

Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему Удосконалення вузла ротора змішувальної машини в умовах
змішувально-пресового цеху ПрАТ «Укрграфіт»

Виконав: студент групи 6.1330

Моїсєєв В. В.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Керівник Сайкова Т.Ю.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2024 року

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти бакалавр

(перший (бакалаврський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація _____

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

“ _____ ” _____ 20__ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи бакалавра

Моїсєєва Валентина Валентиновича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Удосконалення вузла ротора змішувальної машини в умовах змішувально-пресового цеху ПрАТ «Укрграфіт»
керівник кваліфікаційної роботи викладач Сайкова Т.Ю.
затверджені наказом вищого навчального закладу від “26” грудня 2023 року № 2215-с.
2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи 14 червня 2024 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-екопомічні показники роботи виробничого цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Машина змішувальна з приводом – 1А1; 2. Редуктор приводу лопатей змішувальної машини – 1А1; 3. Пневмоциліндр – 1А1; 4. Корпус з роторами – 1А1 5. Кріплення роторів – 1А1; 6. Строплення лопатей – 1А1; 7 Аспіраційна система – 1А1.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Сайкова Т.Ю., викладач		
2	Сайкова Т.Ю., викладач		
3	Сайкова Т.Ю., викладач		
4	Сайкова Т.Ю., викладач		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	13.05.2024 – 20.05.2024	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	21.05.2024 – 27.05.2024	
3	Виконання теоретичної частини проекту	26.05.2024 – 29.05.2024	
4	Виконання графічної частини проекту	30.05.2024 – 05.06.2024	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06.2024 – 10.06.2024	
6	Перевірка проекту консультантами	11.06.2024 – 13.06.2024	
7	Попередній захист проекту	14.06.2024	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту	Згідно з графіком	

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Моїсеєв В. В. Удосконалення вузла ротора змішувальної машини в умовах змішувально-пресового цеху ПрАТ «Укрграфіт»

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, керівник Т.Ю. Сайкова. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2024.

Проаналізовані конструктивні недоліки роторної змішувальної машини електродної маси. Запропоновано варіант модернізації вузла ротора змішувальної машини. Виконані розрахунки необхідні для впровадження удосконалення машини у виробництві. Приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології в змішувально-пресовому виробництві.

Ключові слова: термоантрацит, шихта, змішувальна машина, шибер, ротор, дозатор, редуктор

ABSTRACT

Moiseiev V. V. Improvement of the Rotor Unit of the Mixing Machine in the Conditions of the Mixing and Pressing Workshop of Ukrgrafit PrJSC

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in higher education, specialty 133 - Industrial engineering, adviser T.Yu. Saykova. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2024.

The structural shortcomings of the rotary mixing machine of the electrode mass are analyzed. A variant of the modernization of the rotor unit of the mixing machine is proposed. The performed calculations are necessary for the implementation of machine improvement in production. Attention is paid to issues of man-made safety and ecology in mixing and pressing production.

Key words: thermal anthracite, charge, mixing machine, shutter, rotor, dispenser, reducer

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА	8
1.1 Технологічний процес виготовлення основної продукції цеху та місце в ньому змішувальної машини	8
1.2 Характеристика механічного устаткування цеху вугільних заготовок	12
1.3 Недоліки змішувального обладнання та пропозиції щодо їхнього усунення	14
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	15
2.1 Огляд й аналіз конструкції змішувальної машини «Анод-4»	15
2.2 Опис пропонуємого проекту модернізації	17
2.3 Розрахунок змішувальної машини «Анод-4»	18
2.3.1 Розрахунок продуктивності змішувача	18
2.3.2 Розрахунок редуктора приводу роторів змішувальної машини	21
2.3.3 Розрахунок системи розвантаження	56
3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА	58
3.1 Підготовка до роботи та пробний пуск змішувальної машини	58
3.2 Змашення змішувальної машини	59
3.3 Розрахунок фундаменту змішувача АНОД-4	61
3.4 Розрахунок стропів	65
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА	69
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища	69
4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища	70
4.3 Технічні рішення по виробничій санітарії	71
4.3.1 Освітлення виробничих приміщень	71
4.3.2 Виробничий шум, виробнича вібрація	71
4.4 Електробезпека	73
4.5 Засоби пожежної безпеки	73

	2
4.6 Ймовірність аварій та їх ліквідація	74
4.7 Розрахунок системи аспірації	75
Висновки	78
Список використаної літератури	79
ДОДАТКИ	82

ВСТУП

Технічний рівень металургійного устаткування значною мірою відображає стан всієї металургійної промисловості, що вже не одне сторіччя визначає, і ще довго буде визначати добробут і прогрес багатьох держав. Ефективність підприємств чорної й кольорової металургії значною мірою визначається правильним вибором технологічного процесу, устаткування, що використовується в технологічному процесі, а також надійністю даного устаткування.

ПрАТ «Укрграфіт» є єдиним підприємством України вуглеграфітової промисловості.

Основні види випускаємої продукції: графітовані електроди для електропечей, подові й бічні блоки для алюмінієвих електролизерів, графітовані блоки для мурування доменних печей, блоки вуглецеві для мурування металургійних печей, вуглецеві маси.

Виробництво вугільної продукції має ряд принципових недоліків: висока енергоємність виробництва, великі трудові й капітальні витрати; труднощі захисту навколишнього середовища. Тому особлива увага на підприємстві приділяється якості товарної продукції, і охороні навколишнього середовища.

Як правило правильність вибору конструкції й енергосилових параметрів устаткування визначає якість та кінцеву вартість продукції.

Даною роботою розглядається рішення недоліків устаткування в технологічному циклі виробництва вугільних блоків.

Пояснювальна записка кваліфікаційної роботи містить 89 сторінок тексту комп'ютерного набору, 12 рисунків, 5 таблиць, 7 додатків. Бібліографічний список має 33 найменування літературних джерел.

Об'єкт проектування – вузли змішувальної машини змішувально-пресового цеху.

Ціль роботи – підбор оптимальних конструктивних параметрів опор роторів змішувальної машини

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Технологічний процес виготовлення основної продукції цеху та місце в ньому змішувальної машини

Змішувально – пресовий цех № 2 (ЗПЦ - 2) випускає наступні види продукції:

- графітовані електроди (\varnothing від 75 до 770 мм);
- спец. електроди (\varnothing від 75 до 770 мм);
- ніпельні заготовки для електродів (\varnothing від 75 до 770 мм);
- доменні блоки 400 мм²;
- хім. блоки;
- нудель – графіт;
- фасонні вироби;
- мелкобрікетна анодна маса;
- крупнобрікетна анодна маса;
- стопорні пробки;
- прогартування антрациту.

Принципова технологічна схема виробництва електродної продукції (рис.1.1) в логічній послідовності складається з наступних операцій:

1. зберігання,
2. попереднє дроблення,
3. прогартування малозольних коксів,
4. зберігання голчастого коксу і повернень виробництва, дроблення,
5. розмелювання,
6. розсівання коксів і повернень виробництва,
7. зберігання і підготовка сполучного,
8. дозування компонентів і змішування маси,
9. охолодження і усереднення маси,
10. пресування заготовок,

11. охолодження,
12. розбракування і складування.

Технологічна схема виробництва анодної маси представлена рисунку 1.2.

Сировинні матеріали, що надходять в цех, розвантажуються в зумпфи і засіки складу сировини за видами. Зумпфи і засіки відокремлюються один від одного металевими перегородками. Умови зберігання сировини повинні виключати можливість його забруднення та змішування з іншими видами і сторонніми домішками. Подача коксу у виробництво здійснюється грейферним краном і системою транспортерів. Попереднє дроблення не прогартованих коксів здійснюється на зубчато-валковій дробарці. Середній розмір шматків коксів після дроблення не більше 70 мм. Прогартування вуглецевих матеріалів проводиться у обертових прогартувальних печах при температурі 1300 °С. Прогартовані кокси розмелюються на дробарках і розсіюються в барабанних і вібраційних гуркотах. Розсіаний по фракціях прогартований і розмелений матеріал направляється в стільникові бункера.

Графітовані повернення виробництва роздавлюються на спеціальній установці і подаються на шокові дробарки, а потім направляються на додраблювання в молоткові дробарки. Розсів графітованих повернень за фракціями здійснюється на вібраційних гуркотах. Готові фракції надходять в сортові бункера. Повернення передаються на додраблювання і повертаються на повторний розсів.

Пресовані повернення виробництва роздавлюються на спеціальній установці і подаються на шокові дробарки. Додраблювання повернень здійснюється в молоткових дробарках. Після дроблення пресовані повернення надходять в сортові бункера.

У якості сполучного матеріалу використовується пек кам'яновугільний (високо і низькотемпературний). Пек надходить у цех у термоцістернах і вивантажується в рідкому вигляді в резервуари-сховища. Температура зберігання пеку 125-140 °С.

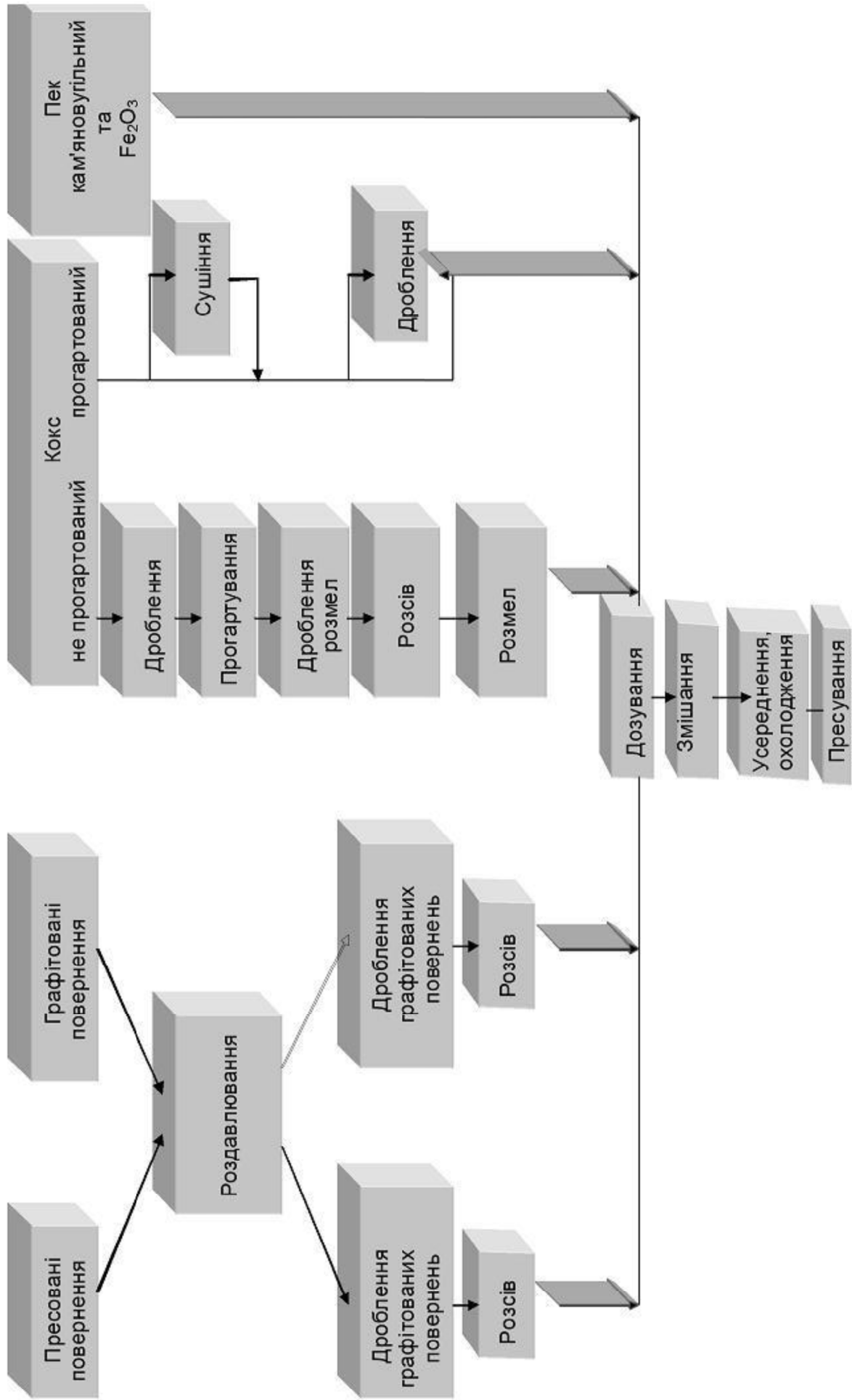


Рисунок 1.1 – Технологічна схема виробництва пресованої продукції

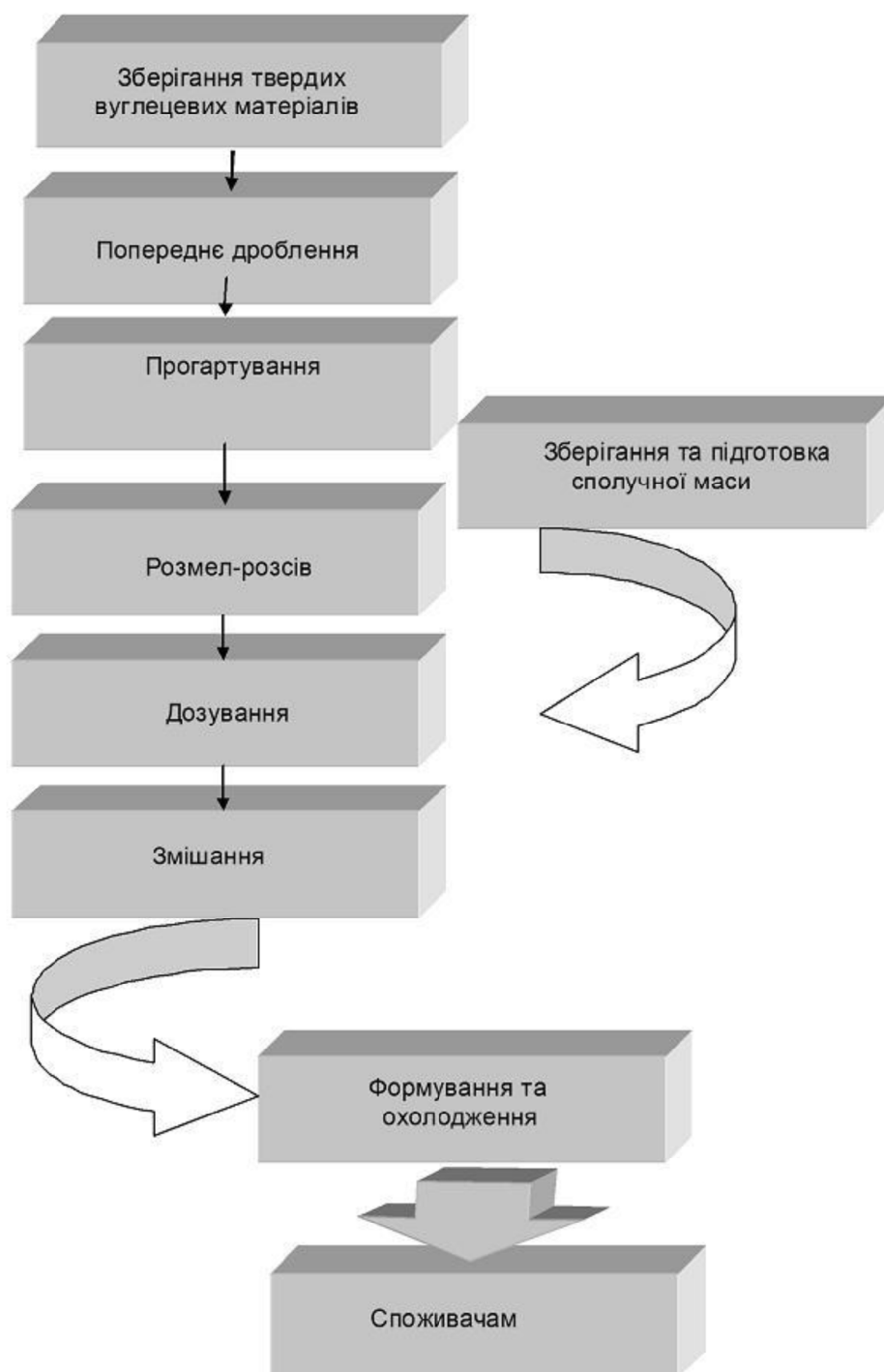


Рисунок 1.2 – Технологічна схема виробництва анодної маси

Дозування складових компонентів сухої шихти проводиться за вагою в необхідній кількості, передбаченій робочими рецептом. Порядок дозування наступний:

1. дозування компонентів сухої шихти;

2. дозування Fe_2O_3 ;

3. пек заливається через 10-20 хвилин після початку змішування сухої шихти та оксиду заліза.

Змішування маси здійснюється у змішувачах періодичної дії ємністю 2000 л з паровим обігрівом.

Режим змішування маси наступний:

- час змішування сухої шихти 10-20 хвилин;
- тривалість заливання пеку не більше 10 хвилин;
- тривалість змішування маси від початку заливання пеку не менше 40 хвилин;
- температура вивантажуваної маси в літній час 120-135 °С, а в зимовий час 120-140 °С;
- загальна тривалість змішування 50-60 хвилин.

Вивантажена з змішувальних машин маса перед пресуванням охолоджується і усереднюється в міксерах. Температура маси, що вивантажується з міксера повинна бути 95-110°С. Пресування заготовок проводиться на гідравлічних пресах. Спресовані заготовки охолоджуються у водяній ванні, обладнаній роликівим транспортером. Після закінчення охолодження заготовки розбраковуються і пред'являються до приймання ВТК, після чого складуються.

1.2 Характеристика механічного устаткування цеху вугільних заготовок

Дотримання технологічного процесу виробництва вугільних заготовок багато в чому залежить від технічного стану устаткування, що також впливає на ефективність й економічні показники виробництва.

Ділянка підготовки шихти цеху вугільних заготовок нараховує більше ста одиниць механічного устаткування. Все устаткування є стандартним, що дозволяє значно зменшити витрати на його експлуатацію й ремонт. На ділянці

представлені майже всі види машин: підйомні, транспортні, машини для здрібнювання, сортування, дозування, завантаження, розвантаження й ін.

Перелік основного механічного устаткування змішувально-дробильного відділення наведений у таблиці 1.1. Там же наведені й деякі технічні характеристики цього устаткування.

Таблиця 1.1 – Основне й допоміжне устаткування цеху

Найменування устаткування	Тип	Кіл.	Призначення	Основні показники			
				Продуктивність або вантажопідйомність	Загальна потужність двигунів, кВт	Габаритні розміри, мм	Маса т
Дробарка двовалкова зубчаста	ДДЗ-4	4	Дроблення шихти	до 100 т/год	44	2550х2400х925	3,958
Дробарка шокова	СМД-109	1	Попереднє дроблення	до 35 м ³ /год	45	2750х2150х2120	11
Дробарка шокова	СМД-111Б	1	Попереднє дроблення	до 180 м ³ /год	132	3750х2150х2120	54
Дробарка двовалкова зубчаста	ДДЗ-6	1	Дроблення шихти	не менш 15 т/год	55	3800х3100х1340	12
Дробарка двовалкова	ДГ - 1000х500	3	Дроблення шихти	до 50м ³ /год	45	4000х3200х1340	13,4
Дробарка молоткова однороторна	СМД-147	7	Дроблення шихти	18-24 т/год	55	1350х1360х1250	2,13
Гуркіт вібраційний	ГИЛ 32-0. 15	16	Розсіювання матеріалів	- до 13,6 т / год-м ² .	20	3200х1686х1100	0,868
Млин кульовий тонкого млива	ШБМ 220 / 330	5	Виготовлення тонкого млива	до 6 т/год	200	7690х4465х3493	27т
Ваговий дозатор сухої шихти	ДВСТ-600	19	Дозування сухої шихти	Діапазон зважування 80-600 кг	10	-	-
Розподільник шихти	РШ-8-8-2,5	3	Напрямок потоків шихти	Об'єм - 2,5 м ³	0,55		0,5
Дозатор пеку	ДП-П-3	15	Зважування пеку	Об'єм -1м ³	30	-	0,7

1.3 Недоліки змішувального обладнання та пропозиції щодо їхнього усунення

Збільшення обсягів виробництва вугільних блоків, а отже зменшення собівартості може бути вирішене в такий спосіб: дотримання безперервності технологічного процесу, збільшення продуктивності устаткування й модернізація устаткування або заміна його новим, більш продуктивним і економічним, усуненням «вузьких» місць виробництва.

Найбільш вираженими «вузькими» місцями змішувальної машини «Анод-4» є: великі розміри приводу, ненадійність і складність у застосування системи розвантаження, нагрівання вальниць роторів.

У змішувальної машини «Анод-4» кожний із двох роторів має автономний привод, що складається з електродвигуна й редуктора муфтами, що з'єднуються між собою та займають значну площу цеху. Для спрощення конструкції й зменшення габаритних розмірів змішувальної машини доцільно замінити на привод, що складається з одного редуктора із двома вихідними валами обертання, що мають різну частоту, і одного електродвигуна.

Розвантаження змішувальної машини «Анод-4» здійснюється через розвантажувальні отвори в корпусі змішувальної машини, які закриваються люком і для запобігання відкриття люка він фіксуються гідравлічним домкратом. Для автоматизації й спрощення системи розвантаження доцільно застосувати шиберну систему розвантаження із пневматичним приводом.

Також при роботі змішувальної машини відбувається велике нагрівання вальниць роторів за рахунок високої температури матеріалу, що змішується, тому що вони перебувають безпосередньо в боковинах змішувальної машини. Що приводить до швидкого зношування вальниць та їхньої заміни. Для рішення даної проблеми необхідно винести вальниці з корпусу змішувальної машини. Для рішення вище перерахованих проблем змішувальної машини «Анод-4» запропонований розглянутий далі проєкт модернізації змішувальної машини «Анод-4».

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Огляд й аналіз конструкції змішувальної машини «Анод-4»

По наявності власного корпуса (ємності), у якому вихідний матеріал переміщується, розрізняють змішувачі корпусні й безкорпусні (наприклад, роторні змішувачі, що можуть монтуватися в будь-якому місці стрічкового конвеєра) [3-4].

В електродному виробництві для змішування вязкопластичних пастоподібних матеріалів, якими є електродні маси, застосовуються спеціальні змішувачі періодичної дії. Одні з найбільш великих змішувачів типу СМБ=2000 ПН й Анод-4 мають робочий обсяг 2 м^3 при геометричному обсязі 3 м^3 . Вони відрізняються від звичайних змішувачів наявністю сорочки, що обігривається парою або гарячою водою, для підігріву меленої маси. Робочими органами служать два Z-подібних ротори, що обертаються в протилежні сторони з різною кутовою швидкістю. Корпуси й форма робочих поверхонь роторів забезпечує інтенсивне перемішування всієї завантажувальної порції шихти. Ротори приводяться в рух від різних валів одного редуктора, так, що передній обертається в 1,6-1,7 рази швидше заднього [5].

Змішувальна машина (рис.2.1) складається з корпуса 1 з парообігривачем, двох рознімних боковин 2 з парообігривачем, двох роторів 3, шибєрного механізму 4, опор на вальниціях кочення 5, кришки змішувача 6.

Корпус змішувальної машини складається із двох бічних плоских стінок, що закінчуються внизу напівциліндрами, напівциліндри між собою зварюються, наплавляється гребінь, знизу приварюються 4 ребра й дві мідні бобишки для кріплення термопар.

По периметру корпуса приварюються фланці для кріплення корпуса до боковин й кріплення кришки змішувача.

Боковина рознімна із двох частин, являє собою торцеву стінку із фланцями.

Корпус із боковиною кріпиться за допомогою болтів через паронітову прокладку по периметру прилягання.

Внутрішня поверхні корпуса й боковин стикаються з масою та наплавлені зносостійким матеріалом.

На зовнішній поверхні корпуса й боковин є сорочки для циркуляції пари.

Усередині корпуса горизонтально розташовані два Z - подібних ротори, кожний з яких складається з Z - подібної лопати й двох цапф. Опорами роторів служать підшипники кочення. Корпуса підшипників розташовані на ребрах приварених до боковин нижнього. Ущільнення роторів здійснюється лабіринтовим ущільненням і чепцевим набиванням.

Перемішування матеріалу відбувається за допомогою роторів, котрі обертаються назустріч один одному з різними числами обертів. У результаті обертання роторів потоки матеріалу зіштовхуються між собою, деформуються й перемішуються.

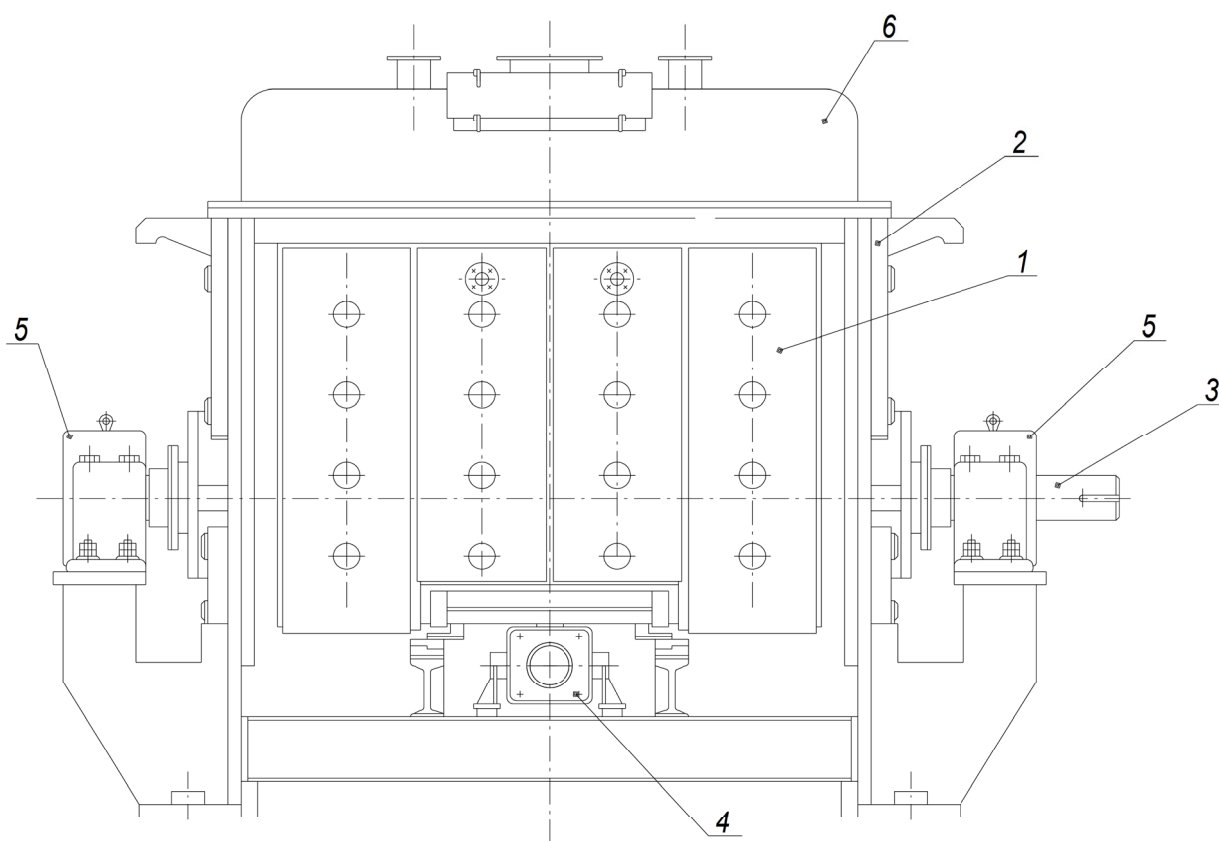


Рисунок 2.1 – Змішувальна машина Анод-4 (позиції наведені в тексті)

Зверху корпус закривається кришкою на поверхні якої розташовані завантажувальні патрубки, люк оглядової й патрубков для відсмоктування газу.

Вивантаження готового продукту виробляється через спеціальний люк прямокутної форми, розташований під роторами в напівциліндричній частині корпусу.

Люк відкривається й закривається за допомогою шибера. Напрямні шибери мають форму клина, що дозволяє регулювати зазор між машиною й площиною шибера. Шибер пересувається пневмоциліндром, що кріпиться на болтах, котрі з'єднують боковини між собою. Циліндром управляє пневморозподілювач.

Привод змішувальної машини складається з електродвигуна, редуктора із двома вихідними волами, втулочно-пальцевої муфти, огорожень. Ротора змішувача з редуктором з'єднуються зубчастою муфтою. Рама привода й змішувальної машини загальна.

2.2 Опис пропонуємого проекту модернізації

Приготування електродної маси для виготовлення пресованої електродної продукції виконується змішуванням компонентів сухої шихти з в'язкоплинними матеріалами. При цьому від якості перемішування багато в чому залежить ефективність всієї наступної технології. Якість електродної продукції тим вище, чим рівномірніше розподілені в обсязі окремі складові й чим більше поверхня їхнього контакту. Складові матеріали шихти повинні бути рівномірно розподілені в обсязі суміші й обволокувати тверді частки.

Якість перемішування дисперсних матеріалів визначається не стільки їхніми фізичними властивостями (крупністю, формою часток, їхніми поверхневими властивостями, вологістю), стільки конструкцією і станом машин, за допомогою яких здійснюють їхнє змішування. Ці машини називаються змішувальними або змішувачами [6].

При виробництві вугільної пресованої продукції, після підготовки сухої

шихти для змішування, компоненти надходять у змішувальну машину. Дозування складових компонентів шихти й сполучних виконується по вазі в кількостях, передбачених робочими рецептами на кожен вид вугільної продукції з розрахунку на один заміс.

Відхилення від заданого рецепта не повинне перевищувати одного відсотка. На початку в змішувальну машину засипаються компоненти сухої шихти, люк закривається не раніше, ніж через 10 хвилин після закінчення завантаження сухої шихти і її змішування. Корегування маси пеком дозволяється в межах установленної рецептури. У випадку корегування, час змішування маси після повторного заливання пеку повинен бути не менш 10 хвилин. Робочий цикл готування одного замісу в змішувальній машині становить 60÷80 хв.

Розглянувши досвід роботи металургійних підприємств в області змішування вугільних матеріалів пропонується замінити існуючу систему розвантаження на шиберну, привод на загальний і винести вальниці роторів за межі корпуса змішувача. Що дозволить багато в чому збільшити строк експлуатації вальниць і спростити технологічний процес також ремонт й обслуговування.

2.3 Розрахунок змішувальної машини «Анод-4»

2.3.1 Розрахунок продуктивності змішувача

При розрахунку змішувальної машини важливо за початкові дані обрати попередні розміри агрегату та знати об'ємну щільність шихти, що буде змішуватися:

1. Обсяг змішувальної камери:

номінальний, м³ 3

робочий, м³ 2

2. Об'ємна щільність пековугільної суміші, т/м³ 1 100

3. Частота обертання ротора:

тихохідного, хв-1	13,1
швидкохідного, хв-1	21,18
4. Коефіцієнт співвідношення частоти обертання роторів	1,61
5. Внутрішні розміри змішувальної камери, мм	
ширина	1 450
довжина	1 680
відстань від осі обертання роторів, мм	
до днища камери (радіус)	355
відстань від осі обертання роторів, мм	
до верхнього рознімання	900
радіус ротора найбільший	325

Оскільки частота обертання роторів різна, продуктивність змішувача (умовну) визначаємо для кожного ротора окремо.

Умовна продуктивність змішувача при перемішуванні матеріалів (стосовно до транспортуючих машин) дорівнює

$$Q = 450 \cdot D^2 \cdot z \cdot b \cdot \omega \cdot \rho \cdot m \cdot R_b \cdot \sin \alpha \cdot \psi \quad (2.1)$$

де D – діаметр окружності, описуваної ротором, $D = 0,65$ м;

$z = 2$ – число лопатей, що доводяться на один крок гвинтової поверхні;

$b = 0,195$ м – середня ширина лопаті;

ω – кутова швидкість ротора, визначається по формулі:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (2.2)$$

де n – число обертів ротора, у нашому випадку для лівого ротора

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 21,18}{60} = 2,21 \text{ рад/с}$$

для правого ротора

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 13,1}{60} = 1,37 \text{ рад/с}$$

ρ – щільність суміші, $\rho = 1,1 \text{ т/м}^3$;

$m = 1$ – число валів, при роздільному розрахунку для кожного ротора;

$m = 1$ – коефіцієнт заповнення корпусу при виробництві анодної маси;

$R_b = 0,9$ – коефіцієнт, що враховує повернення матеріалу;

ψ – кут підйому гвинтової лінії.

Оскільки на роторі кути підйому половин лопатей різні, приймаємо середній кут.

$$\text{tg } \alpha = \frac{L/2}{D/2} \quad (2.3)$$

де $L = 1,67\text{м}$ – довжина ротора.

$$\text{tg } \alpha = \frac{1,67/2}{0,65/2} = 2,569$$

$$\alpha = 68^\circ 44'$$

Тоді продуктивність лівого ротора дорівнює:

$$Q_0' = 450 \cdot 0,65^2 \cdot 2 \cdot 0,195 \cdot 2,21 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot \sin 68^\circ 44' = 151,3 \text{ т/год}$$

правого ротора:

$$Q_0'' = 450 \cdot 0,65^2 \cdot 2 \cdot 0,195 \cdot 1,37 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot \sin 68^\circ 44' = 93,7 \text{ т/год}$$

Сумарна умовна продуктивність дорівнює

$$Q_0 = Q_0' + Q_0'', \quad (2.4)$$

$$Q_0 = 151,3 + 93,7 = 245 \text{ т/год}$$

Розрахована умовна продуктивність відповідає технологічним потребам цеху.

2.3.2 Розрахунок редуктора приводу роторів змішувальної машини

На рисунку 2.2 наведено розрахункову схему редуктора

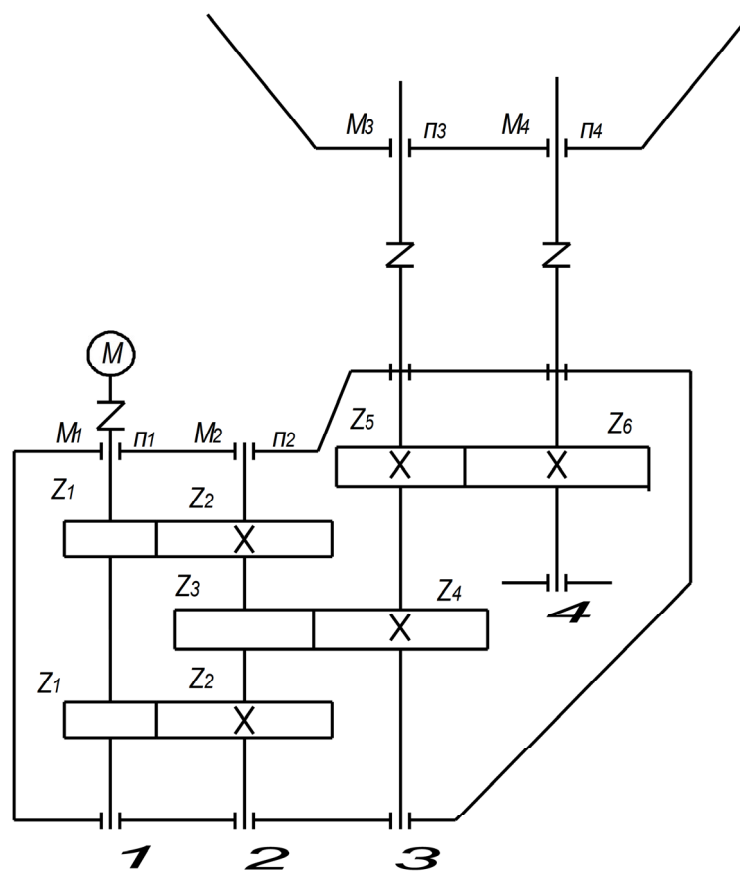


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема редуктора приводу роторів змішувальної машини

Крутний момент на тихохідному валу редуктора – $M_3 = 22000 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Число обертів тихохідного вала $n_3 = 13,1 \text{ хв}^{-1}$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора – $M_4 = 15000 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Число обертів швидкохідного вала $n_4 = 21,18 \text{ хв}^{-1}$

Потужність на тихохідному валу редуктора:

$$N_4 = \frac{M_4 \cdot n_4}{9550} = \frac{22000 \cdot 13,1}{9550} = 30,2 \text{ кВт} \quad (2.5)$$

Потужність на швидкохідному валу редуктора:

$$N_3 = \frac{M_3 \cdot n_3}{9550} = \frac{15000 \cdot 21,18}{9550} = 33,26 \text{ кВт} \quad (2.6)$$

$$N_o = N_3 + N_4 = 33,26 + 30,2 = 63,46 \text{ кВт} \quad (2.7)$$

Розрахункова потужність електродвигуна [7]:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_o}{\eta_{\text{пр}}} \quad (2.8)$$

де $\eta_{\text{пр}}$ – загальний ККД привода

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1^3 \eta_2^6 \eta_3^3 \quad (2.9)$$

η_1 – ККД зубчастої передачі однієї ступені редуктора $\eta_1 = 0,98$;

η_2 – ККД однієї пари вальниць кочення $\eta_2 = 0,99$;

η_3 – ККД однієї муфти $\eta_3 = 0,999$.

$$\eta_{\text{пр}} = 0,98^3 \cdot 0,99^6 \cdot 0,999^3 = 0,86$$

$$N_{\text{дв}} = \frac{63,46}{0,86} = 73,79 \text{ кВт}$$

Вибираємо двигун асинхронний тип АМУ280S4 із частотою обертання 980 об/ хв., $P_{дв} = 75$ кВт, $\eta = 93,5$ [8].

Загальне передаточне число привода

$$U = \frac{n_{дв}}{n_4} = \frac{980}{13,1} = 74,8 \quad (2.10)$$

Необхідне передаточне число редуктора

$$U_p = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \quad (2.11)$$

де U_1, U_2, U_3 – передаточне число першої, другої, третьої ступенів редуктора, відповідно

$$U_3 = \frac{n_3}{n_4} = \frac{21,18}{13,1} = 1,61 \quad (2.12)$$

Приймаємо $U_1 = 7$, тоді

$$U_2 = \frac{U_p}{U_1 \cdot U_3} = \frac{74,8}{7 \cdot 1,61} = 6,63 \quad (2.13)$$

Частоти обертання й кутові швидкості валів редуктора

$$n_1 = n_{дв} = 980 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1} = \frac{980}{7} = 140 \text{ хв}^{-1} \quad (2.14)$$

$$n_3 = \frac{n_1}{U_1 \cdot U_2} = \frac{980}{7 \cdot 6,63} = 21,1 \text{ хв}^{-1} \quad (2.15)$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 980}{30} = 102,57 \text{ рад/с} \quad (2.16)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1} = \frac{102,57}{7} = 14,65 \text{ рад/с} \quad (2.17)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{U_1 \cdot U_2} = \frac{102,57}{76,63} = 2,21 \text{ рад/с} \quad (2.18)$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_1}{U} = \frac{102,57}{74,8} = 1,37 \text{ рад/с} \quad (2.19)$$

Обертаючі моменти на валах редуктора:

$$M_1 = \frac{N_{\text{дв.тр}}}{\omega_1} = \frac{73,79 \cdot 10^3}{102,57} = 640 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.20)$$

$$M_2 = M_1 \cdot U_1 = 640 \cdot 7 = 2380 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.21)$$

$$M_3 = 15000 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_4 = 22000 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Для підвищення плавності й безшумності роботи редуктора першу ступінь виконуємо із шевронними зубами роздвоєної, другу ступінь – косозубу, третю ступінь – із прямими зубами [11].

При розрахунку зубчастих коліс першої ступені приймаємо для шестірні й колеса матеріал сталь 40ХН (кування): термообробка – поліпшення. Для шестірні при радіусі заготовки до 100 мм $\sigma_B=850$ МПа; $\sigma_T=600$ МПа; 230...300НВ; для колеса при радіусі заготовки до 500 мм $\sigma_B=800$ МПа; $\sigma_T=850$ МПа; 241 НВ [12, 13].

Визначаємо допускаєме напруження вигину для шестірні

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F \text{ lim } 1}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R \quad (2.22)$$

Межа витривалості зубів при вигині

$$\sigma_F \text{ lim } 1 = \sigma_F \text{ lim }_{B_1} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL1} \quad (2.23)$$

де межа витривалості при вигині

$$\sigma_F \text{ lim }_{B_1} = 1,8 \cdot HB_1 = 1,8 \cdot 265 = 477 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки

$$S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75 \quad (2.24)$$

Коефіцієнт, що враховує концентрацію напруг $Y_S=1$

Коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба $Y_R=1$

Допустиме напруження вигину для зубів шестірні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{477}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 272 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження вигину для зубів колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 2}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_F \quad (2.25)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } 2} = \sigma_{F \text{ lim }_{B2}} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2} \quad (2.26)$$

$$\sigma_{F \text{ lim }_{B2}} = 1,8 HB_2 = 1,8 \cdot 241 = 434 \text{ МПа} \quad (2.27)$$

$$\sigma_{F_{lim2}} = 434 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 434 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки $S_F = 1,75$

Допускаємо напруження вигину для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{434}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 248 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження вигину при розрахунку на дію максимального навантаження для шестірні:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F_{limM1}}}{S_{FM1}} \cdot Y_S \quad (2.28)$$

Попередньо знаходимо граничне напруження, що не викликає залишкових деформацій або крихкого зламу зуба:

$$\sigma_{F_{limM1}} = 4,8HB_1 = 4,8 \cdot 265 = 1272 \text{ МПа} \quad (2.29)$$

Коефіцієнт безпеки

$$S_{FM1} = S'_{FM1} \cdot S''_{FM1} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75 \quad (2.30)$$

Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу й концентрації напружень $Y_S = 1,0$

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{1272}{1,75} \cdot 1,0 = 727 \text{ МПа} \quad (2.31)$$

Допустимі контактні напруження для шестірні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{HlimH1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_u = \frac{540}{1.1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 466 \text{ МПа} \quad (2.32)$$

Допустимі контактні напруження для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H2limH2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_u = \frac{508}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 438 \text{ МПа} \quad (2.33)$$

Допустимі контактні напруження передачі:

$$[\sigma_H] = 0.45 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45 (466 + 438) = 408 \text{ МПа} \quad (2.34)$$

Допустимі контактні напруження при розрахунку на дію максимального навантаження для шестірни

$$[\sigma_{HM1}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 600 = 1680 \text{ мПа} \quad (2.35)$$

для колеса

$$[\sigma_{HM2}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 508 = 1624 \text{ МПа} \quad (2.36)$$

Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Обчислюємо початковий діаметр шестірни

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2M_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon)^2}{\Psi d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{U+1}{U}} \quad (2.37)$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку:

Номінальний крутний момент на шестірни

$$M_{H1} = M_1 = 640\text{Н} \cdot \text{м} = 640000\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (2.38)$$

орієнтовна окружна швидкість

$$V = 0.0125\sqrt[3]{N_1 \cdot n_1^2} = 0,0125\sqrt[3]{73,79 \cdot 980^2} = 4,03\text{м/с} \quad (2.39)$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності зубчастих коліс – 9.
Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами $K_{H\alpha}=1,13$.

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця при симетричному розташуванні опор

$$\Psi_d = (0,7 \dots 0,9)\Psi_d \max = 0,7 \cdot 1,6 = 1,12 \quad (2.40)$$

Приймаємо кут нахилу зубів шестірні – 29° , мінімальне число зубів – $Z_1=13$, розрахункове число зубів шестірні $Z_1=Z_{\min}+2=13+2=15$, отже

$$\Psi_d = 2 \frac{\pi}{15 \cdot 0,28674} = 1,21 \quad (2.41)$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця $K_{H\beta}=1,25$.
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження $K_{Hv}=1,04$. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta = 1,76 \cdot \cos 29^\circ = 1,54 \quad (2.42)$$

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів $Z_m=275$ МПа.
Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній $Z_E=0,83$

Початковий діаметр шестірні :

$$d_{\omega_1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 640000 \cdot 1,13 \cdot 1,25 \cdot 1,04 (1,54 \cdot 275 \cdot 0,83)^2 \cdot \frac{7+1}{7}}{1,12 \cdot 424^2}} = 119,54 \text{ мм} \quad (2.43)$$

Модуль зачеплення

$$m = \frac{d_{\omega_1}}{Z_1 \cdot \cos \beta} = \frac{119,54}{15 \cdot \cos \beta} = 9,11 \quad (2.44)$$

Отриманий модуль округляємо до стандартного $m=8$ мм.

Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість.

Визначаємо розрахункову окружну швидкість при початковому діаметрі шестірні 119,5 мм

$$V = \frac{\pi \omega_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 119,54 \cdot 980}{60 \cdot 1000} = 6,13 \text{ м/с} \quad (2.45)$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі – 8. Уточнюємо по швидкості $V=6,13$ м/с коефіцієнти $K_{H\beta}=1,06$, $K_{H\alpha}=1,15$, $Z_v=1,01$

З огляду на модуль зачеплення $m=8$ окружну швидкість $V=6,13$ м/с знаходимо ширину зубчастого вінця

$$b_{\omega} = \Psi_b \cdot d_{\omega_1} = 1,21 \cdot 119,54 = 134 \text{ мм} \quad (2.46)$$

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по напруженнях вигину.

Розрахунок напруження вигину

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{F1}}{m} \leq [\sigma_{F1}] \quad (2.47)$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку.

Еквівалентне число зубів шестірні й колеса

$$Z_{\sigma 1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{0,8746^3} = 22 \quad (2.48)$$

$$Z_{\sigma 2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{90}{0,8746^3} = 134$$

Коефіцієнти, що враховують форму зуба шестірні й колеса $Y_{F1}=3,9$ $Y_{F2}=3,3$.
Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta_0}{140} = 1 - \frac{29}{140} = 0,793 \quad (2.49)$$

Розрахункове питоме навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2M_{F1}}{d_{o1} \cdot b_o} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\sigma} \quad (2.50)$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,6 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,6} = 0,9 \quad (2.51)$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця $K_{F\beta}=1,16$,
коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження $K_{Fv}=1,1$. Відповідно

$$W_{Ft} = \frac{2 \cdot 340000}{119,54 \cdot 134} \cdot 1,0 \cdot 1,16 \cdot 1,1 = 42,5 \text{ Н/мм} \quad (2.52)$$

Напруження вигину в зубах шестірні

$$\sigma_{F1} = 3,9 \cdot 0,793 \frac{42,5}{8} = 16,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F1}] = 272 \text{ МПа} \quad (2.53)$$

У зубах коліс

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 16,5 \frac{3,3}{3,9} = 14 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа} \quad (2.54)$$

Приймаємо остаточні параметри передач: $Z_1=13$; $Z_2=91$; $m=8\text{мм}$ $\beta=29^\circ 32'$;
 $v_\omega = 130\text{мм}$; $d_\omega=119,54\text{мм}$.

$$d_{\omega 2} = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{8 \cdot 91}{\cos 29^\circ 32'} = 836,78\text{мм} \quad (2.55)$$

Визначаємо міжосьову відстань.

$$\alpha_\omega = \frac{0,5m(Z_1 + Z_2)}{\cos \beta} = \frac{0,5 \cdot 8(13 + 19)}{\cos 29^\circ 32'} = 478,16 \text{ мм.} \quad (2.56)$$

Перевіряємо міжосьову відстань

$$\alpha_\omega = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2} = \frac{119,54 + 836,78}{2} = 478,16$$

Сили в зачепленні.

окружна

$$F_t = \frac{2M_1}{d_{\omega 1}} = \frac{2 \cdot 640 \cdot 10^3}{119,54} = 5960 \text{ Н} \quad (2.57)$$

радіальна

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 5960 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 29^\circ 32'} = 2375 \text{ Н} \quad (2.58)$$

осьова

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 5960 \cdot \operatorname{tg} 29^\circ 32' = 3220 \text{ Н} \quad (2.59)$$

Для розрахунку зубчастих коліс другої ступені приймаємо для шестірні й колеса матеріал як і для першої ступені – сталь 40ХН (кування). Допускаємо напруження для шестірні й колеса такі ж як і для першої ступені. Приймаємо для косозубих коліс коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані

$$\Psi_{\text{ва}} = \frac{B}{a_{\omega 2}} = 0,4 \quad (2.60)$$

Міжосьова відстань із умови контактної витривалості активних поверхонь зубів по формулі.

$$a_{\omega 2} = K_a (U_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot K_{H\beta}}{[G_H]^2 U^2 \Psi_{\text{ва}}}} = 43(6,63 + 1) \sqrt[3]{\frac{15780 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{424^2 \cdot 6,63^2 \cdot 0,4}} = 604 \text{ мм} \quad (2.61)$$

де для косозубих коліс $K_a=43$, а передаточне число другої ступені $U_2=6,63$, крутний момент на зубчастому колесі $Z_4=6,63$, крутний момент на зубчастому колесі $Z_4 M_3=15780 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Приймаємо $a_{\omega 2}=600 \text{ мм}$.

Нормальний модуль зачеплення приймаємо по наступних рекомендаціях [13]:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \quad a_{\omega 2} = (0,01 \div 0,02) \cdot 600 = 6 \div 12 \text{ мм} \quad (2.62)$$

Приймаємо $m_n=12$.

Приймаємо попередньо кут нахилу зубів $\beta=10^\circ$ і визначимо число зубів шестірні й колеса.

$$Z_3 = \frac{2a_{\omega 2} \cdot \cos \beta}{(U+1)m_n} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 0,9848}{(6,63+1)12} = 12,9 \quad (2.63)$$

Приймаємо $Z_3=13$, тоді $Z_4=Z_3 \cdot U=13 \cdot 6,63 = 86,19$, приймаємо $Z_4=86$.

Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\cos \beta = \frac{(Z_3 + Z_4)m_n}{2a_{\omega 2}} = \frac{(13 + 86) \cdot 12}{2 \cdot 600} = 0,99 \quad (2.64)$$

Основні розміри шестірні й колеса

Дільний діаметр

$$d_{\omega 3} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_3 = \frac{12}{\cos 8^\circ 6'} \cdot 13 = 157,58 \text{ мм} \quad (2.65)$$

$$d_{\omega 4} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_4 = \frac{12}{\cos 8^\circ 6'} \cdot 86 = 1042,42 \text{ мм} \quad (2.66)$$

Перевіряємо міжосьову відстань

$$a_{\omega 2} = \frac{d_{\omega 3} + d_{\omega 4}}{2} = \frac{157,58 + 1042,42}{2} = 600 \text{ мм} \quad (2.67)$$

Діаметр вершин зубів

$$d_{a3} = d_{\omega3} + 2m_n = 157,58 + 2 \cdot 12 = 181,58 \text{ мм} \quad (2.68)$$

$$d_{a4} = d_{\omega4} + 2m_n = 1042,42 + 2 \cdot 12 = 1066,42 \text{ мм} \quad (2.69)$$

Ширина колеса

$$b_4 = \Psi_{\text{ва}} \cdot a_{\omega2} = 0,4 \cdot 600 = 240 \text{ мм} \quad (2.70)$$

Ширина колеса

$$b_3 = 240 + 10 = 250 \text{ мм}$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестірні по діаметрі:

$$\Psi_{\text{вд}} = \frac{b_3}{d_{\omega3}} = \frac{250}{157,58} = 1,59 \quad (2.71)$$

Окружна швидкість коліс і ступінь точності передачі

$$U = \frac{\omega_2 \cdot d_{\omega3}}{2} = \frac{14,65 \cdot 157,58}{2 \cdot 10^3} = 1,15 \text{ м/с} \quad (2.72)$$

При такій швидкості для косозубих коліс варто прийняти 8-у ступінь точності.

Коефіцієнт навантаження $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$ значення $K_{H\beta}$ при $\Psi_{\text{вд}} = 1,59$ й при несиметричному розташуванні коліс $K_{H\beta} = 1,25$. При $U = 1,15$ м/с й 8-го ступеня точності $K_{H\alpha} = 1,07$. Для косозубих коліс при $U < 5$ м/с маємо $K_{H\nu} = 1,0$

$$K_H = 1,25 \cdot 1,07 \cdot 1,0 = 1,34 \quad (2.73)$$

Перевірка контактних напружень

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{\omega 2}} \sqrt{\frac{M_3 \cdot K_H (U + 1)^3}{B_4 \cdot U_2^2}} = \frac{270}{600} \sqrt{\frac{15780 \cdot 1,34 (6,63 + 1)^3}{250 \cdot 6,63^3}} = 13,2 \text{ МПа} < [\sigma_H] \quad (2.74)$$

Сили, що діють у зачепленні.

окружна

$$F_{t2} = \frac{2M_3}{d_{\omega 4}} = \frac{2 \cdot 15780 \cdot 10^3}{1042,42} = 30275 \text{ Н} \quad (2.75)$$

радіальна

$$F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 30275 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ 6'} = 11130 \text{ Н} \quad (2.76)$$

осьова

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 30275 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ 6' = 4310 \text{ Н.} \quad (2.77)$$

Перевіряємо зуби на витривалість по напруженнях вигину:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{Fa}}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F] \quad (2.78)$$

тут коефіцієнт навантаження $K_F=K_{F\beta}\cdot K_{Fv}$, $K_{F\beta}=1,45$ $K_{Fv}=1,3$. Таким чином: $K_F=1,45\cdot 1,3=1,89$. Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба й залежить від еквівалентного числа зубів

у шестірні

$$Z_{v3} = \frac{Z_3}{\cos \beta} = \frac{13}{\cos 8^\circ 6'3} = 14 \quad (2.79)$$

у колеса

$$Z_{v4} = \frac{Z_4}{\cos \beta} = \frac{86}{\cos 8^\circ 6'3} = 89 \quad (2.80)$$

$$Y_{F3}=3,84 \quad Y_{F4}=3,6$$

Перевіряємо міцність зуба колеса

$$\sigma_{F4} = \frac{30275 \cdot 1,89 \cdot 3,6 \cdot 0,94 \cdot 0,9}{240 \cdot 12} = 61 \text{ МПа} < [\sigma_{F4}] = 248 \text{ МПа}. \quad (2.81)$$

Вибір матеріалу й допускаємих напружень для шестірні Z_5 і колеса Z_6 – третій щабель. Призначаємо для шестірні – сталь 45, твердість НВ 230; для колеса – сталь 45, термічна обробка – поліпшення, твердість НВ 200.

Допускаємі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HlimB} \cdot K_{HL}}{[S_H]} \quad (2.82)$$

де σ_{HlimB} – межа контактної витривалості

$$\sigma_{HlimB} = 2\text{НВ} + 70 \quad (2.83)$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, приймають $K_{HL}=1$

Коефіцієнт безпеки $[S_H] = 1.10$

$$[\sigma_H] = ([\sigma_{H5}] + [\sigma_{H6}]) \cdot 0.5 \quad (2.84)$$

для шестірні

$$[\sigma_{H5}] = \frac{(2HB + 70)K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1.1} = 482 \text{ МПа} \quad (2.85)$$

для колеса

$$[\sigma_{H6}] = \frac{(2HB + 70)K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1.1} = 428 \text{ МПа} \quad (2.86)$$

Тоді розрахункове допускаємо контактне напруження

$$[\sigma_H] = 0.5(482 + 428) = 455 \text{ МПа} \quad (2.87)$$

Приймаємо попередньо, як у випадку несиметричного розташування коліс,

$K_{F\beta}=1.25$. Для прямозубих коліс коефіцієнт ширини вінця $\Psi_{ва} = \frac{B}{a_w} = 0.25$.

Міжосьова відстань з умови контактної витривалості активних поверхонь зубів

$$a_{\omega 3} = K_a (U + 1)^3 \sqrt{\frac{M_4 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 U_3^2 \Psi_{ва}}} = \sqrt[3]{\frac{22000 \cdot 10^3 \cdot 1.25}{455^2 \cdot 1.61^2 \cdot 0.25}} = 732 \text{ мм} \quad (2.88)$$

де для прямозубих коліс $K_a=49.5$, а передаточне число $U_3=1.61$.

Модуль зачеплення приймаємо

$$m = (0,01 \div 0,02)a_{\omega_3} = (0,01 \div 0,02) \cdot 732 = 7,32 \div 14,64$$

Приймаємо $m = 8$ мм

число зубів шестірні

$$Z_5 = \frac{2a_{\omega}}{(U_3 + 1)m_t} = \frac{2 \cdot 732}{(1,61 + 1)8} = 70 \quad (2.89)$$

$$Z_6 = Z_5 \cdot U_3 = 70 \cdot 1,61 = 113 \quad (2.90)$$

Основні розміри шестірні й колеса:

діаметри ділильні

$$d_{\omega_5} = m_t \cdot Z_5 = 8 \cdot 70 = 560 \text{ мм} \quad (2.91)$$

$$d_{\omega_6} = m_t \cdot Z_6 = 8 \cdot 113 = 904 \text{ мм} \quad (2.92)$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_{\omega_3} = \frac{d_{\omega_5} + d_{\omega_6}}{6} = \frac{560 + 904}{2} = 732 \text{ мм} \quad (2.93)$$

Діаметри вершин зубів

$$d_{a_5} = d_{\omega_5} + 2m_t = 560 + 2 \cdot 8 = 576 \text{ мм} \quad (2.94)$$

$$d_{a_6} = d_{\omega_6} + 2m_n = 904 + 2 \cdot 8 = 920 \text{ мм} \quad (2.95)$$

Ширина колеса

$$b_6 = \Psi_{\text{ва}} \cdot a_{\omega_3} = 0,25 \cdot 732 = 182 \text{ мм} \quad (2.96)$$

Приймаємо ширину шестірні й колеса

$$b_5 = b_6 = 225 \text{ мм} \quad (2.97)$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестірні по діаметру:

$$\Psi_{\text{вд}} = \frac{b_5}{d_5} = \frac{225}{576} = 0,39 \quad (2.98)$$

Окружна швидкість колеса й ступінь точності передачі

$$U = \frac{\omega_3 \cdot d_{\omega_5}}{2 \cdot 10^3} = \frac{2,21 \cdot 560}{2 \cdot 10^3} = 0,62 \text{ м/с} \quad (2.99)$$

При такій швидкості для прямозубих коліс приймаємо 8–у ступінь точності коефіцієнт навантаження $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$

$$K_{H1} = 1,1 \cdot 1,05 \cdot 1,0 = 1,16$$

Перевірка контактних напружень

$$\sigma_H = \frac{270}{a\omega_3} \sqrt{\frac{M_4 \cdot K_H (U_3 + 1)^3}{b_5 \cdot U_3^2}} = \frac{270}{732} \sqrt{\frac{22000 \cdot 10^3 \cdot 1,16 (1,61 + 1)^3}{225 \cdot 1,61^2}} = 325 \text{ МПа} \quad (2.100)$$

$$\sigma_H < [\sigma_H]$$

Сили, що діють у зачепленні

окружна

$$F_t = \frac{2M_4}{d\omega_6} = \frac{2 \cdot 22000 \cdot 10^3}{920} = 47830 \text{ Н.} \quad (2.101)$$

радіальна

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha = 47830 \cdot \operatorname{tg}20^\circ = 17410 \text{ Н.} \quad (2.102)$$

Перевіряємо зуби на витривалість по напругах вигину

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{Fa}}{b m_t} \leq [\sigma_F] \quad (2.103)$$

Коефіцієнт навантаження $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ $K_{F\beta} = 1.21$, $K_{Fv} = 1.1$, $K_F = 1.21 \cdot 1.1 = 1.33$
 $\psi_{Fs} = 3.61$ $Y_{F6} = 3.6$.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{[S_F]} : \quad (2.104)$$

Для сталі 45 поліпшеної $\sigma_{Flimb} = 1,8\text{HB}$

Для шестірні $\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot 230 = 415 \text{ МПа}$,

Для колеса $\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}$.

де $[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$ – коефіцієнт безпеки, $[S_F]' = 1,75$, $[S_F]'' = 1$, отже $[S_F] = 1,75$

Допускаємо напруження:

для шестірні

$$[\sigma_{F5}] = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ МПа} \quad (2.105)$$

для колеса

$$[\sigma_{F6}] = \frac{300}{1,75} = 206 \text{ МПа} \quad (2.106)$$

Знаходимо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ (2.107)

для шестірни

$$\frac{237}{3,61} = 65,6 \text{ МПа}$$

для колеса

$$\frac{206}{3,6} = 57,2 \text{ МПа}$$

Подальший розрахунок треба, вести для зубів колеса, для якого знайдене відношення найменше.

$Y_\beta=1$ – для прямих зубів, $K_{F\alpha}=0,92$

Перевіряємо міцність зуба колеса:

$$\sigma_F = \frac{47830 \cdot 1,33 \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 0,92}{225 \cdot 8} = 117 \text{ МПа} < [\sigma_{F6}] = 206 \text{ МПа}. \quad (2.108)$$

Умова міцності виконується

Попередній розрахунок валів редуктора проведемо на крутіння по зниженим допускаємим напруженням.

Провідний вал.

Діаметр вихідного кінця при допускаємих напруженнях, що, $[\tau_{до}] = 15 \text{ МПа}$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16M_{к1}}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 340 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 49 \text{ мм} \quad (2.109)$$

В зв'язку з тим, що вал з'єднується муфтою з валом електродвигуна, необхідно погодити діаметри ротора $d_{дв}$ і вала $d_{в1}$. У підбраного електродвигуна $d_{дв}=65$ мм. Приймаємо $d_{в1}=70$ мм. Прийmemo під підшипниками $d_{п1}=90$ мм. Шестірню виконаємо заціло з валом.

Другий вал редуктора в небезпечному перерізі під зубчастим колесом визначимо попередньо з розрахунку на крутіння по зниженому напруженню $[\tau_{до}]=15$ МПа.

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{16M_2}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2380 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 93,2 \text{ мм} \quad (2.110)$$

Приймаємо діаметр вала під зубчастим колесом $d_{в2}=120$ мм. Діаметр вала під вальницями попередньо приймаємо $d_{п2}=110$ мм.

Третій вал редуктора.

Діаметр вихідного кінця вала

$$d_{в3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_3}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 15780 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 160 \text{ мм} \quad (2.111)$$

Приймаємо $d_{в3}=170$ мм, в зв'язку з тим, що він з'єднується муфтою з валом змішувальної машини, приймаємо діаметр вала під вальницями $d_{п3}=110$ мм, під шестірнею $d_{в\omega3}=170$ мм, під зубчастим колесом $d_{в3,3}=260$ мм.

Ведений вал.

Діаметр вихідного кінця вала:

$$d_{B4} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_4}{\pi [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 22000 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 165 \text{ мм} \quad (2.112)$$

Приймаємо $d_{B4}=170$ мм, як і вихідний кінець вала 3, в зв'язку з тим, що він з'єднується муфтою з валом змішувальної машини приймаємо під підшипниками діаметр вала $d_{n4}=180$ мм, під зубчастим колесом $d_{к4}=200$ мм.

Конструктивні розміри шестірні й колеса для першої ступені редуктора

На ведучому валу шестірня виконана за одне ціле з валом, її розміри визначені вище $d_{\omega 1}=119,54$ мм, $b_1 = 130$ мм, колесо $d_{\omega 2}=836,78$ мм, $b_2 = 120$ мм.

Діаметр ступиці

$$d_{ст} = 1,6d_{B2} = 1,6 \cdot 120 = 192 \text{ мм} \quad (2.113)$$

Довжина ступиці

$$l_{ст} = (1,2 \div 1,5)d_2 = (1,2 \div 1,5) \cdot 120 = 144 \div 160 \text{ мм}$$

приймаємо $l_{ст}=150$ мм

$$\text{Товщина ободу } c_0=(2,5..4) m_n=(2,5..4) 8=20..32 \text{ мм}$$

приймаємо $c_0=25$ мм.

Товщина диска $c=0,3 \cdot b_2=0,3 \cdot 120=36$ мм.

На другому валу шестірня виконана за одне ціле з валом, її розміри визначені вище $d_{\omega 3}=157,58$ мм, $b_3 = 250$ мм, колесо кованим $d_{\omega 4}=1042,42$ мм, $b_4 = 240$ мм.

Діаметр ступиці

$$d_{ст}=1,6d_{B3,3}=1,6 \cdot 260=416 \text{ мм}$$

приймаємо $d_{CT}=420$ мм.

Довжина ступиці

$$l_{cn} = (1,2 \div 1,5)d_{в3,3} = (1,2 \div 1,5) \cdot 260 = 312 \div 390 \text{ мм}$$

приймаємо $l_{CT}=350$ мм.

Товщина ободу

$$b_0 = (2,5..4) m_n = (2,5..4) 12 = 30..48 \text{ мм}$$

приймаємо $b_0=40$ мм.

Товщина диска

$$c = 0,3 \cdot v_4 = 0,3 \cdot 240 = 72 \text{ мм.}$$

Третя ступінь – зубчасті колеса – ковани, їхні розміри визначені вище

$$d_{o5} = 560 \text{ мм, } v_5 = 225 \text{ мм, } d_{o6} = 904 \text{ мм, } v_6 = 225 \text{ мм.}$$

Діаметр ступиці

$$d_{CT} = 1,6d_B$$

$$d_{CT5} = 1,6 \cdot 180 = 288 \text{ мм,}$$

приймаємо $d_{CT5} = 290$ мм

$$d_{CT6} = 1,6d_B \cdot 200 = 320 \text{ мм}$$

Довжина ступиці

$$l_{cn} = (1,2 \div 1,5)d_B$$

$$l_{cn} = (1,2 \div 1,5)d_{в3,3} = (1,2 \div 1,5) \cdot 180 = 216 \div 270 \text{ мм,}$$

приймаємо $l_{ст}=250$ мм.

$$l_{сн} = (1,2 \div 1,5)d_{в3,3} = (1,2 \div 1,5) \cdot 200 = 240 \div 300 \text{ мм,}$$

приймаємо $l_{ст}= 270$ мм.

Товщина ободу

$$c_o=(2,5..4) m_n=(2,5..4) 12=30..48\text{мм}$$

приймаємо $c_o=40$ мм.

Товщина диска

$$c=0,3 \cdot v_5=0,3 \cdot 225= 67,5 \text{ мм, приймаємо } c = 70 \text{ мм.}$$

Товщина стінок корпуса редуктора й кришки:

$$b = 0,025 \cdot a_{w3} + 1 = 0,025 \cdot 732 + 1 = 19,3 \text{ мм}$$

$$b_1 = 0,02 \cdot a_{w3} + 1 = 0,02 \cdot 732 + 1 = 15,6 \text{ мм.}$$

Конструктивно приймаємо товщину корпуса й кришки $b = 30$ мм.

Товщина фланцевих поясів корпуса й кришки:

верхнього пояса корпуса й пояса кришки

$$b = 1,5 \cdot b = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм, приймаємо } b=40 \text{ мм;}$$

нижнього пояса корпуса

$$p = 2,35 b = 70\text{мм, приймаємо } p = 50\text{мм.}$$

Діаметр болтів:

Фундаментних

$$d_1=(0,03 \div 0,036) \cdot a_{w3} + 12 = (0,03 \div 0,036) 732 + 12 = 33,96 \dots 38,35\text{мм,} \quad (2.114)$$

приймаємо болти з різьбленням М36;
закріплюючих кришку до корпусу

$$d_2=(0,7\div 0,75) \cdot d_1 = (0,7\div 0,75) \cdot 36 = 25,2 \dots 27 \text{мм}, \quad (2.115)$$

приймаємо болти з різьбленням М30.

Виконаємо перевірку довговічності вальниць

Провідний вал.

З попередніх розрахунків маємо: $F_t=5690\text{Н}$, $F_r=2375\text{Н}$, $F_a=3220\text{Н}$.

Швидкохідний щабель із шевронними колісьми роздвоєна.

З компонування $a = 145 \text{ мм}$, $b = 440 \text{ мм}$.

Реакції опор у вертикальній площині

$$R_{Ax} = R_{Bx} = -F_t = 5690 \text{ Н} \quad (2.116)$$

Реакції опор у горизонтальній площині

$$R_{Ay} = R_{By} = F_r = 2375 \text{ Н} \quad (2.117)$$

Згинальний момент у вертикальній площині

$$M_{i1} = R_{Ax} \cdot a = 5690 \cdot 14,5 = 82505 \text{ Н}\cdot\text{см} \quad (2.118)$$

Згинальний момент у горизонтальній площині

$$\begin{aligned} M_{i2} &= R_{By} \cdot a + F_a \cdot \frac{d\omega}{2} = 2375 \cdot 14,5 + 3220 \cdot \frac{11,95}{2} = \\ &= 53685 \text{ Н}\cdot\text{см} \end{aligned} \quad (2.119)$$

Сумарні реакції

$$F_{r1} = F_{r2} = \sqrt{R_{x_1}^2 + R_{y_1}^2} = \sqrt{5690^2 + 2375^2} = 6165 \text{ Н} \quad (2.120)$$

Сумарний згинальний момент

$$M_U = \sqrt{M_{U1}^2 + M_{U2}^2} = \sqrt{82505^2 + 53685^2} = 98435 \text{ Н} \cdot \text{см} \quad (2.121)$$

Приймаємо радіальні кулькові вальниці № 318

$$d = 90 \text{ мм}, D = 190 \text{ мм}, B = 43 \text{ мм}, C = 112 \text{ кН}, C_0 = 101 \text{ кН} \quad (2.122)$$

Еквівалентне навантаження обчислюємо по формулі

$$P_3 = (XV F_{r1} + YFa) K_6 \cdot K_T \quad (2.123)$$

На рисунку 2.3 наведено епюри навантажень.

$V=1$ – обертається внутрішнє колесо;

коефіцієнт безпеки $K_6=1,5$;

температурний коефіцієнт $K_T=1$

Відношення $\frac{Fa}{C_0} = \frac{3220}{101000} = 0,032$ цій величині відповідає $e=0,22$

$$\text{Відношення } \frac{Fa}{Fr1} = \frac{3220}{6165} = 0,52 > e; X = 0,56, Y = 1,88 \quad (2.124)$$

$$P_3 = (0,56 \cdot 6165 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 5180 \text{ Н} \quad (2.125)$$

В зв'язку з тим, що колеса роздвоєні й осьові сили взаємно знищуються.

Розрахункова довговічність, млн. об

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^3 = \left(\frac{112 \cdot 10^3}{5,18 \cdot 10^3} \right)^3 = 10075 \text{ млн} \cdot \text{об} \quad (2.126)$$

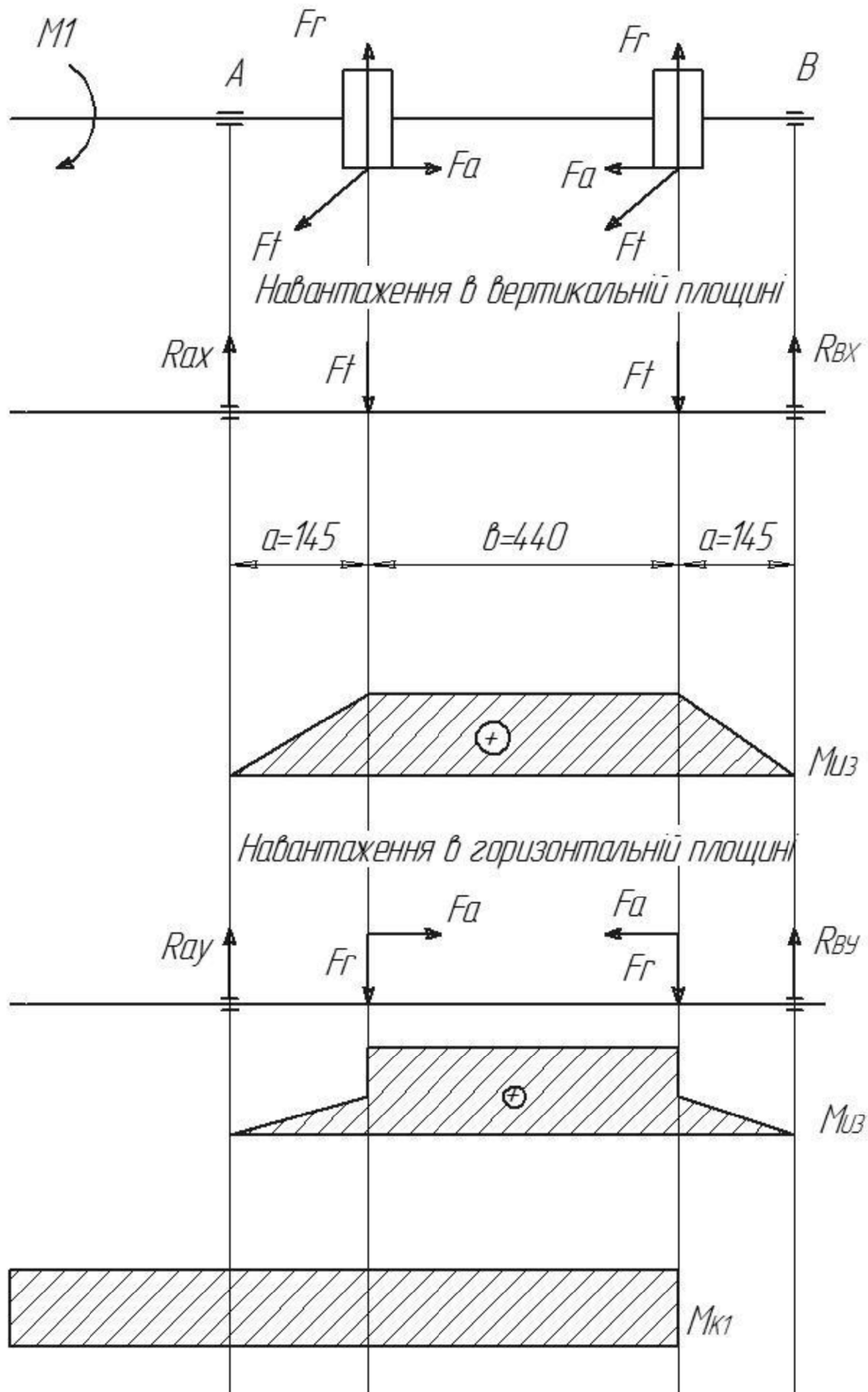


Рисунок 2.3 – Епюри навантажень

Розрахункова довговічність, год

$$Ln = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{10075 \cdot 10^6}{60 \cdot 980} = 17 \cdot 10^4 \text{ годин} \quad (2.127)$$

що більше встановлених ДСТ 16162–85 [16].

Проміжний вал II

З попередніх розрахунків маємо:

$$F_t=5690\text{Н}, F_r=2375\text{Н}, F_a=3220\text{Н}.$$

$$F_{t2}=30275\text{Н}, F_{r2}=11130\text{Н}, F_{a2}=4310\text{Н}.$$

З компонування $a = 145 \text{ мм}$, $b = 440 \text{ мм}$, $z = 365 \text{ мм}$.

Навантаження у вертикальній площині

Реакції опор у вертикальній площині

$$R_{cx} = R_{dx} = -\frac{2F_t + F_{t2}}{2} = \frac{2 \cdot 5690 + 30275}{2} = 41655 \text{ Н} \quad (2.128)$$

Реакції опор у горизонтальній площині

$$R_{cy} = R_{dy} = \left(\frac{F_{r2}}{2} - F_r \right) = \left(\frac{11130}{2} - 2375 \right) = 3190 \text{ Н} \quad (2.129)$$

Сумарні реакції

$$F_{r2} = F_{r3} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{41655^2 + 3190^2} = 41777 \text{ Н} \quad (2.130)$$

Попередньо приймаємо вальниці роликові конічні №7536 [17].

Осьові складові радіальних реакцій конічних вальниць визначаємо по формулі [18]^

$$S = 0,83 \cdot e \cdot P_{r3} = 0,83 \cdot 0,36 \cdot 41777 = 12483 \text{ Н} \quad (2.131)$$

тут для вальниць № 7536 параметр осьового навантаження $e=0,36$
Осьові навантаження вальниць

$$P_{a1} = S = 12483 \text{ Н} \quad (2.132)$$

$$\text{Відношення } \frac{Fa1}{Fr3} = \frac{12483}{41777} = 0,3 < e \quad (2.133)$$

тому осьові сили не враховуємо.

Еквівалентне навантаження

$$P_3 = VPr_3 \cdot K_6 \cdot K_T = 41777 \cdot 1,2 \cdot 1 = 50132 \text{ Н} \quad (2.134)$$

Розрахункова довговічність, млн.об.

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{700}{50,132} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{700}{50,132}} = 6585 \text{ млн.про} \quad (2.135)$$

Розрахункова довговічність, год.

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60n_2} = \frac{6585 \cdot 10^6}{60 \cdot 140} = 785 \cdot 10^4 \text{ годин} \quad (2.136)$$

де $n_2=140$ об/хв. частота обертання вала II.

Отримана довговічність більше необхідної.

На рисунку 2.4 наведено епюри навантажень.

Проміжний вал III.

Для цього вала приймаємо вальниці такі ж як і для проміжного вала II, тобто вальниці роликові конічні № 7536.

Ведений вал IV.

З попередніх розрахунків $F_{t3}=47830\text{Н}$, $F_r=17410\text{Н}$, з компонування $l_1=165$ мм.

Реакції опор у вертикальній площині

$$R_{EX}=R_{KX}=F_t= 47830 \text{ Н} \quad (2.137)$$

Реакції опор у горизонтальній площині

$$R_{EY}=R_{KY}=F_r= 17410 \text{ Н} \quad (2.138)$$

Згинальний момент у вертикальній площині

$$M_{i3} = R_{EX} \cdot l_1 = 47830 \cdot 16,5 = 789195 \text{ Н}\cdot\text{см} \quad (2.139)$$

Згинального моменту в горизонтальній площині

$$M_{i4} = R_{EY} \cdot l_1 = 17410 \cdot 16,5 = 287265 \text{ Н}\cdot\text{см} \quad (2.140)$$

Сумарні реакції

$$F_{r5} = F_{r6} = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{47830^2 + 17410^2} = 50900 \text{ Н} \quad (2.141)$$

Сумарний згинальний момент

$$M_U = \sqrt{M_{U3}^2 + M_{U4}^2} = \sqrt{789195^2 + 287265^2} = 839850 \text{ Н}\cdot\text{см} \quad (2.142)$$

Приймаємо радіальну кулькову вальницю № 236 $d = 180$ мм, $D = 320$ мм, $B = 52$ мм, $z = 229$ кН, $z = 196$ кН.

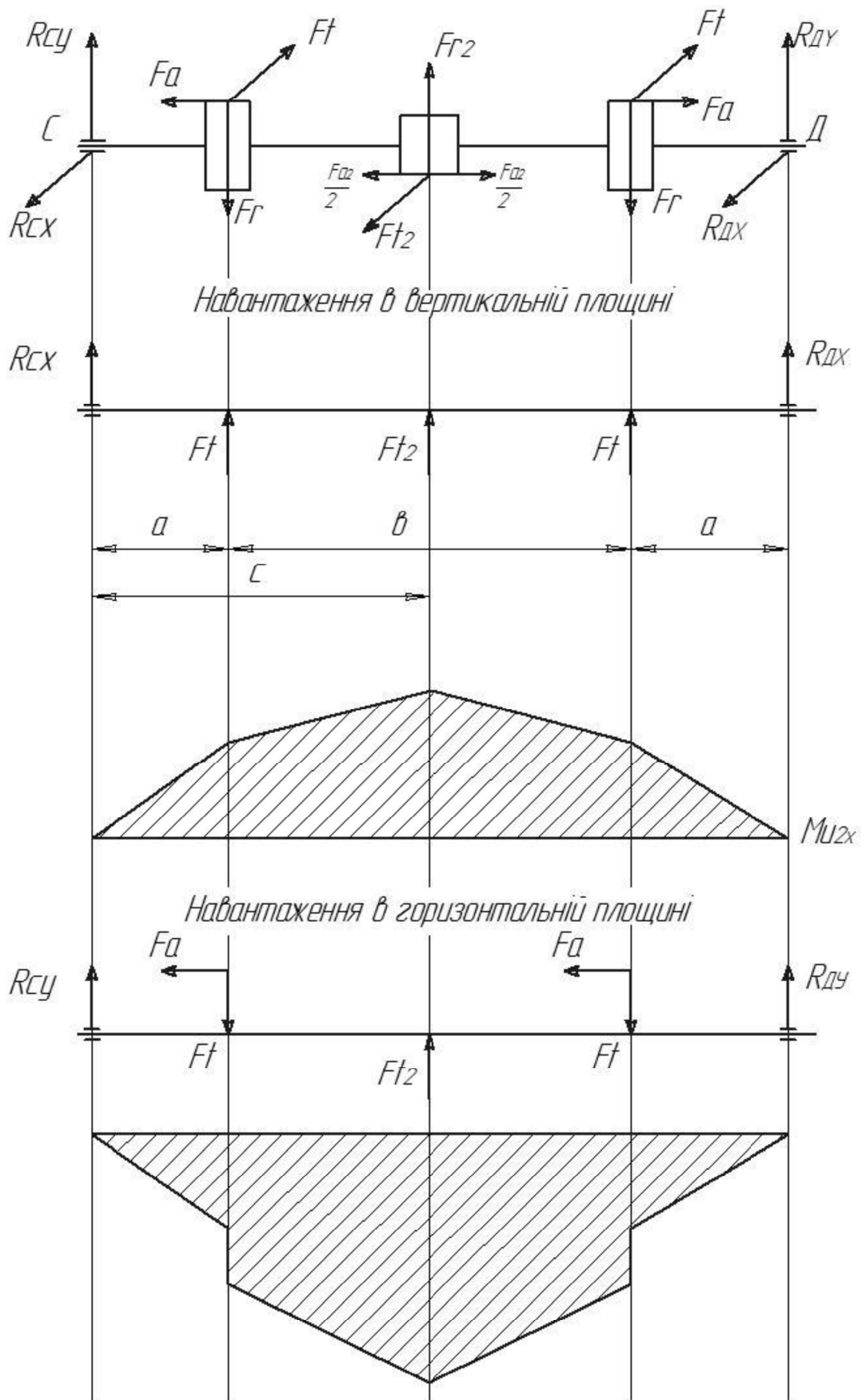


Рисунок 2.4 – Епюри навантажень

На рисунку 2.5 наведено епюри навантажень.

Еквівалентне навантаження

$$P_3 = V F r_5 \cdot K_6 \cdot K_T \quad (2.143)$$

$V=1$ – обертається внутрішнє колесо;

коефіцієнт безпеки $K_6=1,5$;

температурний коефіцієнт $K_T=1$

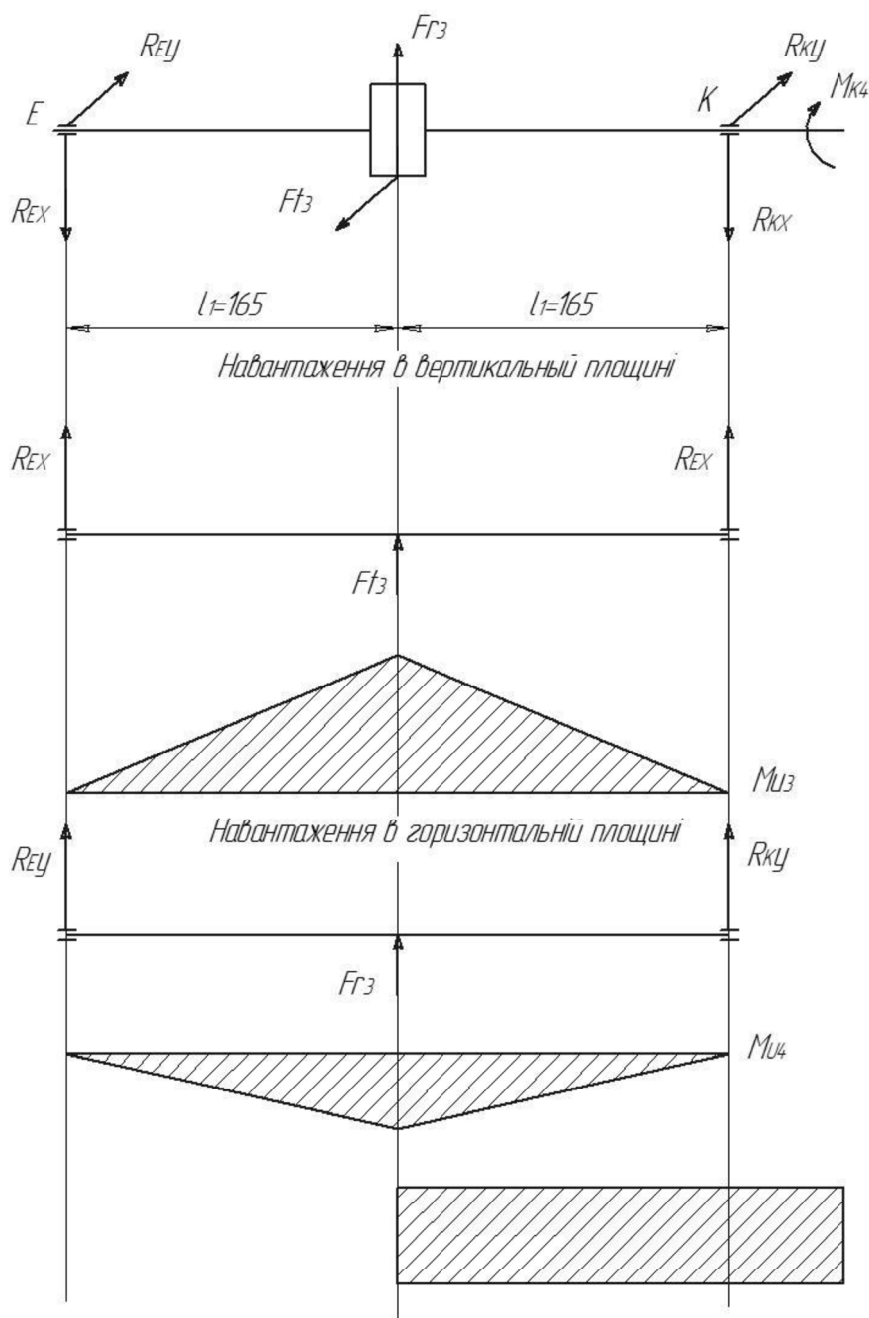


Рисунок 2.5 – Епюри навантажень

$$P_3 = 1 \cdot 50900 \cdot 1,5 \cdot 1 = 76350 \text{ Н} \quad (2.144)$$

Розрахункова довговічність, млн.об.

$$L = \left(\frac{C}{P_E} \right)^3 = \left(\frac{229 \cdot 10^3}{76,35 \cdot 10^3} \right)^3 = 27 \text{ млн.об} \quad (2.145)$$

Розрахункова довговічність, год.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{27 \cdot 10^6}{60 \cdot 13,1} = 3,4 \cdot 10^4 \text{ год.} \quad (2.146)$$

це більше встановлених ДСТ 16162–85 [16].

Змаювання зубчастих зачеплень виконується зануренням зубчастих коліс у масло, що заливається усередину корпусу до рівня, що забезпечує занурення коліс приблизно на 50...60 мм.

Обсяг масляної ванни V визначаємо з розрахунку 0,25 дм³ масла на 1 кВт переданої потужності

$$V = 0,25 \cdot 37 = 13,7 \text{ дм}^3 \quad (2.147)$$

По таблиці встановлюємо в'язкість масла. При контактних напруженнях до 600 МПа й окружній швидкості вище 5 м/с рекомендуєма в'язкість, масла повинна бути приблизно рівна $22 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Приймаємо масло інгібіторне НГ203 Б.

Камери вальниць заповнюємо пластичним мастильним матеріалом УТ–1, періодично поповнюючи його шприцом через маслянки [19].

Шпонки призматичні з округленими торцями (виконання 1). Розміри перетинів шпонок і пазів і довжини шпонок визначаємо за [20].

Матеріал шпонок – сталь 45 нормалізована.

Напруження змінання й умова міцності визначаємо по формулі

$$\sigma_{зм} = \frac{2M}{d(n - t_1)(l - b)} \leq [\sigma_{зм}] \quad (2.148)$$

Допускаємо напруження змінання при сталевій ступиці

$$[\sigma_{зм}] = 100 \div 120 \text{ МПа.}$$

Для проміжного вала II $d = 180$ мм, шпонка $b \times h = 50 \times 28$ мм, $t_1 = 17$ мм, довжина шпонки $l = 90$ мм, $M_2 = 2380 \cdot 10^3$ Н·мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 2380 \cdot 10^3}{180(28 - 17)(90 - 50)} = 60,1 \text{ МПа}$$

Для проміжного вала III найбільш навантажена шпонка під зубчастим колесом Z_5 (менший діаметр вала).

$M_3 = 15780$ Н·мм, $d_b = 220$ мм, шпонка $b \times h = 50 \times 28$ мм, довжина шпонки $l = 170$ мм.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 15780 \cdot 10^3}{220(28 - 17)(170 - 50)} = 108 \text{ МПа}$$

Для вихідного вала IV $M_4 = 22000$ Н·мм, $d_b = 200$ мм, шпонка $b \times h = 50 \times 28$ мм, довжина шпонки $l = 210$ мм.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 22000 \cdot 10^3}{200(28 - 17)(210 - 50)} = 95,2 \text{ МПа}$$

2.3.3 Розрахунок системи розвантаження

Для визначення й добірки пневмоциліндра необхідно знайти загальну вагу шибера й вагу матеріалу тиснучого на шибер.

Визначаємо вагу шибера.

Загальна вага шибера дорівнює сумі ваги складових частин.

$$M_{\text{ш}}=M_1+M_2+M_3+M_4+M_5 \quad (2.149)$$

де M_1 – вага вушка;

M_2 – вага напрямної;

M_3 – вага пластини;

M_4 – вага планки;

M_5 – вага пластини напрямної.

$$M=V \cdot q \quad (2.150)$$

$$M_1=2880 \cdot 7,85=22608=22,6 \text{ кг}$$

$$M_2=1680 \cdot 7,85=13188=13,188 \text{ кг}$$

$$M_3=13061,25 \cdot 7,85=12530,8125=102,53 \text{ кг}$$

$$M_4=560 \cdot 7,85=4396=4,396 \text{ кг}$$

$$M_5=1980 \cdot 7,85=15543=15,543 \text{ кг}$$

$$M_{\text{ш}}=22,6+13,188+102,53+4,396+15,543=158,257 \text{ кг}$$

Для зручності подальшого розрахунку вагу шибера приймаємо рівною 160 кг.

Визначаємо вагу матеріалу тиснучого на шибер

$$M_{\text{м}}=V_{\text{м}} \cdot q_{\text{м}}=180000 \cdot 2=360000=360 \text{ кг} \quad (2.151)$$

$$V_M = 30 \cdot 60 \cdot 100 = 180000 \text{ см}^3 \quad (2.152)$$

де ρ_M – щільність матеріалу 2 г/см²

Загальна вага:

$$M_{об} = M_M + M_{ш} = 360 + 160 = 520 \text{ кг} \quad (2.153)$$

Визначаємо зусилля на штоку

$$P_{шт} = M_{об} \cdot \mu = 5200 \cdot 0,2 = 1040 \text{ Н} \quad (2.154)$$

де μ – коефіцієнт тертя по металу.

Визначаємо діаметр циліндра

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_{шт}}{\chi \cdot P_m (1 - R_{тр})}} \quad (2.155)$$

де $P_{тр}$ – зусилля на штоку;

P_m – тиск у системі;

$R_{тр}$ – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в циліндрі;

χ – безрозмірний параметр навантаження.

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{1040}{0,65 \cdot 100000 \cdot (1 - 0,1)}} = 0,19 = 190 \text{ мм}$$

З огляду на специфіку виробництва й невраховані навантаження вибираємо пневмоциліндр із діаметром 230 мм.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Підготовка до роботи та пробний пуск змішувальної машини

Зробити зовнішній огляд змішувальної машини, редуктора, електродвигуна, муфт, пневмоциліндра. Перевірити герметичність рознімань і ущільнень, наявність змащення, стан болтових з'єднань, стан робочої частини.

Перевірити справність витяжної вентиляції. Переконатися у відсутності сторонніх предметів у змішувальній камері.

Переконавшись у відсутності неполадок, включити електродвигун на 2 секунди.

При плавному включенні електродвигуна й при відсутності сторонніх шумів необхідно повторити короткочасне включення 3-4 рази, а потім зробити пробне обкатування протягом 15 хвилин.

При пробному пуску перевірити:

а) роботу приводу обертання роторів, що повинна відбуватися плавно, без поштовхів, вібрації, надмірного шуму, без заїдання валів в опорах і без торкання лопат ротора об стінки корпусу;

б) ущільнення рознімань;

в) температуру підшипників.

Переконавшись у відсутності неполадок, приступити до пробного обкатування протягом однієї години з переодичним відкриванням і закриттям шиберів вивантажувального люка.

Зробити обкатування змішувальної машини на **холостому** ходу протягом 2-х годин. Якщо в процесі випробування будуть замічені які-небудь неполадки, випробування негайно припинити, несправності усунути, обкатування повторити.

Після закінчення обкатування перевірити стан всіх вузлів, затягування болтів, гайок переконається в справному стані змішувальної машини, скласти акт, що дає право вважати машину готовою для обкатування під навантаженням.

Змішувач завантажити шихтою, у такій кількості, щоб робочий струм електродвигуна не перевищував номінального. При випробуванні під навантаженням перевірити роботу всіх вузлів. Ротори повинні обертатися плавно без заїдань. Шибер повинен працювати плавно без ривків і перекосів. При виявленні несправностей випробування припинити: масу вивантажити якщо це необхідно.

Усунути несправності й повторити випробування під навантаженням. Після закінчення випробування під навантаженням скласти акт, що дає право вважати змішувальну машину придатною для експлуатації.

3.2 Змащення змішувальної машини

В таблиці 3.1 наведено технологічну карту змащення вузлів змішувальної машини згідно схеми рисунок 3.1

Таблиця 3.1 – Технологічна карта змащення вузлів змішувальної машини

Найменування й позначення змащуваного виробу, номера позицій на схемі змащення	Найменування мастильних матеріалів при експлуатації	Кіл. точок змащення	Спосіб нанесення мастильних матеріалів	Періодичність перевірки й заміни змащення
Редуктор ЦЗ-732 (поз.1)	Масло інгібіторне НГ203Б	1	Картерне змащування	Зміна мастила 1 раз в 4 місяці
Підшипники цапф переднього й заднього роторів (поз.2)	Змащення 1-13 жирове виробництва ПАТ «АЗМОЛ» ДСТ 1631-61 + вольфрамомолібденова присадка	4	Масльонки	Додавання 1 раз на місяць
Зубчаста муфта (поз.3)	Змащення 1-13 жирове виробництва ПАТ «АЗМОЛ» + вольфрамомолібденова присадка	2	Масльонки	Додавання 1 раз на місяць

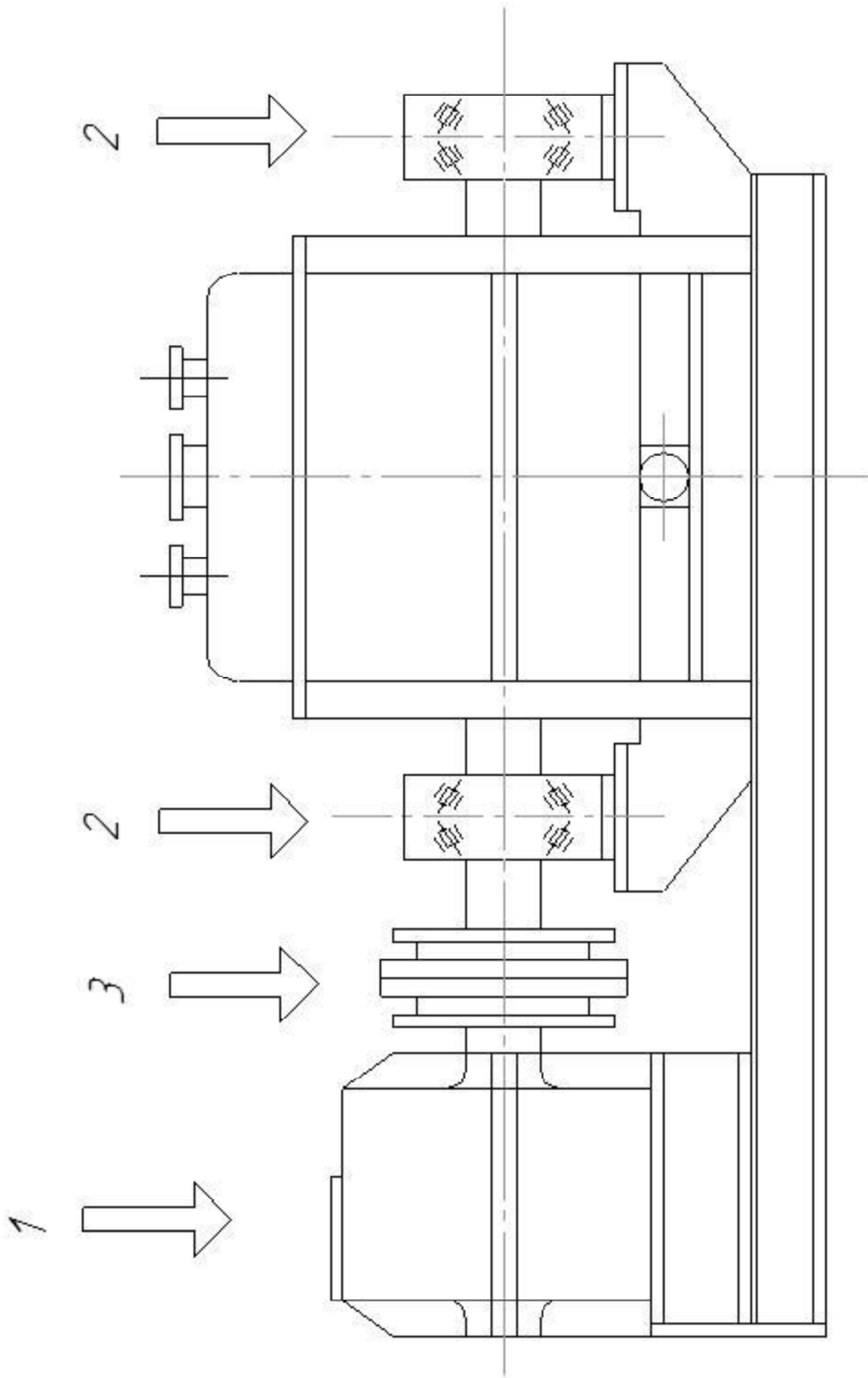


Схема змащування

1. Редуктор ЦЗ-732 – 1шт

2. Підшипники роторів – 4шт

3. Зубчаста муфта – 2шт

Рисунок 3.1 – Схема змащування змішувальної машини

3.3 Розрахунок фундаменту змішувача АНОД-4

Фундамент є опорною частиною обладнання і призначений для передачі навантаження від розташованих на ньому конструкцій на основу, тобто на (грунт) .

Від надійності і стійкості фундаментів залежать експлуатаційні якості обладнання, і звичайно довговічність його використання. Вартість зведення фундаментів може становити до 40 % від вартості самого обладнання, а ось виправлення допущених помилок, як правило, дуже трудомістке і дороге, тому до будівництва фундаменту потрібно ставитися дуже відповідально.

Грунт , розташований під фундаментом , і несучий навантаження від ваги обладнання і самого фундаменту , називаються основою. Основи під будь-якими будівлями і конструкціями можуть бути двох видів – природні і штучні.

До природних відносять ті основи , на яких фундамент закладається без будь-якого додаткового укріплення. Штучною основою є та , яку зміцнюють , наприклад, за допомогою піщаної підсіпки (піщаної подушки), щебеню або іншого матеріалу, з наступним трамбуванням .

Початковими показниками для проектування фундаментів являються параметри і габаритні розміри підстав машин, схема вантаження фундаменту, дані про геологію, гідрогеологію і фізико-механічні властивості ґрунту, схеми прив'язки фундаменту до будівлі, розташування заставних частин, напрямків і каналів.

Початкові дані:

- вага змішувальної машини – $G_{зм} = G_{обл} = 3580$ кг;
- вага перемішуємого матеріалу – $G_{м} = P_{тех} = 1500$ кг

Вагу обладнання встановленого на фундаменті знаходимо за формулою:

Визначаємо геометричні параметри фундаменту (схема фундаменту представлена на рис. 3.2):

$$\begin{aligned}
 a' &= 2480 + 2 \cdot n = 2480 + 2 \cdot 150 = 2780 \text{ мм}, \\
 b' &= 1730 + 2 \cdot n = 1730 + 2 \cdot 150 = 2030 \text{ мм}, \\
 a'' &= 2780 + 2 \cdot n' = 2780 + 2 \cdot 300 = 3380 \text{ мм}, \\
 b'' &= 2030 + 2 \cdot n' = 2030 + 2 \cdot 300 = 2630 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Об'єм фундаменту:

$$V_{\phi} = (3 - 5) \cdot G_{\text{обл}} \quad (3.1)$$

де $(3-5)$ – м^3 доводиться на 1 т ваги встановленого обладнання.

$$V_{\phi} = 3 \cdot 3,58 = 10,74 \text{ м}^3;$$

Вага фундаменту:

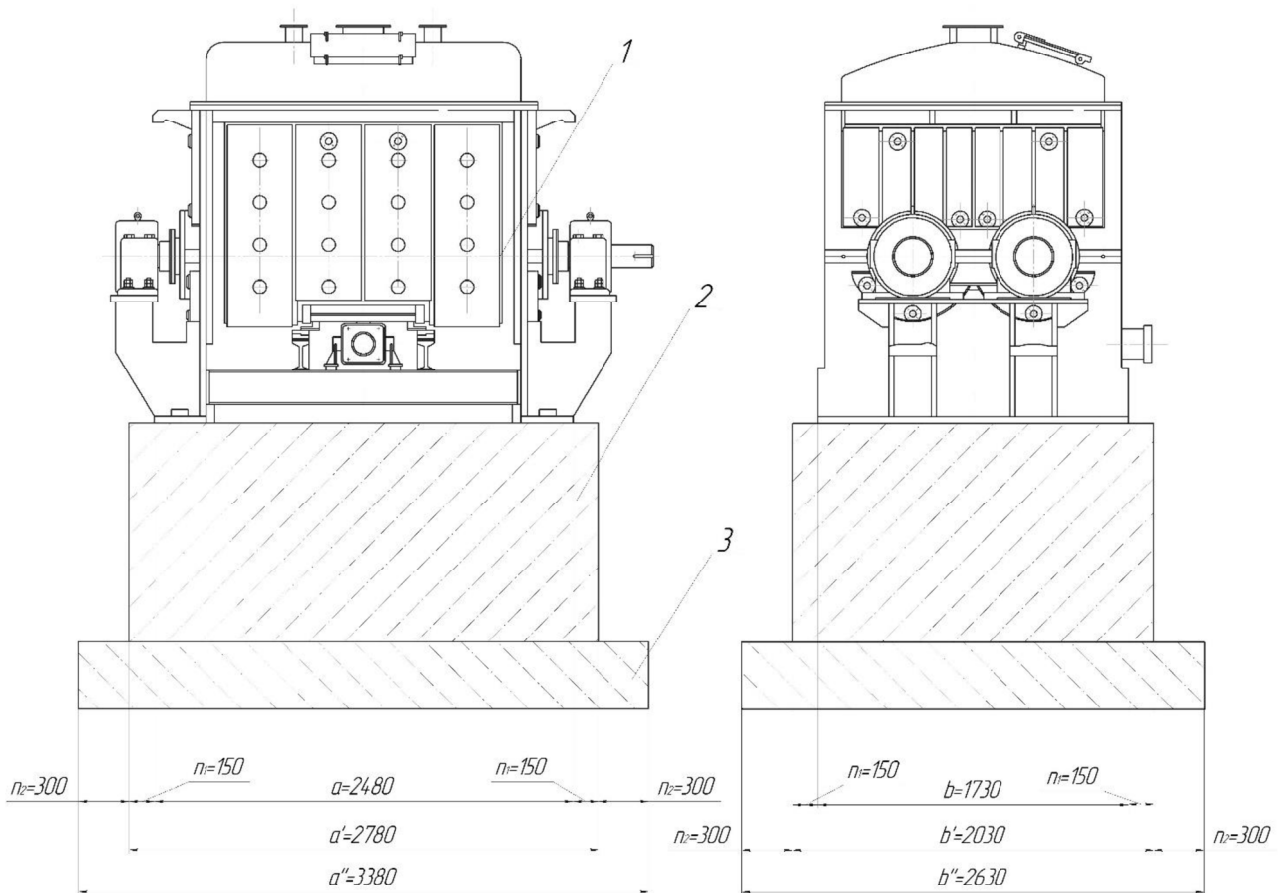
$$G_{\phi} = V_{\phi} \cdot \rho = 10,74 \cdot 2,2 = 23,63 \text{ т}; \quad (3.2)$$

де $\rho = 2200 \text{ кг/м}^3$ – щільність бетону;

Визначаємо тиск на ґрунт:

$$\rho = \frac{G_{\text{обл}} + G_{\phi} + P_{\text{тех}}}{a'' \cdot b''} = \frac{3580 + 23630 + 1500}{338 \cdot 263} \approx 0,32 \text{ кг/см}^2 < [\rho] = 2 \text{ кг/см}^2; \quad (3.3)$$

де $[\rho]$ – допускаємий тиск, на ґрунт, для Запорізької області $[\rho] = 2 \text{ кг/см}^2$.



1 – змішувальна машина; 2 – власне фундамент; 3 – підшва фундаменту

Рисунок 3.2 – Схема до розрахунку фундаменту змішувальної машини

АНОД-4

Остаточно приймаємо:

$$a' = 2780\text{мм}, b' = 2030\text{мм}, a'' = 3380\text{мм}, b'' = 2630\text{мм}.$$

Визначимо загальну висоту фундаменту:

$$h_{\text{заг}} = \frac{V_{\phi}}{S_{\phi}} = \frac{10,74}{3,38 \cdot 2,63} = 1,21\text{м} \quad (3.4)$$

Висота підшви фундаменту:

$$h_{\text{п}} = \frac{1}{5} \cdot h_{\text{заг}} = \frac{1}{5} \cdot 1,21 = 0,24\text{м} \quad (3.5)$$

Висота власне фундаменту:

$$h_{\phi} = h_{\text{заг}} - h_{\text{п}} = 1,21 - 0,24 = 0,97 \text{ м}; \quad (3.6)$$

Об'єм підшви фундаменту:

$$V_{\text{п}} = h_{\text{п}} \cdot a'' \cdot b'' = 0,24 \cdot 3,38 \cdot 2,63 = 2,13 \text{ м}^3 \quad (3.7)$$

Для підшви фундаменту приймаємо бетон Б100 (10 кг/см²)

Об'єм власне фундаменту:

$$V_{\phi} = h_{\phi} \cdot a' \cdot b' = 0,97 \cdot 2,78 \cdot 2,03 = 5,47 \text{ м}^3 \quad (3.8)$$

Для фундаменту приймаємо бетон Б200 (20 кг/см²)

Загальний об'єм фундаменту:

$$V_{\Sigma} = V_{\text{п}} + V_{\phi} = 2,13 + 5,47 = 7,6 \text{ м}^3.$$

Вага фундаменту:

$$G_{\phi} = V_{\Sigma} \cdot \rho = 7,6 \cdot 2,2 = 16,72 \text{ т};$$

Уточнюємо вагу фундаменту:

$$\Delta G_{\phi} = 23,63 - 16,72 = 6,91 \text{ т};$$

Уточнюємо тиск на ґрунт:

$$\Delta p = \frac{6910}{338 \cdot 263} = 0,08 \text{ кг/см}^2;$$

$$\rho_{\text{факт}} = \rho + \Delta p = 0,32 + 0,08 = 0,4 \text{ кг/см}^2 < 2 \text{ кг/см}^2 \quad (3.9)$$

Умова виконується.

3.4 Розрахунок стропів

Згідно монтажної схеми наведеної на рисунку 3.2 виконаємо розрахунок стропів для монтажу обладнання під час збирання його на фундаменті, а саме для строплення ротора змішувальної машини. На рисунку 3.3 наведено схему до розрахунку стропів для монтажу ротора змішувальної машини вагою $G_p = 1200 \text{ кг} = 11772 \text{ Н}$.

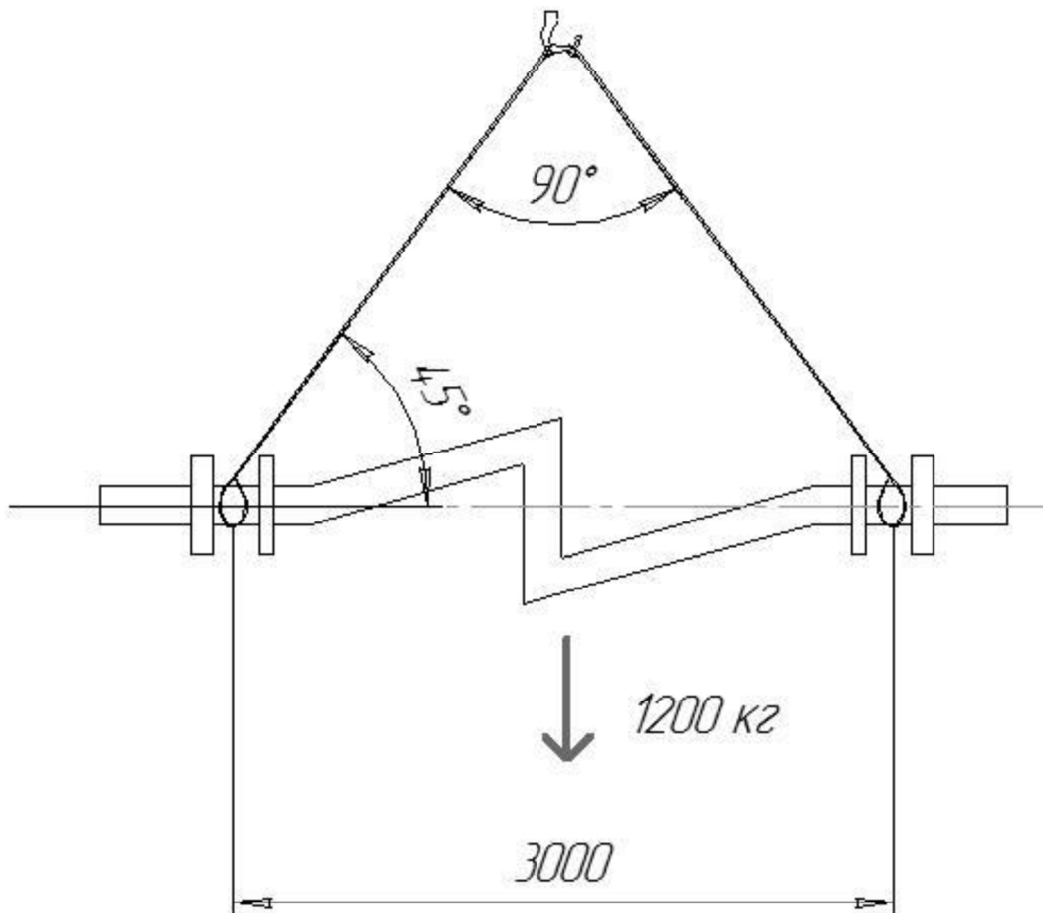


Рисунок 3.3 – Схема стропування лопатей змішувальної машини

Зусилля в гілці стропа при куті нахилу $\alpha = 45^\circ$:

$$S_{\text{стр}} = \frac{G_p}{n \cdot \sin \alpha} \cdot K_n = \frac{11,772}{2 \cdot \sin 45^\circ} \cdot 1,0 = 8,3 \text{ кН}, \quad (3.10)$$

де n – число гілок стропа, $n = 2$

K_H – коефіцієнт нерівномірності навантаження на гілці стропа, при
 $n \leq 2$, $K_H = 1$

Підбор каната стропа здійснюємо по розрахунковому розривному зусиллю:

$$P_{\text{разр}} = S_{\text{стр}} \cdot k = 8,3 \cdot 6 = 50 \text{ кН}, \quad (3.11)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності, $k = 6$

Приймаємо канат типу ЛК–Р конструкції $8 \times 19(1-6-6/6)-1$ о.с., $d_k=10,0$, розрахункова маса 1000 м каната $M_{1000} = 351,5$ кг, розрахункове розривне зусилля $P_{\text{разр}} = 55,45$ кН, маркувальна група 1960 МПа.

Для даного діаметра каната призначаємо затискачі гвинтові Е, діаметр різьблення на скобі М10, розрахунковий діаметр стрижня $d_{\text{ст}} = 0,8 \cdot 10 = 8,0$ мм, кількість стисків вибираємо по таблиці 3.2.

Розраховуємо число затискачів з умови:

$$2F_{\text{тр}} \geq S_{\text{стр}}, \quad (3.12)$$

де $F_{\text{тр}}$ – сила тертя між канатами;

$S_{\text{стр}}$ – зусилля в гілці стропа.

$$F_{\text{тр}} = n \cdot N_i \cdot f, \quad (3.13)$$

де n – число затискачів;

N_i – нормальне зусилля, створюване одним затискачем;

f – коефіцієнт тертя між канатами, $f = 0,15$.

Таблиця 3.2 – Розташування й число стисків залежно від діаметра каната

Діаметр каната, мм	Число стисків, шт.	Відстань, мм (рис.3.4)	
		Між стисками L_1	Від центра петлі до першого стиску L_2
8,8	3	100	80
12,5	3	100	105
15,5	3	100	130
17,5	3	120	145
19,5	4	125	160
21,5	4	140	175
24,0	5	150	195
28,0	5	180	225
34,4	7	230	270

Нормальний тиск, створюваний одним затискачем:

$$N_i = \frac{\pi d_{\text{ст}}^2 n_{\text{ст}} [\sigma]}{4},$$

де $d_{\text{ст}}$ – розрахунковий діаметр стрижня;

$n_{\text{ст}} = 2$ – кількість стрижнів у затискачі;

$[\sigma]$ – допускаєме напруження матеріалу на розтягнення, $[\sigma] = 120$ МПа.

Тоді число затискачів визначаємо з виразу:

$$n = \frac{2 \cdot S_{\text{стр}}}{\pi \cdot d_{\text{ст}}^2 \cdot n_{\text{ст}} \cdot f \cdot [\sigma]} = \frac{2 \cdot 8,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8,0^2 \cdot 2 \cdot 0,15 \cdot 120} = 2,3, \quad (3.14)$$

Приймаємо число затискачів $n = 3$ (згідно рекомендацій з таблиці 3.1).

Визначаємо довжину стропа приймаючи наступні розміри (рис.3.4):

- радіус закруглення $r \approx 2d_k = 2 \cdot 10,0 = 20$ мм
- приймаємо $r = 22$ мм;
- відстань від центра закруглення до першого затискача $L = 150$ мм;
 - відстань між затискачами $L_1 = 100$ мм.

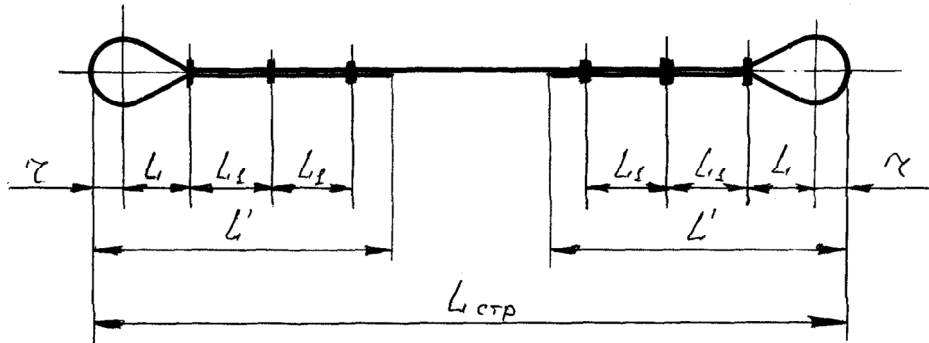


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема до визначення довжини стропа

Тоді довжина ділянки стропа для затискачів і петлі дорівнює:

$$L' = r + L + 2,5 \cdot L_1 = 22 + 150 + 250 = 422 \text{ мм}$$

$$2L' = 2 \cdot 422 = 844 \text{ мм}$$

Приймаємо довжину стропа $L_{\text{стр}} = 2200$ мм.

Тоді кут нахилу стропа дорівнює:

$$\alpha = \arccos \frac{AB}{2 \cdot L_{\text{стр}}} = \arccos \frac{3000}{2 \cdot 2200} = 47^\circ,$$

При цьому зусилля в гілці стропа складе

$$S''_{\text{стр}} = \frac{11,772}{2 \cdot \sin 47^\circ} \cdot 1,0 = 8,04 \text{ кН},$$

$$S''_{\text{стр}} = 8,04 \text{ кН} < S_{\text{стр}} = 8,3 \text{ кН}$$

Умова виконується.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища

У таблиці 4.1 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу слюсара ремонтника.

Таблиця 4.1 – Оцінка факторів виробничого середовища трудового процесу слюсара ремонтника робоче місце – змішувально-пресовий цех

Фактори	Нормативне значення, ГДК, ГДР	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фактора % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³ : Возгони кам'яновугільних смол і пеків при середнім утримуванні в них бензапірена менш 0,075% III-IV- клас безпеки	0,2	1,03			5,15	91
Пил переважно фіброгенного дії, мг/м ³ . Вуглецевий пил (кокси кам'яновугільний, пекової, нафтовий, сланцевий)	6	6,9	1,15			91
Шум, дБА	80	85	5			91
Мікроклімат у приміщенні: - температура повітря, °С	26	36				91
- відносна вологість повітря, %	60	69	9		10	91
Категорія важкості праці: - навантаження - напруженість				помір.	важке	

Виходячи з оцінки факторів виробничого середовища трудового процесу наведеної в таблиці 4.1 можна зробити висновок, що в цеху діють шкідливі фактори: III ступені – 3, II ступені – 1, I ступені – 3 [25]. Слюсар-ремонтник має

право на пенсію по пільговому списку №1, додаткова відпустка – 10 днів, надбавка до зарплати до 24%, 0,5 л молока в зміну.

4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

У таблиці 4.2 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу й заходи щодо їхнього усунення.

Таблиця 4.2 – Технічні міри захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
1	Запилованість	Витяжна вентиляція	Механічна	До 10000 м ³ /год	Біля джерел виділення
2	Запилованість	Респіратор ЗІЗОД	“Пелюсток” 40	–	Індивідуально
3	Шум	Навушники противошумові	шумозахисні навушники НІОТ	Придатний до 110 дБ	Індивідуально
4	Температура	Утеплена куртка, ватяні штани,	ІПФ – 1	До t=–20°C	Індивідуально
5	Шкідливі хімічні речовини	Теж що й при запилованості + костюм х/б, рукавиці	ШБ–1	–	Індивідуально

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спец одягом, спец взуттям і засобами індивідуального захисту [26], а саме бововняний костюм, черевики з підсиленням миском, для роботи в холодну пору року видаються утеплена куртка та ватяні штани.

4.3 Технічні рішення по виробничій санітарії

4.3.1 Освітлення виробничих приміщень

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення. Незадовільне освітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності очей і може бути причиною їхніх захворювань і нещасних випадків.

На промислових підприємствах штучне освітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт у темний час доби або в місцях без достатнього природного освітлення), аварійне (для проведення роботи при аварійному відключенні робочого освітлення), евакуаційне (аварійне освітлення для евакуації людей із приміщення при аварійному відключенні робочого освітлення) і охоронне [27]. При необхідності частина світильників того або іншого виду освітлення може використовуватися для чергового освітлення. Застосовуються LED лампи потужністю 300 Вт, та світильник – глибоковипромінювач.

Штучне освітлення про'єктується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального освітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого освітлення не допускається, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі, сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків.

Розряд зорової роботи: IV, середня точність, $E_H=200$ лк [27].

4.3.2 Виробничий шум, виробнича вібрація

По походженню шум буває [28]:

- механічний, виникаючий у результаті тертя вузлів і деталей механізмів і машин на холостому й робочому ходу;

- аерогідродинамічний, що виникає при великих швидкостях руху потоків повітря, газів, рідин;
- імпульсний, виникаючий у результаті зіткнення твердих тіл;
- термічний, генеруємий при згорянні газоподібного палива в горілочних і форсуночних пристроях.

Шум різної інтенсивності й частоти, довгостроково впливаючи на працюючих, приводить до зниження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Шум також негативно впливає на фізіологічні функції організму людини. Будучи зовнішнім подразником, що сприймається й аналізується корою головного мозку, шум приводить до перенапруги центральної нервової системи й розладу функцій внутрішніх органів і систем людини.

Для зменшення шуму в джерелі його утворення заміняють ударні взаємодії деталей ненаголошеними, зворотньо-поступальні рухи – обертальними; демпфірують коливання соударяючихся деталей і окремих вузлів агрегату шляхом зчленування їх з матеріалами, що мають велике внутрішнє тертя: гумою, пробкою, бітумом, бітумними картонами, повстю, азбестом і ін.; зменшують інтенсивність вібрацій деталей агрегатів шляхом облицювання цих поверхонь.

Для ослаблення вібрацій всі агрегати, що створюють вібрації (робочі машини, двигуни, вентилятори й т.п.), установлюють на самостійних фундаментах, віброізолюваних від підлоги й інших конструкцій будівлі, або на спеціально розрахованих амортизаторах зі сталевих пружин або пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій і шуму по повітряводам і трубопроводах приєднання їх до вентиляторів і насосів виконується за допомогою гнучкої вставки із прогумованої тканини або гумового патрубку.

Як індивідуальний захист застосовуються навушники–малогабаритні для захисту від шуму з рівнем 110 дБ.

4.4 Електробезпека

Електроустаткування й заходи щодо його безпечної експлуатації.

Електроустаткування ділянки відноситься до установок до 1000 В. Умови безпечної експлуатації залежать значною мірою від захищених пристроїв [29, 30].

Всі струмоведучі частини ізолювані. Як захисну ізоляцію застосовують теплостійкі лаки, електроізолюючі плівки, емалеві й олійні фарби. Покриття повинні швидко сохнути, добре зв'язуватися з покриваємою поверхнею, щоб утворювати на ній струмонепровідну, вологонепроникну, механічно міцну плівку.

Для захисту від короткого замикання використовують швидкодіючий релейний захист і вимикачі, плавкі запобіжники.

На всіх обертових частинах устаткування встановлені захисні щити, кожухи.

На вантажопідйомному устаткуванні крім перерахованих вище вимог повинні бути встановлені обмежники вантажопідйомності, а також відсутнє мимовільне опускання вантажу.

Робота вантажопідйомних машин і пристроїв для транспортування вантажів у момент пусків повинне супроводжуватися звуковими сигналами.

Дотримання всіх норм і правил техніки безпеки приводить до значного зниження нещасних випадків на виробництві.

4.5 Засоби пожежної безпеки

Ділянка має категорію пожежонебезпеці Г (не горючі речовини розпечені або розплавлені, і горючі речовини спалюються або утилізуються як паливо). Будівля металургійної ділянки відноситься до 1 ступеня вогнебезпечності й до IV класу по ступені вогнестійкості (будівлі з несучими й конструкціями, що обгороджують, із природних або штучних кам'яних

матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів) [31].

До первинних засобів пожежогасіння в цеху відносять: вогнегасники ПС – 1(10 шт), ПС–2 (14 шт.), ПО–1Д (18 шт), пожежний інвентар (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні цебра, совкові лопати); пожежний інвентар (багри, ломи, сокири й ін.) [32].

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами й рукавами.

На території комбінату забороняється:

- курити в неналежних місцях, а курити необхідно в спеціально відведених місцях;
- закривати й захарашувати фрамуги, проїзди, підїзди й підходи до будівель, водопроводам і пожежним гідрантам;
- виключати окремі ділянки водогінної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск у мережах;
- допускати до вогневих робіт осіб, котрі не пройшли інструктаж пожежного тех мінімуму;
- користуватися водою з пожежних водойм і засобами пожежогасіння не по прямому призначенню;
- застосовувати відкритий вогонь при огляді устаткування.

4.6 Ймовірність аварій та їх ліквідація

Будь-яку машину, механізм можна розглядати як систему, що складається з окремих елементів – деталей. Аварія – результат відмови одного чи декількох елементів [33]. До можливих причин виникнення аварії можна віднести:

- недотримання правил техніки безпеки;
- недотримання правил пожежної безпеки;
- недотримання правил електробезпеки;

– відсутність огорож і світло-звукової сигналізації під час проведення ремонтів.

Імовірність аварії розраховується за формулою:

$$Q = 1 - \prod_{n=1}^n (1 - Q_i), \quad (4.1)$$

де Q_i – імовірність відмови кожного елемента:

$$Q_i = \lambda_i \cdot \tau, \quad (4.2)$$

де λ_i – інтенсивність відмови і-го елемента;

τ – загальний час роботи даного елемента за аналізований період часу.

Розрахуємо імовірність аварії на змішувальній ділянці ділянці змішувально-пресового цеху за півтора року. Відомо що $\lambda_i = 9 \cdot 10^{-5} \text{ рік}^{-1}$ $\tau = 1,5$ року

$$Q_i = 9 \cdot 10^{-5} \cdot 1,5 = 1,35 \cdot 10^{-4}$$

Тоді підставивши отримані значення в формулу (4.1) отримаємо

$$Q = 1 - \prod_{n=1}^n (1 - 1,35 \cdot 10^{-4}) = 1 - 0,999 = 0,001 = 0,1\%$$

Імовірність не висока, застосування захисних засобів не потрібне.

4.7 Розрахунок системи аспірації

Витяжні паросолі поширені у вигляді зрізаних пірамід і конусів, а також козирків і панелей.

Парасолі, які встановлюються над джерелом пилю, повинні мати певний розмір отвору всмоктування, що забезпечує повне захоплення підтікаючого потоку пилю. У даному випадку парасолі встановлюються безпосередньо над змішувальною машиною (рис. 4.1).

Визначимо необхідний діаметр круглого зонти:

$$D = d_{\text{дп}} + 0,8h_{\text{дп}} = 1720 + 0,8 \cdot 1250 = 2720 \text{мм}, \quad (4.3)$$

де $d_{\text{дп}}=1720$ – діаметр перекриваємого джерела пилю в плані, мм;

$h_{\text{дп}}=1250$ – відстань від джерела пилю до отвору всмоктування парасолі, мм.

Визначимо сторону всмоктуючого перерізу прямокутної парасолі:

$$B = b_{\text{дп}} + 0,8h_{\text{дп}} = 1400 + 0,8 \cdot 1250 = 2400 \text{мм}, \quad (4.4)$$

де $b_{\text{дп}}=1400$ – сторона перекриваємого джерела пилю в плані;

$h_{\text{дп}}=1250$ – відстань від джерела пилю до отвору всмоктування зонти, мм.

У цьому випадку об'єм повітря, що видаляється зонтом, повинен бути для зонти круглого перерізу:

$$L = L_k + \frac{F_3}{F_n} = 17,9 + \frac{0,0314}{0,19215} = 17,9 + 0,16 = 18 \text{м}^3 / \text{год} \quad (4.5)$$

для прямокутного перерізу:

$$L = L_k + \frac{F_3}{F_n} = 17,9 + \frac{0,0576}{0,19215} = 17,9 + 0,3 = 18,2 \text{м}^3 / \text{год} \quad (4.6)$$

де L_k – кількість повітря, що підтікає до зонти, $\text{м}^3/\text{год}$;

F_3 і $F_{и}$ – площа відповідно всмоктуючого перетину зонти і джерела пилу в плані, м².

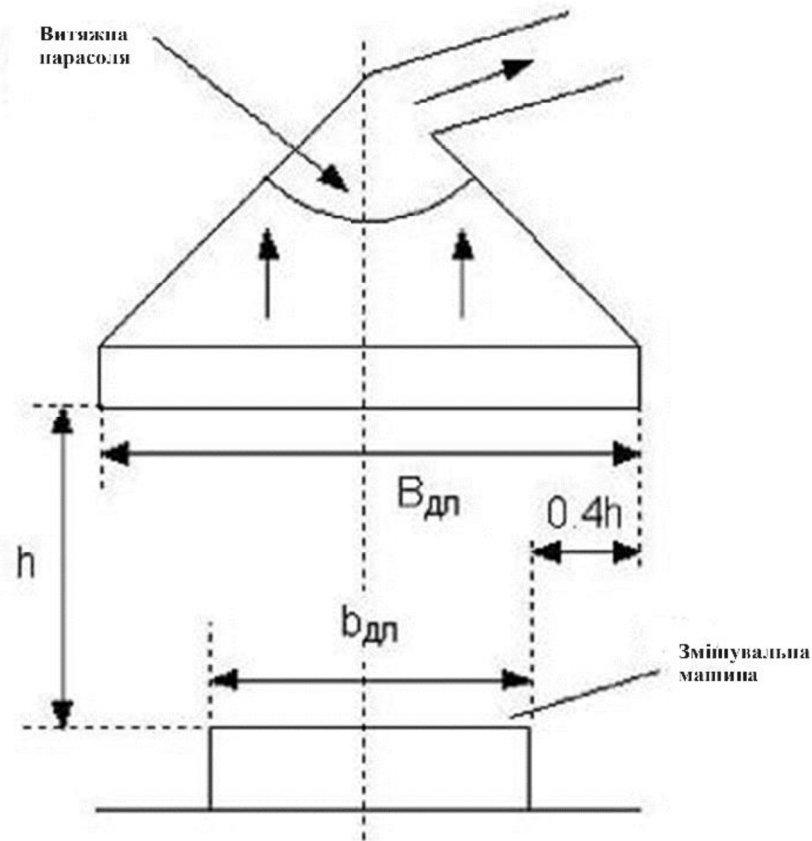


Рисунок 4.1 – Схема витяжного зонту змішувальної машини

$$L_k = A\sqrt{Q_k H^5} = 22,4\sqrt{0,039 \cdot 1,75^5} = 22,4\sqrt{0,644} = 17,9\text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.7)$$

де A – постійна величина, що дорівнює 22,4;

Q_k – кількість пилу, що виділяється джерелом;

H – відстань від низу джерела до всмоктуючого перетину парасолі, м.

Таким чином з огляду на дещо вищу продуктивність парасолі прямокутного перерізу обираємо саме такий тип.

Висновки

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням змішувально-пресового цеху показало, що одним з “вузьких” місць цеху є конструкція змішувальної машини «Анод-4».
2. На підставі проведеного аналізу технічної літератури в світовій практиці застосовуються різні змішувальні машини, які мають схожі конструктивні недоліки. Аналіз конструктивного покращення змішувальних машин дозволяє зупинитися на наступному варіанті модернізації – зміні приводу, зміна системи розвантаження, заміна вальниць ковзання роторів на вальниці кочення й винос їх з корпусу змішувача.
3. Розроблена нова конструкція приводу змішувальної машини дозволяє значно зменшити габарити машини і його ремонтпридатність також збільшити час експлуатації.
4. Розроблена нова конструкція розвантаження змішувальної машини дозволяє повністю автоматизувати технологічний процес із можливістю його керування з пульта. Також на 265 % збільшений термін служби нової конструкції шибєрного розвантаження.
5. Проведені розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей і вузлів, які вказують на високу працездатність і надійність машини.
6. Для забезпечення необхідних показників роботи машини варто враховувати вимоги щодо її монтажу та експлуатації, які наведено в розділі 3, а для задовільної роботи обладнання цеху в цілому необхідно застосувати заходи, які наведено в розділі 4.
7. Результати роботи можуть бути використані не тільки на ПрАТ «Укрграфіт», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії. де використовуються такі ж схеми змішування мас.

Список використаної літератури

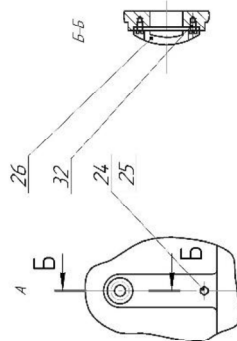
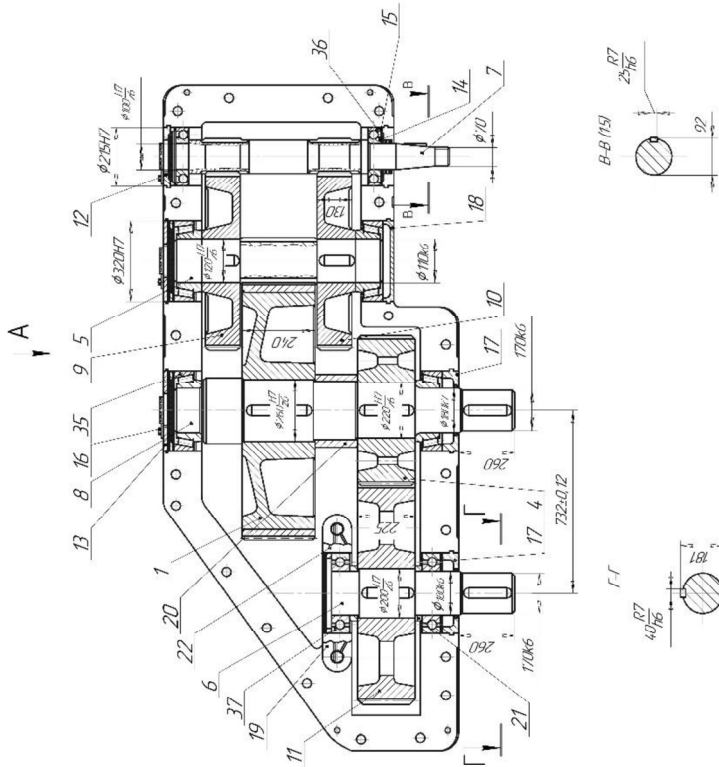
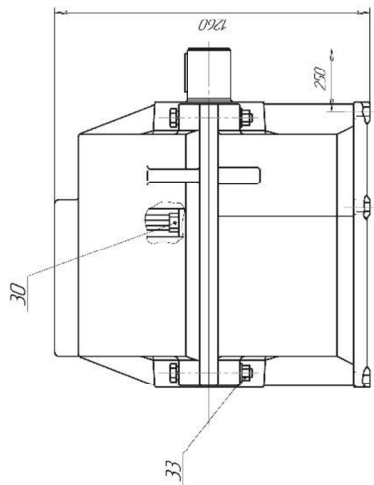
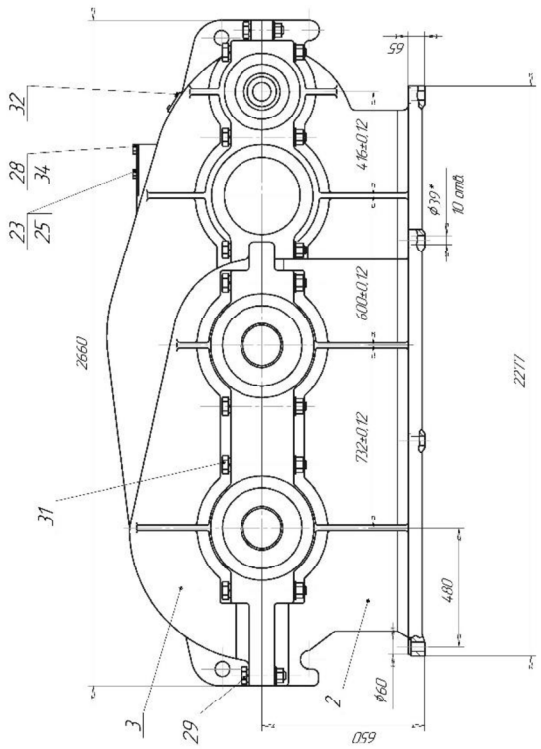
1. Про компанію - Укрграфіт. *Укрграфіт*. URL: <https://ukrgrafit.com.ua/about/> (дата звернення: 10.02.2024).
2. Технологічні машини: підручник для студентів спеціальностей механічної інженерії закладів вищої освіти./ Гнітько С.М., Бучинський М.Я., Попов С.В., Чернявський Ю.А. - Харків: НТМТ, 2020. 258 с
3. Сидоренко С.В. Альбом конструкцій з курсу Процеси та апарати хімічних і нафтопереробних виробництв. К.: НТУУ "КПІ", 2005. 132 с.
4. Русанов І.Ф., Петрушов С.М. Конструкції і обладнання фабрик окускування. Алчевськ : ДонДТУ, 2010. 272 с.
5. Мікульонок І.О. Інноваційні змішувачі хімічної технології: монографія. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 132 с.
6. Бакалов В.Г. Змішувачі для сипких матеріалів і методи оцінювання якості суміші: монографія. Чернігів: Чернігівський державний технологічний університет (ЧДТУ), 2013. 159 с.
7. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
8. Бондаренко В.І. Основи електричного привода: навч. посіб. Запоріжжя: ЗНТУ, 2003. 314 с.
9. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник. Харків: Харківський політехнічний інститут, 2020.
10. Мельник О.Є. Деталі машин. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 139 с.
11. Шевченко І. А., Васильченко Т. О. Теорія механізмів і машин: навч.-метод. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 2017. 216 с.
12. Лещенко О.І., Добровольська С.В., Кудряшов В.О. Матеріалознавство та конструкційні матеріали. Одеса: ДУІТЗ, 2024. 333 с.
13. Погорелов С. В. Деталі машин: конспект лекцій Запоріжжя : ЗДІА, 2002. 137 с.

14. Кірієнко О.А., Гузенко Ю.М. Теорія механізмів і машин. Деталі машин. Розрахунки механічних передач: навч. посіб. Київ: Київський політехнічний інститут, 2016. 188 с.
15. Смірнов В.М., Головань В.П., Корнійчук Б.В. Деталі машин і основи конструювання. Київ: КНУБА, 2013. 96 с.
16. Павлице В. Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. Львів : НУ "Львівська політехніка", 2001. 136 с.
17. Скуратовський А.К. Підшипники кочення. Частина 2. Роликові підшипники: навч. посіб. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 52 с.
18. Гайдамака А.В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. Харків: НТУ «ХПІ», 2009. 248 с.
19. Монтаж, регулювання, діагностування і змащення підшипників кочення: навч. посіб. / Д.О. Вишневський та ін. Алчевськ. ДонДТУ, 2012. 191 с.
20. Стрілець В.М., Шинкаренко І.Т., Похильчук І.О. Практикум з курсу Деталі машин: навч. посіб. Рівне: НУВГП, 2007. 136 с.
21. Задоя Н.О. Деталі машин. Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. 404 с.
22. Ремонт металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. К. : вид. дім "Кондор", 2017. 236 с.
23. Монтаж металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Вид-во «Кондор», 2017. 374 с.
24. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. К. : вид. дім "Кондор", 2017. 288 с.
25. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
26. НПАОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний

- комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=28566.
27. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. – Режим доступу до ресурсу: [http://www.gorsvet.kiev.ua/wp-content/uploads/2016/08/ДБН-В.2.5–28–2006.pdf](http://www.gorsvet.kiev.ua/wp-content/uploads/2016/08/ДБН-В.2.5-28-2006.pdf).
28. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
29. СОУ МПП 77.180-164:2007. Устаткування металургійне. Загальні технічні вимоги. Чинний від 2007-08-01. Вид. офіц. 2007.
30. Правила улаштування електроустановок. URL: <https://mev.gov.ua/storinka/pravyla-ulashtuvannya-elektroustanovok> (дата звернення: 02.03.2024).
31. НАПБ А.01.001–2014. Правила пожежної безпеки в Україні. На заміну НАПБ А.01.001–2004 Правила пожежної безпеки в Україні ; чинний від 2023–04–07. Вид. офіц. 2014.
32. ДСТУ 2272:2006. Пожежна безпека. Терміни та визначення основних понять. На заміну ДСТУ 2272-93 ; чинний від 2007-07-01. Вид. офіц.
33. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.

ДОДАТКИ

ДП.022061150 СК



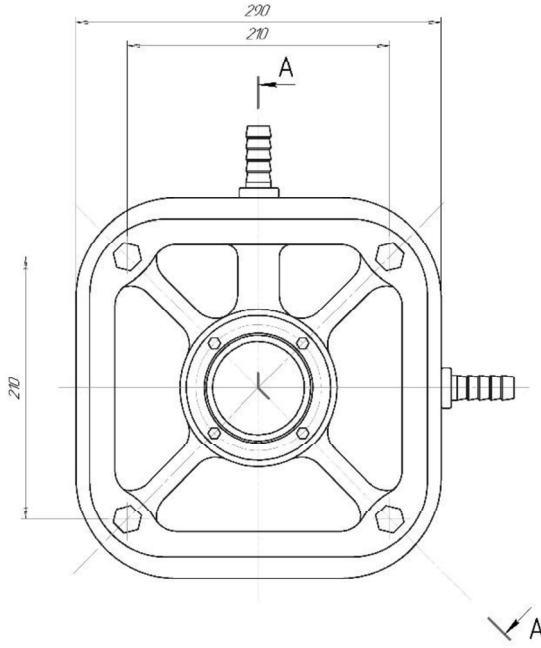
- Техническое задание
1. Передаточное число - 75
 2. Число оборотов вала I - 13,1 об/мин
 3. Число оборотов вала II - 21,18 об/мин
 4. Крутящий момент передаточной вала I - 22000 Нм
 5. Крутящий момент 10000 Нм
 6. Эмиссиями - мм/л/с ГОСТ 20799-75 - 13,7 гн³

1. Выявлена задрана консервная упаковка выжидать неделю ГОСТ 48-4-73
2. Реактор дожать на холостом ходу не менее 30 мин в кожухе в спарен
3. Рядом с маслом по маслу кувалдой
4. Очистить в 2 ряда выжимки пильными арматурами 19-23х 10х1 910х-16, заборная поверхность - вальс сра 19-15 ГОСТ 6165-76

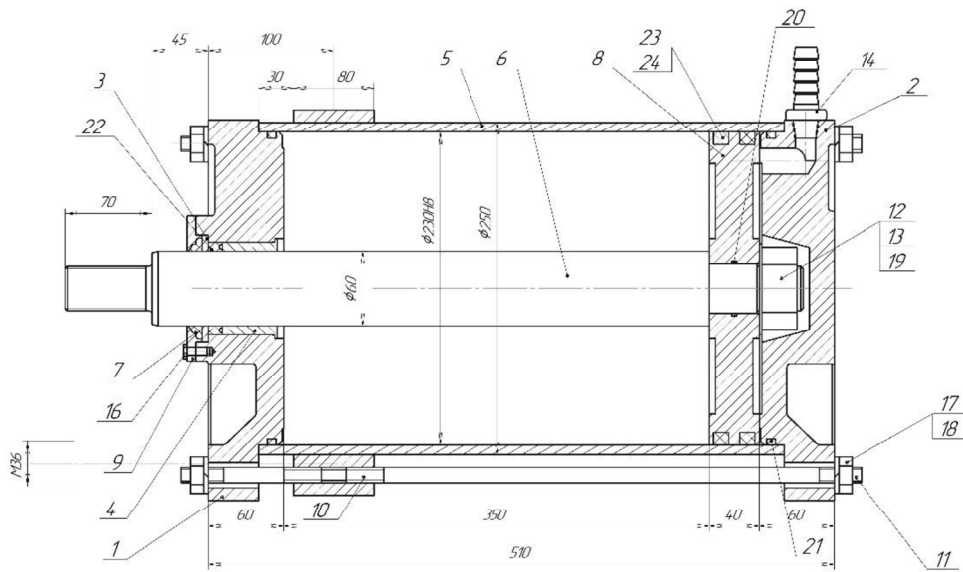
ДП.022061150 СК		Исполн.	Масштаб
№ докум.	№ листа	№	2200
22000	22000.003	И	1/0
Вид	Листов	№	1/0
Листы	Листов	№	1/0
Материал	Вид	№	1/0
Срок	Вид	№	1/0

Реактор приводу лопатей
ЭМИССИОННОЙ МАШИНЫ

Исполн. М.И. Давыдов



A-A



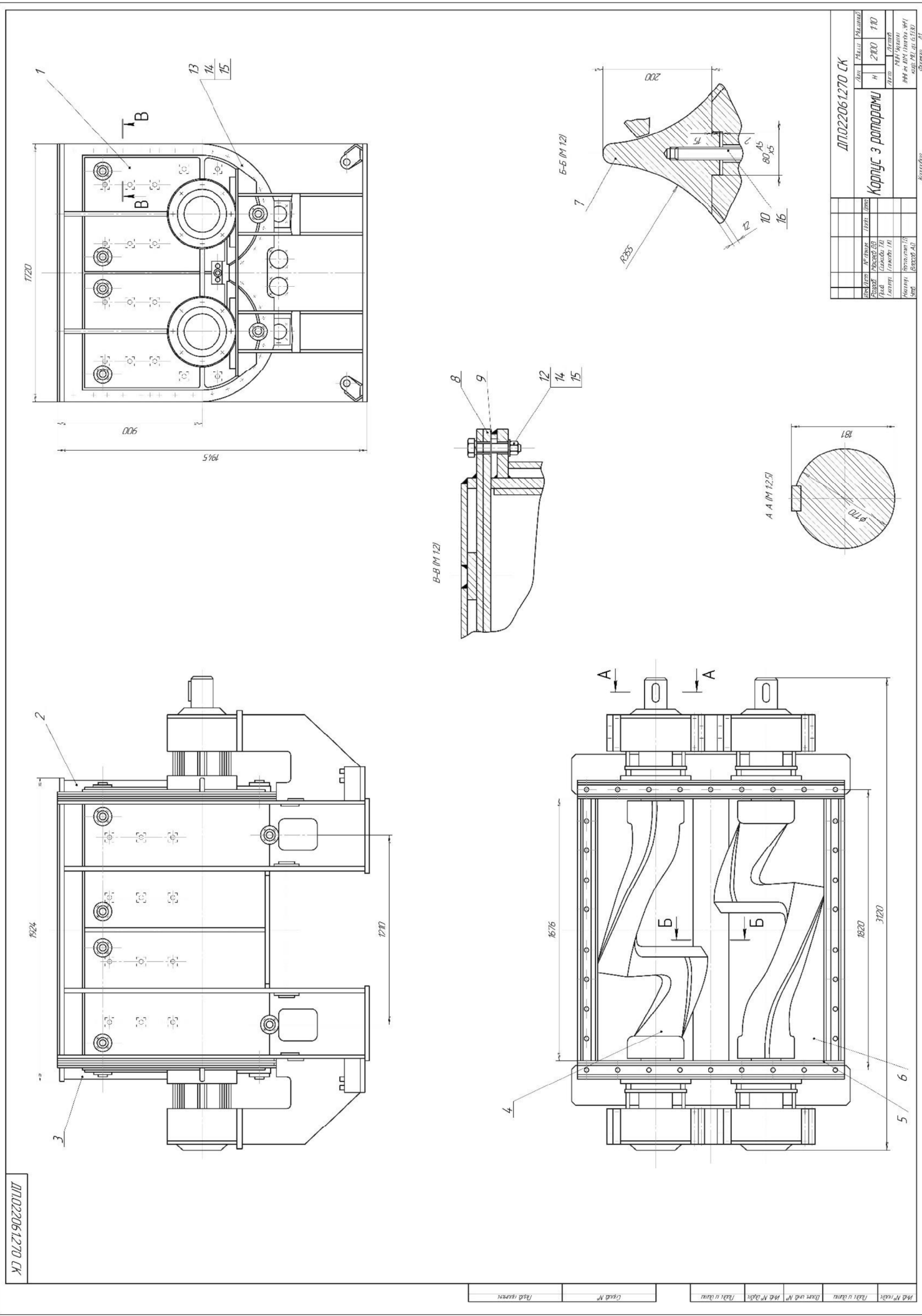
Технічні характеристики

- 1. Діаметр поршня, мм 230
- 2. Довжина робочого ходу, мм 350
- 3. Найбільший робочий тиск, $\frac{kg}{cm^2}$ 10
- 4. Робоча рідина: масло індустріальне 20 або 30
- 5. Діапазон робочих температур, $^{\circ}C$ $-35 \div +80$

- 1. *Розміри для обробки
- 2. Невказані граничні відхилення розмірів отворів IT14, валів h14, решта +2
- 3. Технологічні отвори свердлити після збирання
- 4. Циліндр виготовити згідно з технічними умовами ТУ МПВ призначення 5 хв. в області полості. Проточки через ущільнення в кришках не допускати. Приліпання через парнієї кільця допускати: не більше 100 см³/хв.

Лист № 1 з 1
Лист № 2 з 2
Лист № 3 з 3
Лист № 4 з 4
Лист № 5 з 5
Лист № 6 з 6
Лист № 7 з 7
Лист № 8 з 8
Лист № 9 з 9
Лист № 10 з 10
Лист № 11 з 11
Лист № 12 з 12
Лист № 13 з 13
Лист № 14 з 14
Лист № 15 з 15
Лист № 16 з 16
Лист № 17 з 17
Лист № 18 з 18
Лист № 19 з 19
Лист № 20 з 20
Лист № 21 з 21
Лист № 22 з 22
Лист № 23 з 23
Лист № 24 з 24

				ДП.022061250 СК		
Відп. Діст.	№ Завод.	Різд.	Дат.	Лист	Менш.	Менш.
Відп. Діст.	№ Завод.	Різд.	Дат.	н	28	12
				Пневмоциліндр		
				Лист	5	Листов
				МФВ (Україна)		
				МФВ м. Київ (Київська обл.)		
				Київ 04112, вул. С.П. Корженко, 11		
				Фабрика АТ		



ДПО2206.1270 СК

Корпус 3 роторами

№ п/п	№ докум.	ИЗМ.	ИЗМ.	ИЗМ.
1	2206.1270.01	1	1	1
2	2206.1270.02	1	1	1
3	2206.1270.03	1	1	1
4	2206.1270.04	1	1	1
5	2206.1270.05	1	1	1
6	2206.1270.06	1	1	1
7	2206.1270.07	1	1	1
8	2206.1270.08	1	1	1
9	2206.1270.09	1	1	1
10	2206.1270.10	1	1	1
11	2206.1270.11	1	1	1
12	2206.1270.12	1	1	1
13	2206.1270.13	1	1	1
14	2206.1270.14	1	1	1
15	2206.1270.15	1	1	1
16	2206.1270.16	1	1	1
17	2206.1270.17	1	1	1
18	2206.1270.18	1	1	1
19	2206.1270.19	1	1	1
20	2206.1270.20	1	1	1
21	2206.1270.21	1	1	1
22	2206.1270.22	1	1	1
23	2206.1270.23	1	1	1
24	2206.1270.24	1	1	1
25	2206.1270.25	1	1	1
26	2206.1270.26	1	1	1
27	2206.1270.27	1	1	1
28	2206.1270.28	1	1	1
29	2206.1270.29	1	1	1
30	2206.1270.30	1	1	1
31	2206.1270.31	1	1	1
32	2206.1270.32	1	1	1
33	2206.1270.33	1	1	1
34	2206.1270.34	1	1	1
35	2206.1270.35	1	1	1
36	2206.1270.36	1	1	1
37	2206.1270.37	1	1	1
38	2206.1270.38	1	1	1
39	2206.1270.39	1	1	1
40	2206.1270.40	1	1	1
41	2206.1270.41	1	1	1
42	2206.1270.42	1	1	1
43	2206.1270.43	1	1	1
44	2206.1270.44	1	1	1
45	2206.1270.45	1	1	1
46	2206.1270.46	1	1	1
47	2206.1270.47	1	1	1
48	2206.1270.48	1	1	1
49	2206.1270.49	1	1	1
50	2206.1270.50	1	1	1

ИЗМ. № 1

ИЗМ. № 2

ИЗМ. № 3

ИЗМ. № 4

ИЗМ. № 5

ИЗМ. № 6

ИЗМ. № 7

ИЗМ. № 8

ИЗМ. № 9

ИЗМ. № 10

ИЗМ. № 11

ИЗМ. № 12

ИЗМ. № 13

ИЗМ. № 14

ИЗМ. № 15

ИЗМ. № 16

ИЗМ. № 17

ИЗМ. № 18

ИЗМ. № 19

ИЗМ. № 20

ИЗМ. № 21

ИЗМ. № 22

ИЗМ. № 23

ИЗМ. № 24

ИЗМ. № 25

ИЗМ. № 26

ИЗМ. № 27

ИЗМ. № 28

ИЗМ. № 29

ИЗМ. № 30

ИЗМ. № 31

ИЗМ. № 32

ИЗМ. № 33

ИЗМ. № 34

ИЗМ. № 35

ИЗМ. № 36

ИЗМ. № 37

ИЗМ. № 38

ИЗМ. № 39

ИЗМ. № 40

ИЗМ. № 41

ИЗМ. № 42

ИЗМ. № 43

ИЗМ. № 44

ИЗМ. № 45

ИЗМ. № 46

ИЗМ. № 47

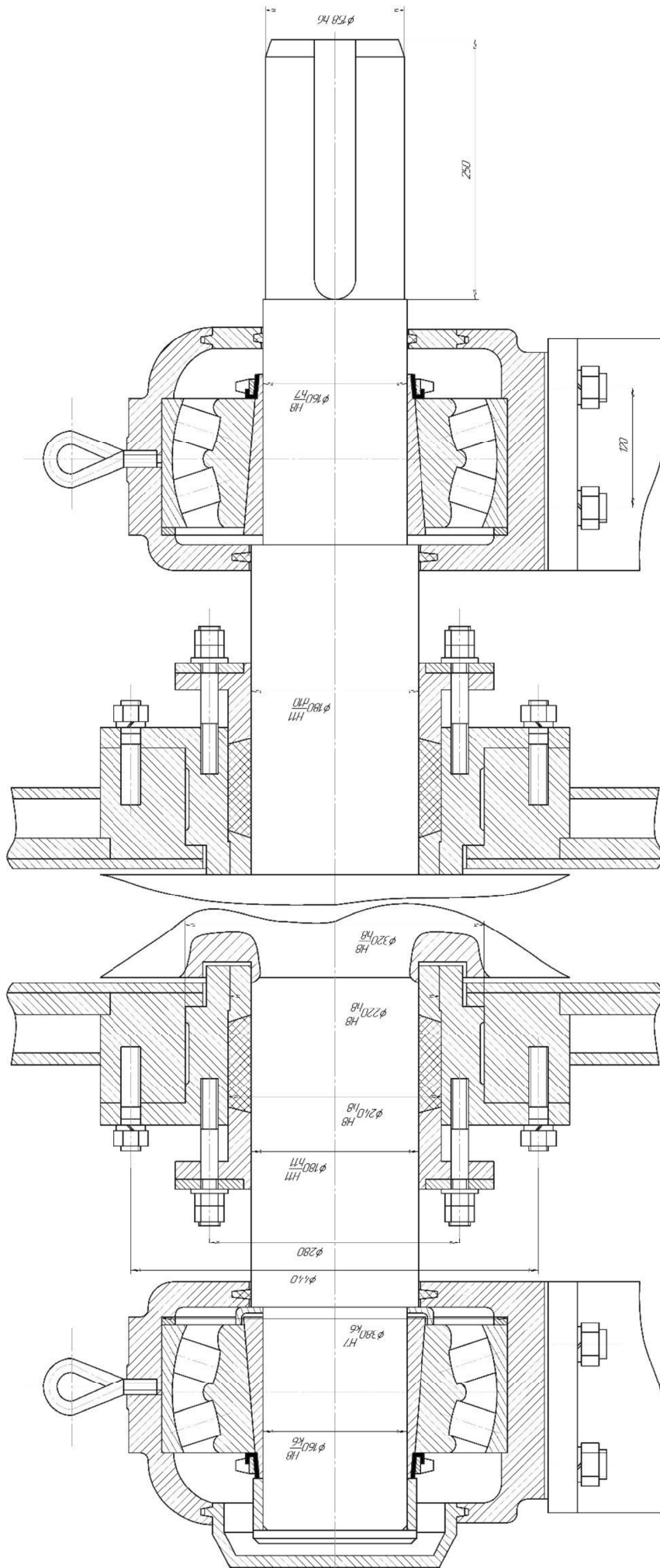
ИЗМ. № 48

ИЗМ. № 49

ИЗМ. № 50

ДПО2206.1270 СК

ИЗМ. № 1	ИЗМ. № 2	ИЗМ. № 3	ИЗМ. № 4	ИЗМ. № 5	ИЗМ. № 6	ИЗМ. № 7	ИЗМ. № 8	ИЗМ. № 9	ИЗМ. № 10	ИЗМ. № 11	ИЗМ. № 12	ИЗМ. № 13	ИЗМ. № 14	ИЗМ. № 15	ИЗМ. № 16	ИЗМ. № 17	ИЗМ. № 18	ИЗМ. № 19	ИЗМ. № 20	ИЗМ. № 21	ИЗМ. № 22	ИЗМ. № 23	ИЗМ. № 24	ИЗМ. № 25	ИЗМ. № 26	ИЗМ. № 27	ИЗМ. № 28	ИЗМ. № 29	ИЗМ. № 30	ИЗМ. № 31	ИЗМ. № 32	ИЗМ. № 33	ИЗМ. № 34	ИЗМ. № 35	ИЗМ. № 36	ИЗМ. № 37	ИЗМ. № 38	ИЗМ. № 39	ИЗМ. № 40	ИЗМ. № 41	ИЗМ. № 42	ИЗМ. № 43	ИЗМ. № 44	ИЗМ. № 45	ИЗМ. № 46	ИЗМ. № 47	ИЗМ. № 48	ИЗМ. № 49	ИЗМ. № 50
----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------



ДП022061275

№ документа	Исполнение	№ документа	Исполнение
12	12	58	58
12	12	58	58
12	12	58	58

Кріплення роторів

№ документа	Исполнение	№ документа	Исполнение
12	12	58	58
12	12	58	58
12	12	58	58

ДП022061275

Зусилля в гіллі стропа при куті нахилу $\alpha = 45^\circ$:

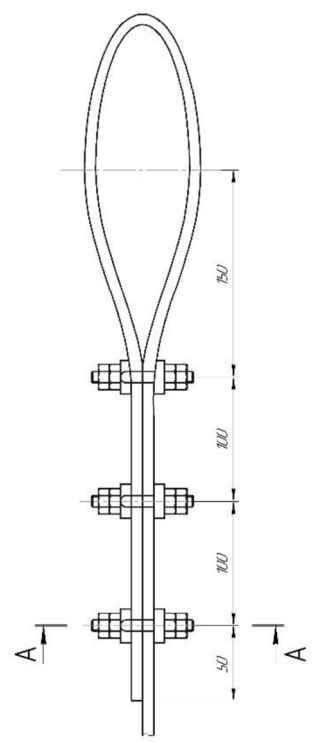
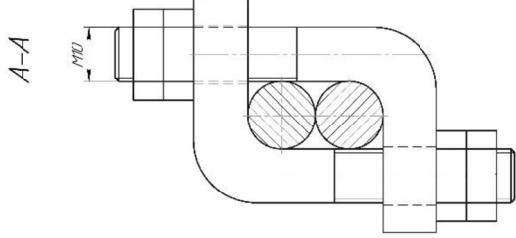
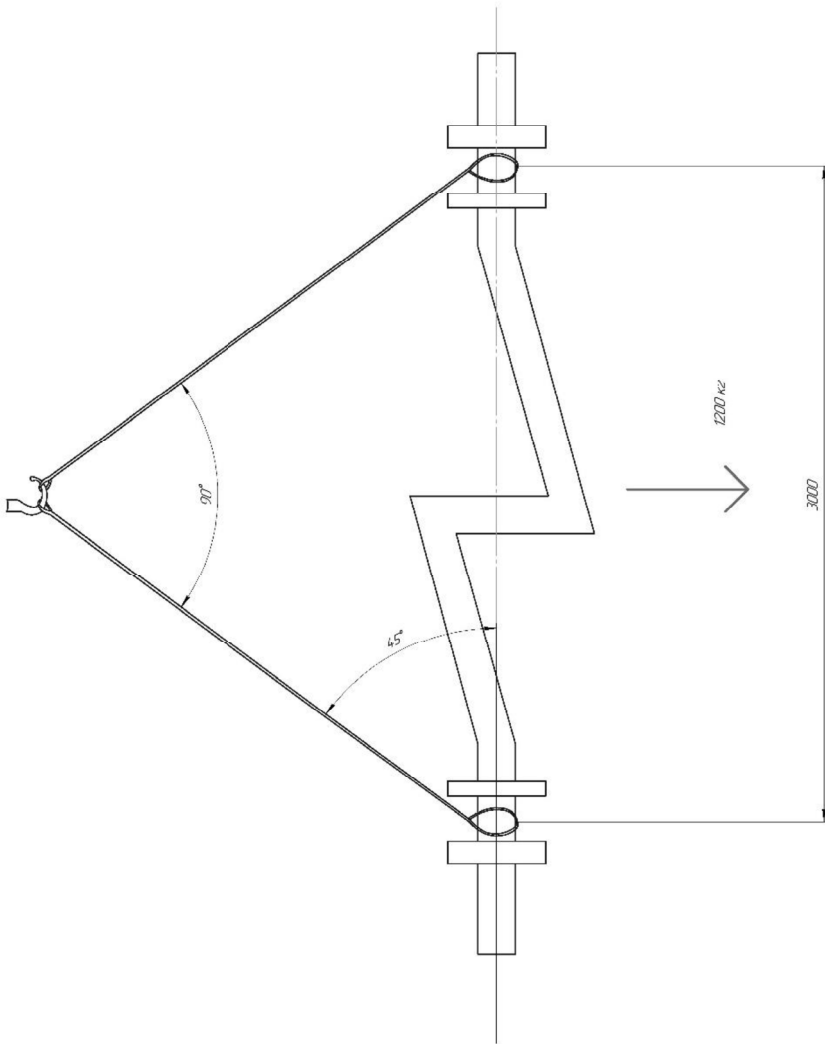
$$S_{\text{стр}} = \frac{G_e}{n \cdot \sin \alpha} \cdot K_n = \frac{11,772}{2 \cdot \sin 45^\circ} \cdot 1,0 = 8,3 \text{ кН}$$

Розрахункове розривне зусилля:

$$P_{\text{розр}} = S_{\text{стр}} \cdot k = 8,3 \cdot 6 = 50 \text{ кН}$$

Канат типу ЛК-Р конструкції 8х19(1-6-6(6)-1) о.с.
ДСТ 7670-80

$$d_k = 10,0 \text{ мм } P_{\text{розр}} = 55,45 \text{ кН}$$



ДЛ022061300 С

№ документа	Лист	Кол-во листов	Итого
ДЛ022061300 С	1	1	1
Исполнитель	Н	Д	Т
Спроектировал	Н	Д	Т
Проверил	Н	Д	Т
Утвердил	Н	Д	Т
Исполнитель	Н	Д	Т
Спроектировал	Н	Д	Т
Проверил	Н	Д	Т
Утвердил	Н	Д	Т

ДЛ022061300 С

Спроектировал
Лопатей

Исполнитель

№ документа ДЛ022061300 С

Итого 1

Лист 1

Кол-во листов 1

Итого 1

Исполнитель

Спроектировал

Проверил

Утвердил

