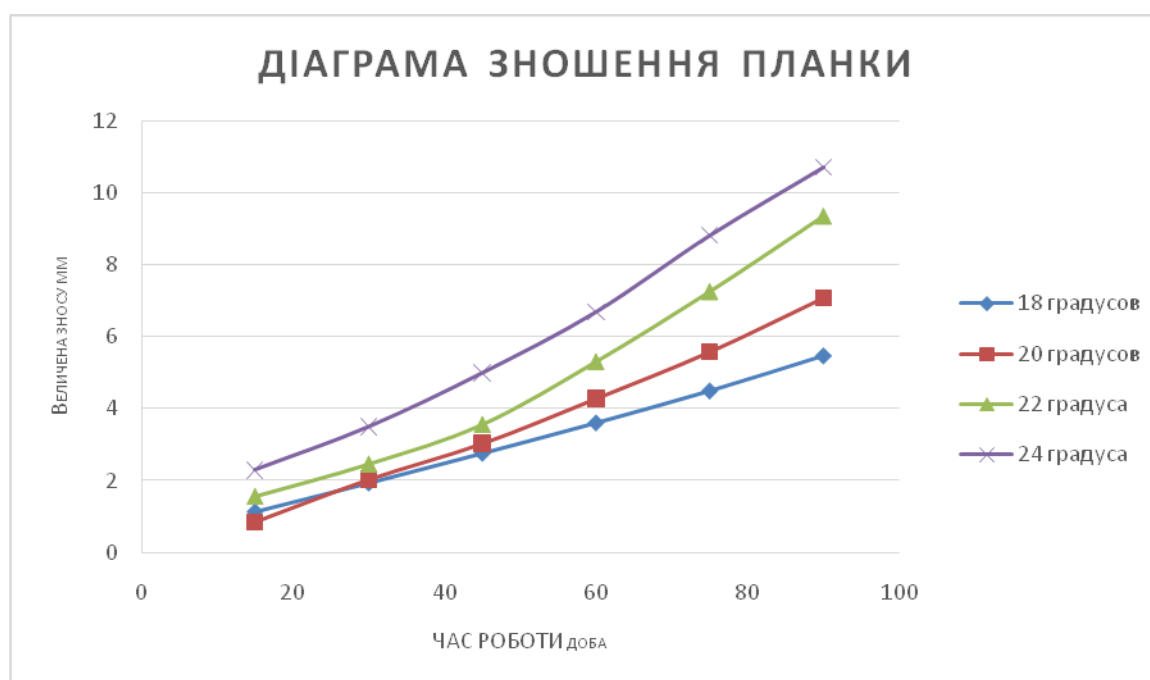
1-циліндр, 2-редукційний клапан, 3- розподільник, 4-манометр для виміру тиску в циліндрі, 5- бак, 6- акумулятор, 7-вентиль, 8-зворотний клапан, 9-шестеренний насос, 11-манометр для виміру тиску в акумуляторі.

Використовуючи отриману математичну модель розрахуємо теоретичне зношення пари клин-упор при різних факторах і зведемо її в таблицю 3.6.

Таблиця 3.6 – Величини зношування при різних величинах факторів

№ експиремента	Фактори			Зношування	
	Кут φ , °	Зусилля Р, кН	Хід Н, мм	$U_{и}$, мм	$U_{и}$, кг
1	24	447,9	32	10,72	2,374
2	22	406,45	37	9,36	2,136
3	20	366,154	42	7,08	1,662
4	18	326,869	47	5,47	1,186

Збудуємо діаграму зношення планки на підставі отриманих даних



Висновки

Ознайомившись із технологією прокатки й устаткуванням, на якому проводиться змотування рулонів, і дефектами рулонів, показало що одним з «вузьких місць» є ненадійна робота барабана моталки, що приводить до змотуванні телескопічних рулонів, а також до незапланованих простоїв стану.

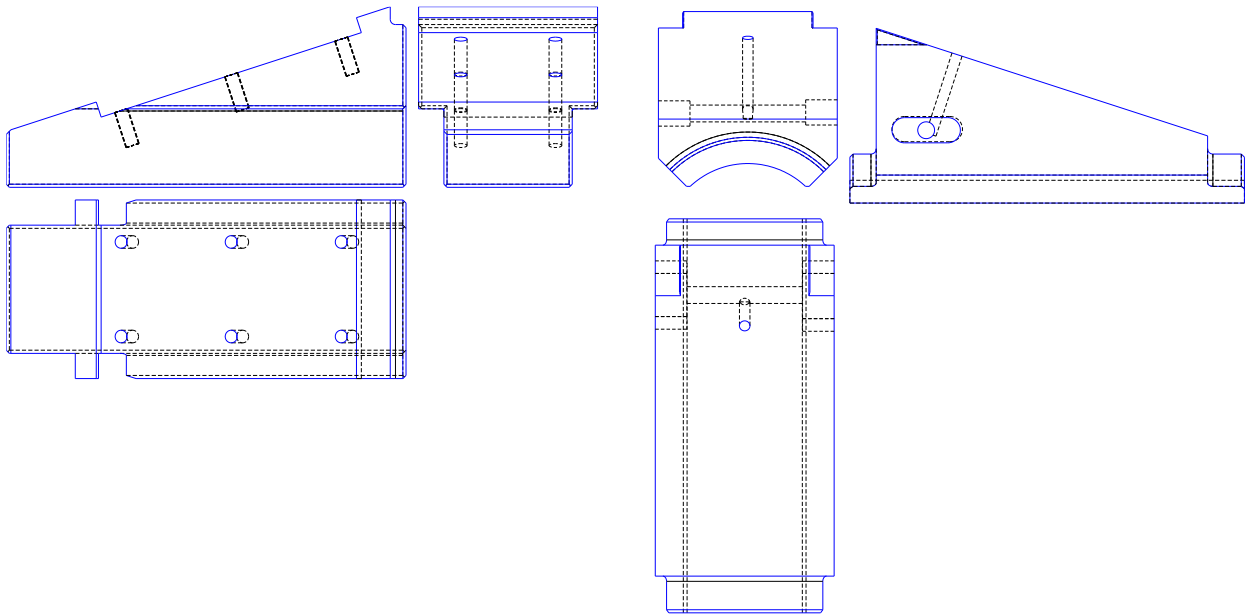
На рівні огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлене, що для змотування, високої якості, гарячекатаного листа у світовій практиці використовуються різноманітні конструкції моталок, серед яких перевага дається моталкам з 2-мя й 4-мя формуючими роликками, які мають ті ж недоліки що й моталки ЦГПТЛ .

Основною причиною застрягання рулону в моталці й неякісної змотки є не рівномірне розташування навантаження на клиновий механізм розтиску барабана.

На підставі досліджень була розроблена нова конструкція клинового механізму, що дозволяє підвищити надійність барабана й при цьому змотувати якісні рулони.

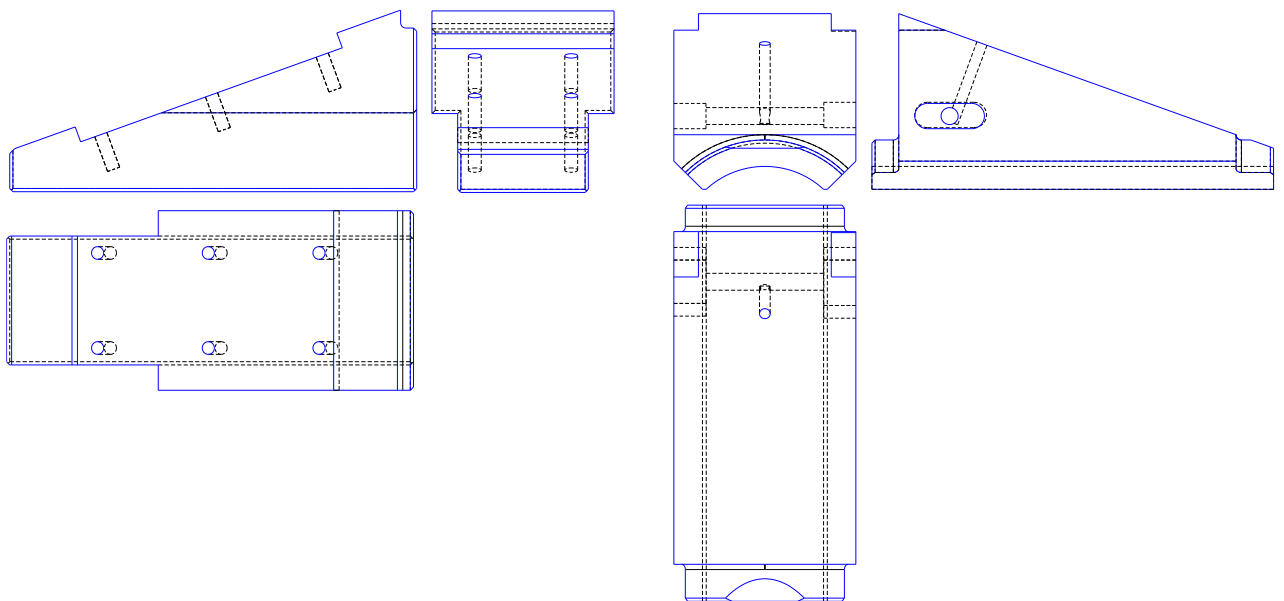
Результати роботи можуть бути використані не тільки на ПАТ «Запоріжсталь», і на інших комбінатах чорної металургії, де функціонують роликко-барабанні моталки такого типу.

Додатки



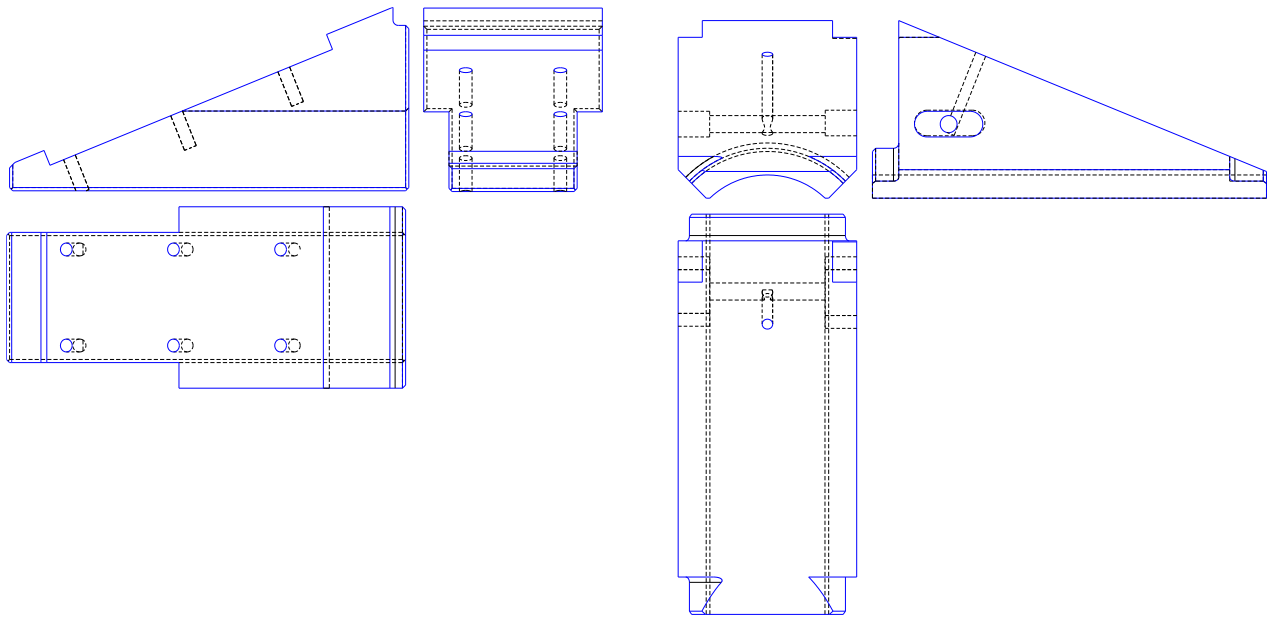
Кут нахилу 18 °

Зусилля кН	Хід мм	Зношування мм	Втрачена вага кг
326,869	47	5,47	1,186

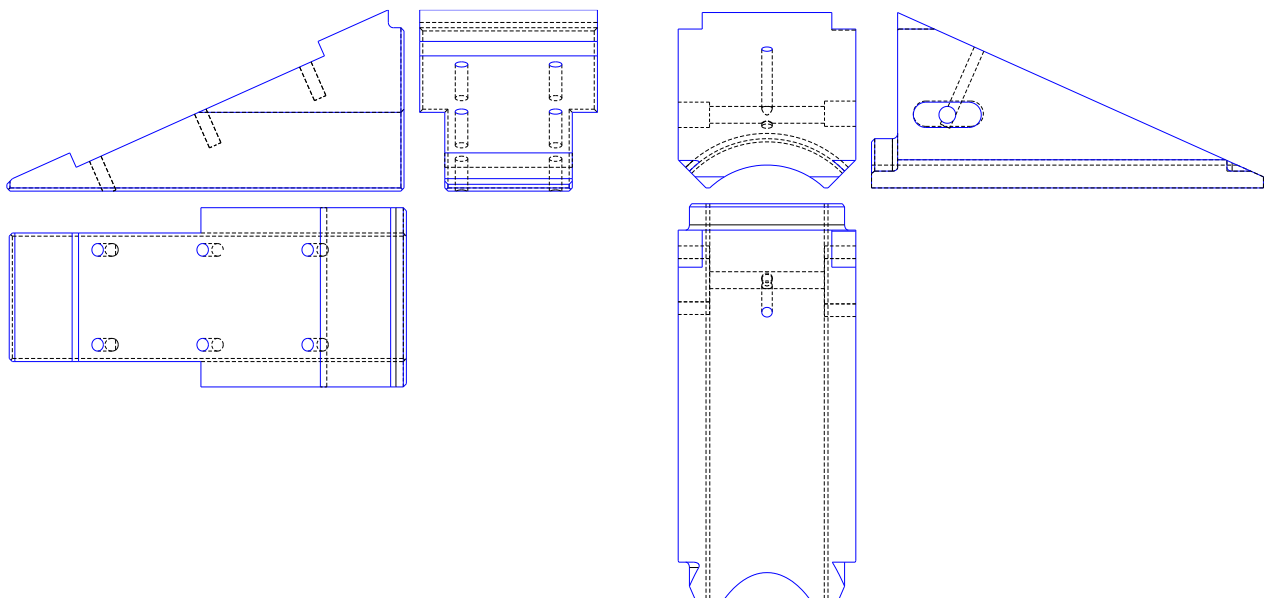


Кут нахилу 20 °

Зусилля кН	Хід мм	Зношування мм	Втрачена вага кг
366,154	42	7,08	1,662



Кут нахилу 22 °			
Зусилля кН	Хід мм	Зношування мм	Втрачена вага кг
406,45	37	9,36	2,136



Кут нахилу 24 °			
Зусилля кН	Хід мм	Зношування мм	Втрачена вага кг
447,9	32	10,72	2,374

Перелік використаних джерел

1. Александров М.П. «Подъемно - транспортні машини» М.: Машинобудування 1984-336с.
2. Чернавский С.А., Чернин І.М. «Курсові проектування деталей машин» М.: Машинобудування 1987-416с.
3. Свистунів Е.А. «Конструкція й розрахунок деталей, вузлів металургійних машин» Довідник М.: Металургія 1985-184с.
4. Анурьев В.И «Довідник конструктора машинобудівника» 1, 2 Том М.: Машинобудування 1988-426с.
5. Плахтин В.Д. «Надійність, ремонт, монтаж металургійних машин» М.: Металургія 1985-218с.
6. Притикин В.Д. «Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин» М.: Металургія 1985-368с.
7. Эмінов Е.І. «Довідник по застосуванню й нормам витрати мастильних матеріалів» ІТ. М.: Хімія 1978-312с.
8. Инструкции и методические указания к лабораторному практикуму по механическому оборудованию металлургических заводов для студентов по специальности «Механическое оборудование заводов черной металлургии». Дрепропетровск - 1971.