

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Стабілізація швидкості стрічки конвеєра при зміні навантаження

08-27.МКР.002.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП
«Магістра», групи 1ГМ-18м
спеціальності 133
Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Бондар А. П.

(прізвище та ініціали)

Керівник Поліщук Л.К.

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2019

АНОТАЦІЯ

Сформульовані та обґрунтовані технічні і технологічні вимоги до вмонтованих гідравлічних приводів транспортувальних машин, які працюють із змінними режимами навантаження на робочій ланці. Доведено, що для забезпечення стабілізації швидкості руху стрічки конвеєра пристрій керування повинен за одночасного вмикання другого гідромотора вмикати додатковий гідронасос для компенсації зменшення витрат рідини в гідросистемі. На основі розробленої циклограми роботи привідного пристрою побудовано уточнену математичну модель динамічних процесів у вмонтованому гідравлічному приводі з системою керування вмикання додаткового гідромотора та гідронасоса. Виконано проєктні розрахунки та розрахунки на міцність елементів гідравлічного приводу, які дозволили виконати проєктування приводу стрічкового конвеєра, що працює із змінним навантаженням.

Проведено економічні розрахунки які підтвердили доцільність впровадження розробленого приводу у виробництво. Розроблено заходи для забезпечення охорони праці та безпеки життєдіяльності і цивільного захисту на робочому місці.

ANNOTATION

Formulated and substantiated technical and technological requirements for mounted hydraulic actuators of transport machines operating with variable load modes on the operating link. It has been proved that in order to stabilize the conveyor belt speed, the control unit must switch on the auxiliary hydraulic pump while compensating for the reduction of fluid flow in the hydraulic system. On the basis of the developed cycle of operation of the driven device, a refined mathematical model of dynamic processes is built in a mounted hydraulic actuator with a control system of switching on the hydraulics. Design calculations and strength calculations of the hydraulic actuator elements that allowed the design of the belt conveyor actuator to be performed with variable load were performed.

Economic calculations were carried out which confirmed the feasibility of introducing the developed drive into production. Measures have been developed to ensure occupational health and safety and civil protection in the workplace.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕМИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ.....	9
1.1 Суть технічної проблеми.....	9
1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій.....	10
1.3 Опис нової конструкції та її переваги.....	11
1.4 Технічні вимоги до нової конструкції	12
1.5 Доцільність розробки.....	12
2. АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ.....	16
2.1 Аналіз існуючих конструкцій гідравлічних вмонтованих приводів ...	16
2.2 Висновки до другого розділу	29
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ РУХУ СТРІЧКИ ДЛЯ ВМОНТОВАНОГО ГІДРОПРИВОДУ	30
3.1 Розробка пристрою керування гідроприводу з важільним кінцевим вимикачем	30
3.2 Висновки до третього розділу	34
4. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ РУХУ СТРІЧКИ КОНВЕЄРА ПРИ ЗМІНІ НАВАНТАЖЕННЯ.....	35
4.1 Математичне моделювання системи керування	35
4.2 Висновки до четвертого розділу.....	46
5. РОЗАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	47
5.1 Розрахунок конструктивних параметрів гідравлічного вмонтованого приводу.....	47
5.2 Розробка конструкції фрикційної муфти.....	60
5.3 Розрахунок рухомих та нерухомих з'єднань	71

5.4 Вибір та розрахунок підшипників.....	74
5.5 Вибір пружин пристрою керування та фрикційної муфти	76
5.6 Висновки до п'ятого розділу.....	79
6. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ	80
6.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	80
6.2 Розрахунок кошторису капітальних витрат на розробку нового технічного рішення	83
6.3 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки	91
6.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності	92
7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ	97
7.1 Аналіз умов праці	97
7.2 Цивільний захист	107
ВИСНОВКИ.....	112
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	114
ДОДАТКИ.....	118
ДОДАТОК А. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ	
ДОДАТОК Б ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА	
ДОДАТОК В КРЕСЛЕННЯ	
ДОДАТОК Г. СПЕЦИФІКАЦІЇ	

ВСТУП

Стрічковий конвеєр є основним засобом неперервного транспорту в різних галузях народного господарства, який забезпечує поточні технології виробництва. Ефективність їх використання значною мірою визначається технічними можливостями приводного пристрою, техніко-економічні показники якого повинні відповідати, як умовам експлуатації транспортувальних машин, так і режимам їх роботи.

Аналіз особливостей експлуатації стрічкових конвеєрів у машинах різного технологічного призначення з обмеженою монтажною зоною під привод дозволяє надати перевагу тим приводам, які відзначаються компактністю, невеликою вагою, високою питомою потужністю, меншою кількістю складових вузлів. До того ж, стрічкові конвеєри, в своїй більшості, експлуатуються в умовах змінних навантажень, максимальне перевищення яких над номінальним може бути значним. Під час роботи приводів таких транспортерів виникають умови, коли через значне збільшення навантаження для уникнення поломок приводу необхідна його термінова зупинка, що суттєво знижує продуктивність.

Вантажопотоки, що надходять на стрічку конвеєра, характеризуються великою нерівномірністю і носять, як правило, випадковий характер та описуються як випадкові процеси. Нерівномірність вантажопотоків є причиною сукупності різних факторів, що знаходяться в складному зв'язку і можуть змінюватися в часі та просторі. Крім того, надходження та розподілення вантажу по стрічці може змінюватися за різними законами.

Тому, з погляду на забезпечення роботоздатності механічних систем машин, що експлуатуються в зазначених вище умовах, доцільним є використання вмонтованих гідравлічних приводів транспортерів з системою керування величиною крутного моменту, що дозволяє забезпечити безупинний режим роботи, підвищити продуктивність, значно спростити кінематичну схему.

Існуючі приводи з пристроями керування працюють в режимі постійної подачі робочої рідини. При вмиканні додаткового гідромотора витрати рідини зменшуються на величину характерного об'єму цього мотора і швидкість транспортування стрічки знижується, що призводить до зменшення продуктивності роботи машини. Тому, розробка конструкції приводу з системою керування, що забезпечує стабілізацію швидкості стрічки є актуальною задачею.

Мета роботи. Метою роботи є підвищення економічності та надійності роботи приводу стрічкового конвеєра технологічного комплексу за умови зміни навантаження на транспортувальній ланці шляхом застосування системи керування вмиканням додаткового гідромотора та гідронасоса.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі **задачі**:

- виконати техніко-економічне обґрунтування доцільності виконання МКР згідно із заданою темою;
- виконати аналіз існуючих пристроїв керування та приводів з системами керування в машинах різного технологічного призначення;
- розробити принципову та конструктивну схеми приводу стрічкового конвеєра з системою керування;
- удосконалити циклограму роботи і математичну модель системи керування вмикання паралельно встановленого додаткового гідромотора та додаткового гідронасоса приводу конвеєра;
- виконати проектні розрахунки приводу;
- економічними розрахунками довести доцільність впровадження у виробництво розробленого приводу з системою керування;
- виконати необхідні розрахунки з безпеки життєдіяльності та цивільного захисту.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в приводі з системою керування стрічкового конвеєра.

Предмет дослідження – гідравлічний привід з системою керування вмикання додаткових гідромотора та гідронасоса.

Методи дослідження:

– за допомогою порівняльного аналізу економічних, конструктивних та технологічних показників існуючих конструкцій виконувався схемний пошук нової конструкції;

– за допомогою математичного моделювання динамічних процесів в розробленій системі керування гідроприводу приймального конвеєра буртоукладника виконувалась підготовка для виконання теоретичних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів та їх значення:

– удосконалено циклограму робочих циклів розробленої системи керування, встановлено закономірності функціонування її елементів, що обґрунтовує пофазну побудову математичної моделі;

– удосконалено математичну модель динамічних процесів в гідравлічному приводі з системою керування вмикання додаткових гідромотора та гідронасоса.

Особистий внесок автора – запропонував в конструктивній схемі приводу приймального конвеєра застосувати фрикційну муфту для вмикання другого передавального механізму; запропонував сенсорну частину пристрою керування виконати на основі клапана параметричного типу; виконав проектування вузлів приводу.

Публікації – двоє тез доповідей на Всеукраїнську науково-практичну інтернет-конференцію студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (2018 р., 2019 р.), тези доповідей на XX Міжнародній науково-технічній АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», 22-25 жовтня, 2019 р. м. Київ.

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕМИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

1.1 Суть технічної проблеми

Під час експлуатації конвеєрів мобільних машин із змінними режимами транспортування при суттєвому збільшенні навантаження для запобігання поломок приводу необхідна його термінова зупинка. Зазначений режим транспортування характерний для роботи похилого (буртового) конвеєра буртоукладника чи відвантажувального та поперечного конвеєрів коренезбиральної машини, а також акумулюючого конвеєра, що працює в гірничорудних шахтах.

За розвантаження коренезвідів у бункерний пристрій з автотранспортного засобу конвеєри зупиняють та після їх заповнення відбувається повторний пуск приводу. При цьому навантаження зростає в кілька разів порівняно з номінальним. В електромеханічному приводі під час повторного пуску транспортера може вийти з ладу його механічна частина, а у гідравлічному в його гідросистемі спрацьовує запобіжний клапан.

Розв'язком цієї проблеми є резервування потужності привідних пристроїв механізмів, які працюють за таким режимом роботи, за допомогою улаштування в приводі двох гідромоторів, що приводять в рух передавальний механізм. За номінальних навантажень працює лише основний гідромотор, а інший – працює в холосту. Вмикання додаткового гідромотора паралельно першому здійснюється пристроєм керування, чутливим до навантаження, яке перевищує номінальне. В результаті цього моменти обох гідромоторів в разі, коли робочі об'єми їх рівні, додаються, а частота обертання зменшується вдвічі. За зниження навантаження нижче певного рівня, пристрій керування автоматично вимикає другий гідромотор.

1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій.

На рис. 1.1 наведена конструкція приводу з гідромоторами, який прийнято як аналог для порівняння з новою конструкцією.

Барабан, що містить привід, який виконано у вигляді окремих гідромоторів 2 та 3, розташований в середині корпуса барабана 1, що встановлений на вісі, всередині якої виконано осьові канали для підведення та відведення робочої рідини, передавальний механізм з ведучою 4, проміжними 5, і коронною 6 шестірнями та опорний елемент. Вісь мотор-барабана виконана зіставною у вигляді двох напіввісей і розташованого між ними опорного елемента.

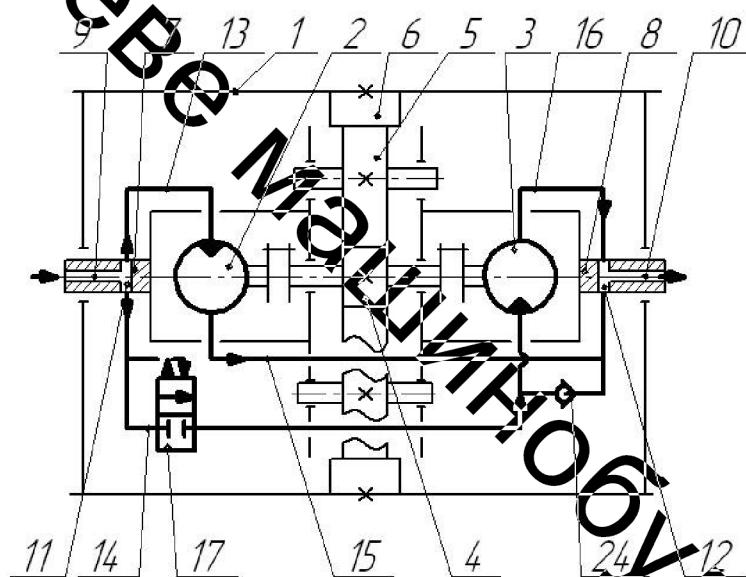


Рисунок 1.1— Конструкція приводу з гідродвигунами

Недоліком зазначеного мотор-барабана є те, що гідромотори, які розміщені всередині зіставних піввісей, і на валах яких встановлено ведучу шестерню 4 передавального механізму, постійно увімкнені через напірні гідромагістралі до джерела енергії, в незалежності від величини діючого на барабан навантаження. За зміни навантаження в широкому діапазоні величин та за низьких його значень загальний ККД знижується, що суттєво збільшує енерговитрати. Крім

того, з метою оптимізації продуктивності роботи такого приводу, необхідно зменшувати швидкість транспортування шляхом відведення частини потоку робочої рідини в гідробак, що загалом знижує ефективність використання такого приводу.

Найбільш доцільною з погляду на покращення техніко-економічних показників є створення гідравлічного вмонтованого приводу, в якому через відмикання рухомих частин додаткового гідромотора, досягається підвищення економічності приводу (безупинність роботи приводу, зменшення механічних втрат, підвищення ККД).

1.3 Опис нової конструкції та її переваги

На рис. 1.2 подана конструкція гідравлічного вмонтованого приводу, який містить корпус барабана 1 з вмонтованим приводом, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3, передавального механізму, що складається з ведучої 4, проміжних 5 та коронної 6 шестірень та фрикційної муфти, що приводиться в дію гідроприводом.

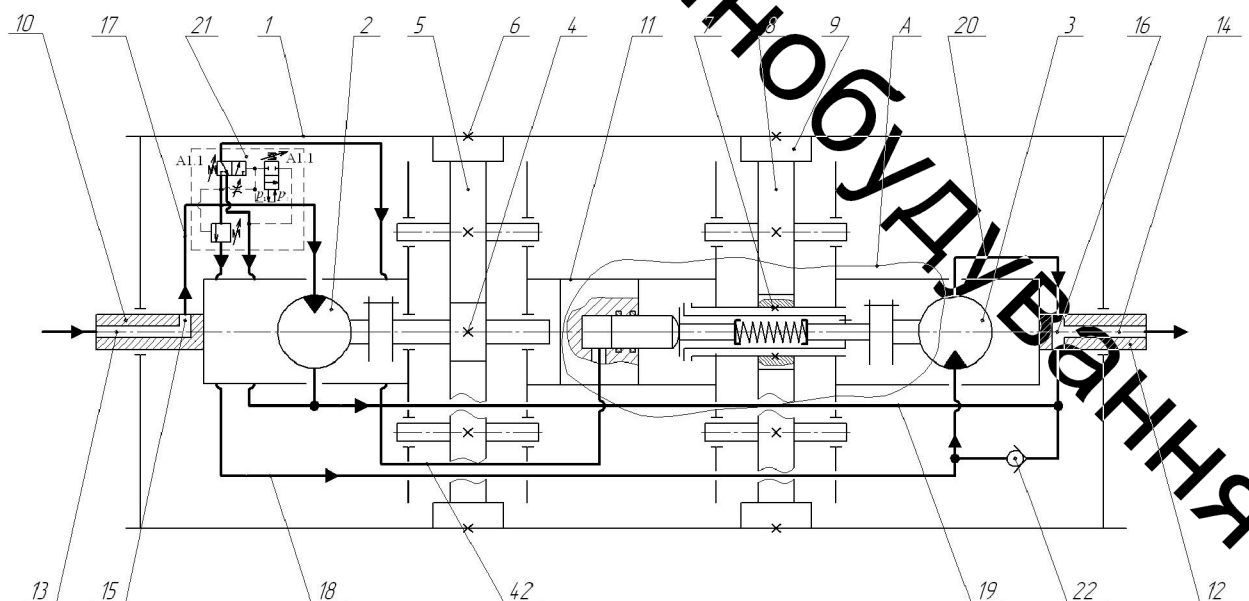


Рисунок 1.2 – Конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу з системою керування

Перевагами такої конструкції є зменшення механічних витрат, підвищення ККД у порівнянні з відомими конструкціями, а також малі габарити, підвищена продуктивність, надійність та безвідмовність.

1.4 Технічні вимоги до нової конструкції

Привід повинен відповідати вимогам, які висуваються до гідроапаратури згідно державних стандартів. Під час випробовуваннях на герметичність тиск в гідросистемі збільшується в 1,5 рази. Складальні одиниці повинні відповідати вимогам, сформованим у розділі 7 цієї роботи.

1.5 Доцільність розробки

Порівняємо технічні показники аналогу та нової конструкції приводу.

Таблиця 1.1 – Порівняння технічних характеристик аналога та нової конструкції приводу

Показники (параметри)	Аналог, привод з гідромоторами	Нова розробка, привод з автоматичним вмиканням додаткового гідромотора
Потужність, кВт	5,5	18
Число вузлі	7	8
Кількість постійно працюючих гідромоторів	2	1
ККД	0,82	0,91
Режим роботи	з перервами	безупинно
Вага, кг	645	700
Капітальні вкладення, грн.	11500	12260
Експлуатаційні витрати, грн	44665,1	27167,4

1.5.1 Собівартість нової розробки Собівартість одиниці нової розробки розраховується за формулою:

$$S = \frac{B_n \cdot K_n \cdot 100\%}{\Pi\%} \quad (1.1)$$

де B_n – величина певної статті прямих витрат для нової розробки, яка вибрана за основу, грн/кг; Π – питома вага цієї статті витрат в собівартості аналога, %; K_n – коефіцієнт, який ураховує конструктивні та технологічні особливості нової розробки, $K_n = 1 \dots 1,2$;

$$S = \frac{3808 \cdot 1,1 \cdot 100}{60} = 6981, \text{ грн.} \quad (1.2)$$

1.5.2 Розрахунок величини капітальних вкладень

Величина капітальних вкладень K розраховується за формулою:

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot \Pi \text{ грн.}, \quad (1.3)$$

де B – коефіцієнт, який ураховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо, $B = 1,2 \dots 2,0$; A – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \sim 1,7 \dots 2,3$; S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.; Π – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома або визначена:

$$K = 1,21,7 \cdot 6981 = 14241,24 \text{ грн.}$$

Отже, ціна реалізації становить

$$C=K/A=14241/1,7=8377 \text{ грн.}$$

1.5.3 Розрахунок величин експлуатаційних витрат для одиниці нової розробки

Експлуатаційними витратами є такі витрати, які забезпечують нормальне функціонування певного технічного рішення в період його експлуатації в розрахунку за рік. Величина експлуатаційних витрат E за рік за заводськими даними ПрАТ “Калинівський машинобудівний завод” становить $E=44665,1$ грн/рік.

1.5.4 Розрахунок питомих капітальних вкладень та питомих експлуатаційних витрат

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

а) для аналога:

$$\frac{K_1}{Q_1} = \frac{11500}{5,5} = 2090 \text{ грн./кВт};$$

б) для нового варіанта:

$$\frac{K_1}{Q_1} = \frac{12260}{18} = 681,1 \text{ грн./кВт.}$$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

а) для аналога:

$$\frac{E_1}{Q_1} = \frac{44665,1}{5,5} = 8120,9 \text{ грн./рік};$$

б) для нового варіанта:

$$\frac{E_1}{Q_1} = \frac{27167}{18} = 1509,28 \text{ грн./рік.}$$

Аналізуючи показники аналога та нової розробки, приходимо до висновку про доцільність розробки конструкції вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування стабілізації швидкості руху стрічки.

Експлуатаційні витрати нової розробки менші за аналога за рахунок безперервності роботи приводу та високої потужності. Вказані переваги свідчать про доцільність проведення проектувальних робіт та про актуальність теми дипломної роботи.

ВНТУ «Луганське машинобудування»

2 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

2.1 Аналіз існуючих конструкцій гідравлічних вмонтованих приводів

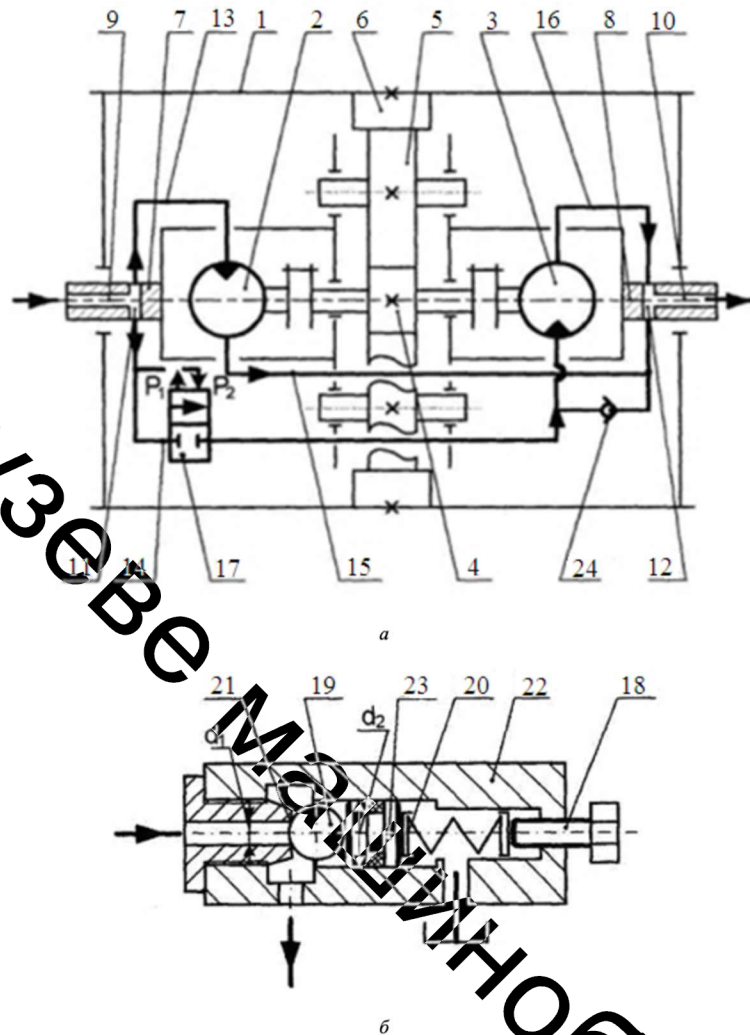
У ВНТУ на кафедрі галузевого машинобудування накопичено великий досвід розробки та проектування гідравлічних вмонтованих приводів, зокрема з пристроями керування для вмикання паралельно встановленого додаткового двигуна, що підвищують ефективність його використання в конвеєрах зі змінним робочим навантаженням.

На рис. 2.1 (а, б) наведена конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу з пристроєм керування на основі клапана прямої дії, який має структурну формулу Г-ББ-П1-БЦЗ-Н8-ОЦ-АО2-КМ1[1].

Гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3 і передавального механізму, що складається з ведучої шестірні 4, проміжних 5 та коронного 6 зубчастих коліс.

Барабан 1 встановлено на вісі, виконаній із двох піввісей 7 та 8. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині піввісей 7 та 8 виконано осьові канали 9 і 10, які за допомогою радіальних каналів 11 та 12, а також трубопроводів 13 і 14 та 15 і 16 з'єднані з робочими камерами гідромоторів. В одному з радіальних каналів піввісі 7, через яку підводиться робоча рідина до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 17 у вигляді клапана прямої дії. Клапан містить кульковий запірний елемент 19, встановлений в розточці корпусу 22, який посаджений на сідло 21 за допомогою плунжера 23, притиснутого пружиною 20, сила притискання якої визначається налагодженням регулювального гвинта 18. В корпусі 22 клапана виконано радіальний канал, до якого під'єднано гідромагістраль 14, що з'єднана

із входом гідромотора 3. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 17 з'єднано зі зливом через зворотній клапан 24.



a – конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана; *б* – конструктивна схема пристрою керування

Рисунок 2.1 – Конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу з пристроєм керування на основі клапана прямої дії

Гідравлічний мотор-барабан працює таким чином.

Якщо тиск на вході в гідросистему не перевищує тиску налагодження p_n пристрою керування 17, то робоча рідина під тиском через осьовий 9 та радіальний 11 канали, що виконані у піввісі 7, і трубопровід 13 надходить в

робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, що жорстко з'єднаний з швидкохідним валом редуктора 3, який за допомогою ведучої шестерні 4 та проміжних зубчастих коліс 5, приводить в рух коронне зубчасте колесо 6. Коронне зубчасте колесо 6, яке жорстко закріплене на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передає йому обертальний рух відносно зіставної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 15, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у піввісі 9, поступає на злив. При цьому пристрій керування 17 вимкнений, гідромотор 3 працює в холосту і завдяки зворотньому клапану 24 його робочі камери та магістраль 16 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на злив.

Під час раптового підвищення навантаження, що відповідає тиску налагодження, тиск на вході гідросистеми досягає значення p_1 , що перевищує номінальне p_n , і спрацьовує пристрій керування 17. Кульковий запірний елемент 19 через плунжер 23 стискає пружину 20, сила притискання якої визначається налагодженням регульовального гвинта 18, і різко зміщується відносно сідла 21 вліво. При цьому робоча рідина через трубопровід 14, радіальний канал, виконаний в корпусі 22, надходить в робочу камеру додаткового гідромотора 3, вмикаючи його паралельно гідромотору 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромоторів 2 та 3 відбувається обертання їх вихідних валів, жорстко з'єднаних з швидкохідним валом передавального механізму, який за допомогою ведучої шестерні 4 та проміжних зубчастих коліс 5, приводить в рух коронне зубчасте колесо 6, що надає обертання корпусу барабана 1. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 15 і 16, відповідно, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у піввісі 9, поступає на злив. При зменшенні навантаження, коли тиск в гідросистемі знижується до значення p_2 , знову спрацьовує пристрій керування 17 і за рахунок того, що кульковий запірний елемент 19 пружиною 20 різко

зміщується вправо відносно сідла 21, гідромотор 3 відмикається від живлення і працює в холосту, а його вхід з'єднується зі зливом через зворотній клапан 24.

Основними недоліками такого пристрою керування є властива клапану прямої дії крутизна витратної характеристики, тому, за умови збільшення швидкості транспортування конвеєра, його необхідно переналагоджувати для забезпечення стабільного значення спрацьовування за тиском. Застосування такої конструкції пристрою керування можливе при $Q < 40$ л/хв. Крім того, через значне зниження тиску p_2 при вимиканні додаткового другого гідромотора, система потребує тривалого часу для виходу на номінальний режим роботи, а це значно звужує зону стійкої роботи системи при підвищених потужностях приводу, що може стати причиною некерованих автоколивальних процесів.

При зміні навантаження в широкому діапазоні величин, за низьких його значень, загальний коефіцієнт корисної дії знижується, що суттєво збільшує енерговитрати. Крім того, з метою оптимізації продуктивності роботи приводу, необхідно знижувати швидкість транспортування шляхом відведення частини потоку робочої рідини в гідробак, що загалом знижує ефективність його використання.

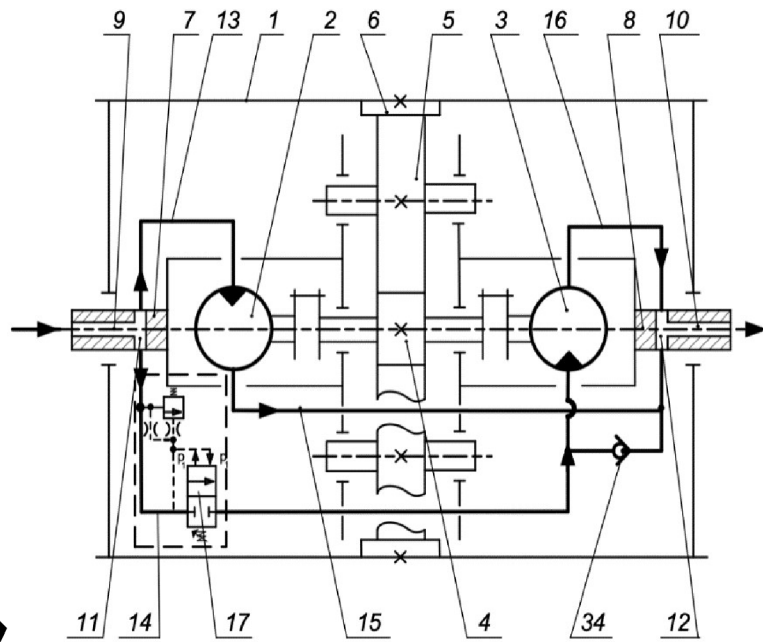
В результаті аналізу зазначених недоліків і за допомогою вибору необхідних структурно-функціональних елементів створено привід [2], конструктивна схема якого наведена на рис. 2.2.

Проектування цього приводу виконувалося за структурною формулою Г–Б6–П1БП–Ц3–Н8–ОЦ–АО2–КМ2 [1].

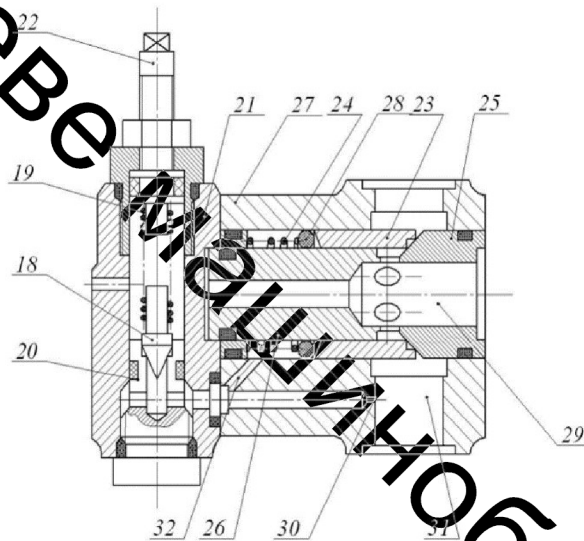
З врахуванням проведених теоретичних та експериментальних досліджень, які проводилися у ВНТУ, для ВАТ «Гніванський кар'єр» розроблена конструкція вмонтованого гідроприводу з пристроєм керування на основі двокаскадного клапана непрямої дії.

Безупинна робота такого приводу суттєво підвищує продуктивність роботи конвеєра.

ВНТУ Галузеве



a



б

Рисунок 2.2 – Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра чутливого до зміни навантаження

Технічна характеристика вмонтованого гідравлічного приводу, чутливого до зміни навантаження:

1. Номінальна потужність приводу, кВт18
2. Номінальна частота обертів барабана, хв^{-1} 30
3. Номінальний тиск в напірній гідромагістралі, МПа.....16

4. Крутний момент на барабані, Нм1430
5. Передатне число3

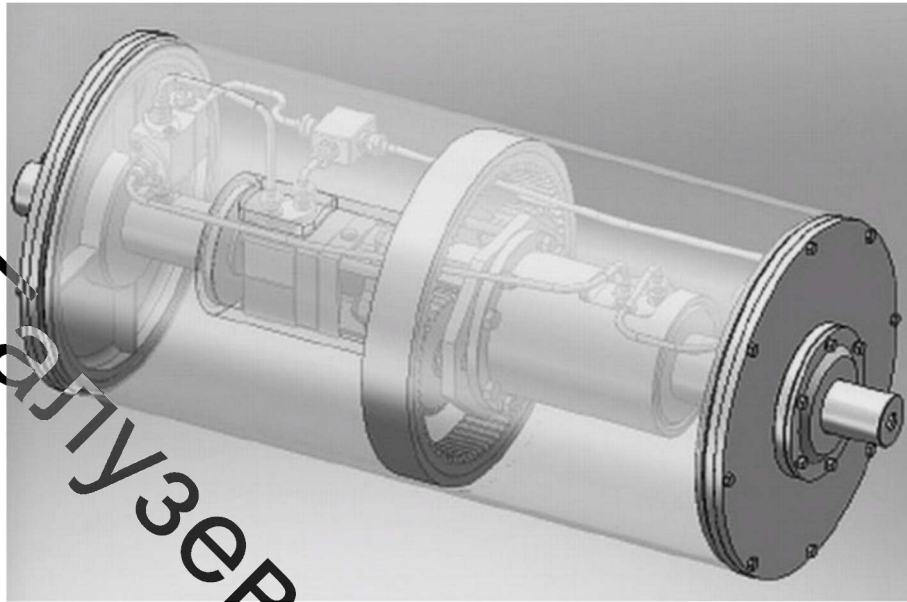


Рисунок 2.3 – Привід з пристроєм керування на основі двокаскадного клапана непрямої дії

6. Тип гідромотора.....ГПР-Ф-630
7. Кількість гідромоторів, шт.....2
8. Габаритні розміри, мм:
 - діаметр барабана364
 - довжина барабана2112
 - міжопорна відстань2240

Пристрій керування (див. рис. 2.2, б) містить клапан першого каскаду параметричного типу, який складається з конічно-циліндричного затвора, притиснутого пружиною до сідла, встановленого в корпусі, та гвинт для регулювання на заданий тиск. Конічно-циліндричний затвор спряжений з двома поверхнями сідла різного діаметру. Клапан другого каскаду містить трубчастий золотник, притиснутий пружиною до сідла. Внутрішньою поверхнею золотник спряжений з циліндричним сердечником, що забезпечує напрямок його

переміщення під час взаємодії з сідлом, а зовнішньою – з поверхнею розточки корпусу і ущільнений гумовим кільцем.

Пристрій керування дозволяє знижувати енерговитрати під час роботи приводу при зміні навантаження в широкому діапазоні, та забезпечує його безупинну роботу.

Технічна характеристика пристрою керування:

1. Умовний прохід, мм.....	16
2. Тиск на вході, МПа:	
- номінальний.....	20
- максимальний.....	25
- мінімальний.....	1
3. Максимальний тиск перерегулювання, МПа.....	0.4
4. Діапазон регулювання тиску, МПа.....	2...25
5. Витрати робочої рідини, л/хв	
- номінальні.....	80
- максимальні.....	100
- мінімальні.....	3
6. Внутрішня герметичність, см /хв, не більше.....	300
7. Перерегулювання за тиском при випадковому збільшенні навантаженн.....	4...6%

Удосконалення конструкції приводу і пристроїв керування спрямовувалося на підвищення ККД та довговічність додаткового гідромотора.

На рис. 2.4 зображена конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана [427], який розроблено за структурною формулою Г-Б6-2П1БП-Ц3-Н2-ОЦ-2-АО-КМ2 [1].

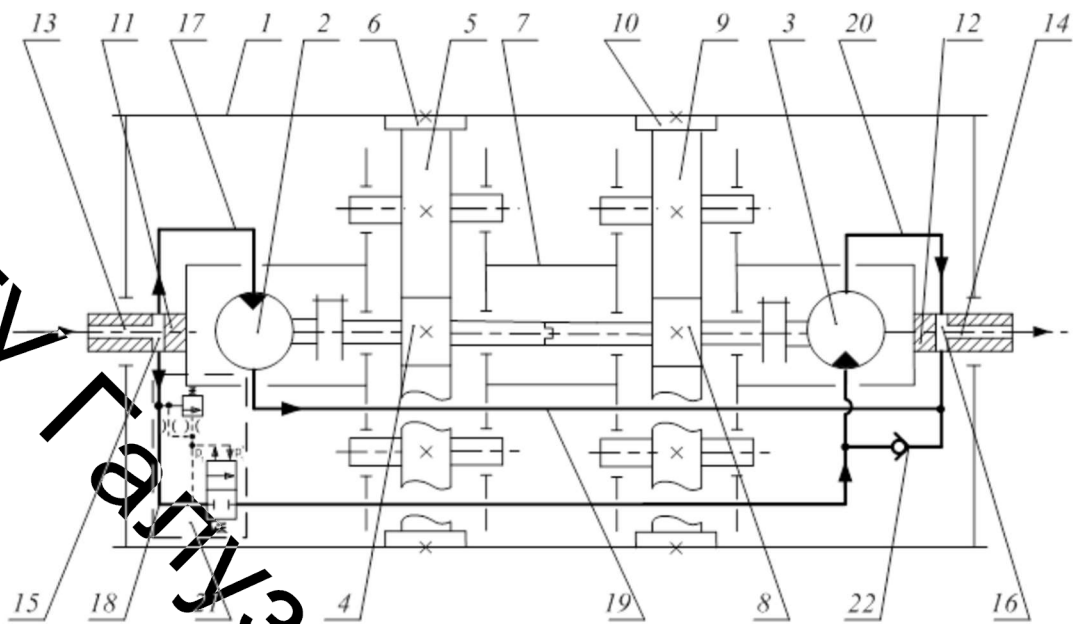


Рисунок 2.4 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана приймального конвеєра

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3, і містить двохпоточну механічну передачу, що дозволяє за підвищених навантажень отримати невеликі діаметральні розміри барабана з передавальними механізмами, що складаються з ведучих шестірень 4 і 8, проміжних 5 і 9 та коронних 6 і 10 зубчастих коліс.

Барабан 1 встановлено на вісі, виконаній із трьох частин 7, 11 та 12. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 всередині лівої та правої частин вісі 11 та 12 улаштовано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідромоторів. В одному з радіальних каналів лівої частини вісі 11, для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 21 у вигляді клапана непрямої дії. Вхід гідромотора 3 при

вимкненому пристрій керування 21 з'єднано із зливом через зворотній клапан 22.

Керований гідравлічний мотор-барабан працює таким чином. Якщо тиск на вході в гідросистему не перевищує тиску налагодження p_n пристрою керування 21, то робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій вісі 11, і трубопровід 17 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єднаного з швидкохідним валом першого ступеня передавального механізму, який за допомогою ведучих шестірень 4 і 8 та пари проміжних зубчастих коліс 5 і 9, котрі є складовими першого ступеня, а разом з коронними зубчастими колесами 6 і 10 утворюють другий ступінь, і приводить останні в рух. Коронні зубчасті колеса 6 та 10, будучи жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передають йому обертальний рух відносно складеної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині вісі 12, поступає на злив. При цьому пристрій керування 21 вимкнений, гідромотор 3 працює в холосту і завдяки зворотньому клапану 22 його робочі камери та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на злив.

При раптовому підвищенні навантаження, тиск на вході гідросистеми досягає значення тиску налагодження p_1 , що перевищує номінальне p_n , і спрацьовує пристрій керування 21. Робоча рідина надходить в робочу камеру гідромотора 3, вмикаючи його паралельно гідромотору 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромоторів 2 та 3 відбувається обертання їх вихідних валів, жорстко з'єднаних з швидкохідним валом першого ступеня передавального механізму, який за допомогою ведучих шестірень 4 і 8, пари проміжних зубчастих коліс 5 і 9 та зубчастих коліс 6 і 10, приводить останні в рух. Коронні шестірні 6 і 10, які жорстко закріплені на внутрішній

поверхні корпусу барабана 1, передають йому обертальний рух відносно з'їставної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 19 і 20, відповідно, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині вісі 12, поступає на злив.

Недоліком такого мотор-барабана є те, що вали гідромоторів, котрі розміщені всередині з'їставних піввісей, жорстко з'єднані з передавальними механізмами, і через них мають кінематичний зв'язок з корпусом барабана, постійно знаходяться в обертальному русі, що збільшує механічні втрати і зменшує загальний коефіцієнт корисної дії. Крім того, під час вмикання додаткового гідромотора через жорсткий кінематичний зв'язок його вала з корпусом барабана, роторні частини сприймають значне навантаження, яке може перевищувати пусковий момент, що зазначений в його технічних характеристиках. За таких умов знижується довговічність гідромотора.

На рис. 2.5 зображена конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана [3, 4], розробленого за структурною формулою Г-Б9-2П1БП-Ц3-Н8-ОЦ-2АО2-КМ2 [1], в якому відсутні зазначені недоліки.

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3 і два передавальні механізми, що складаються з ведучих шестірень 4 і 8, проміжних 5 і 9 та коронних 6 і 10 зубчастих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, виконаній із трьох частин 7, 11 та 12. В корпусі другого передавального механізму на підшипниках встановлена ведуча шестірня 8, яка внутрішньою поверхнею центрального отвору вільно із зазором розміщена на зовнішній поверхні циліндричної частини лівої півмуфти 25. Ліва півмуфта 25 зовнішньою внутрішньою поверхнею через шпонкове з'єднання встановлена на валу додаткового гідромотора 3 з можливістю осьового переміщення. В середині лівої півмуфти 25 виконана розточка, в котру вставлена пружина 23, яка лівим

торцем через шайбу взаємодіє з правим торцем грибка 29, що встановлений в центральному отворі зазначеної півмуфти. Правим торцем пружина 23 через

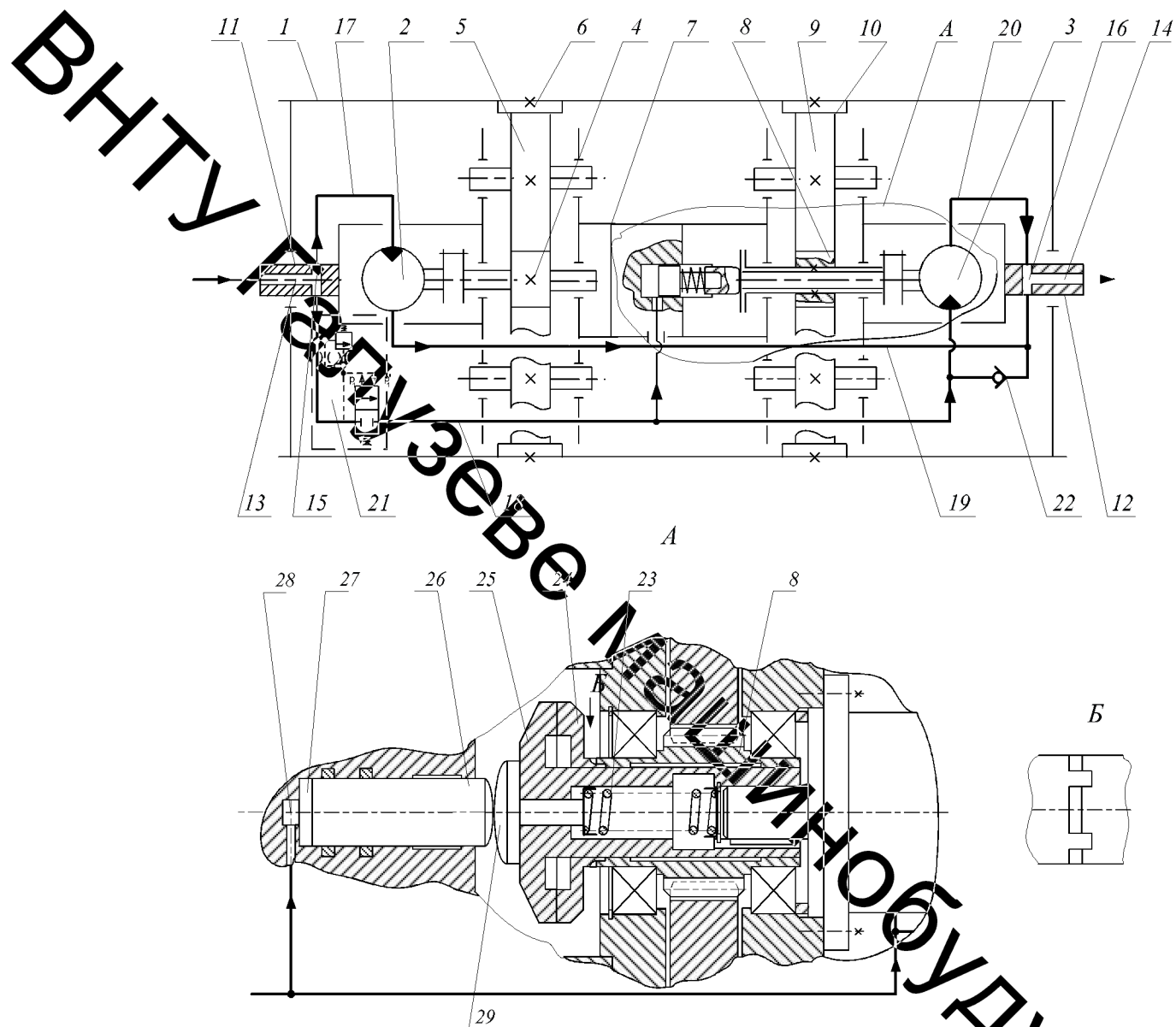


Рисунок 2.5 – Конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана

шайбу опирається на стопорне кільце, яке розміщене в розточці зі сторони вала гідромотора 3. Ліва торцева поверхня маточини ведучої шестірні 8 жорстко скріплена з торцевою поверхнею правої півмуфти 24, яка разом з лівою півмуфтою 25 утворює фрикційну муфту. Грибок 29 своєю сферичною

поверхнею контактує із торцевою сферичною поверхнею плунжера 26, що встановлений у більшому діаметрі центрального ступінчастого отвору, виконаного в середній частині 7 вісі з правого боку. До поверхні меншого діаметра центрального отвору 28, виготовленого у середній частині 7 вісі, підведено радіальний канал, яким порожнина, що утворена цим отвором, під'єднана до напірної магістралі гідромотора 3. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині лівої та правої частин вісі 11 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 і 3. В одному з радіальних каналів лівої частини вісі 11, який призначений для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 21. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотній клапан 22.

Керований гідравлічний мотор-барабан працює таким чином.

При непрацюючому пристрої керування 21, завдяки зворотньому клапану 22 робочі камери гідромотора 3 та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на злив, тиск в центральному отворі 28 середньої частини вісі 7, що утворює напірну порожнину плунжера 26, відсутній, і під дією пружини 23 через грибок 25 плунжер 26 зміщено вліво до упора з торцевою поверхнею центрального отвору 27 більшого діаметра. Одночасно ліва півмуфта 25 також зміщена вліво і, таким чином, поверхні тертя фрикційної муфти роз'єднані. Тому вихідний вал гідромотора 3 є нерухомим відносно шестірні другого передавального механізму. Робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій вісі 11 і трубопровід 17 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого з швидкохідним валом першого передавального механізму, який за допомогою ведучої шестірні 4 та пари проміжних зубчастих коліс 5, котрі є складовою першого передавального механізму та знаходяться в

кінематичному зв'язку з коронним зубчастим колесом 6, приводять останнє в рух. Коронне зубчасте колесо 6, яке жорстко закріплене на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині вісі 12, поступає на злив.

Під час спрацьовування пристрою керування 21, робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій вісі 11, і трубопровід 18 надходить в робочу камеру гідромотора 3. Плунжер 26 під дією стисненої рідини переміщується вправо і притискає ліву півмуфту плавно без удару поверхню тертя до поверхні тертя правої півмуфти 24, що жорстко з'єднана з торцевою поверхнею маточини шестірні 8. Таким чином, обертовий момент від вала гідромотора 3 передається шестірні 8, яка приводить в рух другий передавальний механізм. Ведучі шестерні 4 і 8 передавальних механізмів та пари проміжних зубчастих коліс 5 і 9, кінематично зв'язані з коронними зубчастими колесами 6 та 10, приводять останні в рух. Коронні шестерні 6 і 10, які жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передають йому обертальний рух відносно зіставної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 19 і 20 відповідно, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині вісі 12, поступає на злив.

Всі розглянуті конструкції вмонтованих приводів з пристроями та системами керування призначені для роботи привідної системи в режимі постійної споживаної потужності. За такої умови під час роботи двох гідромоторів швидкість транспортування знижується пропорційно відношенню характерного об'єму додаткового гідромотора до характерного об'єму основного гідромотора. До моменту виходу конвеєра на оптимальний режим роботи продуктивність його знижується. Якщо в системі живлення гідромоторів є можливість використання додаткового гідронасоса, то розроблену систему

керування можна адаптувати до таких умов експлуатації приводу. Для цього необхідно в пристрої керування передбачити кінцеві вимикачі на шляху переміщення запірно-регулювального елемента.

2.2 Висновки до другого розділу

1. Встановлено, що для розширення функціональних можливостей приводного пристрою стрічкового конвеєра, який працює в умовах обмеженої монтажної зони під привод та змінного навантаження, перспективним є вмонтований гідравлічний привід з двома гідромоторами і системою керування, виконаною на основі запірно-розподільчого елемента, фрикційної муфти

2. Сформульовано та обґрунтовано технічні і технологічні вимоги до вмонтованих гідравлічних приводів транспортувальних машин, які працюють із змінними режимами навантаження на робочому органі.

3. Для забезпечення стабілізації швидкості руху стрічки конвеєра пристрій керування повинен за одночасного вмикання другого гідромотора вмикати додатковий гідронасос для компенсації зменшення витрат рідини в гідросистемі.

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ РУХУ СТРІЧКИ ДЛЯ ВМОНТОВАНОГО ГІДРОПРИВОДУ

3.1 Розробка пристрою керування гідроприводу з важільним кінцевим вимикачем

Для конструктивної схеми керуваного гідравлічного мотор-барабана, що зображена на рис. 2.5, розроблено пристрій для системи стабілізації швидкості руху стрічкового конвеєра.

На рис. 3.1 наведена конструктивна схема пристрою керування з кінцевим вимикачем важільного типу. В корпусі 1 пристрою керування на бічній поверхні порожнини 2, утвореній верхнім торцем золотникової частини запірно-розподільного елемента 3 та верхнім торцем корпусу 1, на відстані h_{bv} , яка рівна додатному перекриттю h_d , встановлено важільний кінцевий вимикач 4, що містить шток 5, який з'єднано з важелем 6, який вмикає та розмикає рухомі контакти 7.

При різкому підвищенні навантаження, тиск в напірному трубопроводі досягає значення "тиску відкриття" p_1 , що перевищує номінальне значення p_n . Спрацьовує пристрій керування і за рахунок того, що кульковий запірний елемент 8, стискаючи пружину 9, встановлену в корпусі 10, сила якої визначається налагодженням регульовального гвинта 11, зміщується відносно сідла 12, робоча рідина поступає через порожнину 13, гідролінію 14 на злив. При цьому на дроселі 15 виникає перепад тиску, за рахунок чого запірно-розподільний елемент 3 клапанно-золотникової форми, що встановлений в корпусі 1, стискаючи пружину 16, сила якої визначається регулюванням гвинта 17, зміщується відносно сідла 18, пропускаючи робочу рідину в напірний трубопровід 19, через який вона надходить в робочу камеру додаткового

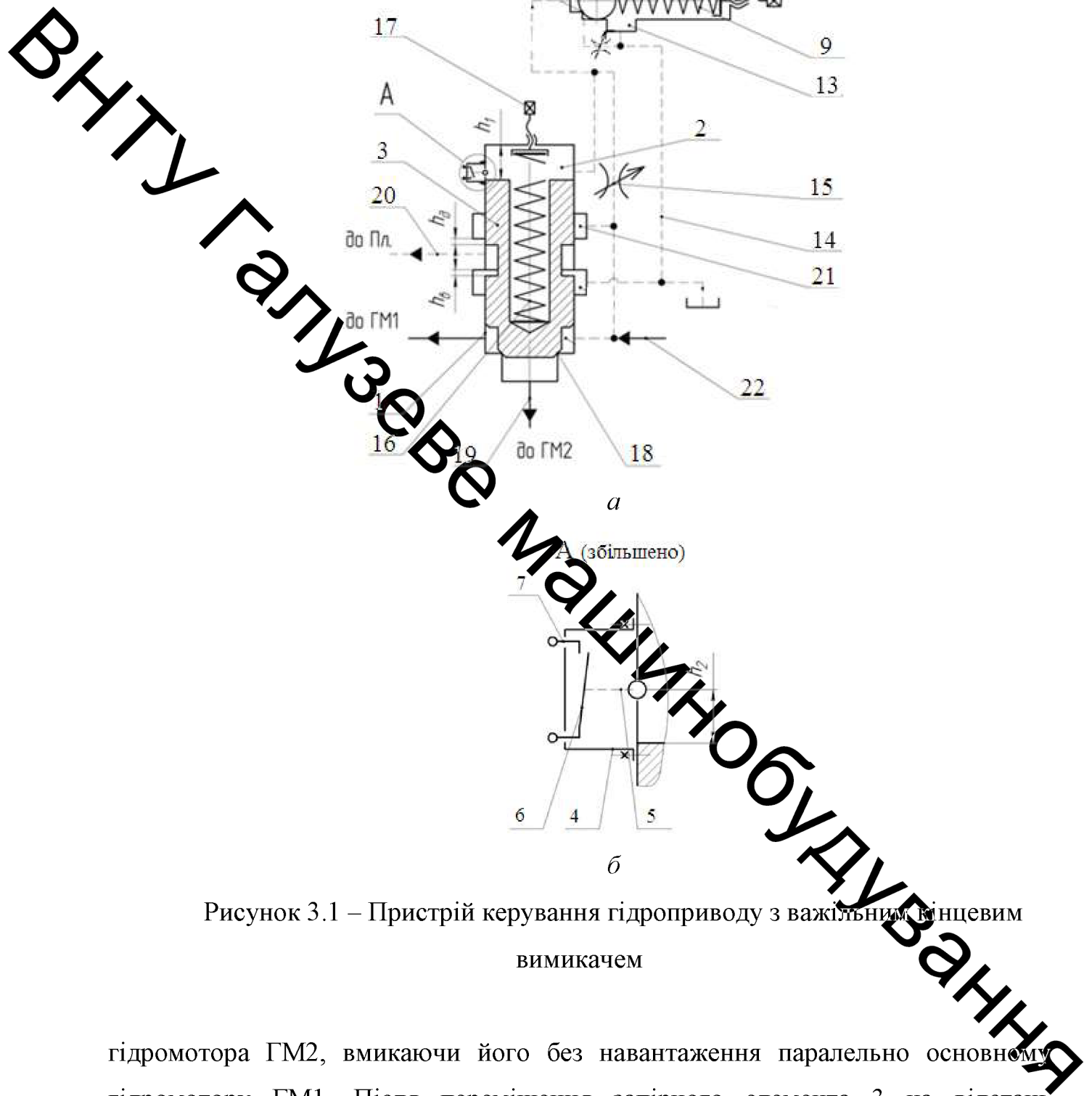


Рисунок 3.1 – Пристрій керування гідроприводу з важільним кінцевим вимикачем

гідромотора ГМ2, вмикаючи його без навантаження паралельно основному гідромотору ГМ1. Після переміщення запірнього елемента 3 на відстань від'ємного перекриття h_0 , його подальше переміщення на відстань h_0 додатного перекриття приводить до з'єднання підплунжерної порожнини через

трубопровід 20 із порожниною 21 та гідролінією з напірним трубопроводом 22. Робоча рідина під тиском поступає в підплунжерну порожнину натискного плунжера, який плавно, без удару притискає ліву півмуфту поверхнею тертя до поверхні тертя правої півмуфти, яка жорстко з'єднана з маточиною шестірні другого передавального механізму. Таким чином, крутний момент від вала додаткового гідромотора 3 передається шестірні, яка приводить в рух другий передавальний механізм, після того як вал першого гідромотора 3 вже набрав певні оберти. При цьому, в момент вмикання додаткового гідромотора ГМ2, запірно-регулювальний елемент 3 під час переміщення входить в контакт з штоком 5 важільного кінцевого вимикача 4, який зміщуючись, через важіль 6 з'єднує рухомі контакти 7, що вмикають подачу електроживлення до додаткового гідронасоса. За рахунок цього збільшується потік робочої рідини на величину робочого об'єму додаткового гідромотора ГМ2, чим забезпечується незмінність швидкості обертання валів основного ГМ1 та додаткового ГМ2 гідромоторів і, разом з тим, незмінність швидкості транспортування вантажу.

При зниженні зовнішнього навантаження на величину, що відповідає тиску закриття p_2 , регулювальні елементи пристрою керування повертаються у початкове положення. Після переміщення запірно-розподільного елемента 3 у початкове положення поверхня його хвостовика звільняє важіль 5 і він під дією пружини розмикає контакти 7 важільного вимикача 4. За рахунок цього відбувається відмикання додаткового гідронасоса від системи живлення гідромоторів.

Якщо в розглянутій пристрій керування внести нові елементи та зв'язки між давачем та пристроєм вмикання додаткового гідронасоса, в яких використано їх електромагнітні властивості, то можна отримати конструктивну схему пристрою керування, що наведена на рис. 3.2[5].

В цій схемі використано кінцевий вимикач типу геркон. Хвостовик запірно-розподільного елемента 1 клапанно-золотникового типу пристрою керування оснащено магнітним кільцем 2. На бічній поверхні корпусу 3

улаштовано давач типу геркон 4, на відстані h_2 , яка рівна додатному перекриттю h_d запірно-розподільного елемента. Принцип роботи такого пристрою керування подібний до описаного вище.

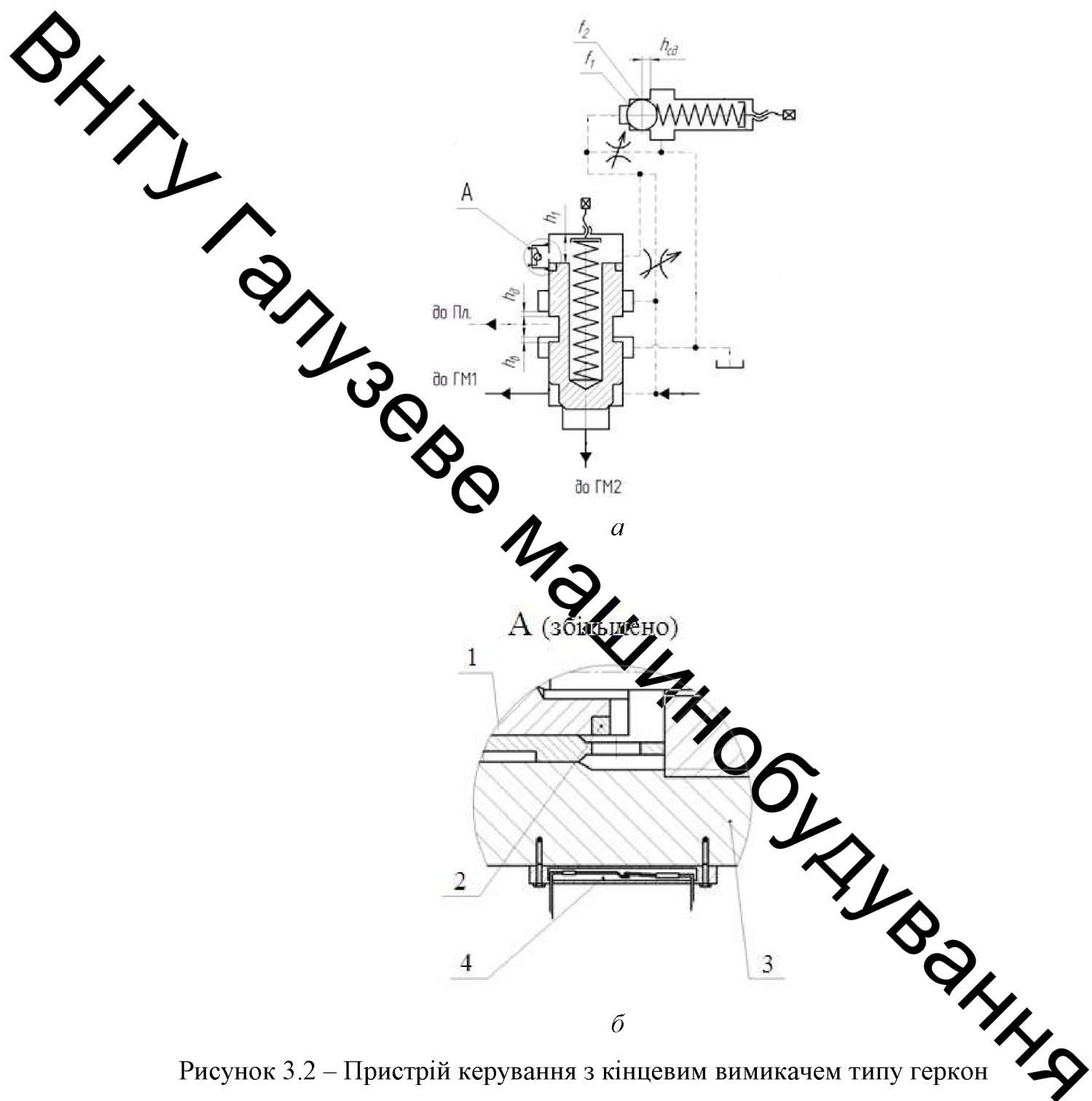


Рисунок 3.2 – Пристрій керування з кінцевим вимикачем типу геркон

Для використання системи стабілізації швидкості руху стрічки конвеєра необхідно розробити гідравлічну схему приводу з додатковим насосом і

розробити математичну модель для визначення раціональних параметрів пристрою для його ефективного функціонування.

3.2 Висновки до третього розділу

1. В розробленій конструкції гідравлічного вмонтованого приводу задача збільшення потоку робочої рідини за вмикання паралельно встановленого додаткового гідромотора вирішується шляхом улаштування в корпусі клапана розподільника кінцевого вимикача важільного типу, який спрацьовує при переміщенні золотника цього пристрою.

2. Розроблена конструкцію пристрою керування одночасного вмиканням додаткового гідромотора та гідронасоса з кінцевими вимикачами важільного типу та типу геркон.

4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ РУХУ СТРІЧКИ КОНВЕЄРА ПРИ ЗМІНІ НАВАНТАЖЕННЯ

4.1 Математичне моделювання системи керування

У дослідженнях гідроприводу з системою керування, що містить пристрій керування клапанного типу з функціями розподільника та фрикційну муфту вмикання додаткового гідромотора, які подано в праці показано ефективність її використання за умови зміни навантаження на робочому органі. Однак, недоліком такої системи керування є те, що при увімкненому пристрої керування основний гідромотор працює з паралельно встановленим додатковим гідромотором і при цьому за умови роботи в режимі постійних витрат частота обертання привідного барабана зменшується відповідно величині характерного об'єму додаткового гідромотора. Це призводить до зменшення продуктивності роботи конвеєра незважаючи на те, що забезпечується безупинність роботи приводу.

Визначено шляхи удосконалення роботи системи керування за рахунок розробки конструкції, яка під час вмикання додаткового гідромотора за допомогою електричного контакту важільного типу вмикає додатковий гідронасос з характерним об'ємом рівним характерному об'єму додаткового гідромотора.

Для системи керування стабілізації руху робочої ланки стрічкового конвеєра із змінними вантажопотоками розроблено розрахункову схему, що подана на рис. 4.1.

Виконавчими ланками системи керування стабілізації швидкості (СКШ) робочої ланки конвеєра із змінним навантаженням є два гідромотори ГМ1 та ГМ2, до яких підводиться потік робочої рідини Q_{m1} та Q_{m2} від насосної станції,

що має витрати Q_{1n} , а при роботі з додатковим гідронасосом – $Q_{1n} + Q_{2n}$, та плунжер 7 півмуфти фрикційної муфти вмикання передавального механізму другого гідромотора ГМ2, зведена маса якого m_3 . Плунжер 7 взаємодіє з натискним пристроєм дисків півмуфти, який навантажений пружиною 8 із жорсткістю k_3 . На цьому етапі досліджень осьову силу F_a стискання дисків приймаємо постійною, що відповідає кінцевій стадії вмикання муфти.

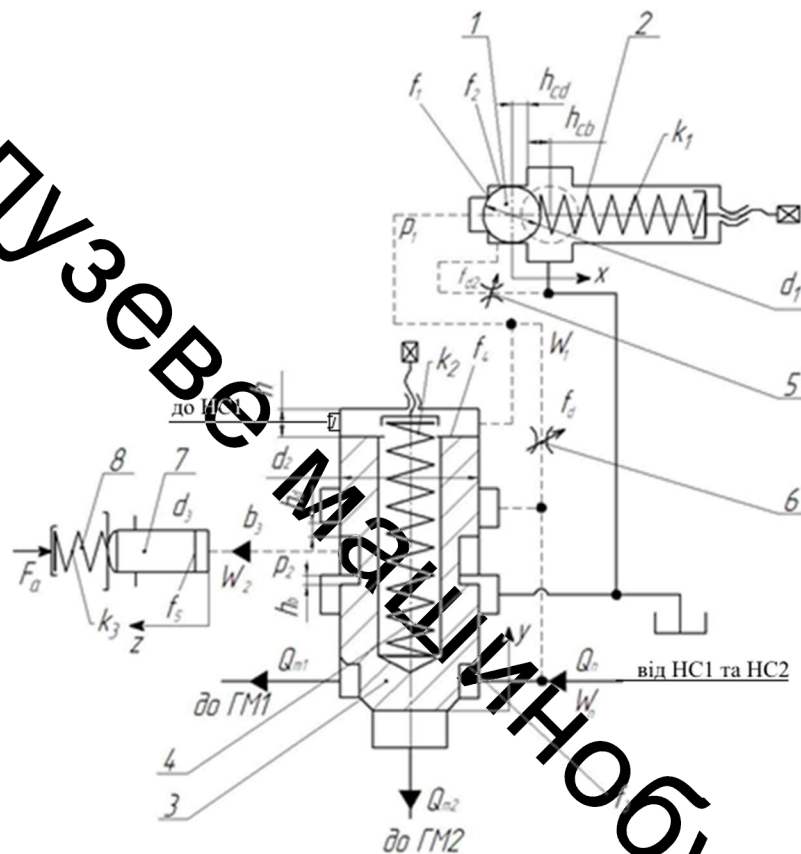


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема пристрою керування гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням

Робочі порожнини гідромоторів та натискного плунжера коростими гідролініями з'єднано з відповідними порожнинами основного складового елемента системи – пристрою керування (ПК) клапанного типу з функціями розподільника. Він містить клапан першого каскаду (сенсор), запірний елемент 1 якого масою m_1 має кулькову форму і навантажений пружиною 2 із жорсткістю

k_1 регулятора тиску відкриття ПК, та другого каскаду у вигляді запірно-розподільного елемента 3 масою m_2 , що навантажений регулювальною пружиною 4, жорсткість якої k_2 . Між проміжною та зливною порожнинами встановлено регулювальний дросель 5 з площею прохідного перерізу f_{d2} . Напірна порожнина, що утворена проточкою клапанної частини запірно-розподільного елемента, внутрішньою поверхнею корпусу та герметизуючою фаскою сідла, гідролініями з'єднана з першою керівною порожниною, яка має додатне перекриття h_d , другою керівною порожниною, верхня торцева поверхня розточки корпусу якої з нижньою торцевою поверхнею проточки запірно-розподільного елемента утворюють від'ємне перекриття h_b , з порожниною між торцевою поверхнею хвостової частини запірно-розподільного елемента та верхньою частиною корпусу, що має висоту h , а також з напірною порожниною сенсора. У верхній частині корпусу на бічній поверхні порожнини 2 на відстані h_{bv} , яка рівна додатному перекриттю h_d , встановлено важільний кінцевий вимикач, який з'єднано з важелем, що вмикає та розмикає рухомі контакти.

У гідролінії між першою керівною порожниною і порожниною торцевої частини запірно-розподільного елемента, що з'єднана з напірною порожниною сенсора, встановлено регулювальний дросель 6 з площею f_d прохідного перерізу.

У вихідному положенні запірно-розподільного елемента ПК плунжер 7 масою m_3 натискного пристрою півмуфти, який навантажений пружиною 8 розмикання з жорсткістю k_3 , знаходиться у положенні, що відповідає вимкненому стану фрикційної муфти ФМ.

Під час побудови розрахункової і математичної моделі гідроприводу важливе місце займає вибір моделі енергоносія. Для гідроприводів гідроімпульсних технологічних машин, режими вібронавантаження яких характеризуються відносно малими амплітудами і високими частотами вібрації, доцільно застосовувати пружно-зосереджену модель енергоносія, в якій пружна ланка представлена у вигляді в'язко-пружної моделі Кельвіна-Фойгта, складеної із паралельно з'єднаних безінерційних пружного і дисипативного елементів [6].

Оскільки динамічні процеси, що досліджуються за допомогою розробленого ПК в гідросистемах технологічних машин, виникають під час одиничного імпульсу зміни навантаження на робочій ланці після тривало діючого усталеного режиму роботи, то енергоносій в розрахунковій моделі можна представити традиційною пружною ланкою, жорсткість якої залежить від зведеного модуля пружності гідросистеми та геометричних параметри напірних порожнин.

Розрахункова модель ПК адаптивного приводу представлена у вигляді тримасової системи з пружними зв'язками гідравлічних ланок. Жорсткість пружних елементів гідравлічних ланок напірних порожнин за рекомендаціями [7] визначаємо через величину усереднених площ f_0 їх поперечних перерізів:

$$f_0 = \sum_{i=1}^n (l_i \cdot f_i) / \sum_{i=1}^n l_i, \quad (4.1)$$

де l_i, f_i – довжина та площа перерізу i -го гідроканалу (гідролінії) напірної порожнини гідросистеми приводу.

За необхідності таким же чином можна визначити величину усереднених площ поперечних перерізів зливної порожнини.

Робочий цикл СКСШ гідропроводу конвеєра із змінним навантаженням можна умовно розділити на такі фази (рис. 4.2) [8]:

1) підвищення тиску в напірній порожнині гідросистеми від величини номінального тиску p_n , що відповідає стаціонарному навантаженню на валу гідромотора ГМ1, до величини p_1 тиску налагодження ПК, який визначається заданою величиною збільшеного навантаження на робочій ланці приводу (графік 1);

2) переміщення кулькового запірного елемента (сенсора) на хід h_c із закритого положення у відкрите, який складається з додатного h_{cd} та від'ємного h_{cb} перекриття: $h_c = h_{cd} + h_{cb}$ (графік 2);

3) початок переміщення запірно-розподільного елемента на величину від'ємного перекриття h_b і від'єднання порожнини натискного плунжера півмуфти від зливної порожнини (графік 3);

4) переміщення запірно-розподільного елемента на частину шляху додатного перекриття h_d (графік 3);

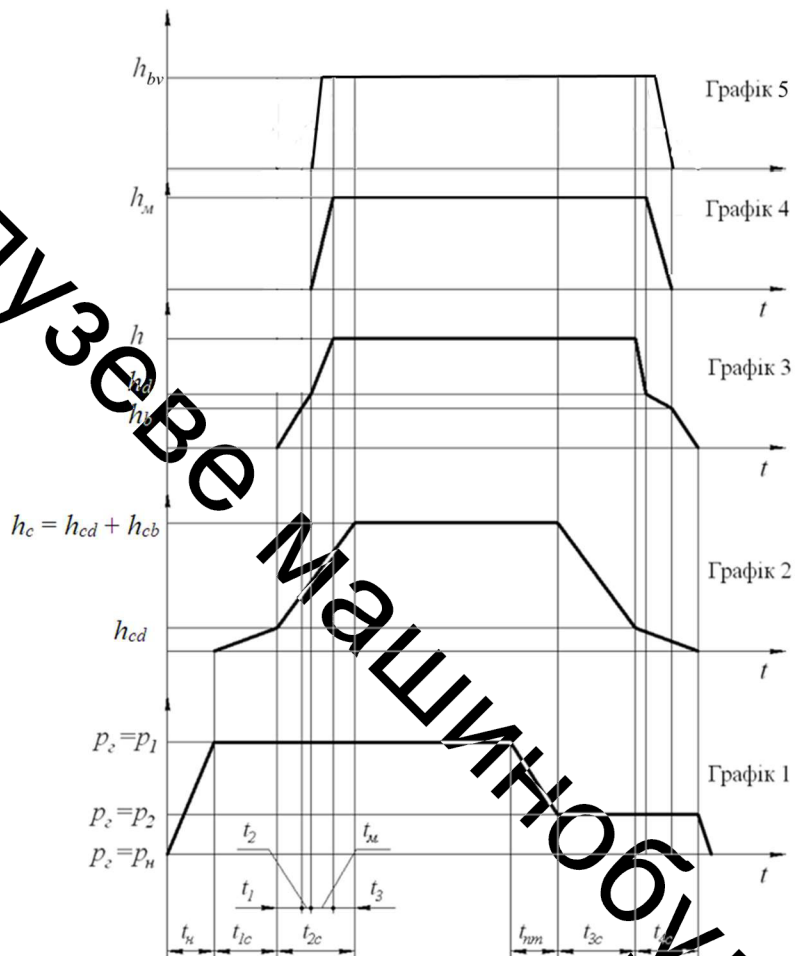


Рисунок 4.2 – Циклограми робочого циклу ВГП, чутливого до зміни навантаження, з системою керування

5) одночасне переміщення запірно-розподільного елемента та важільного кінцевого вимикача на величину h_{bv} до змикання контактів електромережі вмикання додаткового гідронасоса Q_{2m} ;

6) переміщення запірно-розподільного елемента на повний хід h і під'єднання порожнини натискного плунжера півмуфти до напірної порожнини (графік 3, графік 4);

7) рух натискного плунжера на хід h_m для змикання півмуфти фрикційної муфти (графік 5);

8) зниження тиску в напірній порожнині до величини тиску «закриття» $p_2 \neq p_2$; переміщення кулькового запірного елемента в закрите положення та утримання тиску $p_2 = p_2$ в напірній порожнині (графік 1, графік 2);

9) переміщення запірно-розподільного елемента під час зворотного ходу на величину від'ємного перекриття h_{cb} і від'єднання напірної порожнини натискного плунжера фрикційної муфти (графік 3);

10) проходження запірно-розподільним елементом під час зворотного ходу додатного перекриття h_d і під'єднання порожнини натискного плунжера фрикційної муфти до зливної порожнини, переміщення натискного плунжера у початкове положення, розмикання півмуфт фрикційної муфти другого передавального механізму (графік 3, графік 4);

11) завершення зворотного ходу запірно-розподільного елемента у закрите положення, від'єднання напірної порожнини другого гідромотора ГМ2 від напірної порожнини гідросистеми; функціонування гідроприводу конвеєра від одного гідромотора (графік 1, графік 6).

Запропонована циклограма робочого циклу ПК гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням є ідеалізованою і не враховує перехідні процеси, що відбуваються у системі керування. Для кожної з описаних фаз циклу роботи ПК можна скласти математичну модель у вигляді диференціальних рівнянь руху запірного, запірно-розподільного елементів, плунжера фрикційної муфти та рівнянь витрат робочої рідини і умов однозначності. З метою спрощення математичного описання роботи приводу об'єднаємо фази 1–6, вважаючи їх прямим ходом запірних елементів, а 7–10 зворотнім ходом.

Побудову математичної моделі виконуємо за умов прийняття припущень, коректність яких підтверджена порівнянням результатів теоретичних та експериментальних досліджень у праці [9].

При складанні рівнянь прийняті такі традиційні припущення:

- продуктивність насоса постійна ($Q_n = \text{const}$);
- напірні з'єднувальні магістралі короткі, тому гідравлічним опором і хвильовими процесами в них можна знехтувати ($\Delta p_{\text{тр}} = 0$);
- температура і в'язкість потоку робочої рідини приймалися постійними ($t^\circ = \text{const}$; $\beta = \text{const}$);
- податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для цього діапазону зміни тиску [10];
- тиск рідини у всіх точках об'єму напірної та клапанної магістралей змінюється синфазно;
- тиск рідини в зливних магістралях приблизно постійний;
- сили сухого тертя невеликі, тому ними можна знехтувати;
- інерційний напір в дросельній магістралі малий порівняно з повним втраченим напором рідини;
- кут відхилення потоку приблизно постійний і не змінюється за малих коливань закриття клапана поблизу усталеного положення;
- втрати у магістралі нагнітання пропорційні тиску;
- пробуксовування стрічки відносно барабана відсутнє ($F_{\text{max}}/F_{\text{min}} \geq e^{f\alpha}$);
- вважаємо стрічку абсолютно гнучкою пружною ниткою.

Математична модель СКШ, що розроблена за розрахунковою схемою (див. рис. 4.1) побудована на основі принципу Д'Аламбера щодо сил, які діють на рухомі елементи, та балансу витрат робочої рідини [11] з урахуванням зміни моменту сил корисного опору, дії сил в'язкого тертя на обертові елементи гідромоторів, зміни напрямків руху робочої рідини в процесі роботи ПК, дисипації енергії при переміщенні рухомих елементів системи.

Рівняння рівноваги моментів на валах гідромоторів:

коли працює один гідромотор ГМ1 ($y = 0$)

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\varphi}{dt}; \quad (4.2)$$

коли працює два гідромотори ГМ1 та ГМ2 ($y > 0; F_a > F_{tr}$) –

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n + q_{m2} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\varphi}{dt}. \quad (4.3)$$

Відкриття запірної елементи 1 відбувається за умови підвищення тиску в гідроприводі до величини

$$p_1 \geq \frac{k_1 x}{f_1}. \quad (4.4)$$

Рівняння руху кулькового запірної елементи після відкриття сенсора за умови, що тиск в зливній порожнині $p_0 \approx 0$, має вигляд:

$$f_2 p_1 = m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + k_1 (x_0 + x) + b_1 \frac{dx}{dt} + F_{g1}, \quad (4.5)$$

де F_{g1} – гідродинамічна сила в сенсорі, яка визначиться

$$F_{g1} = F'_{g1} - F''_{g2} = \rho Q v_w \cdot \cos \beta_0 - \rho Q v_c = \rho Q (v_w \cdot \cos \beta_0 - v_c). \quad (4.6)$$

При $0 \leq x \leq h_c$, $h_c = h_{cd} + h_{cb}$ витрати потоку через сенсор

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_1). \quad (4.7)$$

Рівняння руху запірно-розподільного елемента 3 для переміщення $0 \leq y \leq h_b$, має вигляд:

$$p_n f_3 = p_1 f_4 + k_2 y_0, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (4.8)$$

$$p_n f_3 = m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + k_2 (y_0 + y) + b_2 \frac{dy}{dt} + p_1 f_4 + F_{g2}, \quad \text{якщо } y > 0, \quad (4.9)$$

де F_{g2} – гідродинамічна сила, що діє на запірно-розподільний елемент, визначиться як

$$F_{g2} = \psi_g p_n f_3. \quad (4.10)$$

Рівняння балансу витрат робочої рідини в напірній гідролінії:

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (4.11)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } 0 < y < h_d; \quad (4.12)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + Q_k + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y \geq h_d; \quad (4.13)$$

тобто, має місце відкриття порожнини плунжера 7, де

$$Q_{fd} = \mu \cdot f_d \sqrt{2|p_n - p_1|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_n - p_1); \quad (4.14)$$

$$Q_k = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y - (h_b + h_d)) \sqrt{2|p_n - p_2|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_n - p_2). \quad (4.15)$$

Витрати робочої рідини після дроселя 6 Q_{fd} та запірно-розподільного елемента 3 в порожнині плунжера 7 Q_k :

$$Q_{fd} = Q + \beta W_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (4.16)$$

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (h_b - y) \sqrt{2p_2 / \rho} \cdot \text{sgn}(p_2) + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad (4.17)$$

якщо $y = 0 \dots h_b$ – відбувається злив робочої рідини з порожнини плунжера 7;

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad \text{якщо } y = h_b \dots h_d; \quad (4.18)$$

$$Q_k = f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt}, \quad (4.19)$$

якщо $y = h_d \dots h$ – відбувається нагнітання робочої рідини в порожнину плунжера 7.

Рівняння руху натискного плунжера 7 фрикційної напівмуфти:

$$p_2 f_5 = m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} + k_3 (z_0 + z) + b_3 \frac{dz}{dt} + F_a \quad (4.20)$$

Сила F_a починає діяти у момент входження в контакт натискного плунжера з муфтою.

Закриття кулькового запірного елемента відбувається за умови зниження тиску до величини [12]

$$p_1' \leq p_1 \frac{f_1}{f_2} + \frac{k_1 x}{f_2}. \quad (4.21)$$

В рівняннях (4.2 – 4.21) використані такі позначення: M – крутний момент на валах гідромоторів; M_0 – момент тертя в гідромоторах; p_n – тиск в гідросистемі за номінального навантаження на робочій ланці; p_1 – тиск «відкриття» кулькового запірної елемента, що відповідає розрахунковому максимальному навантаженню на робочій ланці; p_1' – тиск «закриття» кулькового запірної елемента; p_2 – тиск в порожнині плунжера натискного механізму; x, y, z – координати переміщення відповідних мас; x_0, y_0, z_0 – початкові деформації пружин стиску; β_m – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі; q_{m1}, q_{m2} – характерний об'єм гідромоторів; β – коефіцієнт податливості з урахуванням стисливості робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; ρ – густина робочої рідини; $S = f_1/f_2$ – відношення площі контакту запірної елемента з сідлом клапана до площі циліндричної частини клапана; f_3, f_4, f_5 – площі поверхонь торців запірно-розподільного елемента 3 та плунжера 7, відповідно; h_c, h, h_m – відповідно, хм кулькового запірної 1, запірно-розподільного 3 елементів та півмуфти ФМ; W_n, W_1, W_2 – об'єм напірної гідролінії, порожнини сенсора 1 та порожнини плунжера 7, відповідно; d_1, d_2, d_3 – діаметр запірної елемента 1, запірно-розподільного елемента 3 та плунжера 7, відповідно; b_1, b_2, b_3 – коефіцієнт в'язкого демпфування; β_0 – кут нахилу струменя робочої рідини; v_w, v_c – швидкість руху рідини в щілині та сідлі, відповідно; ψ_g – коефіцієнт сили; Q_{fd}, Q_k – витрати рідини за дроселем 5, в порожнині плунжера 7, відповідно; F_{g1}, F_{g2} – гідродинамічні сили, що діють на кульковий запірний 1 та запірно-розподільного 3 елементи; F_a – реакція зчеплення півмуфт.

4.2 Висновки до четвертого розділу

1. Розроблено циклограму роботи системи керування вмиканням додаткових гідромотора та гідронасоса.

2. На основі розробленої циклограми побудовано уточнену математичну модель динамічних процесів у вмонтованому гідравлічному приводі з системою керування вмикання додаткового гідромотора та гідронасоса.

ВНТУ Галузеве машинобудування

5 РОЗАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

5.1 Розрахунок конструктивних параметрів гідравлічного вмонтованого приводу

Вихідні дані:

- потужність, кВт.....	22;
- число обертів барабана, хв ⁻¹	30;
- кількість гідродвигунів.....	2;
- діаметр барабана, мм.....	400;
- довжина, мм.....	2240.

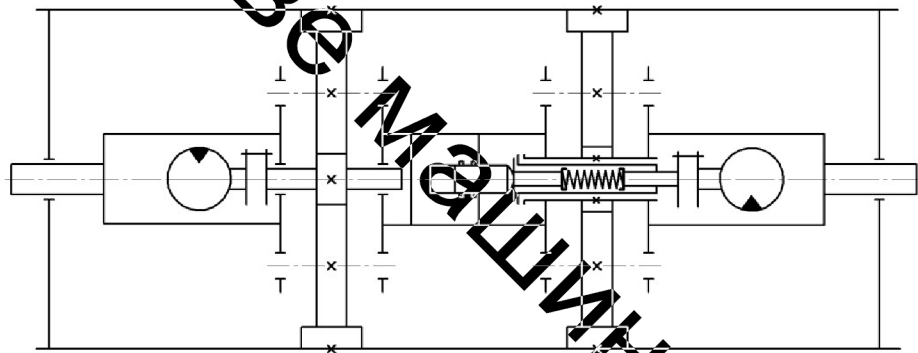


Рисунок 5.1 – Кінематична схема гідравлічного мотор-барабана

5.1.1 Вибір гідромотора

Визначаємо ККД приводу:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_n^5 \cdot \eta_{\text{цп}}^2 = 0,995^5 \cdot 0,95^2 = 0,87. \quad (5.1)$$

де $\eta_n = 0,99 \dots 0,995$ – ККД пари підшипників кочення; $\eta_{\text{цп}} = 0,94 \dots 0,95$ – ККД циліндричної прямозубої передачі.

Визначаємо потужність гідродвигуна:

$$P = \frac{P_{\text{б}}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{18}{0,87} = 20,22 \text{ кВт} \quad (5.2)$$

Приймаємо потужність двигуна $P_{\text{д}} = 22 \text{ кВт}$.

Вибираємо гідромотор ГПР-Ф-630 з такими основними характеристиками:

- робочий об'єм гідромотора..... 630 см³;
- частота обертання ротора.....30 хв⁻¹;
- номінальна величина витрат робочої рідини..... 1,6 л/с;
- перепад тиску в гідромоторі 16 МПа;
- крутний момент на валу 1430 Нм;
- номінальна потужність гідромотора..... 22 кВт.

Потужність на валу гідромотора визначається за виразом:

$$P_{\text{в}} = \Delta p \cdot q \cdot n \cdot \eta; \quad (5.3)$$

де Δp – перепад тиску; q – робочий об'єм, n – число обертів вихідного вала; η – ККД.

5.1.2 Кінематичний розрахунок привода

Вибір числа зубців.

За умови раціонального розміщення передач передавального механізму в середині барабана приймаємо $z_1=27$; $z_2=27$; $z_3=81$.

Умова складання:

$$z_1 + z_2 = n_c$$

де n_c – число сателітів;

$$\frac{z_1 + z_2}{n_c} = \frac{27 + 27}{2} = 81 \text{ – умова виконується.}$$

Умова співвісності:

$$\begin{aligned} z_1 + z_2 &= z_3 - z_2. \\ 27 + 27 &= 81 - 27 \\ 54 &= 54 \end{aligned} \quad (5.5)$$

Отже, умова виконується.

Передаточне число:

$$\begin{aligned} u &= \frac{\omega_3 - \omega_n}{\omega_1 - \omega_n}; \omega_n = 0; \\ u &= \frac{z_3}{z_1} = \frac{81}{27} = 3. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Визначаємо число обертів вала гідродвигуна:

$$\begin{aligned} n &= n_0 \cdot u, \\ n &= 30 \cdot 3 = 90 \text{ об}^{-1} = 1,5 \text{ с}^{-1} \end{aligned} \quad (5.7)$$

5.1.3 Розрахунок силових параметрів привода

Визначаємо перепад тиску, який забезпечує необхідну потужність на валу гідродвигуна:

$$\Delta p = \frac{P}{q \cdot n \cdot \eta}; \quad (5.8)$$

$$\Delta p = \frac{22 \cdot 10^3}{0,63 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 0,89} = 26,16 \text{ МПа}$$

Приймаємо $\Delta p = 26,2 \text{ МПа}$.

Визначаємо момент на валу приводної шестерні:

$$T_1 = \frac{\Delta p \cdot q}{2\pi} \cdot \eta \quad (5.9)$$

$$T_1 = \frac{26,2 \cdot 10^6 \cdot 0,63 \cdot 10^{-3} \cdot 0,89}{2 \cdot 3,14} = 2348 \text{ Нм.}$$

Визначимо момент на валу веденого зубчастого колеса:

$$T_3 = T_1 \cdot u \cdot \eta_{\text{уп}} \quad (5.10)$$

$$T_3 = 2348 \cdot 3 \cdot 0,95^2 = 6691 \text{ Нм.}$$

Визначаємо колові сили:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (5.11)$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 6691}{418} = 32 \text{ кН.}$$

$$\bar{F}_{t1} = -\bar{F}_{t2}; \quad (5.12)$$

$$\bar{F}_{t1} = -\bar{F}_{t2} = -\bar{F}_{t3}. \quad (5.13)$$

Радіальні складові сил не враховуються, так як вони взаємно зрівноважують одна одну.

Розраховуємо потужності та числа обертів на валах привода:

$$\begin{aligned}
 P_2 &= P_1 \cdot \eta_n = 22 \cdot 0,99 = 21,78 \text{ кВт}; \\
 P_2 &= P_2' + P_2'', \quad P_2' = P_2'' = \frac{1}{2} P_2 = \frac{21,78}{2} = 10,89 \text{ кВт}; \\
 P_3 &= P_2 \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{уп}} = 21,78 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 20,48 \text{ кВт}; \\
 P_3 &= P_3' + P_3'', \quad P_3' = P_3'' = \frac{1}{2} P_3 = \frac{20,48}{2} = 10,24 \text{ кВт};
 \end{aligned} \tag{5.14}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{уп}} = 20,48 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 19,26 \text{ кВт};$$

$$\begin{aligned}
 P_4 &= P_4' + P_4'', \quad P_4' = P_4'' = \frac{1}{2} P_4 = \frac{19,26}{2} = 9,6 \text{ кВт}; \\
 u &= u_1 \cdot u_2 = \frac{z_3}{z_1} = \frac{57}{19} = 3;
 \end{aligned} \tag{5.15}$$

$$\begin{aligned}
 n_2 &= 90 \text{ хв}^{-1} \\
 n_3 &= \frac{n_2}{u_2} = 30 \text{ хв}^{-1}.
 \end{aligned} \tag{5.16}$$

Визначаємо крутні моменти на валах привода

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{22}{90} = 1963 \text{ Нм}; \\
 T_2 &= 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{21,78}{90} = 1941 \text{ Нм}; \\
 T_2 &= T_2' + T_2'', \quad T_2' = T_2'' = \frac{1}{2} T_2 = \frac{1941}{2} = 970,05 \text{ Нм}; \\
 T_3 &= 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{20,48}{30} = 5481,7 \text{ Нм};
 \end{aligned} \tag{5.17}$$

$$T_3 = T_3' + T_3'', \quad T_3' = T_3'' = \frac{1}{2} T_3 = \frac{1827,2}{2} = 913,6 \text{ Нм};$$

$$T_4 = 9550 \frac{P_4}{n_3} = 9550 \frac{19,26}{30} = 5150,6 \text{ Нм};$$

$$T_4 = T_4' + T_4'', \quad T_4' = T_4'' = \frac{1}{2} T_4 = \frac{5150,6}{2} = 2575,3 \text{ Нм}.$$

5.1.4 Розрахунок циліндричних зубчастих передач привода

Вихідні дані: $P_1 = 22 \text{ кВт}$, $\eta = 0,95$, $n_1 = 90 \text{ хв}^{-1}$, $u = 3$.

Числа зубців z_1, z_2, z_3 та модуль $m = 5$ вибрані із умови компоновки передавального пристрою в середині барабана. Тому приймаємо для розрахунку: $z_1 = 19; z_2 = 19; z_3 = 57, m = 5 \text{ мм}$.

Навантаження постійне, реверсивне.

Строк служби передачі $t = 14000 \text{ год}$.

Розраховуємо потужності та числа обертів на валах передачі:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_n = 22 \cdot 0,99 = 21,78 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_2' + P_2'', \quad P_2' = P_2'' = \frac{1}{2} P_2 = \frac{21,78}{2} = 10,89 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_n \cdot \eta_{yn} = 21,78 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 20,48 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_3' + P_3'', \quad P_3' = P_3'' = \frac{1}{2} P_3 = \frac{20,48}{2} = 10,24 \text{ кВт}; \quad (5.18)$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_{yn} = 20,48 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 19,26 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_4' + P_4'', \quad P_4' = P_4'' = \frac{1}{2} P_4 = \frac{19,26}{2} = 9,6 \text{ кВт};$$

$$u = u_1 \cdot u_2 = \frac{z_3}{z_1} = \frac{57}{19} = 3; \quad (5.19)$$

$$n_2 = 90 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = 30 \text{ хв}^{-1}. \quad (5.20)$$

Призначаємо термообробку для ведучої шестірні – поліпшення, проміжного колеса – поліпшення, веденого колеса – поліпшення.

Матеріал шестірні – 40Х для перерізу $S \leq 60$ мм, твердість поверхні – $HRC_1 56...63$, серцевини – $HB_1 260...280$, тимчасовий опір розриву – $\sigma_{b1} = 1000$ МПа, межа текучості – $\sigma_{t1} = 800$ МПа.

Матеріал проміжного зубчастого колеса – сталь 45: $HB_2 241...285$, $\sigma_{b2} = 850$ МПа, $\sigma_{t2} = 580$ МПа.

Матеріал веденого колеса – сталь 45: $HB_3 241...285$, $\sigma_{b3} = 850$ МПа, $\sigma_{t3} = 580$ МПа.

Визначаємо допустиме напруження згину в зубцях шестірні:

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \cdot \sigma_{F\lim b1}^0 \cdot K_{FL1}, \quad (5.21)$$

де $\sigma_{F\lim b}^0$ – базова межа витривалості зубців.

$$\sigma_{F\lim b1}^0 = 1,35 \cdot HB_1 + 100 = 1,35 \cdot 270 + 100 = 464,5 \text{ МПа};$$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності :

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (5.22)$$

де $m_F = 6$ – для сталевих зубчастих кілець з твердістю зубців не більше 350 HB; N_{FE} – еквівалентне число циклів зміни навантаження для постійного навантаження:

$$N_{FE} = 60n_{et}, \quad (5.23)$$

де n_1 – частота обертання зубчастого колеса, по матеріалу якого визначають допустиме напруження, $n_1=90 \text{ хв}^{-1}$; e – число зачеплень зубця за один оберт колеса (e рівне числу коліс, які знаходяться в зачепленні з тим, що розраховується, тобто рівне двом); t – число годин роботи передачі за розрахунковий термін роботи, $t = 14000$ год.

Тоді

$$N_{FE1} = 60 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 14000 = 75,6 \cdot 10^6 ;$$

де $N_{FO1} = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів зміни напружень (для всіх марок сталей).

Оскільки $N_{FE1} = 75,6 \cdot 10^6 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$, приймають $K_{FL1} = 1$.

Отже,

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \cdot 464,5 \cdot 1 = 185,8 \text{ МПа.}$$

Визначаємо орієнтоване значення модуля (розрахунок проводять лише для шестірні):

$$m_t = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1F} K_{FB} Y_{F1}}{z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP1}}}, \quad (5.24)$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт. Для косозубих передач $K_m = 11,2 \cdot \phi_{bd} = 1,4$ – відносна ширина колеса; $K_{FB} = 1,13$ – коефіцієнт, при відносній ширині колеса $\phi_{bd} = 1,4$, з симетричним розташуванням шестірні відносно опор та при твердості $\text{HB} < 350$; Y_{F1} – коефіцієнт, який враховує форму зубця. При кількості зубців шестірні $z_1=19$ і враховуючи, що коефіцієнт зміщення $x = 0$ – $Y_F = 4,11$.

Тоді

$$m = 11,2 \cdot \sqrt{\frac{1963 \cdot 1,13 \cdot 4,11}{19^2 \cdot 1,4 \cdot 185,8}} = 3,49 \text{ мм.}$$

Згідно із стандартом СТ СЭВ 310–76 приймаємо $m = 3,5$ мм. Отже, прийняте значення $m = 5$ мм більше за розрахункове, тому умова міцності із прийнятим значенням модуля задовольняється.

Визначаємо діаметри ділільних кіл і числа зубців коліс. Приймаємо $\beta = 9^\circ$:

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{mz_1}{\cos 9} = \frac{5 \cdot 19}{\cos 9} = 96,18 \text{ мм;} \\ d_3 &= \frac{mz_3}{\cos 9} = \frac{5 \cdot 57}{\cos 9} = 288,55 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (5.25)$$

Міжосьова відстань:

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{96,18 + 96,18}{2} = 96,18 \text{ мм;} \\ a_2 &= \frac{d_3 + d_2}{2} = \frac{288,55 + 96,18}{2} = 192,36 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (5.26)$$

Визначаємо уточнені значення допустимих контактних та напружень згину.

Знаходимо

$$\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ lim } b} K_{HL}, \quad (5.27)$$

де $\sigma_{H \text{ lim } b}$ визначаємо згідно формули $\sigma_{H \text{ lim } b} = 2HB + 70$ для обраної термообробки поліпшення:

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа}; \quad (5.28)$$

$$\sigma_{H \lim b3} = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа}.$$

Еквівалентне число циклів зміни напруження

$$N_{FE1} = N_{HE1} = 229,9 \cdot 10^6$$

$$N_{FE2} = N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u} = \frac{229,6 \cdot 10^6}{1} = 229,6 \cdot 10^6; \quad (5.29)$$

$$N_{FE3} = N_{HE3} = \frac{N_{HE1}}{u} = \frac{229,6 \cdot 10^6}{3} = 76,53 \cdot 10^6.$$

Базове число циклів зміни напружень:

$$N_{HO1} = 21 \cdot 10^6;$$

$$N_{HO2} = 10 \cdot 10^6;$$

$$N_{HO3} = 10 \cdot 10^6;$$

оскільки $\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{229,9 \cdot 10^6}{21 \cdot 10^6} = 10,95$, то для постійного навантаження $K_{HL1} = 0,91$.

$$N_{HE2} / N_{HO2} = 229,9 / 10 = 22,99, \text{ то } K_{H2} = 0,91; \quad (5.30)$$

$$\frac{N_{HE3}}{N_{HO3}} = \frac{76,53 \cdot 10^6}{10^7} = 7,65, \text{ то } K_{H2} = 0,9.$$

Визначаємо

$$\sigma_{H \lim 1} = 610 \cdot 0,91 = 555,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlim2} = 590 \cdot 0,9 = 536,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlim3} = 590 \cdot 0,9 = 536,9 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі напруження при розрахунках зубчастих передач на контактну витривалість активних поверхонь зубців.

Згідно ГОСТ 21354–75 допустимі контактні напруження визначаються за формулою:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_R Z_V K_L K_{XH}}{S_H}, \quad (5.31)$$

де σ_{Hlim} – межа контактної витривалості поверхонь зубців при заданому числі циклів зміни напружень, Z_R – коефіцієнт, який враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців.

Значення Z_R , спільне для шестірні та колеса, приймають для того із зубців зубчастої пари, зубці якого мають грубішу поверхню в залежності від класу шорсткості поверхні. Для 7-го класу з $Ra 1,25 \dots 0,63$ $Z_R = 1$, Z_V – коефіцієнт, що враховує кутову швидкість.

Знаходимо коліві швидкості:

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} \quad (5.32)$$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 216 \cdot 90}{60 \cdot 1000} = 1,01 \text{ м/с};$$

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 216 \cdot 90}{60 \cdot 1000} = 1,01 \text{ м/с};$$

$$v_3 = \frac{3,14 \cdot 648 \cdot 30}{60 \cdot 1000} = 1,01 \text{ м/с}.$$

Оскільки $v \leq 5 \text{ м/с}$, приймаємо $Z_V = 1$; K_L – коефіцієнт, що враховує роль змашення, $K_L = 1,0$; K_{XH} – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса:

$$d_{\omega_1} = d_1 = d_2 = 216 < 700;$$

$$d_{\omega_3} = d_3 = 648 < 700;$$

Отже, приймаємо $K_{XH} = 1$. S_H – коефіцієнт безпеки. При термообробці поліпшення приймають $S_H = 1,1$.

Визначаємо допустимі контактні напруження для шестірні та колеса:

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}) / S_H$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{555,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 504,64 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{531,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 482,73 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP3} = \frac{554,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 504,18 \text{ МПа}.$$

Оскільки передача косозуба, то приймаємо $\sigma_{HP} = \sigma_{HP2} = 482 \text{ МПа}$.

За ГОСТ 21354–75 допустимі напруження згину зубців визначаємо за формулою:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_R Y_S K_{XF}}{S_F}, \quad (5.33)$$

де σ_{Flim} – межа витривалості зубців при згині, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруження; Y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні. Для класу шорсткості не нижче 4 $Y_R = 1$; Y_S – коефіцієнт, що враховує градієнт напруження і чутливість матеріалу до концентрації

напружень. Для зубчастих коліс із конструкційних сталей визначають в залежності від модуля. Для $m = 5$ мм; $Y_S = 0,96$; K_{XF} – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса. Визначаємо по таблиці в залежності від діаметра вершин колеса $K_{XF} = 1$; S_F – коефіцієнт безпеки. Рекомендують $S_F = 1,7 \dots 2,2$, приймаємо $S_F = 1,7$ для термічної обробки поліпшення.

Межа витривалості зубців при згині, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруження, визначається за формулою:

$$\sigma_{F \text{ lim}} = \sigma_{F \text{ lim } b}^0 K_{Fg} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL}, \quad (5.34)$$

де $\sigma_{F \text{ lim } b}^0$ – межа витривалості зубців при згині визначають за таблицею:

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,35 HB + 100 \quad (5.35)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b1}^0 = 1,35 \cdot HB1 + 100 = 1,35 \cdot 600 + 100 = 892 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b2}^0 = 1,35 \cdot HB1 + 100 = 1,35 \cdot 580 + 100 = 865,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b3}^0 = 1,35 \cdot HB1 + 100 = 1,35 \cdot 580 + 100 = 865,5 \text{ МПа};$$

K_{Fg} – коефіцієнт, який враховує вплив шліфування перехідної поверхні зубця. Для зубчастих коліс з нешліфованою перехідною поверхнею зубців приймають $K_{Fg} = 1$; K_{Fd} – коефіцієнт, який враховує вплив деформаційного зміцнення або електрохімічної обробки перехідної поверхні. Для зубчастих коліс без деформаційного зміцнення або електрохімічної обробки перехідної поверхні приймають $K_{Fd} = 1$; K_{Fc} – коефіцієнт, який враховує вплив двостороннього прикладання навантаження. При двосторонньому прикладанні навантаження:

$$K_{Fc} = \frac{1 - \gamma_{Fc} T'_{1F} n'_{q1}}{T_{1F} n_{q1}}, \quad (5.36)$$

де γ_{Fc} – коефіцієнт, який враховує вплив амплітуд напружень протилежного знака. Для зубчастих коліс з поліпшеної сталі $\gamma_{Fc} = 0,35$; T'_{1F} – вихідне розрахункове навантаження, яке діє при реверсі передачі; n_{o1} , n'_{o1} – число циклів зміни навантаження при відповідних навантаженнях T_{1F} та T'_{1F}

$$K_{Fc} = 1 - \frac{0,35 \cdot 970,05 \cdot 136,86}{970,05 \cdot 136,86} = 0,65$$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на зносостійкість по згину
 $K_{FL1} = 1$.

Отже, розраховуємо:

$$\sigma_{F \lim 1} = 892 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,65 \cdot 1 = 579,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 865,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,65 \cdot 1 = 562,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 3} = 865,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,65 \cdot 1 = 562,6 \text{ МПа},$$

Тоді значення допустимих напружень згину:

$$\sigma_{FP1} = \frac{579,8 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1}{1,7} = 327,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{579,8 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1}{1,7} = 327,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP3} = \frac{579,8 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1}{1,7} = 327,4 \text{ МПа}.$$

Перевірочний розрахунок

Розрахунок на зносостійкість за контактними напруженнями першої передачі:

$$\sigma_{H1} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{H1}(u+1)}{d_{w1}u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (5.37)$$

де Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців.

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс. Матеріал шестірні і колеса – сталь, отже, $Z_M = 275$ МПа; Z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (5.38)$$

де ε_α – коефіцієнт осьового перекриття:

$$\left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{19} \right) \right] \cos 9 = 1,52. \quad (5.39)$$

Тоді

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,52}{3}} = 0,89$$

ω_{H1} – питома розрахункова колова сила:

$$\omega_{Ht} = \left(\frac{F_t}{b_w} \right) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}, \quad (5.40)$$

де F_t – вихідна розрахункова колова сила:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 970,05}{96,18} = 20171 \text{ Н};$$

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями, $K_{H\alpha} = 1,13$; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця. При відносній ширині колеса $\psi_{bd} = 1,4$, з симетричним розташуванням шестерні відносно опор та при твердості $HV < 350$ $K_{H\beta} = 1,01$; K_{HV} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яка виникає в зачепленні:

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} b_w}{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}}, \quad (5.41)$$

де ω_{HV} – питома колова динамічна сила:

$$\omega_{HV} = \delta_H q_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}}. \quad (5.42)$$

Коефіцієнт δ_H , що враховує вплив виду зубчастої передачі і модифікації профілю головок зубців. Для прямих зубців з твердістю менше 350 HV – $\delta_H = 0,006$. Коефіцієнт q_0 враховує вплив різниці кроків зачеплення зубців шестерні та колеса. Для модуля $m = 5$ мм і при степені точності по нормам плавності роботи $9 - q_0 = 82$.

Колова швидкість зубчастих коліс:

$$V = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (5.43)$$

де d_{w1} – діаметр початкової колової швидкості шестірні; n_1 – частота обертання вала шестірні.

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 96,18 \cdot 90}{60 \cdot 1000} = 0,45 \text{ м/с}$$

Отже,

$$\omega_{HV} = 0,006 \cdot 82 \cdot 0,45 \cdot \sqrt{\frac{96,18}{1}} = 2,17 \text{ Н/мм};$$

$$K_{HV} = 1,4 \cdot \frac{2,17 \cdot 135}{20171 \cdot 1,13 \cdot 1,01} = 1,06;$$

$$\omega_{HV1} = \frac{20171}{135} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,01 = 150 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{H1} = 1,74 \cdot 275 \cdot 0,45 \cdot \sqrt{\frac{150 \cdot 2}{96,18}} = 380 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 504,64 \text{ МПа}$$

Отже, умова контактної витривалості виконується.

Розрахунок на зносостійкість по контактним напруженням другої передачі:

$$\sigma_{H2} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht2}(u-1)}{d_{w2}u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (5.44)$$

де Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців. Оскільки кут нахилу лінії зубця рівний 9° і відносний коефіцієнт зміщення контуру $\frac{x_2 + x_3}{z_2 + z_3} = 0$, то $Z_H = 1,74$; Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні

властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс. Матеріал коліс – сталь, отже, $Z_M = 275$ МПа; Z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (5.45)$$

де ε_α – коефіцієнт осьового перекриття:

$$\left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{57} \right) \right] \cdot \cos 9 = 1,6.$$

Тоді

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,6}{3}} = 0,89$$

ω_{Ht} – питома розрахункова колова сила:

$$\omega_{Ht} = \left(\frac{F_t}{b_w} \right) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}, \quad (5.46)$$

де F_t – вихідна розрахункова колова сила:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 913,6}{96,18} = 18997 \text{ Н}; \quad (5.47)$$

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями.

Для косозубих передач $K_{H\alpha} = 1,13$; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця. При відносній ширині колеса $\psi_{bd} = 1,4$, з симетричним розташуванням колеса відносно опор та при твердості $HВ < 350$ $K_{H\beta} = 1,01$; K_{HV} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яка виникає в зачепленні:

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} b_w}{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}}, \quad (5.48)$$

де ω_{HV} – питома колова динамічна сила :

$$\omega_{HV} = \delta_H q_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u}}. \quad (5.49)$$

Коефіцієнт δ_H , що враховує вплив виду зубчастієї передачі і модифікації профілю головок зубців. Для прямих зубців з твердістю менше 350 $HВ$ – $\delta_H = 0,006$. Коефіцієнт q_0 враховує вплив різниці кроків зачеплення зубців шестерні та колеса. Для модуля $m = 5$ мм і при степені точності по нормам плавності роботи $9 - q_0 = 82$.

Колова швидкість зубчастих коліс:

$$V = \frac{\pi d_{w2} n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (5.50)$$

де d_{w2} – діаметр початкової колової швидкості колеса; n_2 – частота обертання вала колеса.

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 96,18 \cdot 90}{60 \cdot 1000} = 0,45 \text{ м/с}$$

Отже,

$$\omega_{HV} = 0,006 \cdot 82 \cdot 0,45 \cdot \sqrt{\frac{96,18}{3}} = 1,25 \text{ Н/мм};$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{1,25 \cdot 135}{18997 \cdot 1 \cdot 1,01} = 0,001;$$

$$\omega_{H2} = \frac{18997}{135} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,01 = 142,12 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{H1} = 1,74 \cdot 275 \cdot 0,45 \cdot \sqrt{\frac{142,12}{96,18 \cdot 3}} = 151,1 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 482,73 \text{ МПа}.$$

Отже, умова контактної витривалості для другої передачі виконується.

Виконуємо перевірочний розрахунок першої передачі на зносостійкість по напруженням згину:

$$\sigma_F = \frac{Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}. \quad (5.51)$$

де $Y_{F1} = 4,11$, (при $z = 19$ та коефіцієнту зміщення $x = 0$);

$Y_\varepsilon = 1$ і $Y_\beta = 0,94$.

$$\omega_{Ft} = \left(\frac{F_t}{b_w} \right) \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (5.52)$$

де $K_{F\beta} = 1,13$ при відносній ширині колеса $\psi_{bd} = 1,4$ і симетричному розташованні колеса відносно опор; $\delta_F = 0,006$, $q_0 = 82$, тоді

$$\omega_{FV} = \delta_F q_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u_1}} \quad (5.53)$$

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 82 \cdot 0,45 \cdot \sqrt{\frac{96,16}{1}} = 2,17$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV} \cdot b_W}{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} = 1 + \frac{2,17 \cdot 135}{20171 \cdot 1,13 \cdot 0,93} = 1,01;$$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_W} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{20171}{135} \cdot 1,13 \cdot 0,93 \cdot 1,01 = 157,02 \quad (5.54)$$

Отже,

$$\sigma_{F1} = \frac{4,11 \cdot 1,0 \cdot 0,94 \cdot 157,02}{5} = 121,32 < 179,325 \text{ МПа};$$

Виконуємо перевірочний розрахунок другої передачі на зносостійкість по напруженням згину:

$$\sigma_F = \frac{Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP} \quad (5.55)$$

де $Y_{F3} = 3,61$ (при $z = 57$ та коефіцієнту зміщення $x = 0$), $Y_\varepsilon = 1$ і $Y_\beta = 1$ – для прямозубих передач.

$K_{F\beta} = 1,13$ при відносній ширині колеса $\psi_{bd} = 1,4$ і симетричному розташованні колеса відносно опор; $\delta_F = 0,006$, $q_0 = 82$, $V = 0,45$, тоді

$$\omega_{FV} = \delta_F q_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u_2}}; \quad (5.56)$$

$$\omega_{Ft3} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}; \quad (5.57)$$

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 82 \cdot 0,45 \cdot \sqrt{\frac{192}{3}} = 0,62; \quad (5.57)$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} = 1 + \frac{0,62 \cdot 137}{18997 \cdot 1,0 \cdot 1,5} = 1,17; \quad (5.59)$$

$$\omega_{Ft3} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{18997}{137} \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 1,13 = 145 \text{ Н/мм}, \quad (5.60)$$

Отже,

$$\sigma_{F3} = \frac{3,61 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 145}{5} = 104,69 < 174,11 \text{ МПа}$$

Геометричний розрахунок передачі

Визначаємо діаметри коліс:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos\beta = 5 \cdot 19 / \cos 9 = 96,18; \quad (5.61)$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos\beta = 5 \cdot 19 / \cos 9 = 96,18;$$

$$d_3 = m_n \cdot z_3 / \cos\beta = 5 \cdot 57 / \cos 9 = 288,55;$$

Визначаємо вершин зубців

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 96,18 + 2 \cdot 5 = 106,18; \quad (5.62)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 96,18 + 2 \cdot 5 = 106,18;$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m_n = 288,55 + 2 \cdot 5 = 298,55$$

Визначаємо западин зубців

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n = 96,18 - 2,5 \cdot 5 = 83,68; \quad (5.63)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m_n = 96,18 - 2,5 \cdot 5 = 83,68;$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 m_n = 288,55 - 2,5 \cdot 5 = 276,05$$

Визначаємо кроки зачеплення, мм:

Нормальний

$$P_n = \pi \cdot m_n = 3.14 \cdot 5 = 15,7; \quad (5.64)$$

Торцевий

$$P_n = \pi \cdot m_t / \cos\beta = 3.14 \cdot 5 / \cos 9 = 15,89. \quad (5.65)$$

Силовий розрахунок передачі

Окружна сила, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \frac{2T_1}{d_1} = 2 \cdot 10^3 \frac{970,05}{96,18} = 20171,55. \quad (5.66)$$

Радіальна сила, Н:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 20171,55 \cdot \frac{\operatorname{tg}20}{\cos 9} = 7433,36. \quad (5.67)$$

Осьова сила, Н:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta = 7433,36 \operatorname{tg}9 = 7433,36 \cdot 0,2981 = 2215,88. \quad (5.68)$$

5.2 Розробка конструкції фрикційної муфти

Фрикційні муфти передають обертовий момент за рахунок моменту сил

тертя на робочих поверхнях їхніх деталей.

Під час вмикання фрикційних муфт обертовий момент на веденому валу зростає поступово і пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднати вали під навантаженням значною початковою різницею їх кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а розгін веденого вала відбувається плавно без ударів. Фрикційна муфта може виконувати також функції запобіжного пристрою через можливе проковзування при перевантаженні привода.

Фрикційні муфти за формою робочих поверхонь бувають таких видів: дискові, робочими поверхнями яких є плоскі торцеві поверхні дисків; конусні, робочі поверхні яких мають конічну форму; циліндричні, які мають циліндричну робочу поверхню.

Дискові фрикційні муфти бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхонь тертя. У першому випадку муфта складається з двох півмуфт, притиснутих одна до другої своїми торцевими площинами (одна пара поверхонь тертя). Вимикання муфти здійснюється осьовим зміщенням на валу однієї півмуфти за допомогою механізму керування.

У багатодисковій муфті є дві групи дисків – і внутрішні які з'єднані за допомогою шліців із відповідними півмуфтами, що розміщуються на двох валах. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням натискного диска механізмом керування. Використання багатодискової конструкції дозволяє зменшити осьову силу F_a стискання дисків, що потрібна для передавання певного обертового моменту T_p .

Осьова сила стискання дисків визначається за умовою рівності розрахункового обертового моменту T_p і моменту сил тертя T_S на кільцевих поверхнях дисків, обмежених діаметрами $D_1 = 110$ і $D_2 = 50$.

Для припрацьованих поверхонь тертя записуємо:

$$T_p = \frac{F_a \cdot z \cdot (D_1 + D_2)}{4} \quad (5.69)$$

Із цієї рівності дістанемо потрібну силу притискання дисків

$$F_a = \frac{4T_p}{fz(D_1 + D_2)} = \frac{4 \cdot 1430 \cdot 10^3}{0,08 \cdot 14 \cdot (110 + 50)} = 31919,64 \text{ Н} \quad (5.70)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях дисків; z – число пар поверхонь тертя.

Таким чином, із застосуванням багатодискових муфт можна збільшити передавальний обертовий момент у z разів порівняно з дводисловою муфтою, якщо зберігається та сама сила стискання дисків і їхні діаметри.

Основним критерієм робоздатності фрикційних муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя. Стійкість проти спрацювання досягається обмеженням тиску на поверхнях тертя за умовою

$$p = \frac{4F_a}{\pi \cdot (D_1^2 + D_2^2)} \leq [p] \quad (5.71)$$

$$p = \frac{4 \cdot 31919,64}{\pi \cdot (110^2 - 50^2)} = 0,42 \leq 0,8 \text{ МПа}$$

Таким чином, за отриманими параметрами, проектуємо муфту у вузлі вмикання валу другого гідромотора мотор-барабана.

5.3 Розрахунок рухомих та нерухомих з'єднань

5.3.1 Розрахунок шпонкових з'єднань

1) Вихідні дані:

$d_1 = 352$ мм – діаметр вала, ширина зубчастого колеса 140 мм, крутний момент – $T_1 = 970$ Нм, допустимі напруження – $[\sigma_{зм}] = 120$ МПа, $[\tau_{зр}] = 90$ МПа

Для діаметра вала з довідника визначаємо розміри шпонки:

$B = 80$, $h = 40$ – ширина і товщина шпонки, $t = 19$ і $t_1 = 21$ – глибина паза вала і втулки відповідно.

Попередньо вибравши довжину шпонки на 5...10 мм менше ширини зубчастого колеса ($l = 140 - (5..10) = 130..135$ мм), остаточно приймаємо 135 мм.

Перевіряємо вибрану шпонку по умовам міцності на зминання та зріз по залежностям:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h-t)l} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (5.72)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau_{зр}], \quad (5.73)$$

де T – крутний момент, що передається шпонковим з'єднанням, Н·м; d – діаметр вала, м; b , h , t_1 – відповідно ширина, висота та глибина заходу шпонки в ступицю, м; $[\sigma_{зм}]$, $[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження відповідно зминання та зрізу.

Тоді

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 154}{0,032 \cdot (0,008 - 0,005) \cdot 0,045} = 71,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 120 \text{ МПа};$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 154}{0,032 \cdot 0,010 \cdot 0,045} = 21,39 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 90 \text{ МПа}$$

Отже, обрана шпонка задовільняє умови міцності.

5.3.2 Розрахунок шліцьових з'єднань на міцність

Вихідні дані:

$d_4 = 42$ мм – діаметр вала, ширина шестерні 50 мм, крутний момент – $T = 1440$ Нм, допустимі напруження – $[\sigma_{зм}] = 120$ МПа, $[\tau_{зр}] = 90$ МПа.

Для діаметра вала з довідника визначаємо розміри шліців:

$b = 12$ мм, $h = 8$ мм – ширина і товщина шліців, $t = 5$ мм і $t_1 = 3,3$ мм – глибина паза вала і втулки відповідно, $z = 8$ – число зубців.

Попередньо вибравши довжину шліців на 5...10 мм менше ширини зубчастого колеса ($l = 50 - (5...10) = 45...40$ мм), остаточно приймаємо $l = 45$ мм.

Перевіримо шліці за умовами міцності на зминання та зріз по залежностям:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{zd(h-t_1)l} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (5.74)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{zdbl} \leq [\tau_{зр}], \quad (5.75)$$

де T – крутний момент, що передається шліцевим з'єднанням, Нм; d – діаметр вала, м; b, h, t_1 – відповідно ширина, висота та глибина заходу шпонки в ступицю, м; z – число зубців; $[\sigma_{зм}], [\tau_{зр}]$ – допустиме напруження відповідно зминання та зрізу.

Тоді

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 1440}{8 \cdot 0,042 \cdot (0,008 - 0,0033) \cdot 0,045} = 40,52 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа};$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 1440}{8 \cdot 0,042 \cdot 0,012 \cdot 0,045} = 15,8 \text{ МПа} \leq [\tau] = 90 \text{ МПа}.$$

Отже, обрані шліці задовільняють умовам міцності.

5.4 Вибір та розрахунок підшипників

Вихідні дані:

- сумарна опорна реакція опори А $R_A = 48126,03\text{Н}$;
- сумарна опорна реакція опори В $R_B = 97005,87\text{ Н}$;
- діаметр цапф вала для підшипників $d_n = 200\text{ мм}$;
- кутова швидкість вала $\omega = 3,51\text{ рад/с}$;
- потрібна довговічність підшипників $L_h = 11650\text{ год}$ при 90% надійності;
- типовий режим навантаження вала – важкий (В);
- короточасні перевантаження до 150%;
- робоча температура підшипників до $50\text{ }^\circ\text{С}$.

Схема установки підшипників і діючих в точках прикладення реакцій сил, зображена на рис. 5.4.

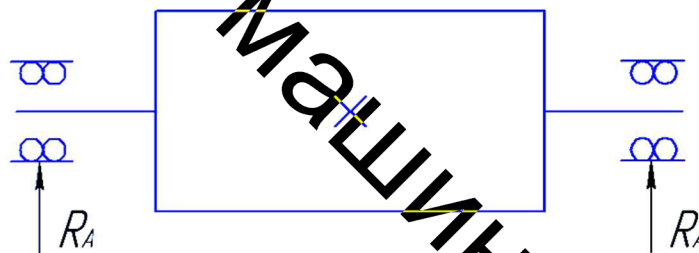


Рисунок 5.4 – Схема до розрахунку підшипників вала барабана.

На даній схемі розрахунок ведемо по опорі А. Оскільки навантаження на вал досить значне слід орієнтуватися на підшипники середньої серії. Враховуючи можливі досить значні похибки співвісності вала барабана і тихойдного вала редуктора доцільно прийняти кулькові радіальні сферичні дворядні підшипники 3540, для яких з довідника маємо:

- базова статична вантажопідйомність $C_o = 93500\text{ Н}$;
- базова статична вантажопідйомність $C_r = 77800\text{ Н}$.

Для типового режиму навантаження В коефіцієнт інтенсивності $K_E = 0,8$.

Відповідно до умов роботи підшипників отримаємо:

- $V = 1$ – обертається внутрішнє кільце;
- $K_b = 1,5$ – коефіцієнт безпеки при короточасних перевантаженнях до 150%; $K_T = 1$ – температурний коефіцієнт при робочій температурі підшипників до 100°C.

$$X = 1; Y = 0.$$

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник:

$$R = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_T. \quad (5.76)$$

$$R = (1 \cdot 1 \cdot 48126,03 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 72189,045 \text{ Н}$$

З урахуванням режиму навантаження протягом строку служби:

$$R_E = K_E \cdot R = 0,8 \cdot 72189,045 = 57751,236 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника.

Для 90% -ї надійності: коефіцієнт $a_1 = 1$, а для звичайних умов експлуатації коефіцієнт $a_{23} = 0,8$.

Розрахункова довговічність, млн. об:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot (C_r / R_E)^p = 1 \cdot 0,8 \cdot (77800 / 57751,236)^3 = 1252$$

де $p = 3$ – показник степеня для кулькових підшипників

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = 1745 \cdot L / \omega = 1745 \cdot 1252 / 3,51 = 622433 \text{ год.}$$

Отже, попередньо вибраний підшипник 3540 для опори А має довговічність більшу від потрібної. Для опори В вала обираємо такий самий підшипник.

5.5 Вибір пружин пристрою керування та фрикційної муфти

Визначимо силу, що діє на пружину під час відкриття клапана першого каскаду (сенсора):

$$F_{np1}' = p_1 f_1 = 20 \cdot 0,785 \cdot 8^2 = 1004,8 \text{ Н}; \quad (5.77)$$

Миттєве значення на ділянці позитивного перекриття:

$$F_{np2}' = p_1 f_2 = 20 \cdot 0,785 \cdot 16^2 = 4018,2 \text{ Н};$$

З умови забезпечення інерційного зазору пружини під час спрацьовування сенсора маємо:

$$\delta = 1 - \frac{F_2}{F_3}, \quad (5.78)$$

де $\delta = 0,1 \dots 0,4$ – інерційний зазор для пружин III класу.

Із виразу (5.78) отримаємо співвідношення

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta}, \quad (5.79)$$

де F_2, F_3 – сила, що діє на пружину, $F_2 = F_{np2}$ та максимальна сила стискування пружини, відповідно.

$$F_3 = \frac{1005}{1 - (0,1 \dots 0,4)} = 1117 \dots 1675 \text{ Н}; \quad (5.80)$$

Приймаємо для сенсора пристрою керування пружину №98 III класу, 2 розряду по ГОСТ 13775-86 з такими характеристиками: діаметр пружини $d = 4,5$ мм, зовнішній діаметр пружини $D = 24$ мм, прогин одного витка $f = 3,318$ мм, жорсткість одного витка $z_1 = 553$ Н/мм, сила пружини при максимальній деформації $F_3 = 1800$ Н, крок недеформованої пружини $t = f + d, t = 3,318 + 4,5 = 7,818$ мм.

Визначимо силу, що діє на пружину запірно-регульованого елемента під час його відкриття:

$$F_{np3}' = p_1 f_3 = 20 \cdot 0,785 \cdot 16^2 = 4018,2 \text{ Н}; \quad (5.81)$$

З формули (5.79) при $F_2 = F_{np3}$ отримаємо

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta} = \frac{4020}{1 - (0,1 \dots 0,4)} = 4467 \dots 6700 \text{ Н}$$

Приймаємо для запірно-регульованого елемента пристрою керування пружину №188 ГОСТ 13775-68 з такими характеристиками: діаметр пружини $d=8$ мм, зовнішній діаметр пружини $D = 40$ мм, прогин одного витка $f = 4,893$ мм, жорсткість одного витка $z_1 = 1226$ Н/мм, сила пружини при максимальній деформації $F_3 = 6000$ Н, крок недеформованої пружини $t = f + d, t = 4,893 + 8 = 12,938$ мм.

Пружини з зазначеними характеристиками використовуємо в конструкції пристрою керування з відповідними їм елементами.

Вибір пружини розмикання фрикційної муфти другого передавального механізму виконуємо за умови, що в момент вимикання другого гідродвигуна тиск в його гідролінії та натискного плунжера знижується до величини $p_2 = 0$. Тобто, сила пружини розмикання фрикційних дисків витрачається на подолання сили інерції рухомих мас муфти:

$$F'_{np4} = F_{in} \text{ або } F'_{np4} = m_{зв3} \cdot a_{3p}.$$

За початкової швидкості розмикання дисків $V_0 = 0$ прискорення

$$a_{3p} = \frac{2h_M}{t_p^2},$$

де h_M – сумарний зазор між поверхнями дисків муфти.

Рекомендовано зазор між поверхнями диска приймати в межах $h_{M0} = 0,2 \dots 1,5$ мм, а сумарний $h_M \geq 2 \dots 3$ мм.

Приймаємо для забезпечення високої швидкодії $h_{M0} = 0,2$ мм, тоді

$$h_M = z \cdot h_{M0} = 14 \cdot 0,2 = 2,8,$$

що відповідає рекомендованим значенням.

Для тривалості розмикання розрахуємо прискорення

$$a_{3p} = \frac{2h_M}{t_p^2} = \frac{2 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3}}{0,02^2} = 14 \text{ м/с}^2$$

Сила пружини розмикання:

$$F'_{np4} = m_{зв3} \cdot a_{3p} = 3,263 \cdot 14 = 45,74 \text{ Н}$$

З конструктивних міркувань приймаємо пружину №7 III класу 2 розряду ГОСТ 13775-86 з такими характеристиками: діаметр пружини $d = 3$ мм, прогин одного витка $f = 3,318$ мм, сила пружини при максимальній деформації $F_3 = 486,84$ Н.

Визначення рухомих мас пристрою керування. Маса, що визначенні за допомогою 3D-моделі.

- Маса кульки $m_1 = 16,8$ г;
- Маса пружини, що з нею взаємодіє $m_{np1} = 15,44$ г;
- Маса запоно-регульованого елемента $m_2 = 177$ г;
- Маса пружини, що притискає ЗРЕ до сидла $m_{np2} = 31$ г.

Вибір пружини для фрикційної муфти.

Визначаємо силу, що необхідна для стискання дисків фрикційної муфти.

$$F_n = \frac{4 \cdot T_p}{f \cdot z(D_1 + D_2)} = \frac{4 \cdot 1430 \cdot 10^3}{0,08 \cdot 14(100 + 50)} = 31919,6 \text{ Н,}$$

де $f = 0,08$, коефіцієнт тертя для матеріалу фрикційної пари чавун-сталь загартована при змащуванні; $T_p = 1460$ Н, розрахунковий момент; $z = 14$, кількість поверхонь тертя; D_1, D_2 – зовнішній та внутрішній діаметри дисків.

За параметрами, що отримані під час проектного розрахунку всіх необхідних складових елементів привода, розроблено складальне креслення.

5.6 Висновки до п'ятого розділу

1. За заданими вихідними характеристиками проведено кінематичний та силовий розрахунок вмонтованого гідравлічного привода, визначено основні параметри на робочих ланках привода.

2. Проведено проектні розрахунки механічних передач гідравлічного привода та розрахунки на міцність його елементів, які дозволили виконати проектування привода стрічкового конвеєра, що працює із змінним навантаженням.

6 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

6.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки, створеної в результаті науково-технічної діяльності [1]. В результаті оцінювання робиться висновок щодо напрямів (особливостей) організації подальшого її впровадження з врахуванням встановленого рейтингу.

Для проведення технологічного аудиту залучено 3-х незалежних експертів які оцінили комерційний потенціал розробки за 12-а критеріями, які наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Критерій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів

Продовження таблиці 6.1

Критерій	0	1	2	3	4
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкуренція немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як в технічній, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Залученими експертами були: Поліщук Л.К. д.т.н., професор кафедри “Галузевого машинобудування”; Обертюх Р. Р к.т.н., професор кафедри “Галузевого машинобудування”; Булига Ю.В. к.т.н., доцент кафедри “Галузевого машинобудування”.

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки занесені до табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерій	Прізвище, ініціали експерта		
	Булига Ю.В.	Обертюх Р.Р.	Поліщук Л.К.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	3	3
2	2	2	2
3	3	3	3
4	2	2	3
5	4	4	3
6		2	2
7		4	3
8	2	3	3
9	3	3	3
10	3	2	3
11	3	3	3
12	3	3	4
Сума балів	СБ ₁ =30	СБ ₂ =34	СБ ₃ =35
Середньоарифметична сума балів	$\overline{СБ} = \frac{\sum_{i=1}^3 СБ_i}{3} = \frac{30 + 34 + 35}{3} = 33$		

За результатами оцінки комерційного потенціалу розробка має рівень комерційного потенціалу вище середнього.

Характеризуючи виріб та ринок його реалізації висвітлюємо наступні питання.

Дана конструкція приводу покращує експлуатаційні та техніко-економічні характеристики стрічки конвеєра, зниження вартості ремонтів та комплектуючих частин, що використовуються під час ремонтів, підвищення

довговічності та надійності при збереженні кількісних та якісних характеристик обладнання.

За рахунок простоти конструкції та використання стандартних деталей обслуговування пристрою може виконуватись силами підприємства на якому воно використовується.

На ринку товар займає нішу компактних та потужних приводів стрічкових конвеєрів, що використовуються в гірничій промисловості. На даний момент на ринку конкуренцію товару складають більш спеціалізовані пристрої, що виготовляються, як правило, на замовлення.

Ринками збуту продукції можуть бути регіони України де видобувають корисні копалини.

Потенційними покупцями нового товару можуть бути середні та великі гірничодобувні підприємства з великим випуском продукції, які мають на меті покращити технологічний процес добування корисних копалин за рахунок зменшення витрат на устаткування. Також деяка кількість підприємств може замінити старе або менш ефективне обладнання пропонованим.

Оскільки загальний ресурс роботи пропонованого пристрою є досить великим, тому будемо вважати, що його покупка підприємством буде разовою. Також оцінивши новизну, та техніко економічні показники можна припустити що пристрій буде зберігати свою актуальність протягом 5 років.

6.2 Розрахунок кошторису капітальних витрат на розробку нового технічного рішення

Вихідні дані:

- Підприємство виробник продукції – ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод»
- кількість виконавців проекту – 2 (керівник, інженер).

Капітальні витрати на розробку нового конструкторського рішення складаються з відповідних витрат і розраховуються за формулою [2]:

$$K = Z_0 + Z_p + Z_{\text{доп}} + A_{\text{обл}} + Z_n + M + K_e + B_{\text{ел}} + I_e \quad (6.1)$$

де Z_0 – основна заробітна плата розробників, грн.; Z_p – основна заробітна плата робітників, грн.; $Z_{\text{доп}}$ – додаткова заробітна плата робітників, грн.; Z_n – нарахування на заробітну плату розробників, грн.; $A_{\text{обл}}$ – амортизація обладнання та приміщень для розробки, грн.; M – витрати на матеріали, грн.; K_e – витрати на комплектуючі, грн.; $B_{\text{ел}}$ – витрати на електроенергію для розробки технічного рішення, грн.; I_e – інші витрати, грн.

Витрати на основну заробітну плату розробників розраховують за формулою:

$$Z_0 = \frac{M_n \cdot t}{T_p} \quad (6.2)$$

де M_n – місячний посадовий оклад конкретного розробника, грн.; t – число днів роботи конкретного розробника, грн.; T_p – середнє число робочих днів в місяці, $T_p = 21 \dots 23$ дні.

Проведені розрахунки бажано звести до табл. 6.3.

Таблиця 6.3 – Витрати на заробітну плату розробників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
Керівник проекту	7500	326	12	3912
Інженер-конструктор	5000	217,4	21	4565,4
Всього				8477,4

Витрати на основну заробітну плату робітників за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_t \cdot t_i, \quad (6.3)$$

де C_t – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн./год; t_i – час роботи робітника на визначеній i -й технологічній операції при виготовленні одного виробу, год.

$$C_t = \frac{M_M \cdot K_i}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (6.4)$$

де M_M – розмір мінімальної місячної заробітної плати, грн. ($M_M = 4173$ грн); K_i – тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду; T_p – середнє число робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні; $t_{зм}$ – тривалість зміни, год;

Мінімальна погодинна ставка робітника 1-го розряду 2019 року встановлена на рівні $C_t = 25,13$ грн/год.

Оскільки принципова схема нового пристрою вже відома, можна скласти приблизний перелік основних деталей та операцій для їх виготовлення.

Таблиця 6.4 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування операції	Трудомісткість, год.	Тарифний коефіцієнт k_i	Розряд роботи	Погод. тарифна ставка, грн.	Величина оплати, грн.
1. Заготівельна	0,4	1,18	3	26,7	10,68
2. Обрізна	0,5	1,18	3	26,7	13,35
3. Токарна	0,9	1,36	5	30,84	27,75
4. Розточувальна	0,2	1,36	5	30,84	6,16
5. Шліфувальна	0,8	1,36	5	30,84	24,67
6. Монтажна	1,3	1,27	4	28,8	37,44
7. Складальна	1,8	1,36	5	30,84	55,512
8. Регулювальна	0,9	1,36	5	30,84	27,75
Разом					203,31

Для заготівельної операції погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн./год:

$$C_{\text{ЗАГ}} = \frac{4173 \cdot 1,18}{23 \cdot 8} = 26,7 \text{ грн}$$

$$Z_{\text{рЗАГ}} = 26,7 \cdot 0,4 = 10,68 \text{ грн}$$

Додаткову заробітну плату розраховуємо як 10...12% від суми основної заробітної плати розробників та робітників за формулою:

$$Z_{\text{д}} = (8477,4 + 203,31) \cdot 0,11 = 954,87 \text{ грн} \quad (6.5)$$

Нарахування на заробітну плату розробників та робітників розраховується як 22,0 % від суми основної та додаткової заробітної плати розробників і робітників за формулою:

$$H_{\text{зп}} = (Z_{\text{о}} + Z_{\text{р}} + Z_{\text{д}}) \cdot 22,0\% \quad (6.6)$$

$$H_{\text{зп}} = (8477,4 + 203,31 + 954,87) \cdot 22\% = 2119,82 \text{ грн}$$

Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання та приміщенням можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A = \frac{Ц}{T_{\text{в}}} \cdot \frac{t_{\text{вик}}}{12} \quad (6.7)$$

де $Ц$ – загальна балансова вартість всього обладнання, комп'ютерів, приміщень тощо, що використовувались для виконання даного етапу роботи, грн;

$T_{\text{в}}$ – строк корисного використання обладнання, приміщень тощо, років;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, приміщення під час розробки, місяців.

Таблиця 6.5 – Амортизаційні відрахування

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн.	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн.
Цех механічної обробки	6000	8	1	62,5
Токарний верстат	26000	10	1	216,7
Шліфувальний верстат	38000	10	1	316,7
Інше обладнання	100000	5	1	1666,7
Всього:				2262,6

Оскільки час виконання робочих операцій відносно малий, тобто за один місяць може бути виготовлено до 6 виробів, що відповідає мінімальній кількості впроваджуваних пристроїв.

Витрати на матеріали, у вартісному вираженні розрахуємо окремо по кожному виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j + \sum_{j=1}^n B_j \cdot C_{ej}, \quad (6.8)$$

де H_j – норма витрат матеріалу j -го найменування, кг;

C_j – вартість матеріалу j -го найменування, грн/кг;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1, 1 \dots 1, 15$);

B_j – маса відходів j -го найменування, кг;

C_{ej} – вартість відходів j -го найменування, грн/кг;

n - кількість видів матеріалів;

Проведені розрахунки зводимо до табл. 6.6.

Таблиця 6.6 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн.	Витрачено, кг	Величина відходів, кг	Ціна відходів, грн/кг	Вартість витрачено го матеріалу, грн.
1	2	3	4	5	6
1. Лист сталевий ст. 3	8,00	120	13,2	0,72	1046,5
2. Труба ст. 3, 28 мм, 32 мм	7,60	50	5,5	0,68	414,3
3. Прокат трубний ст. 45	12,01	26	2,9	1,08	340,1
4. Виливки Сталь 12ХН3А	38,05	130	14,3	3,42	5385,1
5. Виливки чавуні	8,10	120	13,2	0,72	1046,5
6. Труба, Сталь 3, 1320.	7,20	130	14,3	0,65	1020,3
7. Штамповки, Сталь 18ХГТ	10,20	120	13,2	0,92	1334,3
Всього					10587,1

Таблиця 6.7 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість	Ціна за штуку, грн.	Сума, грн.
1	2	3	4
Підшипник 204	8	10	80
Підшипник 1304	2	12,5	25
Манжета 2.1-30×52	4	15	60
Кільце 030-0,33-19-1-0	2	8	16
Болт М6-8g×18.109	8	1,5	12
Шпилька М6-6g×110.109	8	3,5	28
Гвинт М5-6g×22.109	16	2,6	41,6
Гвинт М6-6g×18.109	8	2,6	20,8
Кільце А30.65Г	12	7,5	90
Гайка 2 М6-6Н.04	8	2	16
Шайба 6.31	18	1,6	28,8
Всього			422,2

Витрати на комплектуючі вироби, які використовують при розробці одиниці нового технічного рішення, розраховуються, згідно їх номенклатури, за формулою:

$$K_e = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j, \quad (6.9)$$

де H_j – кількість комплектуючих;

C_j – покупна ціна комплектуючих;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$).

Враховуючи коефіцієнт витрат на транспортування витрати на комплектуючі дорівнюватимуть $K = 1,1 \cdot 418,2 = 460,02$ грн.

Витрати на силову електроенергію розраховуються за формулою:

$$B_e = B \cdot P \cdot \Phi \cdot K_{II}, \quad (6.10)$$

де B – вартість 1 кВт·год. електроенергії для підприємства становить $B = 2,72$ грн./кВт (тариф – 1,98 грн/кВт, транспортування електроенергії на підприємство – 0,74 грн/кВт);

P – встановлена потужність обладнання, кВт;

Φ – фактична кількість годин роботи обладнання, год;

K_{II} – коефіцієнт використання потужності; $K_{II} < 1$.

Таблиця 6.8 – Витрати на електроенергію

Найменування обладнання	Встановлена потужність, кВт.	Тривалість роботи, год	Коефіцієнт використання потужності	Сума, грн.
Освітлення виробн. приміщень	2	30	0,95	154,85
Комп'ютерна техніка	1	450	0,7	856
Верстати та інше обладнання	30	30	0,7	3427,2
B_e				4438,05

Інші виробничі витрати доцільно прийняти як 200% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення [2]. Величину витрат розраховують за формулою:

$$B_{in} = (Z_o + Z_p) \cdot 200\% = (8477,4 + 203,34) \cdot 200\% = 17361,4 \text{ грн} \quad (6.11)$$

Капітальні витрати на розробку нового конструкторського рішення складають:

$$K = 8477,4 + 203,31 + 954,87 + 2119,82 + \\ + 2262,2 + 10587,1 + 460,02 + 4438,05 + 17361,4 = 46864,35 \text{ грн}$$

Виконуємо розрахунок загальних витрат на виконання даної роботи.

Загальна вартість всієї наукової роботи визначається за B_{zag} формулою:

$$B_{zag} = \frac{K}{\alpha}, \quad (6.12)$$

де α – частка витрат, які безпосередньо здійснює виконавець даного етапу роботи, у відн. одиницях, в даному випадку $\alpha = 0,65$.

Тоді

$$B_{zag} = \frac{46864,35}{0,65} = 72099 \text{ грн} \quad (6.13)$$

Виконуємо прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи. Прогнозування загальних витрат $3B$ на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи здійснюється за формулою:

$$3B = \frac{B_{zag}}{\beta} \quad (6.14)$$

$$3B = \frac{72099}{0,7} = 102998,57 \text{ грн}, \quad (6.15)$$

де $\beta = 0,7$ – коефіцієнт, який характеризує етап (стадії розробки промислового зразка) виконання даної роботи.

6.3 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки

За приблизними розрахунками на виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів, а також отримання прибутків необхідно 5 місяці.

Позитивний ефект прогнозується одразу після впровадження розробки у виробництво і за рахунок досить якісної зміни характеристик у порівнянні із аналогами актуальність нова розробка буде мати у продовж, мінімум, п'яти років.

В результаті дослідження виробництв де використовується схожі методи видобування, можна припустити, що провадження нової розробки дозволить у порівнянні з аналогами збільшити кількість видобутих корисних копалин на 25% за перший рік, на 20% в другий, та на 15% у кожен наступуючий за рахунок зменшення часу на обслуговування і поточні ремонти. Також пристрій дозволить зменшити експлуатаційні витрати (витрати на електроенергію, ремонт, займану площу) загалом на 40%.

Приблизний час роботи установки в рік (за умови використання в три зміни) складає 4000 год, одна година транспортування для аналогів коштує 90 грн., а прибуток складає 36 грн/год. З цих даних можна розрахувати економічний ефект від впровадження розробки на підприємстві.

Розрахунок проводимо за формулою:

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta\Pi_{\text{я}} \cdot N + \Pi_{\text{я}} \Delta N)_i,$$

де $\Delta\Pi_{\text{я}}$ – покращення основного якісного показника від впровадження результатів розробки у даному році, $\Delta\Pi_{\text{я}} = 90 \cdot 0,4 = 36$ грн;

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки;

P_n – основний якісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки.

Збільшення чистого прибутку протягом n років (значення ділимо на два, оскільки прибуток отримується із середини року):

$$\Delta\Pi_1 = 0,5 \cdot (36 \cdot 4000 + (36 + 36) \cdot 4000 \cdot 0,25) = 108000 \text{ грн}$$

$$\Delta\Pi_2 = 36 \cdot 4000 + (36 + 36) \cdot 4000 \cdot 0,2 \cdot 1,2 = 213120 \text{ грн}$$

$$\Delta\Pi_3 = 36 \cdot 4000 + (36 + 36) \cdot 4000 \cdot 0,2 \cdot 1,15 \cdot 1,15 = 220176 \text{ грн}$$

$$\Delta\Pi_4 = 36 \cdot 4000 + (36 + 36) \cdot 4000 \cdot 0,2 \cdot 1,15 \cdot 1,15 \cdot 1,15 = 231602,4 \text{ грн}$$

$$\Delta\Pi_5 = 36 \cdot 4000 + (36 + 36) \cdot 4000 \cdot 0,2 \cdot 1,15 \cdot 1,15 \cdot 1,15 \cdot 1,15 = 244742,76 \text{ грн}$$

6.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Основними показниками, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахунок ефективності вкладених інвестицій передбачає проведення таких робіт:

Розраховують теперішню вартість інвестицій PV , що вкладаються в наукову розробку. Такою вартістю ми можемо вважати прогнозовану величину

загальних витрат ZB на виконання та впровадження результатів дослідження, що складає 102998,57 грн.

Розраховують очікуване збільшення прибутку $\Delta\Pi_i$, що його отримає підприємство (організація) від впровадження результатів наукової розробки, для кожного із років, починаючи з першого року впровадження. Збільшення прибутку за кожен рік починаючи з 2 складає $\Delta\Pi_i/n = 1017641,16/4,5 = 226142,48$ грн., за кінець першого $\Delta\Pi_i \cdot 0,5 = 226142,48 \cdot 0,5 = 113071,24$ грн.

Для спрощення подальших розрахунків будують вісь часу, на яку наносять всі платежі (інвестиції та прибутки), що мають місце під час виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів.

Платежі показуються у ті терміни, коли вони здійснюються.

Отже загальні витрати ZB на виконання та впровадження результатів роботи дорівнюють 102998,57 тис. грн. Результати вкладених у наукову розробку інвестицій почнуть виявлятися через чотири місяці і впродовж п'яти років після впровадження.

Розраховуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{абс}$.

Для цього користуються формулою:

$$E_{абс} = (ПП - PV), \quad (6.17)$$

де $ПП$ – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство (організація) від реалізації результатів наукової розробки, грн;

PV – теперішня вартість інвестицій $PV = ZB$, грн.

У свою чергу, приведена вартість всіх чистих прибутків $ПП$ розраховується за формулою:

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^i}, \quad (6.18)$$

де Π_i – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн;

T – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,1;

t – період часу (в роках) від моменту отримання чистого прибутку до точки „0”.

Якщо $E_{abc} \leq 0$, то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження буде збитковим і вкладати кошти в проведення цих досліджень ніхто не буде.

Якщо $E_{abc} > 0$, то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження принесе прибуток, але це також ще не свідчить про те, що інвестор буде зацікавлений у фінансуванні даної роботи.

Розрахуємо абсолютну ефективність інвестицій, вкладених у реалізацію проекту. Довімося, що ставка дисконтування τ дорівнює 0,1.

Отримаємо:

$$ПП = \frac{108000}{(1+0,1)^1} + \frac{213120}{(1+0,1)^2} + \frac{220176}{(1+0,1)^3} + \frac{231602,4}{(1+0,1)^4} + \frac{244742,76}{(1+0,1)^5} = 758980$$

Тоді:

$$E_{abc} = (758980 - 102998,57) = 655981,43 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{abc} > 0$, то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розраховуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_e . Для цього користуються формулою:

$$E_e = r_{ж} \sqrt{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} \quad (6.19)$$

де E_{abc} – абсолютна ефективність вкладених інвестицій, грн;

PV – тепершня вартість інвестицій, $PV = 3B$, грн;

$T_{ж}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

Далі, розрахована величина E_e порівнюється з мінімальною (бар'єрною) ставкою дисконтування τ_{min} , яка визначає ту мінімальну дохідність, нижче за яку інвестиції вкладатися не будуть. У загальному вигляді мінімальна (бар'єрна) ставка дисконтування τ_{min} визначається за формулою:

$$\tau_{min} = d + f \quad (6.20)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2019 році в Україні $d = (0,139...0,194)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05...0,1)$, але може бути і значно більше.

Якщо величина $E_e > \tau_{min}$, то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки. В іншому випадку фінансування наукової розробки здійснюватися не буде.

Спочатку спрогнозуємо величину τ_{min} . Припустимо, що за даних умов $\tau_{min} = 0,15 + 0,05 = 0,2$.

Тоді відносна (щорічна) ефективність вкладених інвестицій в проведення наукових досліджень та впровадження їх результатів складе:

$$E_e = \tau_{жс} \sqrt{1 + \frac{E_{абс}}{PV}} - 1 = \sqrt[5]{1 + \frac{655981,43}{102998,57}} - 1 = 0,49 \quad (6.21)$$

Оскільки $E_e = 49\% > \tau_{\min} = 0,2 = 20\%$, то інвестор може бути зацікавлений у вкладенні грошей в дану наукову розробку.

Розраховуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій. Термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій $T_{ок}$ можна розрахувати за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_B}. \quad (6.22)$$

Якщо $T_{ок} < 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним. В інших випадках потрібні додаткові розрахунки та обґрунтування.

Термін окупності вкладених у реалізацію проекту інвестицій $T_{ок}$ складе:

$$T_{ок} = \frac{1}{0,49} = 2,04 \text{ роки,}$$

що свідчить про можливу доцільність фінансування даної наукової розробки.

7.1 Аналіз умов праці

В цій роботі розглянемо приміщення, де встановлений дослідний зразок на експериментальному стенді.

Це приміщення одноповерхове.

Робочі місця мають розташовуватись так, щоб забезпечити зручні умови праці людей, які працюють в цьому цеху. Проходи повинні бути достатньої ширини, щоб можна пройти, не заважаючи працівникам.

Підлога в приміщенні – бетонна.

Приміщення має чотири вікна орієнтовані на схід, а отже використовується більше природне освітлення, а також загальне (місцеве, штучне освітлення). Для притоку свіжого повітря і відбору пилу використовується штучна вентиляція.

В холодний період року використовується централізована система водяного опалення з радіаторами.

Умови праці визначаються двома основними показниками: характером трудового процесу, пов'язаного з вибором робочого положення тіла, нервово-психічним станом, м'язовим напруженням та виробничою обстановкою. Під виробничою обстановкою розуміють все те, що оточує людину під час праці та впливає на її здоров'я, фізичну і психічну діяльність.

Процес дослідження потребує максимально чистих умов праці.

Важливе значення для характеристики виробничої обстановки має наявність шкідливих та небезпечних виробничих факторів, які розділяються за природою дії на такі групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні.

У цьому приміщенні присутні певні шкідливі фактори, які негативно впливають на роботу персоналу.

До фізичних небезпечних та шкідливих факторів відносяться: рухливі частини виробничого обладнання, машини, вироби та матеріали, які пересуваються; підвищена загазованість повітря; відсутність або недостатність природного освітлення.

Біологічні шкідливі виробничі фактори – це патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси тощо) та продукти їх життя.

Психофізичні шкідливі фактори: фізичні перевантаження; нервово-психологічні перевантаження.

До фізичних перевантажень відноситься динамічність дослідницького процесу. Нервово-психологічний шкідливий виробничий фактор – це монотонність праці.

7.1.3 Електробезпека

Відповідно до ГОСТ 12.1.013-78, це приміщення можна класифікувати як особливо небезпечне. Тому для захисту робітників згідно ГОСТ 2.1.030-81 вибираємо такий спосіб захисту, як захисне заземлення та занулення.

Небезпека використання обладнання полягає в тому що, обертаючі частини, висока температура можуть задати шкоди обслуговуючому персоналу. Отже, обладнання повинно бути справне і періодично перевірятись.

Безпека виробничого обладнання забезпечується правильним вибором принципів дії, кінематичних схем, використанням механізації та автоматизації, застосування спеціальних захисних засобів і дотримання ергономічних вимог.

7.1.4 Виробнича санітарія

Виробнича санітарія визначається як система організаційних, технічних засобів, які запобігають або зменшують дію на робітників шкідливих факторів.

За санітарними нормами [26] на одного працюючого повинно припадати не менше $V=4,5\text{м}^2$ виробничої площі та $V=15\text{м}^3$ об'єму при кількості персоналу до 20 чол.

7.1.5 Мікроклімат

Під метеорологічними умовами виробничого середовища відповідно ГОСТ 12.1.005-88 розуміють поєднання температури, відносної вологості та швидкості руху повітря, інтенсивність теплового випромінювання.

Оптимальні показники мікроклімату поширюються на всю робочу зону, допустимі показники встановлюються диференційовано для постійних робочих місць.

У виробничих приміщеннях роботу, яку виконують працівники, відносять до категорії 11б середньої важкості. До цієї категорії відносять роботи пов'язані з постійною холодою, переміщення дрібних (до 10 кг) виробів та предметів сидячи або стоячи, які потребують певного фізичного напруження.

Оптимальні і допустимі показники температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничого приміщення повинні відповідати значенням, наведеним в табл. 7.1

Таблиця 7.1 – Оптимальні і допустимі показники мікроклімату в робочій зоні

Період року	Категорії праці	Температура				Відносна вологість		Швидкість руху повітря	
		Допустима				Оптимальна	Допустимана більше	Оптимальна не більше	Допустима не більше
		Max		Min					
		Пост	Непо- стійна	Пост	Непо- стійна				
Хол.	11б	18-20	23	24	17	15	40-60	75	0,2-0,3
Тепл.	11б	21-23	27	29	18	17	40-60	При 25С 65	0,3-0,4

Відхилення від зазначених значень призводить до погіршення працездатності людини її самопочуття і тощо. Заходи щодо підтримання допустимих умов праці. В холодну пору року в приміщенні застосовується водяне опалення. Система опалення, вид і параметри теплоносія передбачаються з урахуванням теплової інерції огорожувальних конструкцій і у відповідності з характером та призначенням споруд і будівель за СНП П-33-84.

Вгідно цих вимог вибираємо водяне опалення для лабораторного приміщення, розташування радіаторів приймаємо на стінах під вікнами.

В повітрі робочої зони в результаті технологічних процесів і роботи обладнання виділяються шкідливі речовини. Вміст шкідливих речовин в повітрі робочої зони не повинен перевищувати гранично допустимі норми.

Ефективним засобом нормалізації повітря у виробничому приміщенні є вентиляція. В цьому приміщенні слід застосувати штучну вентиляцію. Повинні застосовуватись кондиціонери – апарати, які автоматично обробляють повітря, що подається в приміщення. Таким чином забезпечуються оптимальні параметри за температурою, відносній вологості і швидкості руху повітря.

Для покращення повітрообміну на робочих місцях необхідно організувати припливну вентиляцію.

Припливна вентиляція організовується поданню повітря з розрахунку $125\text{м}^2/\text{год}$ на 1м^2 робочої зони. Подача повітря здійснюється з швидкістю $2...2,5\text{м}/\text{с}$.

Об'єм повітря, який необхідно подавати, визначаємо за формулою

$$L=L_H \cdot V_k, \text{ м}^3/\text{год},$$

де L_H – нормативна подача повітря на 1м^3 об'єму, $L_H= 125 \text{ м}^3/\text{год}$;
 V_k – об'єм, м^3 , $V_k= a \cdot b \cdot h, \text{ м}^3$,

де a, b, h – розміри робочого місця, відповідно ширина, довжина, висота, м

$$V_k=1,2 \cdot 8 \cdot 1,5=14,4 \text{ м}^3,$$

$$L=125 \cdot 14.4=18000 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Визначимо об'єм повітря, який подається системою загальнообмінної вентиляції, без урахування подачі повітря в робочу зону за формулою

$$L_n=K_{np} \cdot V_n, \text{ м}^3/\text{год.},$$

де K_{np} – коефіцієнт кратності повітрообміну, приймаємо $K_{np}=6$ год; V_n – об'єм приміщення, $V_n=345,6 \text{ м}^3$.

Тоді

$$L_n=6 \cdot 345,6=2073,6 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Загальний об'єм повітря, яке подається в лабораторію

$$L = L_k + L_n, \text{ м}^3/\text{год.},$$

$$L=1800+2073,6=3873,6 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Продуктивність вентилятора визначаємо за формулою

$$L_B = (1,05 \dots 1,1) \cdot L, \text{ м}^3/\text{год.},$$

$$L_B = 1,07 \cdot 3873,6=4145 \text{ м}^3/\text{год}$$

Приймаємо опір в мережі подачі повітря $P_M=35 \text{ кгс/м}^2$

Вибираємо радіальний вентилятор типу Ц4-70№5 з колесом 1,05 $D_{ном}$, який при $L_B=4145 \text{ м}^3/\text{год}$ і $P_M=35 \text{ кгс/м}^2$ має ККД = 0,805, а частота обертання ротора – 930 об/хв.

Вважаємо, що вентилятор приводить в рух електродвигун через клинопасову передачу.

Потужність двигуна, яка ним споживається

$$P_{дв} = L \cdot P_M / (3600 \cdot 102 \cdot \eta_v \cdot \eta_{пер}), \text{ кВт.},$$

де η_v – ККД вентилятора, $\eta_v = 0,805$;

$\eta_{\text{пер}}$ – ККД передачі, $\eta_{\text{пер}}=0,95$,

$$P_{\text{дв}}=4145 \cdot 35 / (3600 \cdot 102 \cdot 0,805 \cdot 0,95) = 0,52 \text{ кВт}$$

Встановлена потужність двигуна з урахуванням коефіцієнта запасу визначається за формулою: $P_{\text{дв.у}} = K_3 \cdot P_{\text{дв}}$,

де K_3 – коефіцієнт запасу для даного типу двигунів, $K_3=1,2$,

$$P_{\text{дв.у}}=1,2 \cdot 0,52=0,62 \text{ кВт}$$

Приймаємо електродвигун асинхронний серії 4А закритого з обдувом 4А90LА, який має потужність $P = 0,75$ кВт при синхронній частоті обертання $n = 750$ об./хв.

У вентиляційну мережу необхідно встановити:

- 1) Фільтр для очистки повітря, що подається в приміщення;
- 2) Калорифер для обігріву цього повітря в холодну пору року.

7.1.6 Виробниче освітлення

В цеху природне освітлення здійснюється боковим світлом через світлові пройми в зовнішніх стінах.

Коефіцієнт природного освітлення [27]

$$e_n^{IV} = e_n^{III} \cdot m \cdot c,$$

де e_n^{IV} – значення коефіцієнта природного освітлення в III поясі світлового клімату;

m – коефіцієнт світлового клімату;

c – коефіцієнт сонячності клімату.

$$e_n^{III} < 2,5\%$$

$m = 0,9$ (IV пояс світлового клімату)

$c = 0,75$ (VI пояс сонячності клімату, 48° пн.ш. при азимуті 90°)

$$e_n^{IV} = 2,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1,7\%$$

Штучне освітлення на ділянці відповідно до СНІП – комбіноване, яке складається з рівномірного загального освітлення та місцевого освітлення робочих місць.

В табл. 7.2 наведені коефіцієнти запасу для штучного і природного освітлення, а в табл. 7.3 – освітлення приміщень від типу лампи.

Таблиця 7.2 – Коефіцієнти запасу для штучного і природного освітлення

Характеристика зорової роботи	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення з фоном	Характеристика фону	Штучне освітлення		Природне освітлення		Суміщене освітлення	
					КПО ешн, %	КПО ешн, %	КПО ешн, %	КПО ешн, %		
Високої точності найменший об'єкт розрізнення 0,15- 0,3	II	B	Середній	Темний	При комбінованому освітленні	При загальному освітленні	При верхньому та бічному освітленні	При бічному освітленні	При верхньому або бічному освітленні	При бічному освітленні
					2000	500	7	2,5	4,2	1,5

Згідно СНІП II-4-79 для розряду зорових робіт IIВ освітленість при комбінованому освітленні повинна бути 2000лк, з цього на частку загального освітлення припадає 10% або 200лк і на частку місцевого – 1800лк.

Показник освітленості при постійному перебуванні людей в приміщенні не повинен перевищувати 20%.

Таблиця 6.3 – Освітлення приміщень від типу лампи

Тип лампи	Освітленість від світла загального освітлення в системі комбінованого, лк	
	Найбільш	Найменш
Люмінісцентна	500	150

7.1.7 Джерела шуму

У відповідності з санітарними нормами допустимих рівнів шуму на робочих місцях СН3223-85 [28] допустимі рівні звукового тиску в активних полосах частот, рівні звуку і еквівалентні рівні звуку у виробничих приміщеннях представлені в табл. 7.4

Таблиця 7.4 – Допустимі рівні звукового тиску

Вид трудової діяльності	Рівні звукового тиску в октавних полосах з середньо-геометричними частотами, Гц							Рівні звуку та валентні рівні звуку дБ(А)	
	31,5	63	125	250	500	1000	2000		8000
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях в виробничому приміщенні та на території підприємства	107	95	91	87	82	75	73	69	80

У приміщенні є багато технічних засобів, які є джерелом шуму. Зокрема, вентиляційне обладнання пристрою кондиціонування повітря також є джерелом шуму у цеху.

Зниження шуму, який створюється на робочому місці внутрішнім джерелом, а також шуму, який проникає ззовні, здійснюється такими методами:

- зменшення шуму в джерелі шуму;
- раціональним плануванням приміщення;
- акустичною обробкою приміщення;
- зменшення шуму на шляху його розповсюдження.

Зниження шуму в джерелі можна забезпечити застосуванням пружних прокладок між основою машини, прибору та опорною поверхнею.

Джерелами вібрацій є механізми, машини, механізований інструмент.

Вібрація відноситься до факторів, які мають велику біологічну активність. Як загальна, так і локальна вібрація несприятливо впливає на організм людини, викликає зміну у функціональному стані вестибулярного апарату, центральної нервової, серцево-судинної систем, погіршує самопочуття та може призвести до розвитку професійних захворювань.

У лабораторному приміщенні діє вібрація типу 3а. Тобто це технологічна вібрація, яка діє на операторів стаціонарних машин та обладнання, або яка передається на робочі місця, які не мають джерел вібрації.

Основні параметри вібрації, такі як середньоквадратичне значення віброприскорення та віброшвидкості, наведені в табл. 7.5

Таблиця 7.5 – Параметри віброприскорення та віброшвидкості

Види вібрацій	Категорія вібрації за санітарними нормами	Напрям дії	Нормативні кореговані за частотою та еквівалентні кореговані значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с ²	дБ	м/с·10 ⁻²	дБ
Загальна	3 ТИП «а»	Z ₀ Y ₀ X ₀	0,1	100	0,2	2

В табл. 7.6 наведені санітарні норми показників вібраційного навантаження на оператора апаратури для визначеної нами категорії вібрації, а саме типу 3а.

Віброізоляції застосовуються для послаблення вібрації від джерела до фундаменту, підлоги, робочого місця. Для цього на шляху розповсюдження вібрації встановлюють віброізолятори.

Таблиця 7.6 – Санітарні норми показників вібраційного навантаження

Середньогомеричні частоти полос, Гц	Нормативні значення по напрямкам Y_0 X_0			
	Віброприскорення		Віброшвидкості	
	м/с ²	дБ	м/с·10 ⁻²	дБ
2,0	0,14	103	1,3	108
4,0	0,1	100	0,45	99
8,0	0,1	101	0,22	93
16,0	0,20	106	0,20	92
31,05	0,40	112	0,20	92
63,0	0,80	118	0,20	92

7.1.5 Заходи пожежної безпека

За вибухопожежонебезпеці приміщення відноситься до категорії В. До цієї категорії відносять виробництва, що пов'язані з використанням горючих речовин та матеріалів.

Пожежі у харчових цехах є особливо небезпечними, так як зв'язані з великими матеріальними втратами.

Ступінь вогнестійкості споруди відповідно до ДБН В.2.2-9-2009 — це споруди з несівними та огорожувальними конструкціями із природних або штучних камінних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням

листових та плитних негорючих матеріалів. В покриттях споруд допускається застосування не захищених сталевих конструкцій.

7.2 Цивільний захист

Дія іонізуючих випромінювань на людей

Організм людини, рослинний і тваринний світ постійно зазнають дії іонізуючого випромінювання, яке складається з природної (космічне випромінювання, випромінювання радіоактивних газів з верхніх шарів земної кори) і штучної (рентгенівські апарати, телевізійні прилади, радіоізотопи, атомоходи, атомні електростанції, ядерні випробування) радіоактивності.

Усі джерела радіоактивного випромінювання становлять так званий природний радіаційний фон, під яким розуміють дозу іонізуючого випромінювання, що складається з космічного випромінювання, випромінювання природних радіонуклідів, які знаходяться у верхніх шарах Землі, приземній атмосфері, продуктах харчування, воді та організмі людини.

Радіоактивні речовини потрапляють у повітря, ґрунти, ріки, озера, моря, океани, а звідти поглинаються рослинами, рибами, тваринами і моллюсками. Через листя і коріння радіоактивні речовини потрапляють у рослини, а потім в організм тварин і з продуктами рослинного та тваринного походження, з водою - в організм людини. При вивченні дії випромінювання на організм людини встановлено такі особливості:

- навіть незначна кількість поглиненої енергії випромінювання спричинює глибокі біологічні зміни в організмі;
- наявність прихованого (інкубаційного) періоду дії іонізуючого випромінювання;
- випромінювання має генетичний ефект;
- органи живого організму мають різну чутливість до випромінювання;

- окремі організми неоднаково реагують на опромінювання;
- опромінювання залежить від частоти, одноразове опромінювання у великій дозі спричинює більш глибокі зміни.

Радіоактивні речовини потрапляють в організм людини при вдиханні зараженого повітря, із зараженою їжею чи водою, крізь шкіру, відкриті рани. Проникненню радіоактивних забруднень крізь шкіру і рани можна запобігти, дотримуючись певних заходів захисту.

Основним джерелом опромінювання людини є радіоактивні речовини, які потрапляють з їжею. Ступінь небезпеки забруднення радіонуклідами залежить від частоти вживання забруднених радіоактивними речовинами продуктів, а також від швидкості виведення їх з організму. Якщо радіонукліди, які потрапили в організм, однотипні з елементами, що споживає людина з їжею (натрій, калій, хлор, кальцій, залізо, марганець, йод та ін.), то вони швидко виводяться з організму разом з ними

Розрахунок режимів радіаційного захисту

Під режимом роботи на виробництві в умовах радіоактивного забруднення розуміють порядок і умови роботи, переміщення і відпочинку персоналу з використанням засобів захисту, що зменшує ураження людей і скорочує вимушену зупинку виробництва.

Визначимо можливу дозу опромінення працівників в заданих умовах радіаційного забруднення, які будуть працювати у звичайному режимі (2 зміни по 12 год.)

$$D_m = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})}{K_{\text{noc}}} = \frac{1,33 \cdot 1,7 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - 1)}{12} = 1,1 \text{ (МР)},$$

де $t_n=1$ год. – час початку роботи після радіоактивного забруднення;

$t_k=1+12=13$ год. – час завершення роботи першої робочої зміни після радіоактивного забруднення;

$p_{1,max}=1,7$ мР/год. – рівень радіації через одну годину після радіоактивного забруднення;

$K_{noc}=12$ – коефіцієнт послаблення радіації виробничим приміщенням.

Визначимо граничне значення рівня радіації, при якому можлива робота в звичайному режимі

$$p_{zp} = \frac{D_{дон} \cdot K_{noc}}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})} = \frac{0,75 \cdot 12}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - \sqrt[4]{1^3})} = 1,15 \text{ (мР/год)}.$$

Оскільки можлива доза опромінення $D_M > D_{доп}(1,1 > 0,75)$ та рівень радіоактивного забруднення $p_{1,max} > p_{гр}(1,7 > 1,15)$ перевищують допустимі норми, робота на об'єкті в цілому в режимі 2 зміни по 12 год. неможлива. Для продовження виробничої діяльності об'єкта необхідно введення в дію режимів радіаційного захисту.

Визначаємо час початку роботи першої зміни, для цього знаходимо коефіцієнт α :

$$\alpha = \frac{D_{дон} \cdot K_{noc}}{1,33 \cdot p_{1,max}} = \frac{0,75 \cdot 12}{1,33 \cdot 1,7} = 4.$$

Згідно довідникових даних час початку роботи першої скороченої зміни $t_{п1}=1$ год.

Для кожної зміни визначимо час початку робочої зміни ($t_{п}$), час кінця робочої зміни ($t_{к}$), тривалість роботи зміни ($t_{р}$) та можливу дозу опромінення (D_M).

Для 1-ї скороченої зміни: $t_{п1} = 1$ год,

Час закінчення роботи зміни

$$t_{к1} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{noc} + 1,33 \cdot p_{1,max} \cdot \sqrt[4]{t_{п1}^3}}{1,33 \cdot p_{1,max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 1,7 \cdot \sqrt[4]{1^3}}{1,33 \cdot 1,7} \right)^{\frac{4}{3}} = 8,46 \approx 8 \text{ (год)}.$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{р1} = t_{к1} - t_{п1} = 8 - 1 = 7 \text{ (год)}.$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m1} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k1}^3} - \sqrt[4]{t_{n1}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,7 \cdot (\sqrt[4]{8^3} - \sqrt[4]{1^3})}{12} = 0,75 (\text{мР}).$$

Для 2-ї зміни: $t_{п2} = t_{п1} + t_{р1} = 1 + 7 = 8$ (год).

Час закінчення роботи зміни

$$t_{k2} = \left(\frac{D_{\text{доп}} \cdot K_{\text{носл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{n2}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 1,7 \cdot \sqrt[4]{8^3}}{1,33 \cdot 1,7} \right)^{\frac{4}{3}} = 17,86 \approx 17,5 (\text{год}).$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{р2} = t_{k2} - t_{п2} = 17,5 - 8 = 9,5 (\text{год}).$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m2} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k2}^3} - \sqrt[4]{t_{n2}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,7 \cdot (\sqrt[4]{17,5^3} - \sqrt[4]{8^3})}{12} = 0,74 (\text{мР}).$$

Для 3-ї зміни: $t_{п3} = t_{п2} + t_{р2} = 8 + 9,5 = 17,5$ (год).

Час закінчення роботи зміни

$$t_{k3} = \left(\frac{D_{\text{доп}} \cdot K_{\text{носл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{n3}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 1,7 \cdot \sqrt[4]{17,5^3}}{1,33 \cdot 1,7} \right)^{\frac{4}{3}} = 28,86 \approx 28,5 (\text{год}).$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{р3} = t_{k3} - t_{п3} = 28,5 - 17,5 = 11 (\text{год}).$$

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{m3} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k3}^3} - \sqrt[4]{t_{n3}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,7 \cdot (\sqrt[4]{28,5^3} - \sqrt[4]{17,5^3})}{12} = 0,745 (\text{мР}).$$

Для 4-ї зміни: $t_{п4} = t_{п3} + t_{р3} = 17,5 + 11 = 28,5$ (год).

Час закінчення роботи зміни

$$t_{k4} = \left(\frac{D_{\text{доп}} \cdot K_{\text{носл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{n4}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 1,7 \cdot \sqrt[4]{28,5^3}}{1,33 \cdot 1,7} \right)^{\frac{4}{3}} = 41 (\text{год}).$$

Тривалість роботи зміни

$$t_{р4} = t_{k4} - t_{п4} = 41 - 28,5 = 12,5 (\text{год}).$$

Приймаємо $t_{p4}=12$, тоді $t_{к4}=28,5+12=40,5$ (год).

Можлива доза опромінення зміни

$$D_{м4} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{к4}^3} - \sqrt[4]{t_{п4}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 1,7 \cdot (\sqrt[4]{40,5^3} - \sqrt[4]{28,5^3})}{12} = 0,69 \text{ (мР)}.$$

Згідно проведеного розрахунку роботу в дві зміни на підприємстві можна буде розпочинати через 28,5 год. після радіоактивного забруднення.

Покращити захист працівників в умовах роботи в режимі радіаційного захисту можна за допомогою таких заходів:

- евакуація незайнятих на виробництві працівників;
- розміщення зміни, яка знаходиться на відпочинку в захисній споруді;
- забезпечення працівників засобами індивідуального захисту;
- систематичне проведення прибирання у виробничих приміщеннях;
- герметизація виробничого приміщення та встановлення протипилових фільтрів у вентиляційну систему;
- проведення йодної профілактики персоналу;
- максимальне обмеження пересування працівників по відкритій місцевості.

ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано відомі підходи до побудови вмонтованих приводів для транспортувальних машин і пристроїв керування, визначені області застосування вмонтованих гідравлічних приводів, чутливих до зміни навантаження, в залежності від умов експлуатації та режимів роботи. Встановлено, що для розширення функціональних можливостей приводного пристрою стрічкового конвеєра, який працює в умовах обмеженої монтажної зони під привод та змінного навантаження, перспективним є вмонтований гідравлічний привід з двома гідромоторами і системою керування, виконаною на основі запірно-розподільчого елемента, фрикційної муфти.

2. Сформульовані та обґрунтовані технічні і технологічні вимоги до вмонтованих гідравлічних приводів транспортувальних машин, які працюють із змінними режимами навантаження на робочому органі.

3. Для забезпечення стабілізації швидкості руху стрічки конвеєра пристрій керування повинен за одночасного вмикання другого гідромотора вмикати додатковий гідронасос для компенсації зменшення витрат рідини в гідросистемі.

4. В розробленій конструкції гідравлічного вмонтованого приводу задача збільшення потоку робочої рідини за вмикання паралельно встановленого додаткового гідромотора вирішується шляхом улаштування в корпусі клапана розподільника кінцевого вимикача важільного типу, який спрацьовує при переміщенні золотника цього пристрою.

5. На основі розробленої циклограми роботи приводного пристрою побудовано уточнену математичну модель динамічних процесів у вмонтованому гідравлічному приводі з системою керування вмикання додаткового гідромотора та гідронасоса.

6. Проведено проектні розрахунки та розрахунки на міцність елементів гідравлічного приводу, які дозволили виконати проектування приводу стрічкового конвеєра, що працює із змінним навантаженням.

7. Проведено економічні розрахунки які підтвердили доцільність впровадження розробленого приводу у виробництво.

8. Розроблено заходи для забезпечення охорони праці та безпеки життєдіяльності і цивільного захисту на робочому місці.

ВНТУ Галузеве машинобудування

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Панкратов С. А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ / С. А. Панкратов. – М.: Машиностроение, – 1967. – 448 с.
2. Пат. 22801 України, МПК⁸ В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Обертюх Р.Р., Адлер О. О.; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200613735 ; заявл. 25.12.06; опубл. 25.04.2007, Бюл. № 5.
3. Пат. 36107 України, МПК⁸ В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Харченко Є. В., Адлер О. О., Мамчур А. С. заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет – № u 200806894; заявл. 19.05.2008; опубл. 10.10.2008, Бюл. №19
4. Поліщук Л. К. Вмонтований гідравлічний привод приймального конвеєра буртоукладника [Текст] / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, О. О. Коваль // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 156 "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Харків, – 2015. – С. 375–384.
5. Пат. 68816 України, МПК⁸ В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Обертюх Р. Р., Харченко Є. В., Адлер О. О., Кислиця Д. В. заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет – № u 201111872; заявл. 10.10.2011; опубл. 10.04.2012, Бюл. №7
6. Іскович-Лотоцький Р.Д. Експериментальні дослідження режимів роботи вібромашини із клапанним генератором імпульсів тиску / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук // Промислова гідравліка і пневматика, – 2005. –№1(7). – С. 83 – 88.
7. Обертюх Р. Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессовани металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно винтовом движении вибростола: автореф. дис.

кандидата техн. наук: 05.03.05. / Р. Р. Обертюх – М., – 1986. – 313 с.

8. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин: монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук. – Вінниця, – 2008. – 171 с.

9. Поліщук Л. К. Динаміка пристрою керування гідроприводу чутливого до навантаження / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Машинознавство. – 2007. – № 6 (120). – С. 33–37.

10. Немировский И. А. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / И. А. Немировский В. Ф. Маркин, Л. П. Серeda и др. – К.: Техника, – 1979. – 139 с.

11. Polishchuk L. Mathematical modeling of dynamic processes of control device of hydraulic drive of belt conveyor with variable load / L. Polishchuk, O. Koval – Tehnomus. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, – 2015 – №1. – P. 141–147.

12. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин: монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук. – Вінниця, – 2008. – 171 с.

13. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / В. Г. Дмитриев, Л. Г. Шахмейстер. – М.: Машиностроение, – 1978. – 392 с.

14. Пертен Ю. А. Конвейеры : справочник / под ред. Ю. А. Пертена. – Л.: Машиностроение, – 1984. – 367 с.

15. Поліщук Л. К. Системне проектування гідравлічних мотор-барabanів транспортних пристроїв / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк. – Випуск (серпень 2006) – С. 292 – 302.

16. Спиваковский А. О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М.: Наука, – 1977. – 154 с.

17. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, – 1976. – 152 с.

18. Биличенко Н. Я. Эксплуатационные режимы ленточных конвейеров / Н. Я. Биличенко, Е. М. Высочин, Е. Х. Завгородний. – К.: Гостехиздат, – 1964. – 134 с.

19. Запенин И. В. Моделирование переходных процессов ленточных конвейеров / И. В. Запенин, В. Е. Бельфор, Ю. А. Селищев. – М.: Недра, – 1969. – 56 с.

20. Лескевич П. А. О пробуксовке при пуске ленточных конвейеров / П. А. Лескевич // Вопросы рудного транспорта, – 1985. – № 9. – С. 48 – 54.

21. Гладких М. А. Исследования пусковых процессов в мощных ленточных конвейерах со сложным профилем для горной промышленности и установления параметров переходных кривых трассы : автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук / М. А. Гладких. – М.: МГИ, – 1976. – 16 с.

22. Поліщук Л. К. Динамічна навантаженість механічної системи стрічкового конвеєра із вбудованим приводом : автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук : спец. 01.02.06 «Динаміка, міцність машин, приладів і апаратури» / Л. К. Поліщук. – Львів, – 1994. – 19 с.

23. Адлер О. О. Вмонтований гідравлічний привод конвеєра, чутливий до навантаження : автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук : спец. 05.02.02 «Машинознавство» / О. О. Адлер. – Вінниця, – 2009. – 20 с.

24. Кузнецов Б. А. Динамика пуска длинных ленточных конвейеров / Б. А. Кузнецов // Кн.: Транспорт шахт и карьеров. – М.: Недра, – 1971. – С. 27 – 41.

25. Заболотный Ю. В. Исследование режимов пуска мощных ленточных конвейеров : автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук / Ю. В. Заболотный, Днепропетровск, – 1972. – 21 с.

26. Солод Г. Н. Электронное моделирование нестационарных процессов в электромеханической системе ленточных конвейеров при контактном пуске / Г.

Н. Солод, И. В. Запенин // Сб. науч. трудов: Горнорудные машины и автоматика. – 1967. – № 3. – С. 243-269.

27. Дмитриева В. В. Моделирование пуско-тормозных режимов ленточного конвейера / В. В. Дмитриева // Горные науки и технологии. – М., – 2014. – №3. – С. 50 – 56.

28. Поліщук Л. К. Синтез системи пуску гідравлічного привода стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук., А. О. Малярчук, Р. П. Коцюбівський // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, – 2010. – №4(30), – С. 81 – 83.

29. Поліщук Л. К. Вмонтований гідравлічний привод конвеєра з пусковим пристроєм / Л. К. Поліщук, А. О. Малярчук, Р. П. Коцюбівський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – №1(35) – С. 70 – 72

30. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода: справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колисниченко. – К.: Техніка, –1977. – 320 с.

31. Поліщук Л. К. Вибір керуючого пристрою для вмонтованого гідравлічного приводу із змінним навантаженням /Л. К. Поліщук, В. П. Пурдик, Р. Р. Обертюх, О. О. Адлер // Збірник праць XIII міжнародної науково-технічної конференції в м.Севастополі 17-22 вересня 2007 р. В 5-х томах. – Донецьк: ДонНТУ, – 2007. – Т.3. – С. 191–194.

ВНТУ Галузеве машинобудування

ДОДАТКИ

Додаток А
(Обов'язковий)

Вінницький національний технічний університет

Затверджую
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., доц. Поліщук Л. К.
«__» _____ 2019р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на магістерську кваліфікаційну роботу
Стабілізація швидкості стрічки конвеєра при зміні навантаження
08-27.МКР.002.00.000 ПЗ

Керівник роботи:
д.т.н., завідувач кафедри ГМ
Поліщук Л.К.
Розробив: ст. гр. 1ГМ-18м
Бондар А.Л.

м. Вінниця 2019 р.

1. Найменування і область застосування

Результати досліджень дозволяють підвищення економічності та надійності роботи приводу стрічкового конвеєра технологічного комплексу за умови зміни навантаження на транспортувальній ланці.

2. Підстави для розробки

Індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу, затверджене наказом по ВНТУ № 254 від «02» жовтня 2019 р.

3. Мета та призначення розробки

Метою роботи є підвищення економічності та надійності роботи приводу стрічкового конвеєра технологічного комплексу за умови зміни навантаження на транспортувальній ланці шляхом застосування системи керування вмиканням додаткового гідромотора та гідронасоса.

4. Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення науково-технічних матеріалів відомих конструкцій.

1. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / В. Г. Дмитриев, Л. Г. Шахмейстер. – М.: Машиностроение, – 1978. – 392 с.

2. Пертен Ю. А. Конвейеры : справочник / под ред. Ю. А. Пертена. – Л.: Машиностроение, – 1984. – 367 с.

3. Поліщук Л. К. Системне проектування гідравлічних мотор-барabanів транспортних пристроїв / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк. – Випуск (серпень 2006) – С. 292 – 302.

4. Спиваковский А. О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М.: Наука, – 1977. – 154 с.

5. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, – 1976. – 152 с.

6. Биличенко Н. Я. Эксплуатационные режимы ленточных конвейеров / Н. Я. Биличенко, Е. М. Высочин, Е. Х. Завгородний. – К.: Гостехиздат, – 1964. – 134 с.

7. Запенин И. В. Моделирование переходных процессов ленточных конвейеров / И. В. Запенин, В. Е. Бельфор, Ю. А. Селищев. – М.: Недра, – 1969. – 56 с.

8. Лескевич П. А. О пробуксовке при пуске ленточных конвейеров / П. А. Лескевич // Вопросы рудного транспорта, – 1985. – № 9. – С. 48 – 54.

9. Гладких М. А. Исследования пусковых процессов в мощных ленточных конвейерах со сложным профилем для горной промышленности и установления параметров переходных кривых трассы : автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук / М. А. Гладких. – М.: МГИ, – 1976. – 16 с.

10. Поліщук Л. К. Динамічна навантаженість механічної системи стрічкового конвеєра із вбудованим приводом : автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук : спец. 01.02.06 «Динаміка, міцність машин, приладів і апаратури» / Л. К. Поліщук. – Львів, – 1994. – 19 с.

11. Адлер О. О. Вмонтований гідравлічний привод конвеєра, чутливий до навантаження : автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук : спец. 05.02.02 «Машинознавство» / О. О. Адлер. – Вінниця, – 2009. – 20 с.

12. Кузнецов Б. А. Динамика пуска длинных ленточных конвейеров / Б. А. Кузнецов // Кн.: Транспорт

5. Технічні вимоги до конструкції приводу

5.1 Вимоги до конструкції та експлуатації розробки:

5.1.1. Частота обертання барабана – 30 хв⁻¹;

5.1.2. Крутний момент на барабані – 4946 Нм;

5.1.3. Тип двигуна – гідравлічний;

5.1.4. Потужність – 18 кВт;

5.1.5. Передаточне число передавального механізму 42.

5.2 Показники призначення для приводу конвеєра стріли мобільного комплексу:

– найбільший габарит, мм – 2240×400;

5.3 Вимоги до надійності:

– довговічність – 10000 год;

– безвідмовність роботи – не нижче 0,95;

– ремонтпридатність – компоновка приводу повинна задовільняти вимозі мінімальної трудомісткості і вартості ремонту, а деталі цих вузлів, що мають найменшу ймовірність безвідмовної роботи, повинні бути легко доступними для демонтажу та монтажу;

– збереженість – конструкція приводу повинна зберігати працездатний стан після транспортування та установленого терміну зберігання на складі.

5.5 Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

– При розробці гідропривода завантажувального конвеєра рухомого комплексу необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Економічні показники.

Нова розробка повинна бути високоефективною і забезпечувати економію як за питомими капітальними вкладеннями у розмірі не більше 103000 грн., так і за питомими експлуатаційними витратами.

7. Стадії і етапи розробки проекту

1.	Техніко-економічне обґрунтування вибору теми магістерської роботи	15.10.2019
2.	Аналіз відомих технічних рішень	25.10.2019
3.	Розробка конструкції пристрою керування системою стабілізації швидкості руху стрічки для вмонтованого гідроприводу	10.11.2019
4.	Математична модель системи керування для стабілізації швидкості руху стрічки конвеєра при зміні навантаження	20.11.2019
5.	Розахунково-конструкторський розділ	30.11.2019

6.	Економічна частина та охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	3.11.2019
7.	Попередній захист.	09.12.2019

Порядок контролю та прийому магістерської кваліфікаційної роботи визначається графіком консультацій, попереднього захисту роботи, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК. Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

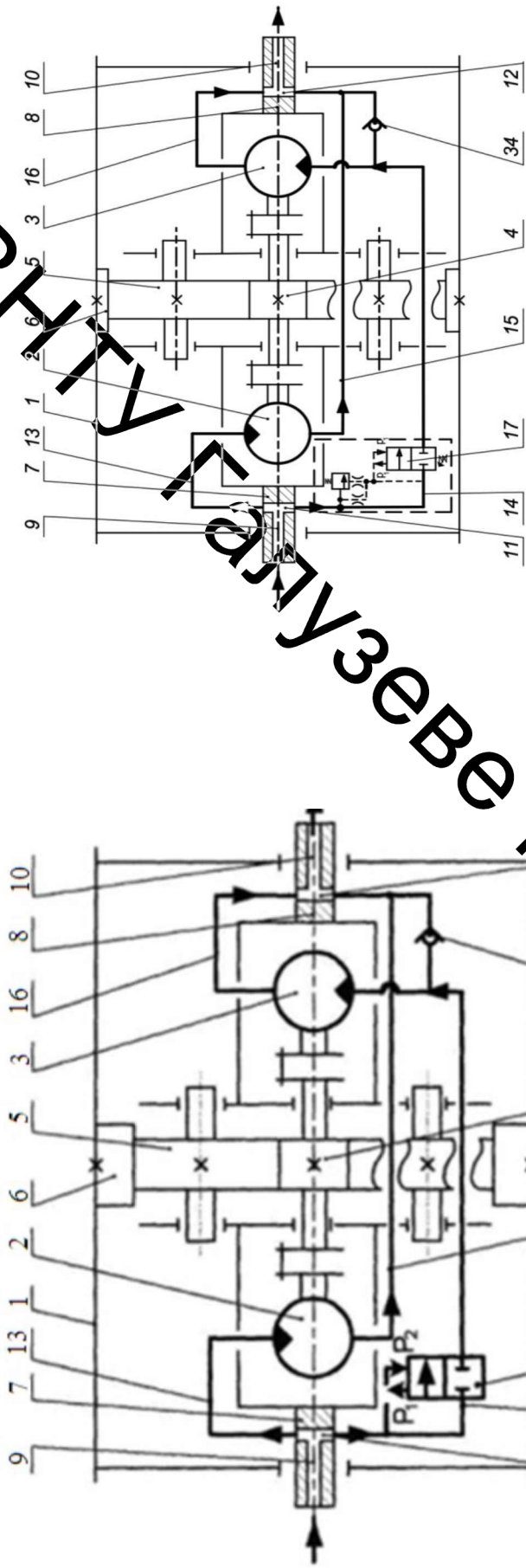
ВНТУ І. Галузеве машинобудування

ДОДАТОК Б

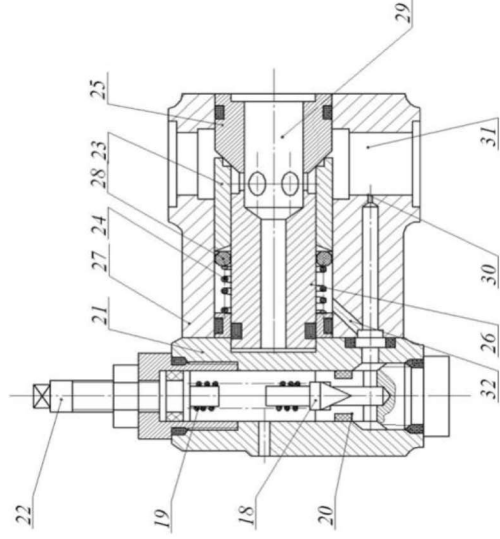
ВНТУ Галузеве машинобудування

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

Аналіз існуючих конструкцій



а



б

а – конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана; б – конструктивна схема пристрою керування

Рисунок 1 – конструктивна схема гідравлічного

вмонтованого приводу 3 пристроєм керування на основі клапана прямої дії

Рисунок 2 – Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра чутливого до зміни навантаження

Аналіз існуючих конструкцій (продовження) ІНЖЕНЕРСТВО ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



Рисунок 3 – Привід з пристроєм керування на основі двокаскадного клапана непрямого дії

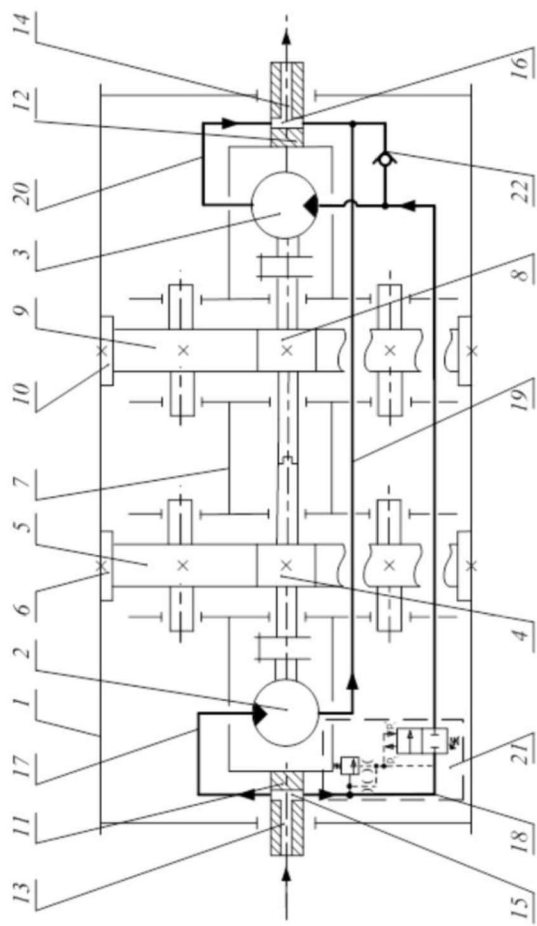


Рисунок 4 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана приймального конвеєра

Аналіз існуючих конструкцій (продовження)

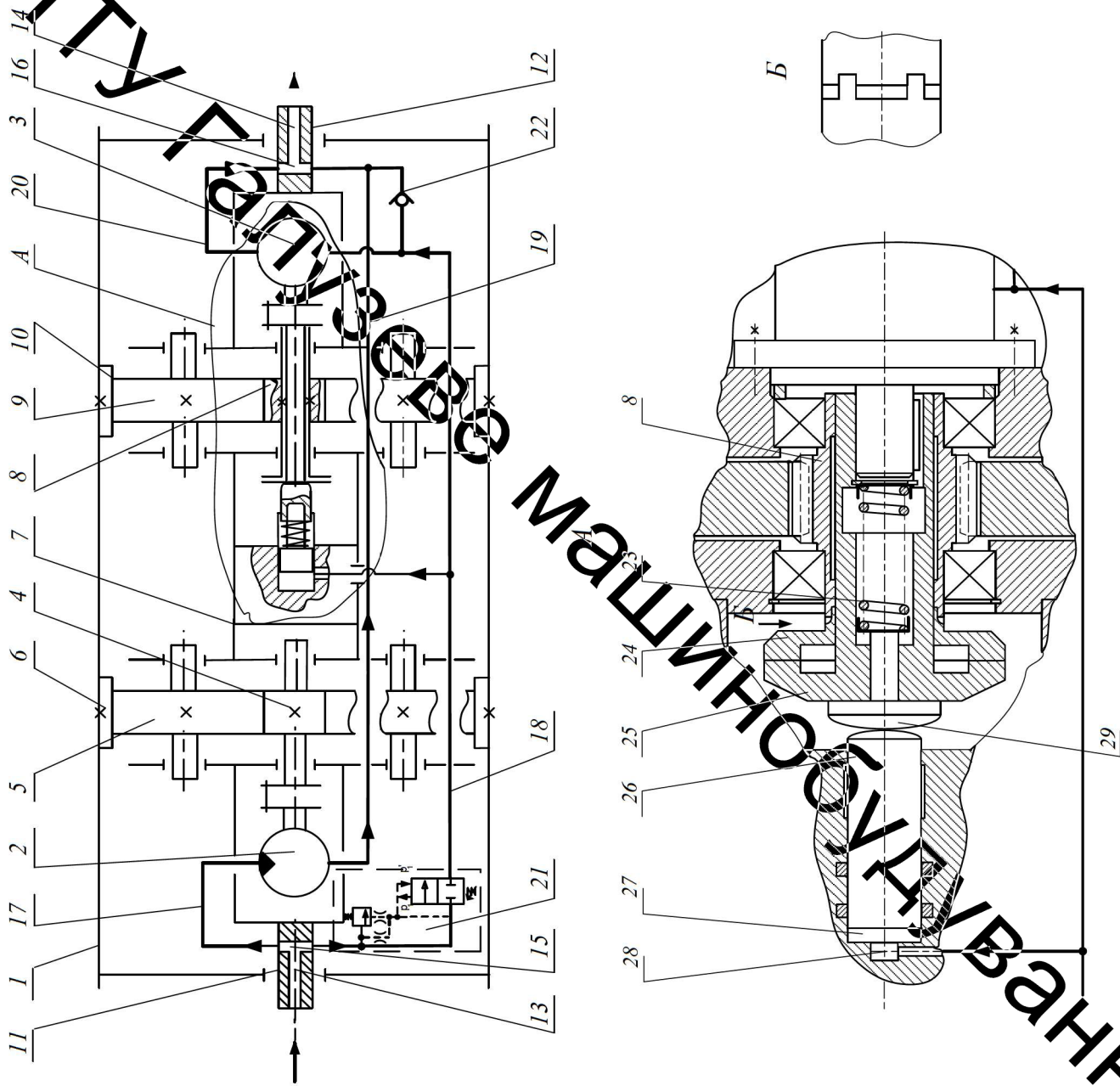


Рисунок 5 - Конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана

Розрахункова схема пристрою керування гідروприводу з важільним кінцевим вимикачем типу геркон

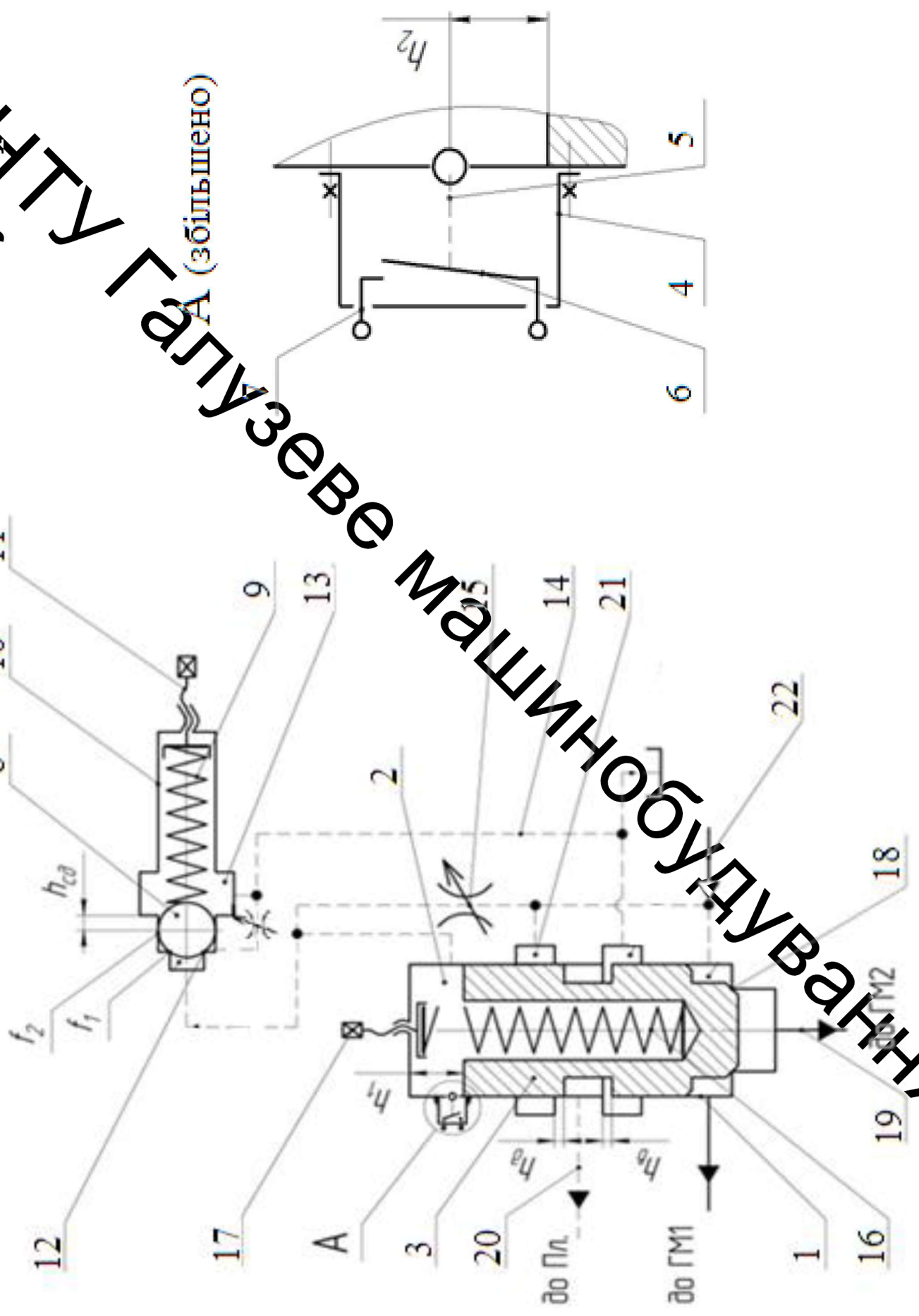
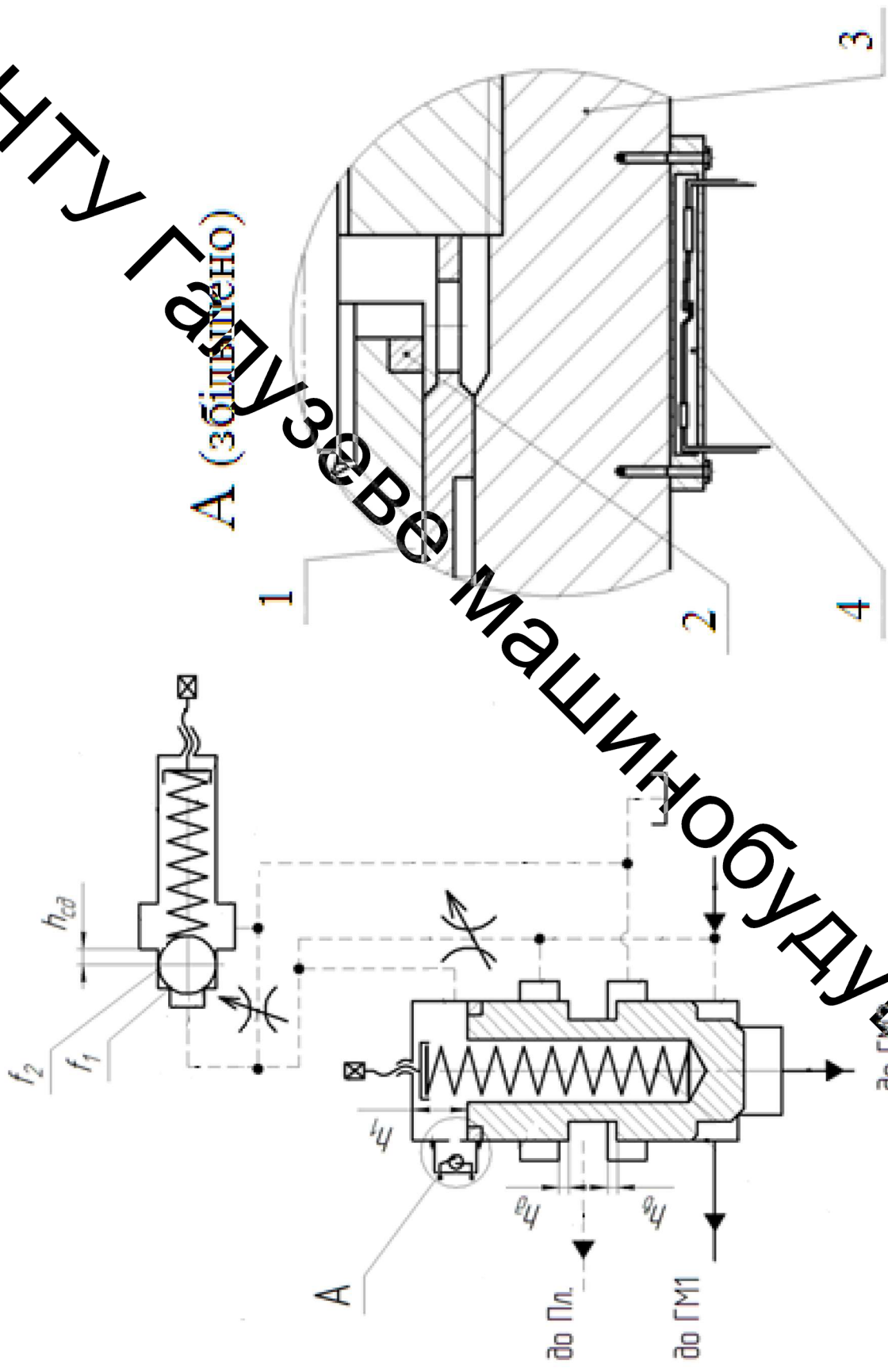


Рисунок 6 – Пристрій керування гідроприводу з важільним кінцевим вимикачем

Розрахункова схема пристрою керування гідروприводу з важільним кінцевим вимикачем типу геркон (продовження)



б

Рисунок 7- Пристрій керування з кінцевим вимикачем типу геркон

Математичне моделювання

Жорсткість пружних елементів визначаємо через величину усереднених площ f_0 їх поперечних перерізів:

$$f_0 = \sum_{i=1}^n (f_i \cdot l_i) / \sum_{i=1}^n l_i, \quad (1)$$

Рівняння рівноваги моментів на валах гідромоторів: коли працює один гідромотор ГМ1 ($y = 0$)

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot P_n - \beta_m \frac{d\phi}{dt}; \quad (2)$$

коли працює два гідромотори ГМ1 та ГМ2 ($y > 0$; $F_a > F_r$) –

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot P_n + q_{m2} \cdot P_n - \beta_m \frac{d\phi}{dt}. \quad (3)$$

Відкриття запірною елемента 1 відбувається за умови підвищення тиску в гідроприводі до величини

$$p_1 \geq \frac{k_1 x}{f_1}. \quad (4)$$

Рівняння руху кулькового запірного елемента після відкриття сенсора за умови, що тиск в зливній порожнині $p_0 \approx 0$, має вигляд:

$$f_2 p_1 = m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + k_1 (x_0 + x) + b_1 \frac{dx}{dt} + F_{g1}, \quad (5)$$

$$F_{g1} = F'_{g1} - F''_{g2} = \rho Q v_w \cdot \cos \beta_0 - \rho Q v_c = \rho Q (v_w \cdot \cos \beta_0 - v_c). \quad (6)$$

При $0 \leq x \leq h_c$, $h_c = h_{cd} + h_{cb}$ витрати потоку через сенсор

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1| / \rho \cdot \text{sgn}(p_1)}. \quad (7)$$

Рівняння руху запірно-розподільного елемента 3 для переміщення $0 \leq y \leq h_b$, має вигляд:

$$p_n f_3 = p_1 f_4 + k_2 y_0, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (8)$$

$$p_n f_3 = m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + k_2 (y_0 + y) + b_2 \frac{dy}{dt} + p_1 f_4 + F_{g2}, \quad \text{якщо } y > 0, \quad (9)$$

$$F_{g2} = \Psi_g p_n f_3. \quad (10)$$

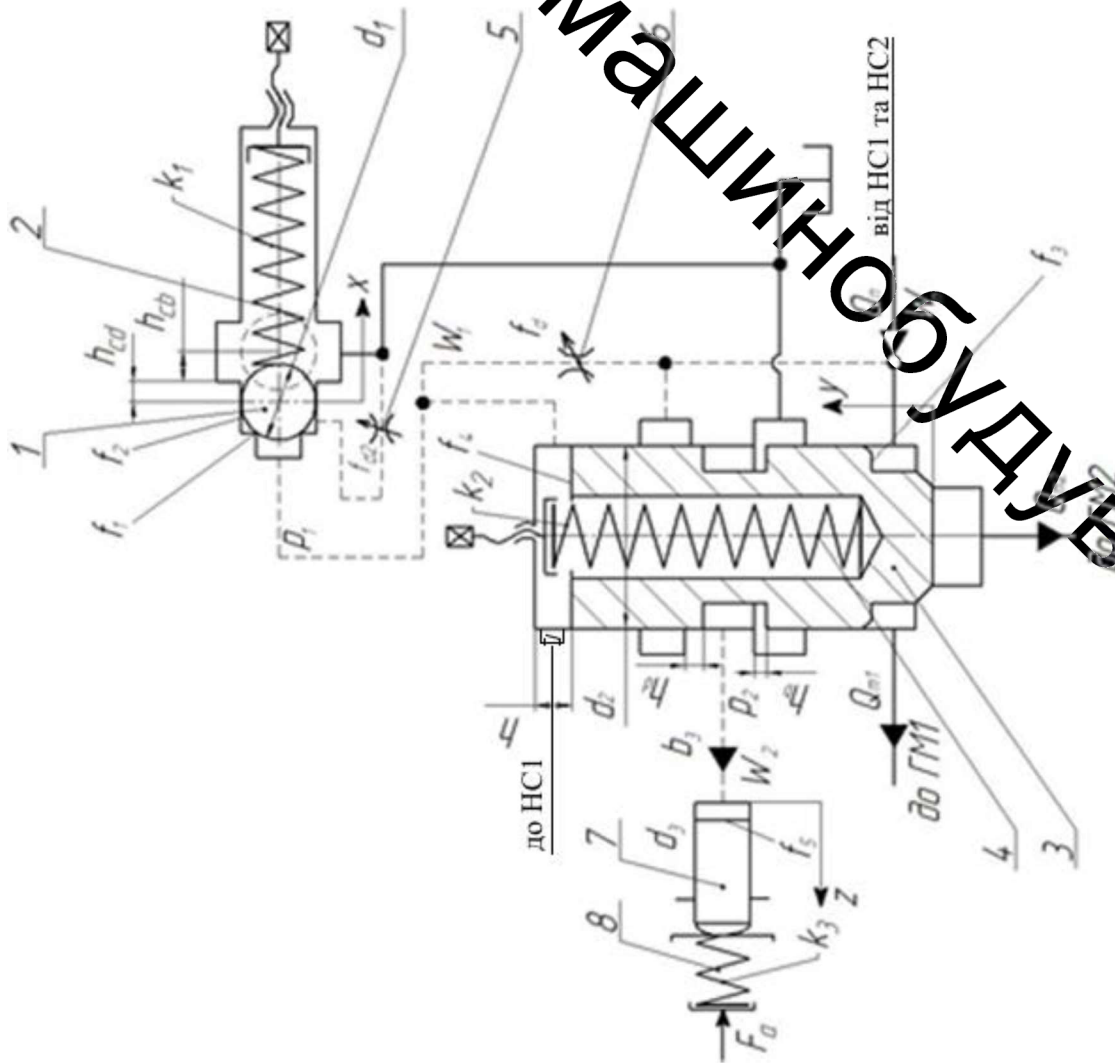


Рисунок 8 – Гідравлічна схема пристрою керування гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням

Математичне моделювання (продовження)

Рівняння балансу витрат робочої рідини в напірній гідролінії:

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (11)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } 0 < y < h_d; \quad (12)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + Q_k + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y \geq h_d; \quad (13)$$

тобто, має місце відкриття порожнини плунжера 7, де

$$Q_{fd} = \mu \cdot f_d \sqrt{2|p_n - p_1| / \rho \cdot \text{sgn}(p_n - p_1)}; \quad (14)$$

$$Q_k = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y - (h_b + h_d)) \sqrt{2|p_n - p_2| / \rho \cdot \text{sgn}(p_n - p_2)}. \quad (15)$$

Витрати робочої рідини після дроселя 6 Q_{fd} та запірно-розподільного елемента 3 в порожнині плунжера 7 Q_k :

$$Q_{fd} = Q + \beta W_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (16)$$

$$f_5 \frac{dz}{dt} + \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (h_b - y) \sqrt{2p_2 / \rho \cdot \text{sgn}(p_2)} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad (17)$$

якщо $y = 0 \dots h_b$ – відбувається злив робочої рідини з порожнини плунжера 7;

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad \text{якщо } y = h_b \dots h_d; \quad (18)$$

$$Q_k = f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt}, \quad (19)$$

якщо $y = h_d \dots h$ – відбувається навантаження робочої рідини в порожнину плунжера 7.

Рівняння руху натискного плунжера 7 фрикційної напівмуфти:

$$P_2 f_5 = m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} + k_3(z_0 + z) + b_3 \frac{dz}{dt} + F_a. \quad (20)$$

Сила F_a починає діяти у момент входження в контакт натискного плунжера з муфтою.

Закриття кулькового запірного елемента відбувається за умови зниження тиску до величини

$$p_1' \leq p_1 \frac{f_1}{f_2} + \frac{k_p x}{f_2}. \quad (21)$$

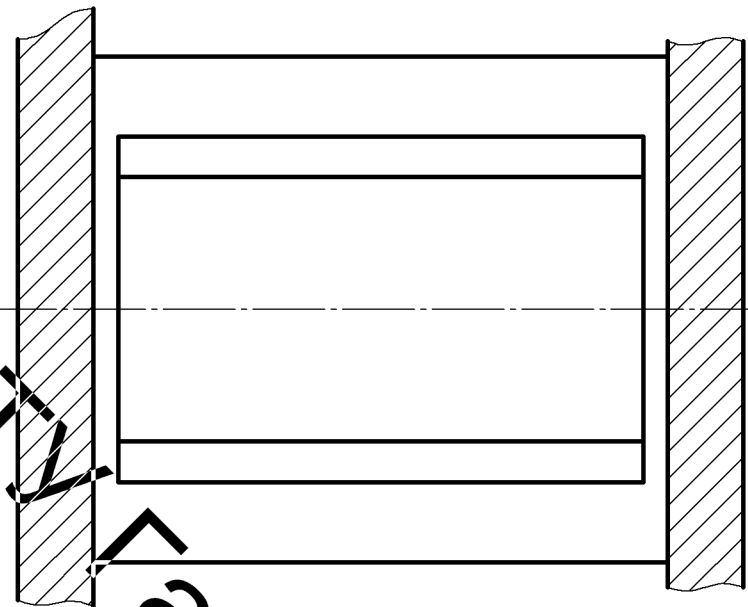
В рівняннях (1-21) використані такі позначення: M – крутний момент на валах гідромоторів; M_B – момент тертя в гідромоторах; P_n – тиск в гідросистемі за номінального навантаження на робочій ланці; P_1 – тиск «відкриття» кулькового запірного елемента, що відповідає розрахунковому максимальному навантаженню на робочій ланці; P_1' – тиск «закриття» кулькового запірного елемента; P_2 – тиск в порожнині плунжера натискного механізму; x, y, z – координати переміщення відповідних мас; x_0, y_0, z_0 – початкові деформації пружин стиску; β_m – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі; q_{m1}, q_{m2} – характерний об'єм гідромоторів; β – коефіцієнт подаєливості з урахуванням стисливості робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; ρ – густина робочої рідини; $S = f_1/f_2$ – відношення площі контакту запірного елемента з сідлом клапана до площі циліндричної частини клапана; f_3, f_4, f_5 – площі поверхонь торців запірно-розподільного елемента 3 та плунжера 7, відповідно; h_c, h, h_m – відповідно, хід кулькового запірного 1, запірно-розподільного 3 елементів та півмуфти ФМ; W_n, W_1, W_2 – об'єм напірної гідролінії, порожнини сенсора 1 та порожнини плунжера 7, відповідно; d_1, d_2, d_3 – діаметр запірного елемента 1, запірно-розподільного елемента 3 та плунжера 7, відповідно; b_1, b_2, b_3 – коефіцієнт в'язкого демпфування; β_0 – кут нахилу струменя робочої рідини; v_w, v_c – швидкість руху рідини в щілині та сідлі, відповідно; ψ_g – коефіцієнт сили; Q_{fd}, Q_k – витрати рідини за дроселем 5, в порожнині плунжера 7, відповідно; F_{g1}, F_{g2} – гідродинамічні сили, що діють на кульковий запірний 1 та запірно-розподільного 3 елементи; F_a – реакція зчеплення півмуфти.

ДОДАТОК В

ВНТУ Галузеве машинобудування

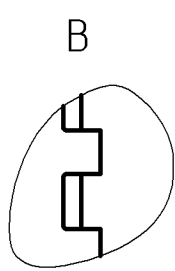
ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

Б



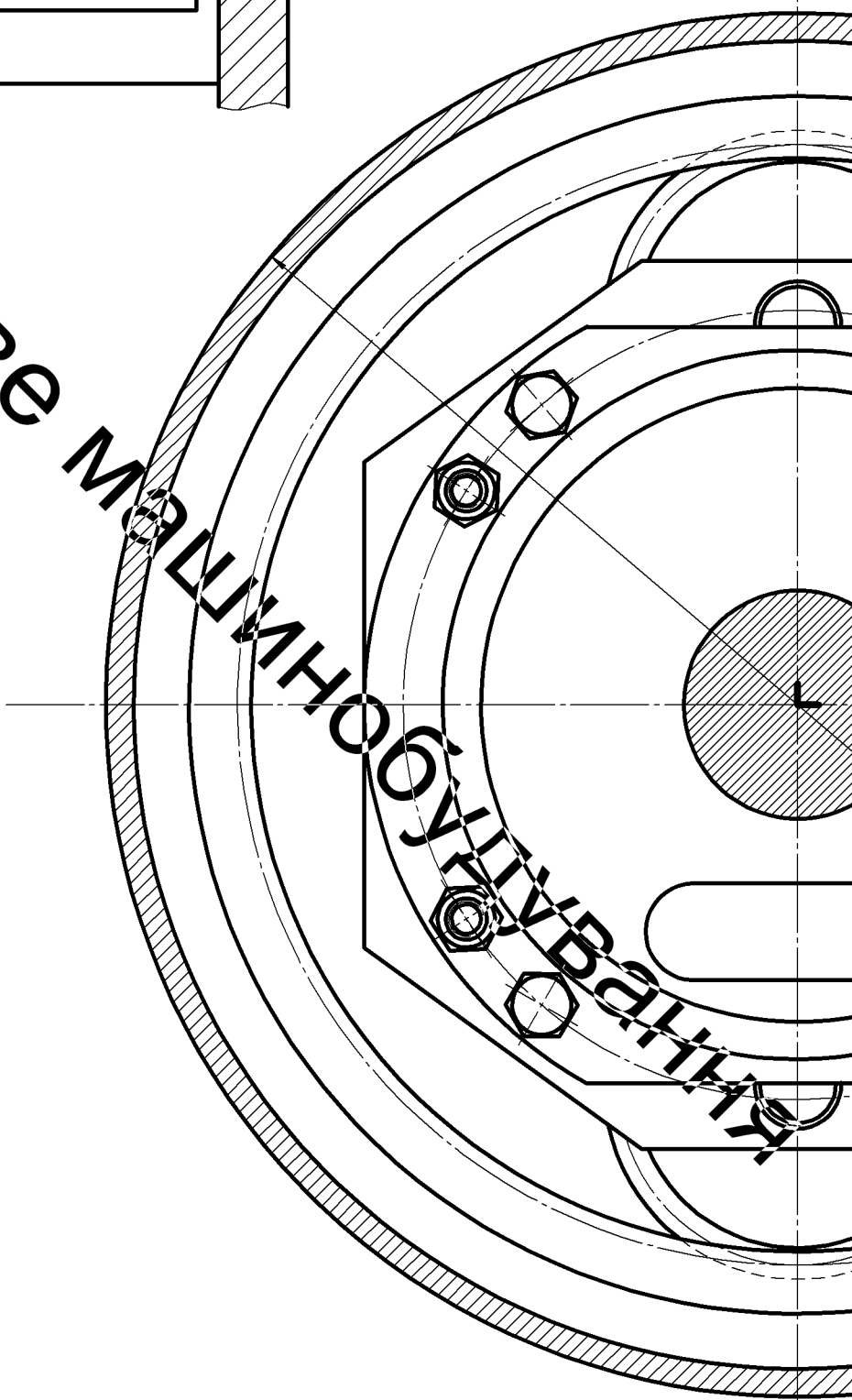
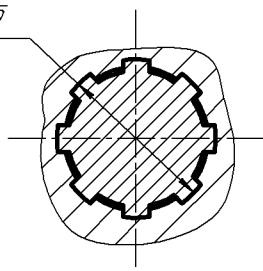
A

E



Ж-Ж

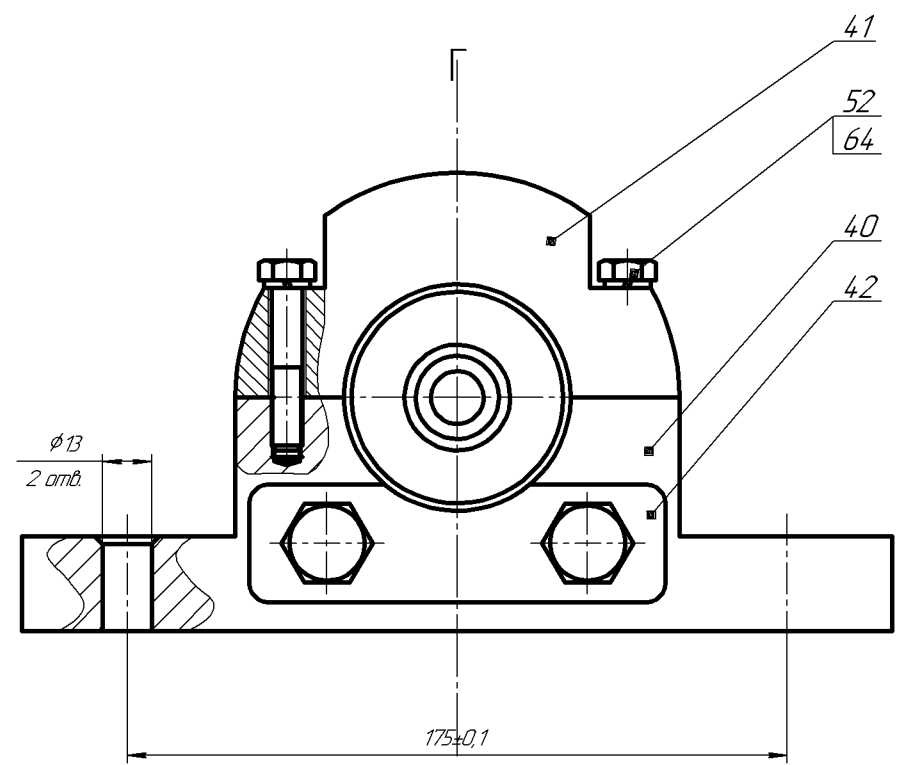
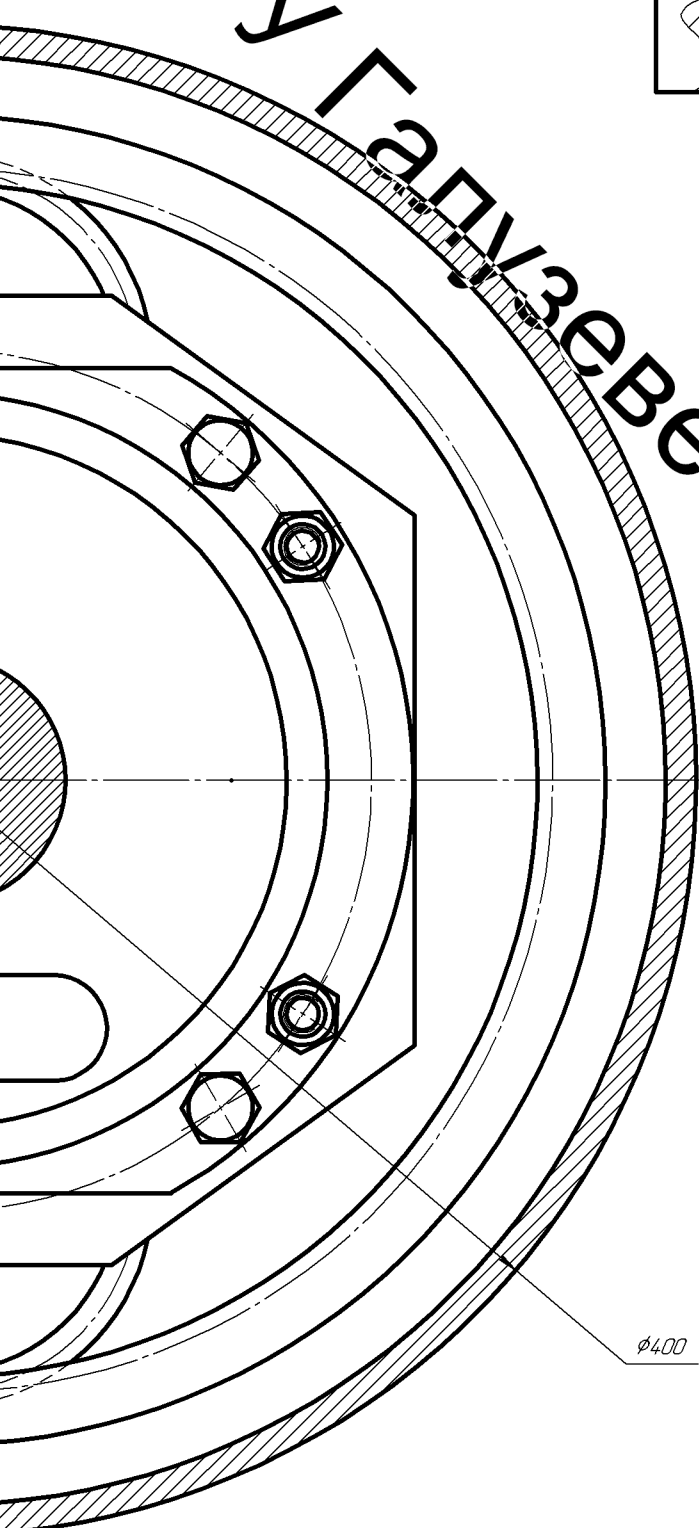
$D-8 \times 36 \times 42 \frac{H7}{h7} \frac{D9}{d9}$



КНТБРА
ОУНЦУВАН
БОИШТВО
МАШИНО
ГАЛУЗЕВЕ
УНЦУ

ИЗМ. №	ИЗМ. ДАТУМА	ИЗМ. №	ИЗМ. ДАТУМА
ИЗМ. №	ИЗМ. ДАТУМА	ИЗМ. №	ИЗМ. ДАТУМА

ВНТУ ГАДУЗЕВЕ МАШИНИ ВИБУВАННЯ



Технічна характеристика

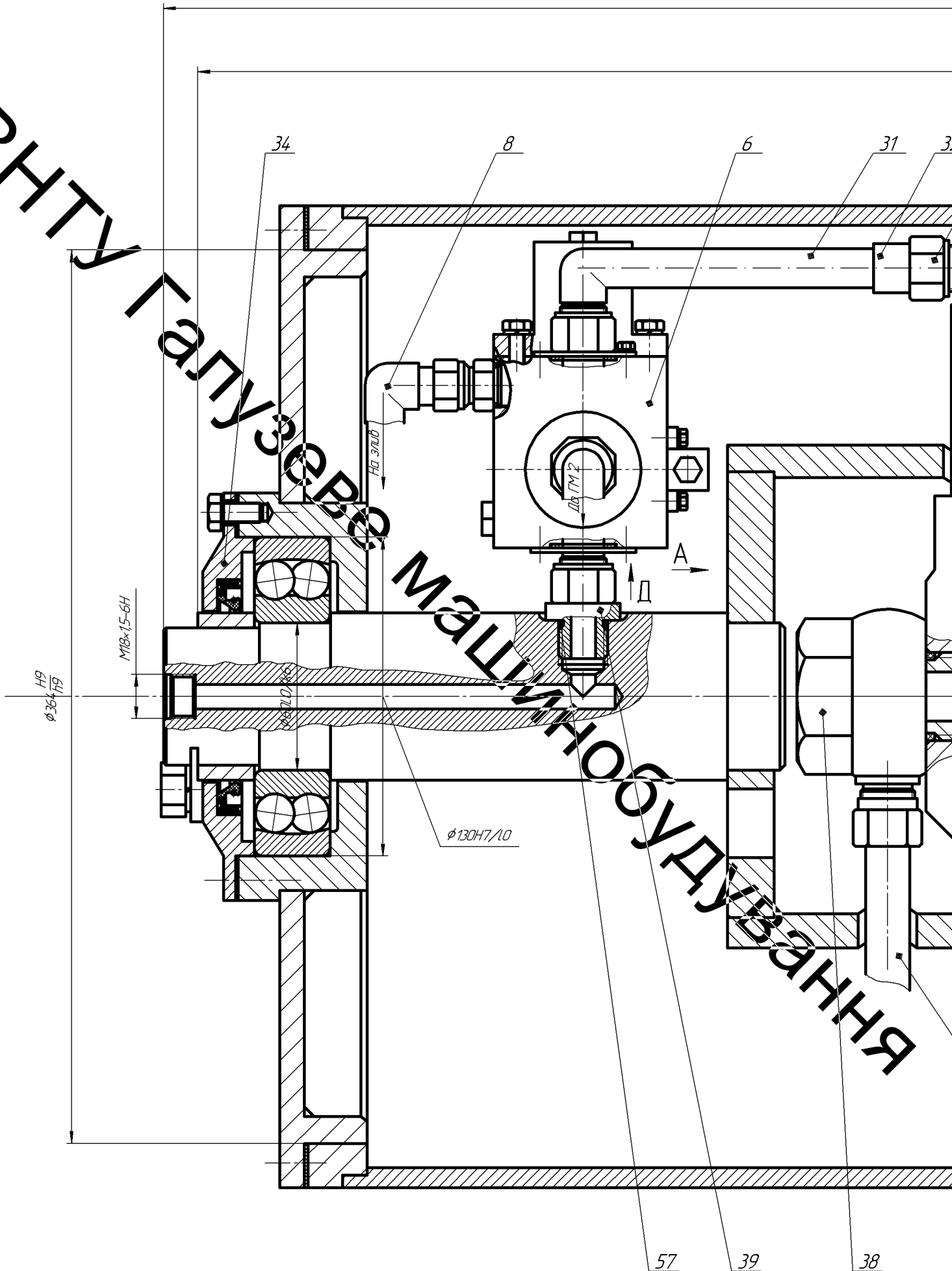
1. Номінальна потужність приводу, кВт	18
2. Крутний момент на барабані, Нм	4946,9
3. Число обертів барабана, хв^{-1}	30
4. Передаточне число	3
5. Тиск в напірній магістралі, МПа	16
6. Витрати робочої рідини, л/хв	1,6
7. Гідродвигун	ГПР-Ф-630

Технічні вимоги

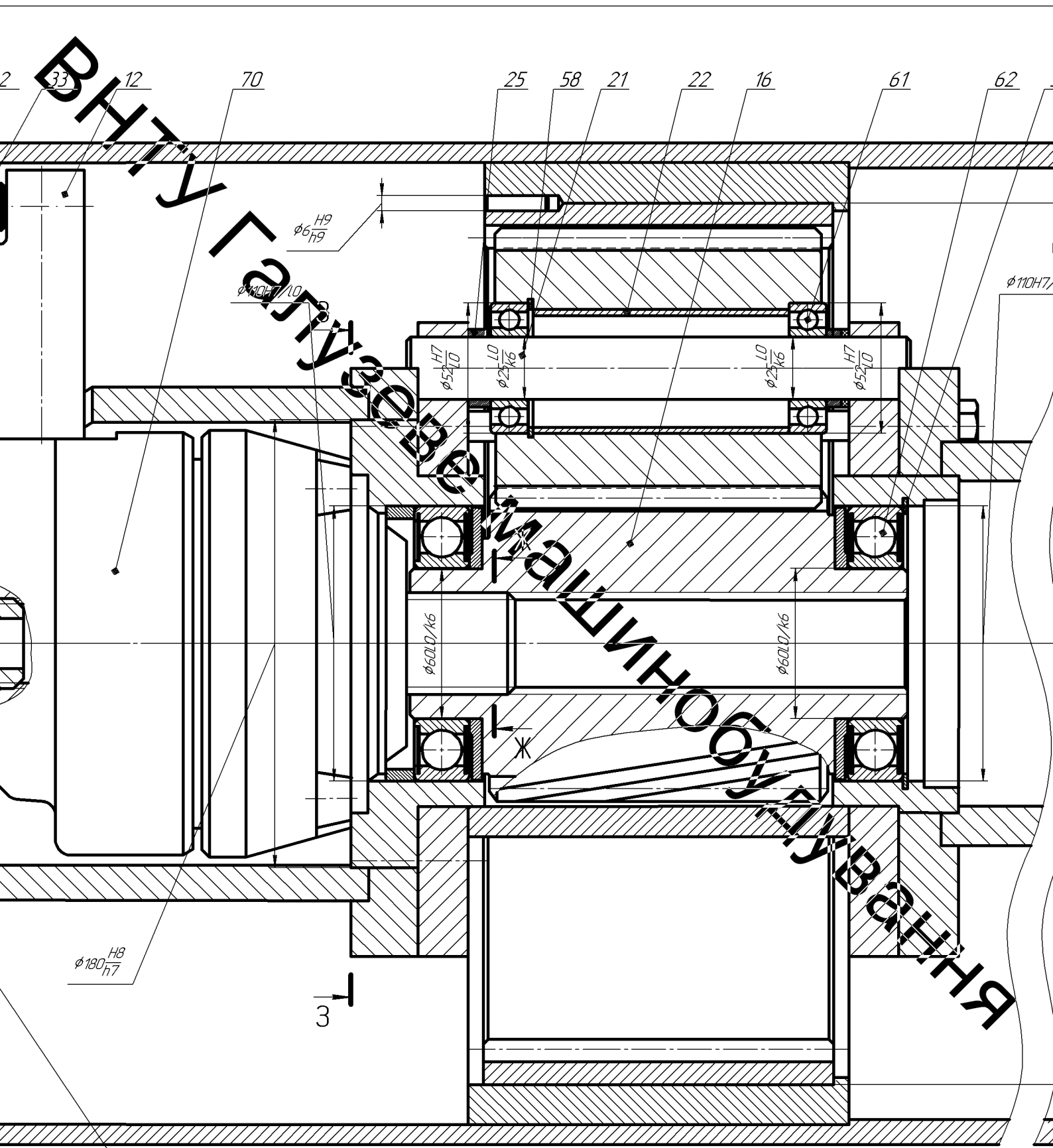
1. Зубчасті колеса і підшипникові вали перед складанням змастити пластичним матеріалом – литол 24 ГОСТ21150-75
2. Недопустиме розміщення на зовнішній поверхні барабана антифрекційних покриттів.
3. Гідросистему перед експлуатацією випробувати на герметичність під тиском 30 МПа

				08-27.МКР.002.00.000 СК				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод приймального конвеєра	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Бондар А.Л.							11
Прош.	Полещук Л.К.					Лист	1	Листов
Т.контр.								ВНТУ
				17-1-2017				
				Копіював		Формат А1		

ВНТКУ
Универсальный
Машинный
Бордюр
ванна



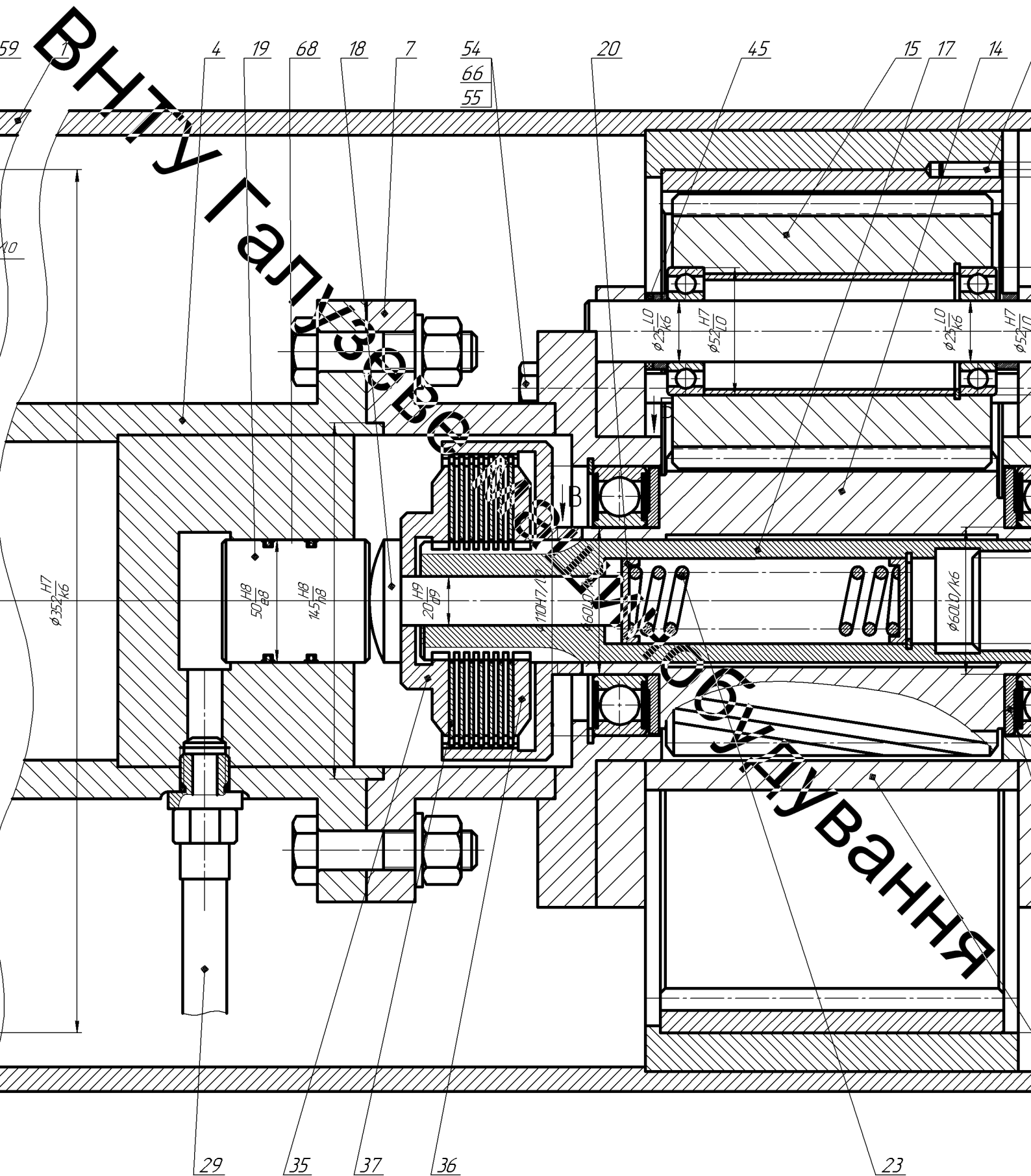
№ д. № докум.	Изм.	№ докум.	Изм.	№ докум.	Изм.

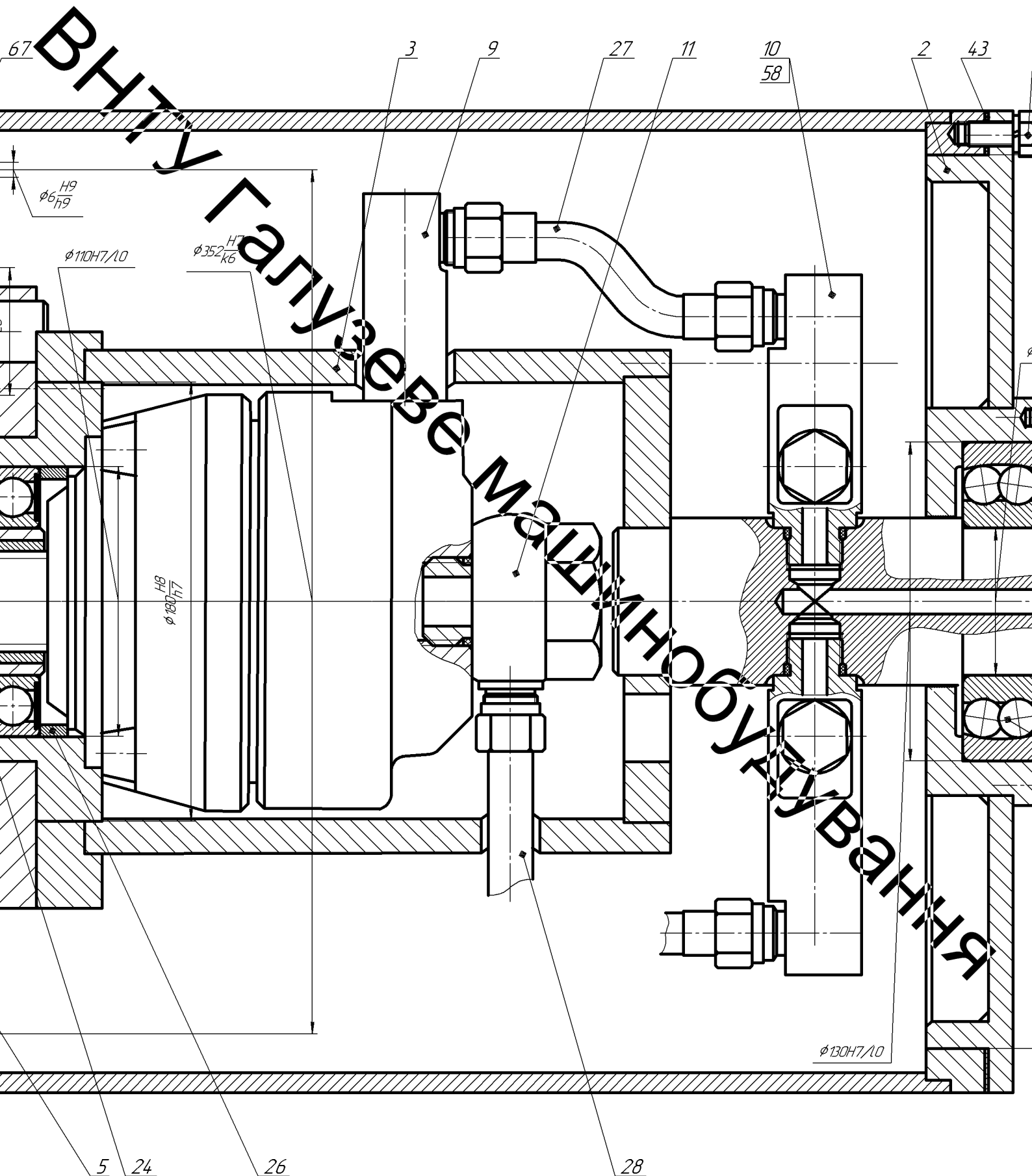


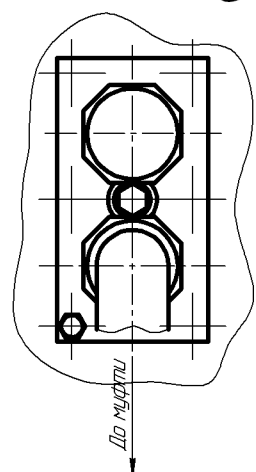
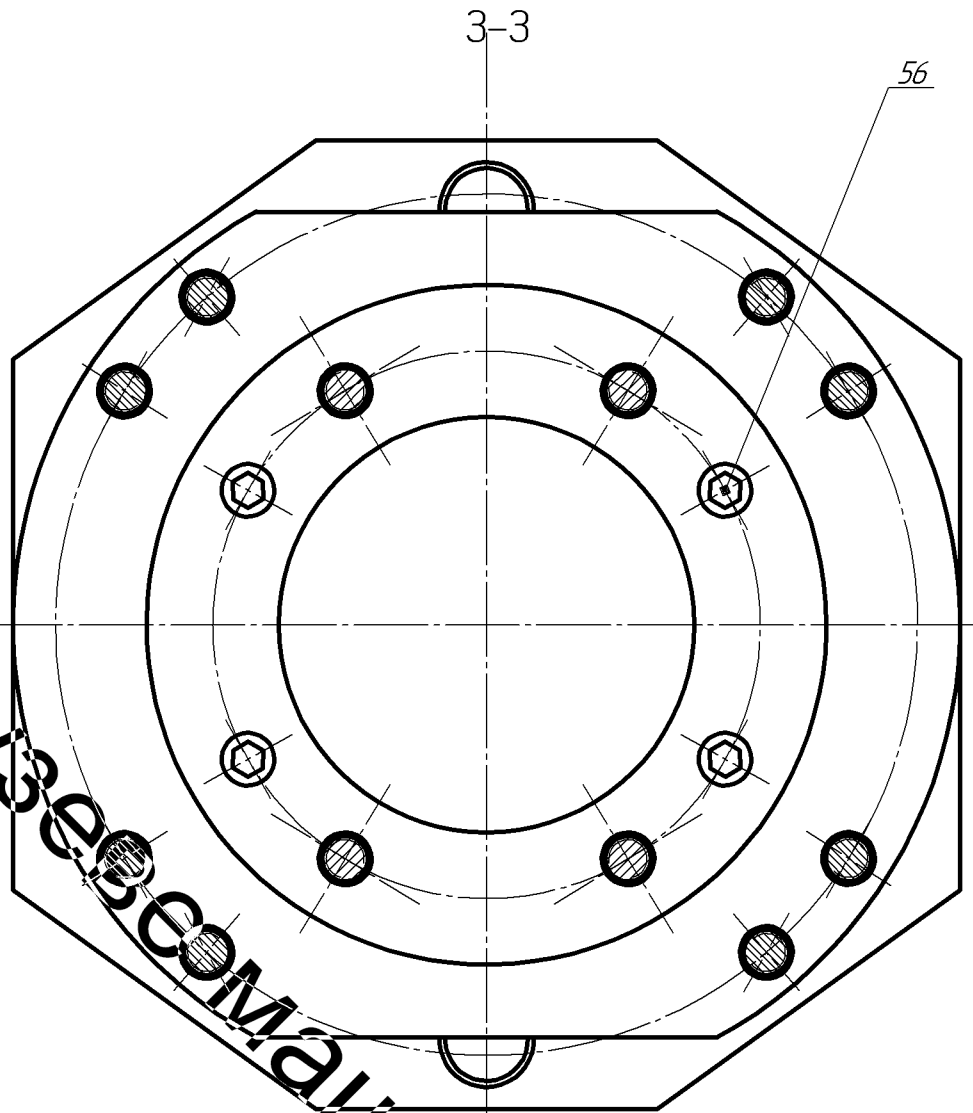
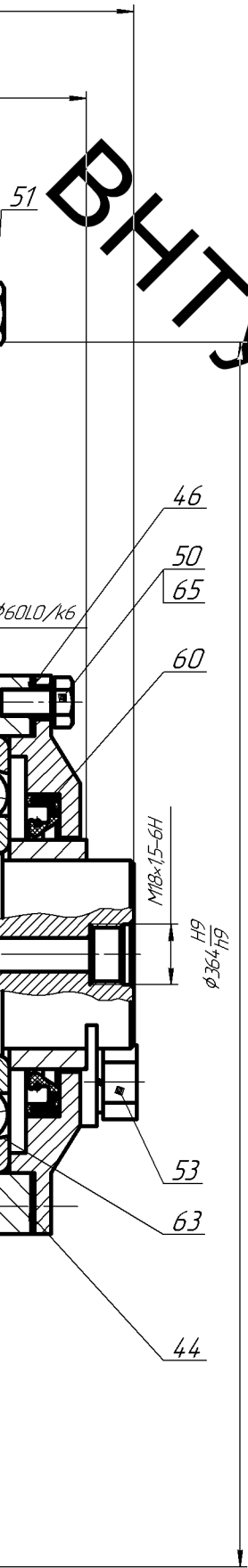
E-E

2240

2112







ВНТУ Галузь Автоматизації Будівництва

ВНТУ Галузеве МАШИНОБУДУВАННЯ
СПЕЦИФІКАЦІЇ

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						Документация		
					08-27.МКР.002.00.000 СК	Складальне креслення		
						Складальні одиниці		
Справ. №				1	08-27.МКР.002.01.000	Барабан	1	
				2	08-27.МКР.002.02.000	Кришка	2	
				3	08-27.МКР.002.03.000	Піввісь	2	
				4	08-27.МКР.002.04.000	Піввісь	1	
				5	08-27.МКР.002.05.000	Корпус	2	
				6	08-27.МКР.002.06.000	Пристрій керування	1	
				7	08-27.МКР.002.07.000	Корпус	1	
				8	08-27.МКР.002.08.000	Штуцер кутовий	4	
				9	08-27.МКР.002.09.000	Штуцер кутовий	2	
				10	08-27.МКР.002.10.000	Штуцер кутовий	2	
				11	08-27.МКР.002.11.000	Штуцер кутовий	2	
				12	08-27.МКР.002.12.000	Штуцер кутовий	1	
					Деталі			
Взам. инв. №				14	08-27.МКР.002.00.001	Шестерня привода	1	
				15	08-27.МКР.002.00.002	Шестерня	4	
				16	08-27.МКР.002.00.003	Шестерня	1	
				17	08-27.МКР.002.00.004	Втулка	1	
				18	08-27.МКР.002.00.005	Грибок	1	
				19	08-27.МКР.002.00.006	Поршень	1	
				20	08-27.МКР.002.00.007	Стакан	2	
Подп. и дата					08-27.МКР.002.00.000 СК			
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Инв. № подл.	Разраб.	Бондар А.Л.				Лист	Лист	Листов
	Проб.	Поліщук Л.К.					1	3
	Н.контр.	Манжильський О.Д.				ВНТУ		
	Утв.	Поліщук Л.К.				1ГМ-18М		
Привод приемального конвеєра						Формат А4		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		21	08-27.МКР.002.00.008	Вісь	2	
		22	08-27.МКР.002.00.009	Втулка	4	
		23	08-27.МКР.002.00.010	Пружина	1	
		24	08-27.МКР.002.00.011	Кольцо мазеутримуюче	4	
		25	08-27.МКР.002.00.012	Кільце	4	
		26	08-27.МКР.002.00.013	Кільце	2	
		27	08-27.МКР.002.00.014	Трубопровід	1	
		28	08-27.МКР.002.00.015	Трубопровід	1	
		29	08-27.МКР.002.00.016	Трубопровід	1	
		30	08-27.МКР.002.00.017	Трубопровід	1	
		31	08-27.МКР.002.00.018	Трубопровід	1	
		32	08-27.МКР.002.00.019	Ніппель	5	
		33	08-27.МКР.002.00.020	Гайка накладна М18х1,5	10	
		34	08-27.МКР.002.00.021	Кришка	2	
		35	08-27.МКР.002.00.022	Півмуфта ліва	1	
		36	08-27.МКР.002.00.023	Півмуфта права	1	
		37	08-27.МКР.002.00.024	Диск	7	
		38	08-27.МКР.002.00.025	Градка М18х1,5	2	
		39	08-27.МКР.002.00.026	Шпильер	2	
		40	08-27.МКР.002.00.027	Корпус опори	2	
		41	08-27.МКР.002.00.028	Кришка опори	2	
		42	08-27.МКР.002.00.029	Пластина	2	
		43	08-27.МКР.002.00.030	Прокладка	2	
		44	08-27.МКР.002.00.031	Прокладка	2	
		45	08-27.МКР.002.00.032	Прокладка	4	
		46	08-27.МКР.00200.033	Прокладка		
				<i>Стандартні вироби</i>		
				Болти ГОСТ 7805-70		
		50		М8х18,58	12	

Відділ

Інв. № листу, Подп. и дата, Взам. инв. №, Инв. № дубл., Подп. и дата, Инв. № листу

ВНЗ ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		51		M8x22,58	16	
		52		M10x50,58	4	
				Болти ГОСТ 7808-70		
		53		M12x1,5x25,58	4	
		54		M12x1,5x14,5,58	4	
		55		Гайка M12x1,5,5,016	4	
				ГОСТ 2524-70		
		56		Гвинт M8x15,58	8	
				ГОСТ 11738-72		
				Кільце ГОСТ 9833-73	2	
		57		O16-O20-25	2	
		58		O20-O24-25	4	
		59		Кільце A47		
				ГОСТ 13943-68	4	
		60		Манжета 1-58x80-3		
				ГОСТ 8752-70	2	
				Підшипник ГОСТ 8338-75		
		61		10	4	
		62		204	8	
				Підшипник 1312		
		63		ГОСТ 5720-75	2	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		64		8 65Г 0,9	36	
		65		10 65Г 029	4	
		66		2 65Г 029	16	
		67		Шпонка 10x8x45		
				ГОСТ 8789-68	4	
				Покупні вироби		
		69		Гідродвигун ГПР-Ф-630	2	

Інв. № подл.	Взам. інв. №	Інв. № діл.	Підп. і дата