Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут
(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Удосконалення конструкції завантажувального вузла агломераційної машини непреривної дії

Виконав: магістрант групи 8.133О-з

Панчак П.В.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і назва)

Керівник Власов А.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Гречаний О.М.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2021 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою Й.К. Огінський

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Панчак Павла Васильовича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Удосконалення конструкції завантажувального вузла агломераційної машини неперервної дії
керівник магістерської роботи к.т.н., доцент Власов А.О.,
затверджені наказом вищого навчального закладу від “30“ червня 2021 року № 975-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 07 грудня 2021 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи аглофабрики
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення продуктивності завантажувального вузла агломераційної машини та обґрунтування обраного напрямку роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Агломашина АКМ 1-75 – 1А1; 2. Вузол завантажувальний – 1А1; 3. Механізм підйому лотка (до модернізації) – 1А1; 4. Привод механізму підйому лотка (модернізований) – 1А1 5. Дослідження траєкторії руху часток завантажуємого матеріалу – 1А1; 6. Дослідження вільних коливань віброживильника – 1А1; 7. Вентиляція агломераційної фабрики – 1А1.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Власов А.О. к.т.н, доцент		
2	Власов А.О. к.т.н, доцент		
3	Власов А.О. к.т.н, доцент		
4	Власов А.О. к.т.н, доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.2021 – 27.05.2021	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.2021 – 15.09.2021	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.2021 – 16.10.2021	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.2021 – 17.11.2021	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.2021 – 30.11.2021	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.2021 – 03.12.2021	
7	Попередній захист проекту	04.12.2020	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

Панчак П.В. Удосконалення конструкції завантажувального вузла агломераційної машини неперервної дії.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник А.О. Власов. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2021.

Виконано аналіз існуючих існуючих конструктивних схем організації процесу завантаження агломерату на спічні візки агломашини, проаналізовані переваги та недоліки наявних технічних рішень. Запропоновано варіант модернізації завантажувального вузла агломашини. Виконане дослідження вільних коливань віброживильника з дебалансним вібратором. Виконано проєктний розрахунок пружинних опор віброживильника з дебалансним вібратором. Дані рекомендації з охорони праці та техногенної безпеки в агломераційному виробництві

Ключові слова: ПРИВОД, ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИЙ ЛОТОК, ШИХТА, АГЛОМЕРАТ, ВІБРАЦІЙНИЙ ЖИВИЛЬНИК

ABSTRACT

Panchak P.V. Improving Loading Unit Design of a Continuous Sintering Machine.

Qualification final work for obtaining a higher education degree of a master's degree in specialty 133 - Industrial engineering, scientific adviser A.O. Vlasov. Zaporozhye National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2021.

The analysis of the existing structural schemes of the organization of the process of loading the sinter onto the sintering trolley of the sinter machine is carried out, the advantages and disadvantages of the available technical solutions are analyzed. A variant of modernization of the sintering machine loading unit is proposed. A study of

free vibrations of a vibrating feeder with an unbalanced vibrator has been carried out. The design calculation of spring supports of a vibrating feeder with an unbalanced vibrator has been carried out. Recommendations on labor protection and technogenic safety in sinter production are given

Key words: DRIVE, LOADING TRAY, CHARGE, AGGLOMERATE, VIBRATION FEEDER

АНОТАЦИЯ

Панчак П.В. Усовершенствование конструкции загрузочного узла агломерационной машины непрерывного действия.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 133 – Отраслевое машиностроение, научный руководитель А.А. Власов. Запорожский национальный университет, инженерный учебно-научный институт им. Ю.М. Потебни, кафедра металлургического оборудования, 2021.

Выполнен анализ существующих конструктивных схем организации процесса загрузки агломерата на спекательніе тележки агломашины, проанализированы преимущества и недостатки имеющихся технических решений. Предложен вариант модернизации загрузочного узла агломашины. Проведено исследование свободных колебаний вибропитателя с дебалансным вибратором. Проведен проектный расчет пружинных опор вибропитателя с дебалансным вибратором. Даны рекомендации по охране труда и техногенной безопасности в агломерационном производстве

Ключевые слова: ПРИВОД, ЗАГРУЗОЧНЫЙ ЛОТОК, ШИХТА, АГЛОМЕРАТ, ВИБРАЦИОННЫЙ ПИТАТЕЛЬ

Зміст

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

ПАТ – публічне акціонерне товариство;

АКМ – агломераційна машина конвеєрного типу;

УДП – універсальна діаграма плоского поля коливань;

ЧДПМ – редуктор черв’ячний двоступінчастий;

АСУ – автоматична система управління;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

МЦХ – масово-центрові характеристики;

ЕОМ – електронно-обчислювальна машина

КПО – коефіцієнт природнього освітлення;

БНіП – будівельні норми і правила;

НПАОП – нормативно-правовий акт з охорони праці;

ГДК – гранично допустима концентрація;

ГДР – гранично допустимий рівень;

СН – санітарні норми;

КПО – коефіцієнт природної освітленості;

н.у. – нормальні умови

Вступ

Продуктивність доменних печей, витрата коксу при доменній плавці і якість виплавлюваного чавуну залежать від якості шихтових матеріалів (змісту заліза, постійності фізико-хімічного складу, кількості шкідливих домішок і т.д.). Тому підготовка шихтових матеріалів до плавки є одним з найважливіших етапів металургійного виробництва. [1]

Агломерацією називається термічний процес оґрудкування здрібнених матеріалів, що є залізовмісною частиною шихти, шляхом їхнього спікання з метою додання властивостей, необхідних для доменної плавки. Спосіб агломерації заснований на горінні палива в шарі спеченого матеріалу при безперервному просмоктуванні через нього повітря [1].

Основними компонентами агломераційної шихти є: залізорудний концентрат, дрібна сира залізна руда величиною менше 10 мм, колошниковий пил, повернення (побічний продукт попередніх спікань) величиною менш 10 мм; флюси – вапняк фракції менше 3 мм і паливо — коксик фракції менш 3 мм. Якість агломерату визначається його хімічним складом, міцністю, крупністю й відновлюваністю. У цей час роблять тільки офлюсований агломерат (тобто з добавками флюсу), завдяки чому процес розкладання флюсу переноситься з доменної печі на агломераційну машину; це дозволяє знизити витрата коксу в доменній печі. Перед спіканням шихту змішують, воложать і оґрудковують або гранулюють, у результаті чого з пилуватого матеріалу утворюються вологі грудочки розміром 0,5-5 мм, при цьому шар шихти стає газопроникним, що сприятливо позначається на процес спікання [1].

Розподіл гранулометричного складу в шарі сипкого матеріалу під час його завантаження на аглострічку суттєво впливає на його газопроникність, а отже і на якісне спікання агломерату [2]. Суттєво на процес спікання впливає перша стадія – завантаження оґрудкованного матеріалу на палети, тому дослідження технологічних аспектів роботи завантажувального вузла агломашини є доволі перспективною та актуальною темою.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є дослідження роботи завантажувального вузла агломераційної машини неперервної дії.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз раніше проведених досліджень в питаннях вдосконалення конструкції завантажувальних вузлів агломераційних машин;
- визначити кінематичні параметри завантажувального лотка агломашини;
- виконати аналіз конструктивних переваг дебалансних вібраційних живильників;
- за отриманими результатами встановити технологічні параметри коливань;
- дослідити вільні коливання віброживильника з дебалансним вібратором;
- за результатами виконаних досліджень обрати пружинні опори завантажувального лотка.

Предмет дослідження – конструктивні параметри приводу завантажувального лотка агломераційної машини неперервної дії.

Об’єкт дослідження – дебалансний вібраційний живильник.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на: XXIV науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів, молодих вчених та викладачів. ІННІ ЗНУ. – Запоріжжя: ЗНУ. - 2020 р. Опубліковано тези доповіді.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 105 сторінок, у тому числі 84 сторінок основного тексту, 27 рисунків, 7 таблиць, 31 найменування використаних джерел на 4 сторінках, 6 додатків.

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

1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ВУЗЛА АГЛОМЕРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

1.1 Устрій агломераційного цеху

Агломераційний цех складається з наступних основних відділень:

– відділення прийомних бункерів;

– складу шихтових матеріалів;

– корпуса подрібнення вапняку;

– корпуса здрібнювання палива;

– змішувального відділення;

– корпуса спікання;

– відділення охолодження й сортування агломерату.

Транспортний зв’язок між відділеннями й окремими машинами й агрегатами фабрики здійснюється, в основному, стрічковими конвеєрами.

Принципова схема технологічного процесу агломерації представлена на рисунку 1.1. У бункери 1 подають залізовмісну частину шихти (концентрат, руду, колошниковий пил і повернення), а також коксик і вапняк. Перед подачею коксик піддають подрібненню в чотирьохвалковій дробарці, а вапняк – у молотковій. З бункерів шихтові матеріали в певних співвідношеннях видають живильниками 2 на стрічковий конвеєр 3. Потім матеріали надходять у барабанний змішувач 4 й огрудкувач 5, у яких вони перемішуються, зволожуються й огрудковуються.

Далі підготовлена в такий спосіб шихта подається в бункери – розподільники 6, де просіванням із шихти виділяють велику фракцію – підстилковий матеріал (постіль) . Живильниками шихти укладають на стрічку машини 8 спочатку велику фракцію, а потім іншу частину шихти.

Покладена на безупинно рухливі візки (стрічку) шихта надходить під запальне горно 7, що запалює в шихті коксик, і завдяки безперервному просмоктуванню через шихту повітря ексгаустером 17 відбувається її спікання. Ексгаустер створює розрядження під робочою гілкою стрічки машини у вакуум-камерах 8а, що забезпечує видалення в атмосферу через димар 18 газоподібних продуктів горіння. На ділянці газового колектора 15 між машиною й ексгаустером продукти горіння очищаються в газоочисному пристрої 16 від пилу, просипаної шихти й агломерату.

Агломерат піддається подрібненню в дробарці 9 і розсіву на гуркоті 10. Фракція менш 10 мм повертається в бункери 1. Агломерат величиною більше 10 мм вважається придатним для доменної плавки.

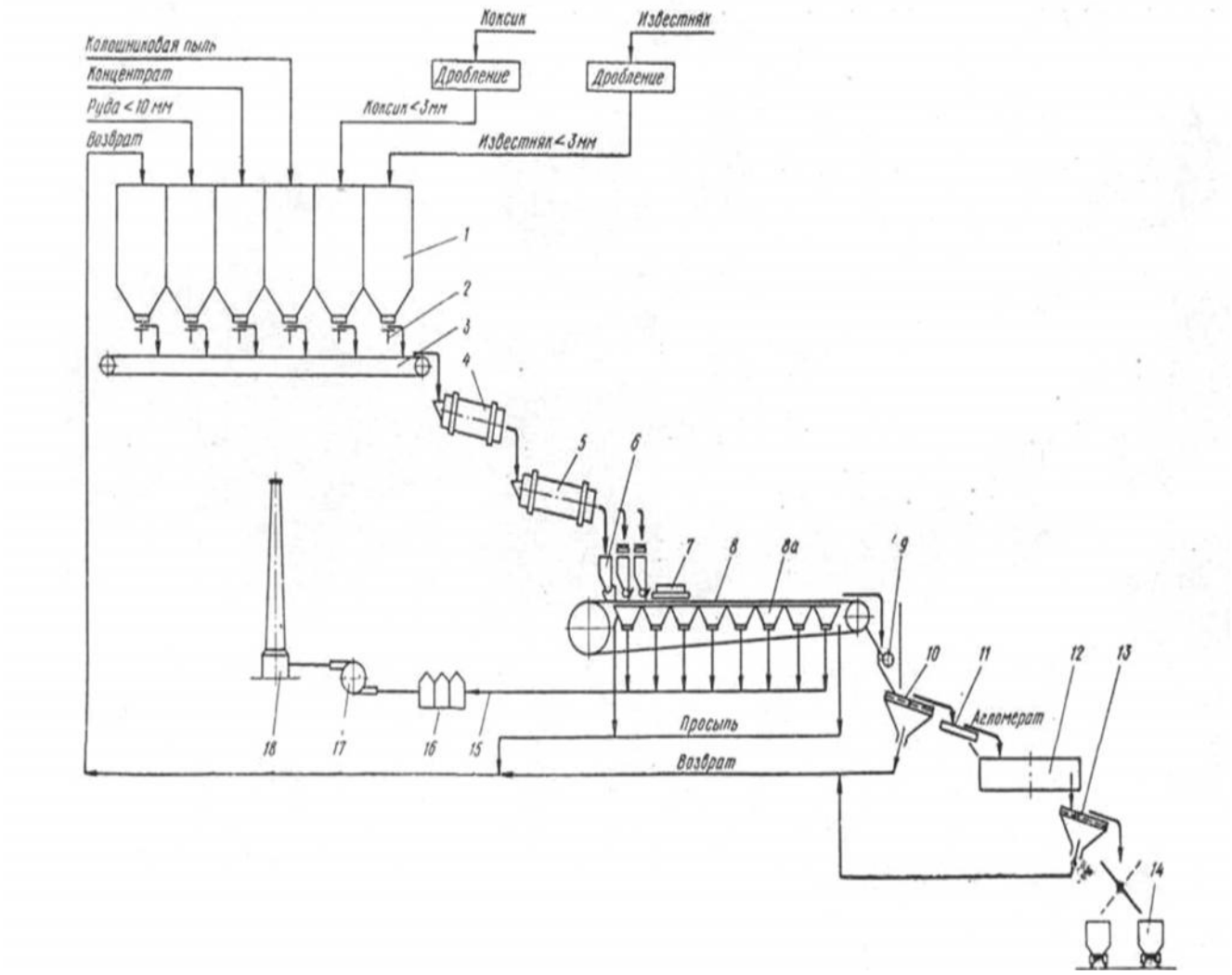


Рисунок 1.1 – Принципова схема технологічного процесу агломерації (позиції наведено в тексті)

Середня температура спеченого агломерату становить 500–600 ºС, а в нижній частині 1200 ºС. Використання гарячого агломерату в доменній плавці не активізує процеси відновлення; разом з тим воно негативно впливає на стійкість устаткування шихтоподачі до доменних печей і погіршує умови роботи в доменному цеху. Тому агломерат прохолоджують в охолоджувачі 12, установлюваному за гуркотом гарячого агломерату, або частково прохолоджують його на хвостовій частині агломераційної стрічки продувкою зверху вниз (або знизу нагору) холодного повітря через шар матеріалу. Агломерат з гуркоту в охолоджувач подається живильником 11.

З охолодженого агломерату на гуркоті 13 виділяють дріб'язок. Готовий агломерат доставляють у доменний цех в агловозах 14 (спеціальних металевих залізничних вагонах) або стрічковими конвеєрами.

1.2 Технологічний процес виготовлення агломерату та місце в ньому завантажувального лотка

Висока якість агломерату є основною умовою високопродуктивної роботи доменних печей.

Відповідно до вимог доменної плавки якісний агломерат повинен мати наступні показники:

- високий вміст заліза й низький вміст шкідливих домішок;
- крупність 100–150 мм;
- низький ступінь руйнування при перевантаженнях і відновленні;
- постійність всіх фізико-хімічних властивостей (хімічний, гранулометричний і мінералогічний склади, пористість і температура розм'якшення).

Процес виробництва офлюсованого агломерату складається з наступних етапів: готування шихти, змішування, зволоження й огрудкування готової шихти, завантаження шихти на агломераційну стрічку, запалювання шихти,

спікання шихти, відсівання повернення й транспортування його в шихтове відділення, навантаження агломерату в хопера й контроль його якості.

1.2.1 Змішування, зволоження й огрудкування аглошихти

Призначення змішування зволоження й огрудкування шихти – отримання однорідної суміші всіх шихтових компонентів з високою газопроникністю в процесі спікання.

Змішування, зволоження й огрудкування шихти виконується за одностадійною схемою в змішувальних барабанах, розташованих над агломераційними машинами.

Довжина барабанів – 7,5 м, діаметр – 2,5 м, швидкість обертання – 8 об/хв. Для забезпечення нормального змішування й огрудкуванняя ступінь заповнення барабана шихтою повинен становити 10–15 %.

Нормально зволожена шихта (зміст вологи 7,5–8,5% з коливанням не більше ±0,5 %) дрібно огрудкувана, пухка, пориста, має найменшу насипну вагу й більшу вертикальну швидкість спікання.

Сталість вологості досягається гарним усередненням сирих матеріалів, подачею в шихту оборотних продуктів (повернення, колошникового пилу) постійної якості та кількості й ретельним контролем за надходженням води в змішувальні барабани.

При надлишковому зволоженні й великому огрудкуванню шихти агломерат має занадто великі пори й стає тендітним. Відбувається процес брудовиникнення й руйнування огрудкуваної структури, особливо в нижньому шарі шихти, що спікається. Газопроникність при цьому різко погіршується й знижується вертикальна швидкість спікання. При недостатньому зволоженні шихти її огрудкування відбувається погано, газопроникність різко погіршується й знижується вертикальна швидкість спікання. Ступінь зволоження шихти контролюється автоматичною системою,

в основу якої покладений фотометричний спосіб контролю ступеня огрудкування шихти при її зволоженні.

При різкій зміні вихідної вологості шихти (зупинці – пуску вапнообпалюючих машин й ін.) агломератчик зобов'язаний ретельно стежити за вологістю шихти й вчасно змінювати завдання витрати води на задатчику – потенціометрі КСП – 3, сигнал якого через ізодромний регулятор, впливаючи на виконавчий механізм, пов'язаний з регулюючим краном, змінює витрату води, що надходить у змішувальний барабан.

При зупинці 2 машин КМ–14 через 15 хвилин знизити швидкість руху аглострічки на 0,3 м/хв, і витрати води зменшити на 0,5 $м^3$/год.

При зменшенні крупності шихти вміст вологи необхідно збільшити, а при збільшенні крупності – зменшити.

Визначення вологості шихти по зовнішніх ознаках виконується в такий спосіб:

- стисла в руці шихта з нормальною вологістю повинна зберегти надану їй форму;
- при нестачі вологи шихта розсипається;
- при надлишку вологи шихта прилипає до руки.

1.2.2 Завантаження шихти на стрічку агломераційної машини

Важливою умовою одержання якісного агломерату є правильне завантаження шихти на спічні візки агломашини. Після виходу зі змішувального барабана аглошихта подається в проміжний бункер, у якому підтримується постійний рівень.

Із проміжного бункера шихта рівномірно подається на всю ширину електровіброживильника, з якого по завантажувальному лотку рівномірним шаром скачується на аглострічку.

Поверхня шихти, завантаженої на стрічку повинна постійно загладжуватися за допомогою спеціальної гладилки, розташованої за завантажувальним пристроєм.

Висота шару аглошихти на кожній агломашині встановлюється начальником цеху або заступником із записом у книгу розпоряджень і реєстрацією в технічній карті й підтримується постійної в межах 400...450мм. Зниження висоти шару супроводжується погіршенням міцності агломерату, підвищенням відносного виходу повернення. Збільшення висоти шару сприяє поліпшенню якості агломерату, тобто його зміцненню, зменшенню питомої витрати палива на спікання, зниженню відносного повернення й вертикальної швидкості спікання. Рівномірний розподіл шихти по всій ширині аглострічки є однією з необхідних умов для нормального протікання процесу спікання.

У випадку нерівномірного по висоті розподілу шихти на аглострічці й при виявленні не спечених гнізд шихти по ширині палет у розвантажувальній частині агломашини, агломератчик повинен вжити заходів до усунення зазначених порушень.

Провали шихти на аглострічці не допускаються. Агломератчик зобов’язаний підтримувати колосникові ґрати в справному стані, для чого вчасно треба:

- замінити колосники, що випали або обгоріли;
- ліквідувати перекоси колосників, що утворилися;
- очищати зазори між колосниками;
- закріплювати кулачками колосники спічних візків.

Шар шихти перед завантажувальним лотком повинен бути на рівні або вище крайки лотка на 30–50 мм.

1.2.3 Запалювання шихти

Процес спікання шихти починається із запалювання верхнього шару при просуванні його під запальним горном.

Запалювання шихти має на меті не тільки запалення твердого палива, але й одержання рівномірної оплавленої поверхні пирога агломерату.

Запалювання шихти повинне бути рівномірним і досить інтенсивним. Рівномірне й інтенсивне запалювання сприяє швидкому розвитку процесу в шарі й досягнення високої продуктивності агломашин. Оптимальна температура факелу утворюється при коефіцієнті надлишку повітря α=1,8...2,0. При цьому полум’я має яскравий ясно-жовтий відтінок. При придусі полум’я синіє, а при великому надлишку полум’я стає червонуватим і тьмяним.

Для забезпечення нормального запалювання шихти необхідно підтримувати температуру горна в межах +1250...+1300 ºС У зоні термообробки агломерату температура горна постійно знижується за рахунок надлишку повітря. Запальне горно має водяне охолодження передньої й задньої стінок.

1.2.4 Спікання шихти

Спікання шихти є основним етапом у технології одержання високоякісного агломерату.

У результаті процесу спікання повинен вийти однорідний по хімічному складу, міцний, кусковатий і пористий агломерат. Сталість хімічного, гранулометричного й мінералогічного складу шихти має вирішальне значення для одержання агломерату з гарною металургійною характеристикою. Спікання ведеться на колосникових ґратах палет агломераційної машини методом просмоктування повітря за рахунок розвитку високих температур у шарі шихти, при горінні палива, що перебуває в шихті.

Відповідальним за якість спікання є старший агломератчик, що забезпечує видачу якісного агломерату шляхом строгого дотримання технології процесу спікання, включаючи змішування й зволоження шихти, а також завантаження її на палети й запалювання. Швидкість руху аглострічки

регулюється відповідно до вертикальної швидкості спікання так, щоб процес спікання закінчувався останньою вакуум-камерою.

При зупинці машини тривалістю:

- до 3 хвилин – швидкість аглострічки при пуску встановлюється такаж, як до зупинки;
- на 4÷7 хвилин – швидкість аглострічки при пуску повинна бути протягом 8-0 хвилин на 0,2÷0,3 м/хв менше, ніж до зупинки;
- понад 10 хвилин необхідно через 8÷10 хвилин після її зупинки закрити засувку ексгаустера.

Швидкість стрічки при пуску встановлюється така ж, як до зупинки.

Вертикальна швидкість спікання визначається швидкістю переміщення зон високих температур у шарі шихти після запалювання (від поверхні шихти до колосникових ґрат), а також швидкістю горіння вуглецю.

Причинами зниження вертикальної швидкості спікання можуть бути:

- коливання змісту вологи, горючого концентрату, вапна й повернення в шихті;
- надмірне ущільнення шар шихти при завантаженні;
- наявність більш шкідливих прососів повітря в газовому тракті;
- зниження або надмірне збільшення температури запального горна;
- залипання колосникових ґрат дрібною шихтою або рідкою масою аглоспека.

При всіх випадках зниження вертикальної швидкості спікання необхідно знайти причину й усунути її.

Для одержання максимальної продуктивності агломашин необхідно прагнути й використати повну потужність ексгаустера, для чого:

- працювати при повністю відкритій засувці ексгаустера;
- ретельно стежити за ущільненням агломашин, не допускаючи шкідливих прососів повітря;
- ретельно стежити за справним станом колосникових ґрат.

1.2.5 Контроль і регулювання процесу спікання

При контролі за процесом спікання й регулювання самого процесу спікання персонал аглофабрики повинен керуватися:

- показаннями контрольно-вимірювальних приладів, установлених на щитах біля агломашин й у диспетчерській, які завжди повинні бути в робочому стані;
- особистими візуальними спостереженнями за зовнішнім виглядом сировини, продуктів спікання, якості запалювання й ін;
- результатами хімічного аналізу сировини й агломерату.

Швидкість руху аглострічки встановлюється залежно від температури газів, що відходять, перед мокрою газоочисткою і величини шкідливих прососів. Температура газів, що відходять, є одним з найбільш важливих показників ведення процесу спікання й повинна бути не нижче 120 ^{o}C, а в літній період 140 ^{o}C.

Задана температура газів, що відходять, установлюється начальником цеху або його заступником з обов’язковою реєстрацією в журналі розпоряджень і технологічній карті.

Регулювання спікання на підставі показань контрольно-вимірювальної апаратури.

Існуюча контрольно-вимірювальна апаратура дозволяє обслуговуючому технічному персоналу (майстер, старший агломератчик й ін.) спостерігати за тиском і витратою природного газу, тиском і витратою повітря, температурою горна, швидкістю руху аглострічки, розрідженням і температурою продуктів горіння у вакуум-камерах, розрідженням і температурою продуктів горіння перед эксгаустером, витратою води на зволоження шихти.

Розрідження у вакуум-камерах повинне бути в межах 7 – 8 кПа.

У випадку заниження швидкості руху аглострічки, агломерат прохолоджується на стрічці й у розвантажувальній частині сходить із палет чорним. У випадку завищення швидкості руху аглострічки процес спікання не

доходить до колосникових ґрат, є зона не спеченої шихти, що і знижує температуру продуктів горіння, що просмоктують. Більше висока температура в останніх камерах указує на те, що спікання йде зі значним надлишком вуглецю в шихті.

Розрідження перед ексгаустером повинне бути 12 кПа. Низьке розрідження при відкритій засувці эксгаустера може вказувати на наявність шкідливих прососів, на гарну газопроникність ,низький шар шихти й інші причини.

Значне підвищення розрідження викликається:

– надмірним ущільненням шихти;

– переоплавленням поверхні шихти.

1.3 Аналіз обладнанння завантажувального вузла агломераційної машини

Виробничі потужності агломераційного цеху ПАТ «Запоріжсталі» складаються з 6 агломераційних машин [3].

Основний тип встановлених агломераційних машин АКМ 1-75

Агломераційна машина (рис. 1.2) складається з наступних основних вузлів: каркаса 1, спічних візків 5, напрямних спічних візків 6, живильника шихти 2, запального горна 4, спалювального пристрою 7, газовідсмоктуючих вакуум-камер 8, приводу конвеєру спічних візків 3, механізмів очищення колосників 10, укриття агломашини 9, розвантажувальної частини 11 та системи змащення.

Каркас представляє собою зварну металоконструкцію і є опорною частиною для монтажу всіх інших вузлів агломераційної машини. Каркас складається з завантажувальної 13, вона ж є і головною, середньої 12 і хвостової 14 частин і площадки під електродвигун та редуктор приводу конвеєра спічних візків. У головній частині каркасу встановлено привод

конвеєра спічних візків, бункер для просипу шихти, дугоподібні напрямні та барабанні живильники.

Завантажувальний вузол каркасу 13 має доволі зручну систему обслуговування механізмів. За периметром нижньої головної частини встановлено лінію повернення пилу для дріб’язку.

На середній частині каркасу 12 встановлено запальне газове горно 4, спалювальний пристрій 7, направляючі руху спічних візків, газовідсмоктуючі вакуум-камери 8, укриття та частина конвеєра спічних візків.

У поздовжньому напрямку машини рами середньої частини кар-каса допускають необхідну гнучкість для компенсування теплових розширень.

Кріплення опорних частин каркасу на конструкціях агломераційного корпусу фабрики виконується приварюванням їх до анкерних плит. Регулювання опор каркаса за висотою здійснюється підкладними пластинами, які також приварюються до анкерних плит.

Барабанні живильники постелі та шихти (рис. 1.3), розташовані в головній частині машини, призначені для завантаження шихтового матеріалів на конвеєр переміщуємих візків. Підстилковий матеріал завантажується на початку горизонтального шляху стрічки візків барабанним живильником постелі, що складається з барабана 1, бункера 2 і шибера 3. Виданий живильником матеріал скачується по похилому лотку на колосникову поверхню спічних візків.

При необхідності товщина шару постелі регулюється вручну через черв’ячний редуктор шибером 3 постелі, розташованим на бункері 2.

Барабанний живильник шихти складається з барабана 4, бункера 5, шибера 6, лотка 7 шихти, стяжки лотка 8, ножа 9, що зрізує, із приводом 10, установки електродів 11, привода 12 живильників і водоохолоджувального екрана 13. Видана барабаном з бункера шихта завантажується на візки шаром до 400 мм [4].

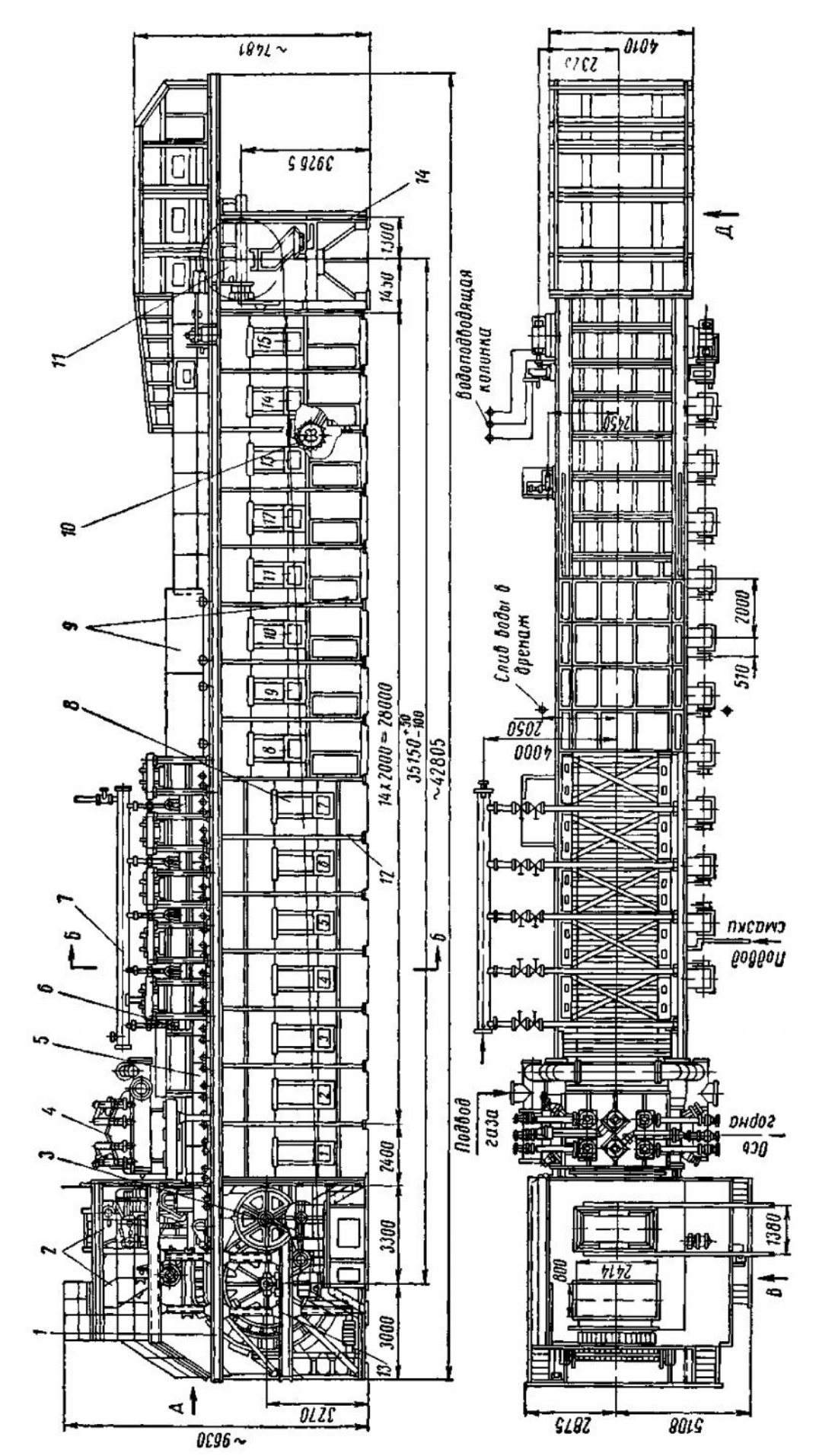


Рисунок 1.2 – Устрій агломераційної машини типу АКМ 1-75. (позиції наведено в тексті)

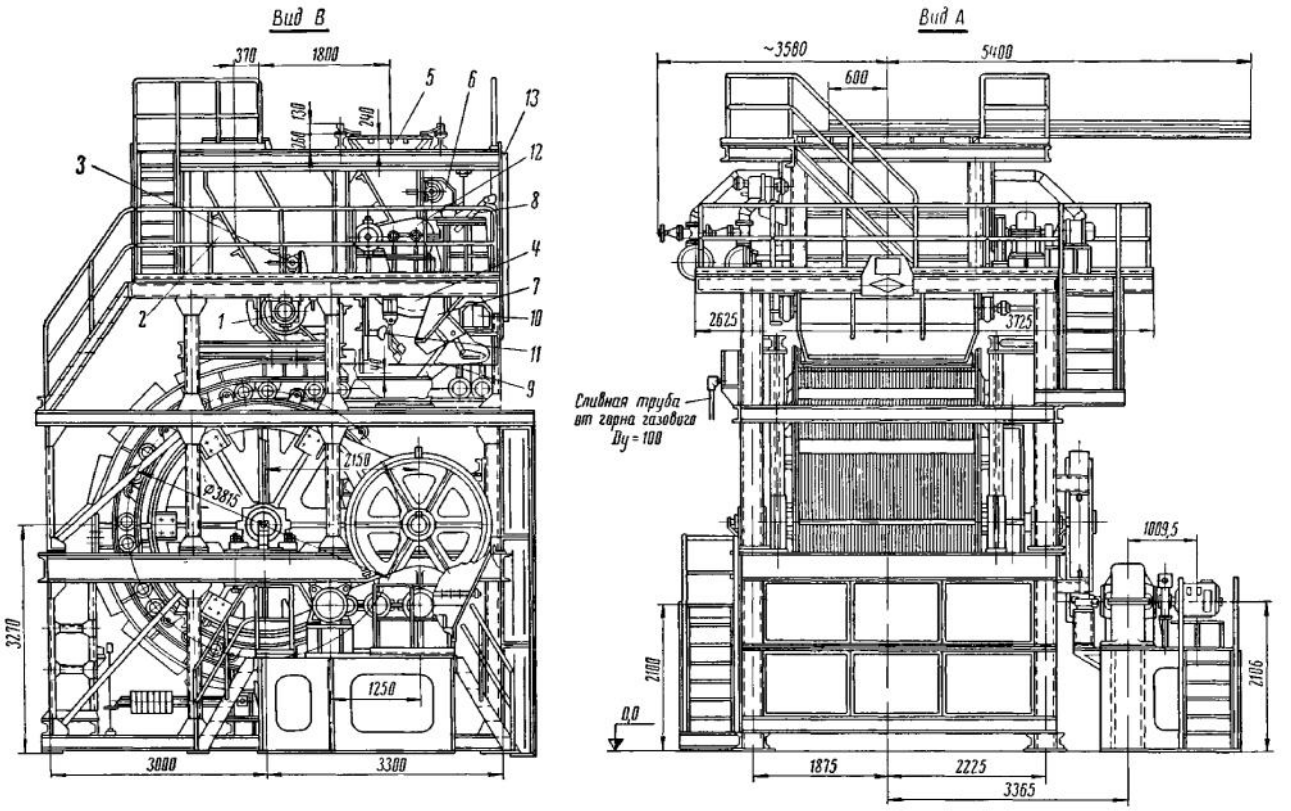


Рисунок 1.3 – Завантажувальний вузол агломераційної машини (позиції наведено в тексті)

1.4 Огляд технічних рішень спрямованих на модернізацію процесу завантаження шихти на спічні візки

Енергоефективність та продуктивність аглопроцеса суттєво залежить від теплового режиму спікання шихтових матеріалів, який обумовлений характером розподілу твердого палива й хімічних компонентів по висоті шару. Останнє залежить від особливостей завантаження й сегрегації фракцій матеріалу по горизонтах шихти, підготовленої до спікання. Завантаження шихти, у свою чергу, залежить від типу завантажувального пристрою, конструктивні особливості якого будуть впливати на процес формування шару матеріалу, і як

наслідок, на фракційний склад окремих горизонтів покладеної на спічні візки шихти [5].

Рівномірний розподіл шихти по ширині агломашини — важливе технологічне завдання [6].

Сама проста у своєму технічному виконанні конструкція живильника наведена на рисунку 1.4. Живильник постелі 1 складається із саморозвантажного бункера 4, що має секторний затвор 9 і завантажувальний поворотний лоток 10. Підйом секторного затвора здійснюється вручну через трос 8, систему блоків 5 і редуктор 6 з ручним маховичком 7. Товщина шару підстилкового матеріалу регулюється шибером, розташованим на нижній крайці завантажувального лотка. Шихта подається двома барабанними живильниками 2 і 8, установленими за живильником постелі. Укладальник шихти складається з бункера 11 з барабанним живильником 12, секторного затвора 9, шибера 13, що регулює висоту шару шихти на візках [1].

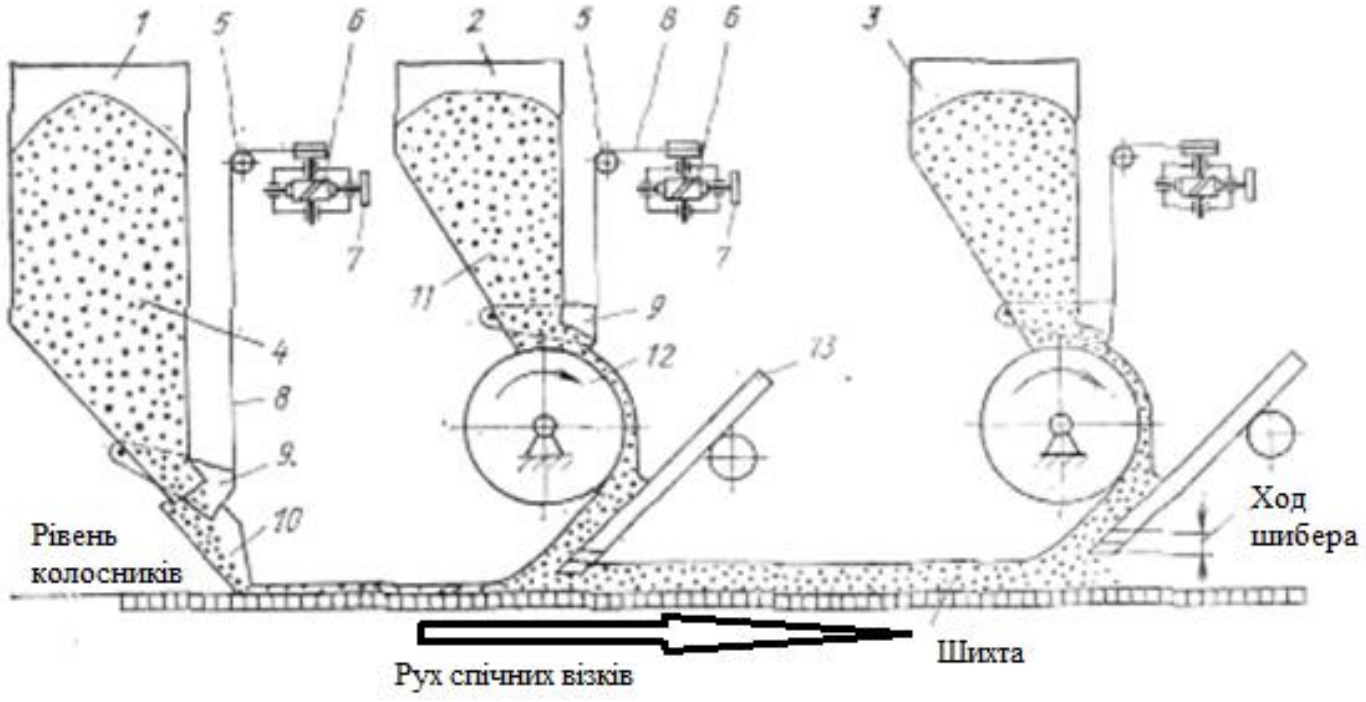


Рисунок 1.4 – Схема саморозвантажного живильника шихти агломераційної машини (позиції наведено в тексті)

Проста у своєму виконанні конструкція є доволі надійною але малопродуктивною і погано виконує функцію розподілу шихти по ширині палет.

Конструкція живильника агломашини визначається необхідністю підтримки сталості товщини шару шихти по ширині паллет і мінімальною сегрегацією (поділом) шматків шихти по крупності. У машинах із площею спікання 50 м^2 застосовуються маятникові живильники разом з барабанними. Маятниковий живильник складається з хитної вирви, що сидить у підшипникових опорах стійки. Нижче осі хитання до вирви приєднується механізм хитання, що складається з електродвигуна, редуктора, на вихідному валу якого закріплений ексцентрик. Від ексцентрика через тягу рух передається двуплечему важелю й потім через тягу до вирви. Змінюючи ексцентриситет і довжину тяги, осягають завантаження спічних візків по всій ширині. Барабанний живильник завантажується через вирву від маятникового живильника. Привод барабанного живильника складається з редуктора, відкритої шестірні й зубчастого вінця, закріпленого на барабані. З барабана шихта зсипається на лоток, відстань якого від палети визначає товщину шару шихти. Для вирівнювання поверхні шихти над нею за лотком встановлена гладилка [7].

Більш вдалою, ніж попередні конструкції є поєднання барабанного живильника в парі з човниковим розподільником. В цьому випадку оґрудкована шихта від оґрудковувача або змішувача-оґрудковувача розподільником шихти транспортується до агломераційної машини й розподіляється по ширині завантажувального бункера за рахунок зворотно-поступального руху.

Розподільник шихти (рис. 1.5) складається з наступних вузлів: звареної рами – 1, реверсивного механізму – 2, натяжного й приводних барабанів – 3, 4. опорних роликів – 5. скребкового пристрою – 6 і електроустаткування – 7.

Зварена рама складається зі складових частин, з’єднаних між собою болтами і опирається на колісні скати, колеса скатів установлені на підшипниках кочення. Два колісні крайні скати виконані із двома ребордами, інші без реборд.

Реверсивний механізм складається з електродвигуна, циліндричного редуктора, шестірні й рейки.

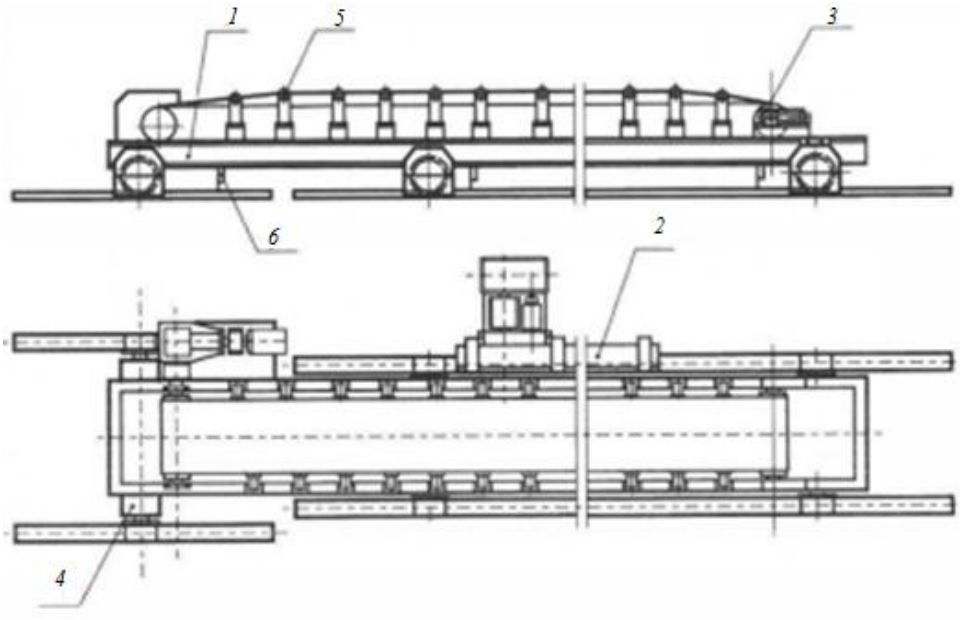


Рисунок 1.5 – Розподільник шихти човникового типу (позиції наведено в тексті)

Зворотно-поступальний рух розподільника здійснюється за рахунок реверсу електродвигуна.

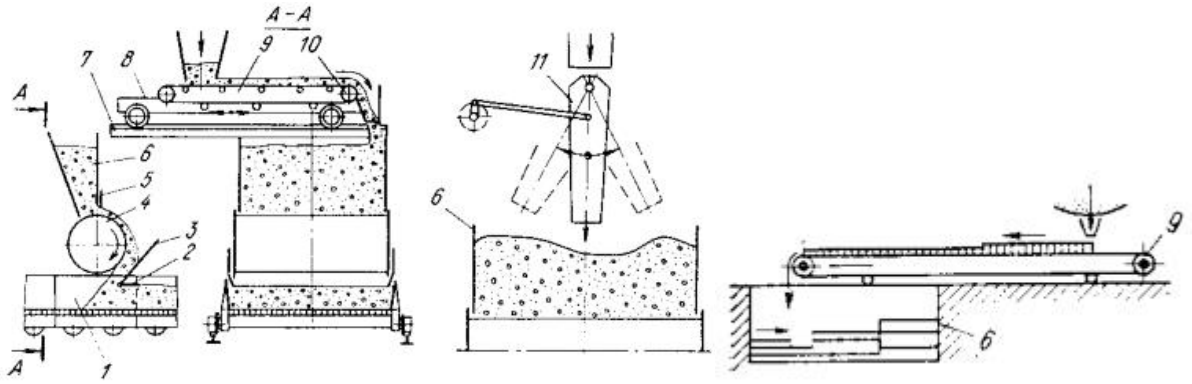
Імпульс на реверс дається датчиками від двох лінійок, установлених на рамі розподільника, величина робочого ходу якого регулюється зміною положення датчиків.

Стрічка транспортерна опирається на опорні ролики й приводиться в рух приводним барабаном, натяг стрічки здійснюється за рахунок натяжного барабана. Натяжний барабан по напрямних перемішається гвинтовим пристроєм.

На рамі встановлюються скребкові пристрої, які переміщують осип з майданчика, розташованого між рейками, у бункер живильника шихти агломашини. Осип переміщається шкребками тільки при русі розподільника до агломашини. При зворотному русі шкребки піднімають наприкінці ходу за допомогою кулачків [8].

Наведені вище маятниковий або човниковий живильники-розподільники (рис. 1.6, а) не забезпечують рівномірного розподілу внаслідок пересування візка (рис. 1.6, б).

Вирішенню даної проблеми присвячено багато робіт.



а б

а – барабанний живильник із завантаженням бункера човниковимм і маятниковим розподільниками;

б – нерівномірність завантаження човниковим розподільником.

1 – спічний візок; 2 – гладилка; 3 – завантажувальний лоток; 4 – барабанний живильник; 5 – секторна регулююча засувка; 6 – проміжний бункер; 7 – рейка; 8 – візок човниковий; 9 –стрічковий живильник; 10 – привод руху стрічки; 11 – сполучна розвантажувальна вирва вторинного барабанного змішувача-оґрудковувача із проміжним буйкером

Рисунок 1.6 – До визначення недоліків розподільників шихти човникового типу та маятникового типів

Одним із перспективних напрямків у сфері сегрегації шихти є вкладання шихти на агломераційну стрічку шарами. Доскональний аналіз даного напрямку наведено в роботі [9].

Із всього наведеного аналізу в роботі [9], можна зробити висновок, що найбільш перспективним являється тришаровий спосіб укладки шихти на спічні візки, який описано роботою [10]. Авторами [10] пропонується реалізувати тришарове завантаження шихти заданого складу з використанням в технологічній схемі двох лінійних розділювачів, барабанного живильника та завантажувального лотка (рис. 1.7).

Лінійні роздільники забезпечують поділ оґрудкованої шихти на три фракції. Фракція шихти крупністю +12 мм використовується на колосникових ґратах у якості постелі, фракція шихти 12-6 мм використовується для формування середнього шару шихти, а фракція шихти 6 мм – для формування

верхнього шару шихти. Технологічна схема тришарового завантаження шихти на колосникові ґрати агломераційної машини складається з оґрудковувача 1, похилого стрічкового конвеєра 2 з рамою й стрічкою 3, причому верхня частина рами закріплена шарнірно, а нижня – з'єднана зі штоком підйомника 4, завантажувального бункера постелі 5, живильника 6, бункера шихти 7 з живильником 8. Колосникові ґрати агломераційної машини позначена цифрою 9, шар постелі – цифрою 10, шар кондиційної шихти крупністю 12-6 мм – цифрою 11. Додатковий похилий конвеєр 12 зі стрічкою 13 і підйомником 14 подає шихту крупністю – 6 мм у бункер 15. Звідси збагачена паливом шихта крупністю – 6 мм живильником 16 подається на колосникові ґрати для створення верхнього шару.

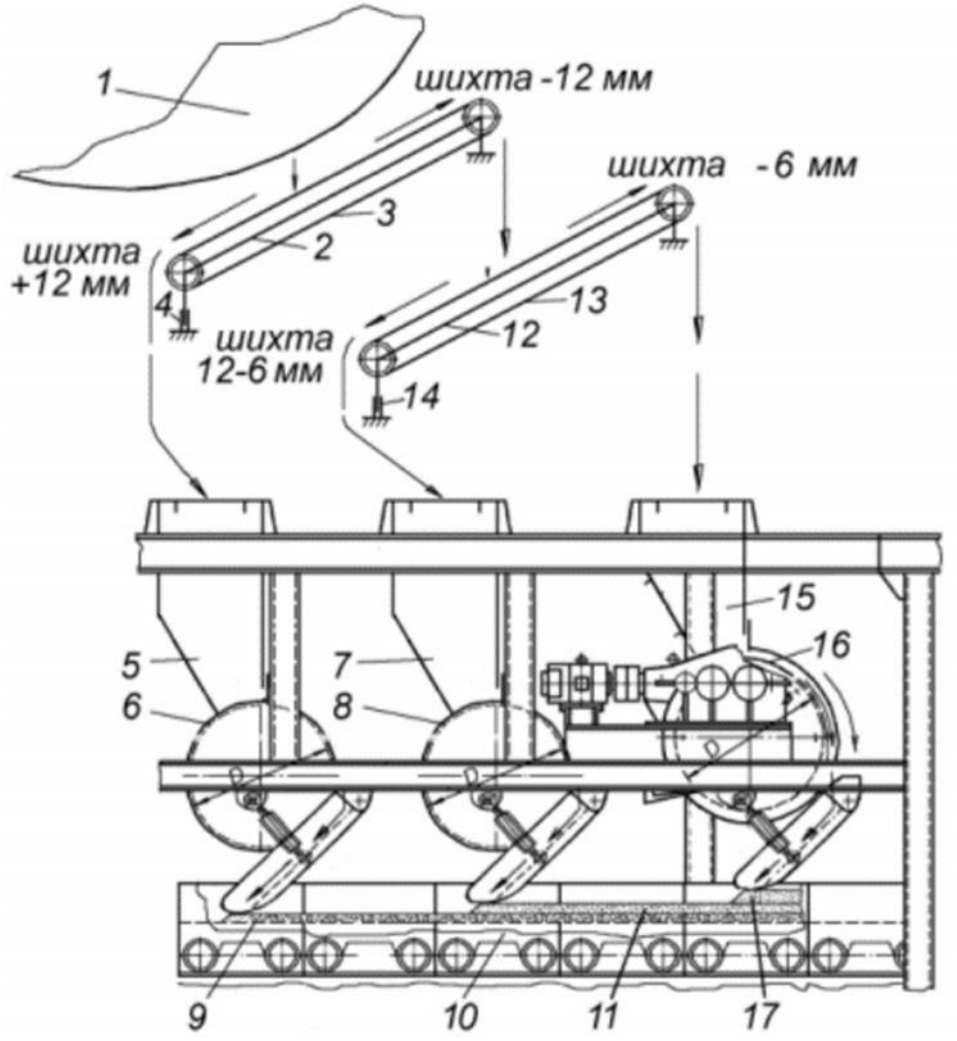


Рисунок 1.7 – Схема тришарового укладення шихти на спічні візки агломераційної машини (позиції наведено в тексті)

Використання технологічної схеми із тришаровим завантаженням шихти на колосникові ґрати дозволяє забезпечити підвищення продуктивності агломераційної машини й поліпшення якості агломерату.

Пропозиція є доволі перспективною, але за признання самих авторів, є доволі складною з точки зору організації в умовах вже існуючого виробництва.

Одним із методів підвищення газопроникності спікаємого шару шихти є регулювання кута нахилу завантажувального лотка, причому в роботах [11,12] завдяки експериментальним дослідженням доказано, що оптимальний кут нахилу завантажувального лотка дорівнює або є досить близьким до кута природного укосу завантажуємого матеріалу. Керуючись цим висновком, можна скористатися алгоритмом оптимізації структури спікаємого шару шихти, розробленим в роботі [13], в якій авторами, за величину керуючого впливу пропонується прийняти кути нахилу завантажувального лотка, що забезпечує задану сегрегацію матеріалу, тобто необхідний розподіл палива й газодинаміку шару.

Представлений алгоритм є доволі точним, але занадто громіздким та складним для використання, так як потребує використання великої кількості вихідних даних, а саме параметри шихтових матеріалів:

– фракційний склад;

– хімічний склад;

– зміст палива.

Також додатково повинні задаватися параметри вузла завантаження – довжини секцій лотка, діапазон варіювання кутів їх нахилу, висота й ширина повітряного зазору, а також задається оптимальний розподіл твердого палива по висоті шару. Всі ці дані не завжди з високою точністю можна спрогнозувати, зокрема ті що відносяться до параметрів шихтових матеріалів

Як відзначено в роботі [9], з огляду на складність подальшого розвитку сегрегації шихти перед її укладенням на спічні візки технологічними способами, пропонують звертати більше уваги на технічну сторону питання, виконуючи подальшу модернізацію обладнання для завантаження шихти на аглострічку.

З цією метою на заводі був розроблений оригінальний завантажувальний вузол агломашини на основі електровібраційного живильника змінена конструкція проміжного бункера, під яким на гумових амортизаторах установлений новий електровібраційний живильник, що видає шихту рівномірно по всій ширині аглострічки.

На розвантажувальній частині живильника перебуває зубчастий розсіювач, що забезпечує розпушення шихти й виділення «постелі». Керування живильником автоматичне, завдяки чому досягається сталість заданої висоти шару [14].

Але і така конструкція при всіх її перевагах далека від досконалості та потребує подальшого удосконалення.

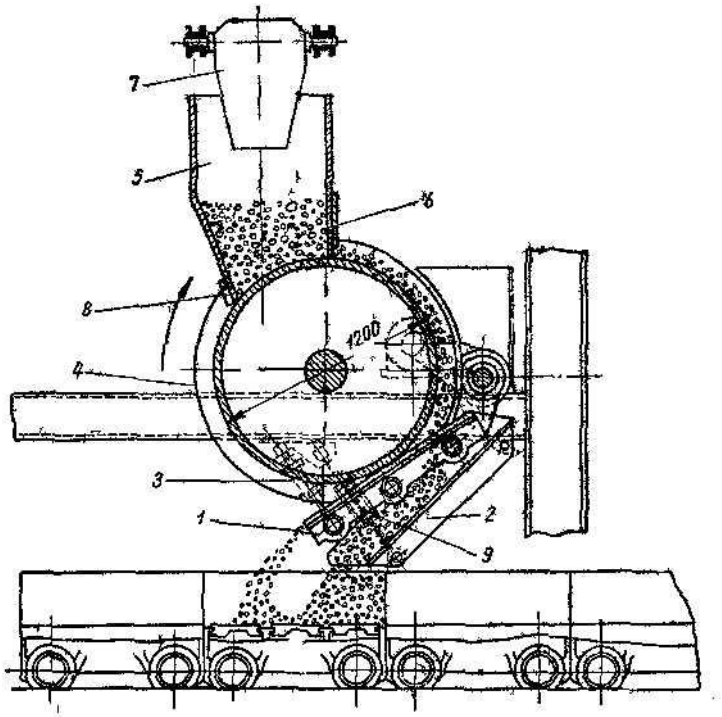
1.5 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик обладнання та обґрунтування обраного напрямку

Агломераційна шихта представляє собою полідисперсний матеріал, що складається з огрудкованих гранул різних фракцій, що є одним з головних факторів, які визначають газопроникність спікаємого шару й результат аглопроцеса [15].

Типове завантаження шихти складається з барабанного живильника із завантажувальним лотком, довжина якого дорівнює ширині візка (рис. 1.8). Шихта з бункера видається барабанним живильником на похилий лоток у вигляді потоку товщиною до 100 мм. Сегрегації в цьому випадку заважають сили, що зв’язують зерна матеріалу, котрий рухається в потоці. Часткам важко відділитися друг від друга й тим більше рухатися з різною швидкістю.

Найбільш сприятливі умови для сегрегації шихтових матеріалів при їхньому завантаженні на агломераційну машину створюються, коли кожна частка матеріалу рухається самостійно, не взаємодіючи механічно із сусідніми. Такий режим руху часток шихти реалізується в завантажувальному вузлі (рис.1.9) агломераційної машини аглофабрики заводу «Запоріжсталь». Така система

завантаження шихти дозволила збільшити спікаємий шар практично без зниження продуктивності.

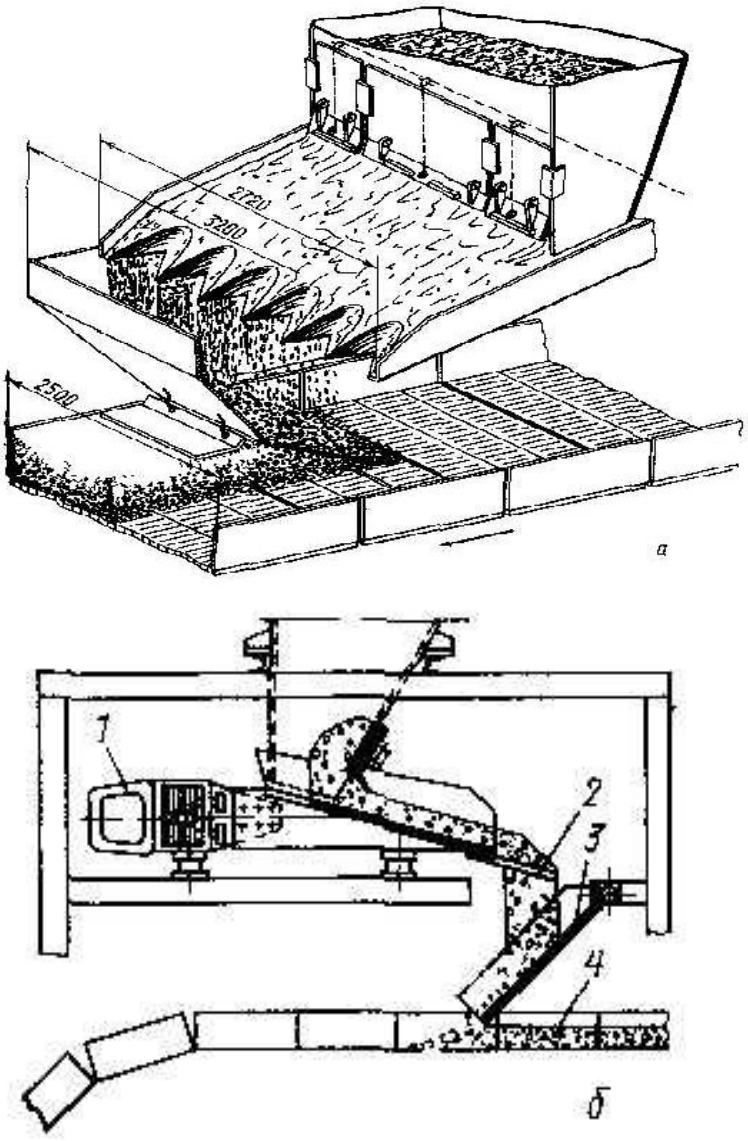


1 - вібратор; 2 - лоток; 3 - підвіски; 4 - барабан; 5 - бункер; 6 - шибер; 7 - маятниковий рукав;8 - шкребок; 9 - вертлюг

Рисунок 1.8 – Барабанний живильник агломашини

Завантажувальний вузол складається із установленого під видатковим бункером завантажувального лотка – електровібраційного живильника, що рівномірно розподіляє шихту по всій ширині візка. Автоматичне керування живильником забезпечує постійну задану висоту спікаємого шару. Розпушується й розвантажується шихта за допомогою зубчастого розсіювача (рис. 1.9).

Застосування вібраційного живильника замість барабанного забезпечило збільшення розшарування шихти по крупності по висоті шару. Форма й розміри зубів розсіювача забезпечили ефективність сегрегації під час сходу шару шихти з віброживильника в результаті вільного скочування гранул шихти під кутом природного укосу по бічних гранях зуба.

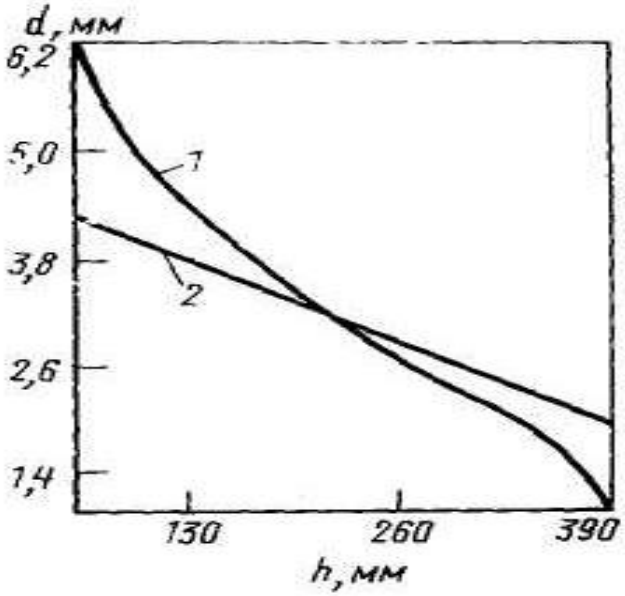


1 - віброживильник; 2 - розсіювач; 3 - завантажувальний лоток; 4 - агломашина.

Рисунок 1.9 – Вібраційний живильник агломашини

При визначенні впливу нової системи завантаження на розподіл зерен шихти по висоті шару одночасно відбирали проби шихти з машини, обладнаної віброживильником з розширеним похилим листом, і з машин, обладнаних барабанним живильником зі звичайним похилим листом. Висота спікаємого шару в обох випадках становила 400 мм. Проби відбирали по всій ширині машини пробоотборником, виконаним у вигляді металевих ящиків висотою 390, довжиною 520, шириною 350 мм; ящики не мали торцевих стінок. Їх установлювали на колосникові ґрати агломераційної машини й знімали за

завантажувальним лотком. Матеріал ділили на окремі шари висотою 65 мм і розсівали проби по фракціях: < 3; 6 – 3; 10 – 6; 12 – 10; і > 12 мм. Результати досліджень наведені на рис. 1.10.



1 - віброживильник; 2 - барабанний живильник

Рисунок 1.10 – Зміна середньологарифмічного діаметра гранул d по висоті шару h залежно від системи завантаження

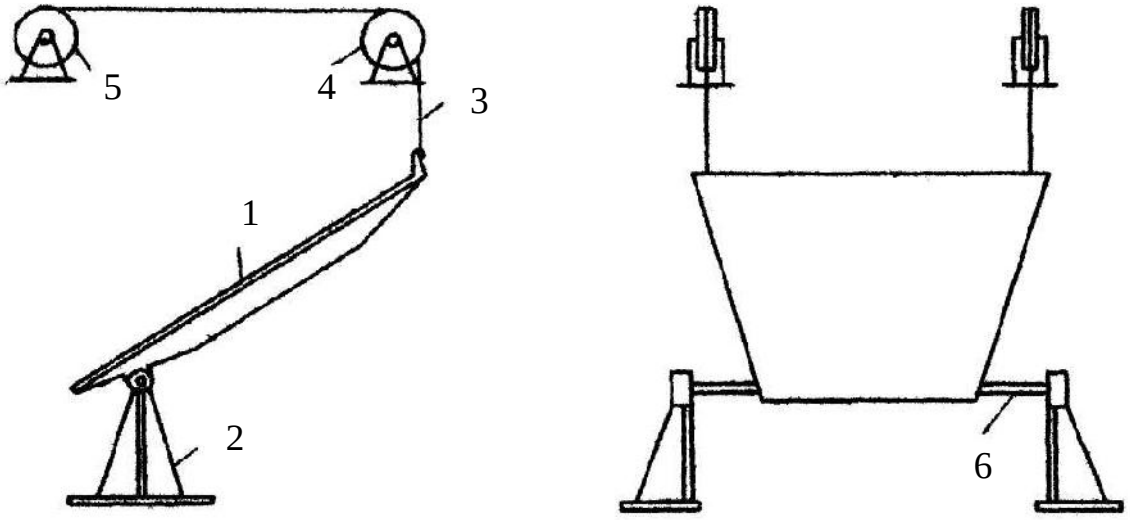
На агломашинах, обладнаних віброживильником, зміст фракції > 6 мм у нижній частині шару в порівнянні з верхньої збільшується з 5,5 до 61,3%, а зміст фракції < 3 мм зменшується в 5,5 рази. Підвищення ступеня сегрегації шихти викликало збільшення її порізнення. Розшарування шихти привело до зміни розподілу змісту вуглецю по висоті шару (табл.1.1).

Таблиця 1.1 – Зміст вуглецю по висоті шару в залежності від типу завантаження

Шар	I	II	III	IV	V	VI
Зміст вуглецю, %, при завантаженні живильником:						
вібраційним	5,21	4,93	4,41	3,99	3,47	2,53
барабанним	4,52	4,46	4,27	4,18	3,77	3,47

Як уже розглянуто в розділі 1.4 підбір режиму завантаження шихт на візок дозволяє досягти значного поліпшення якості постелі для різних шихт і тим самим підвищити продуктивність агломашини. Режим завантаження здійснюється шляхом підбору кута нахилу стаціонарного завантажувального лотка. В даний час регулювання кута нахилу лотка виконується вручну.

Принципова схема механізму нахилу завантажувального лотка показана на рис. 1.11. Під віброживильник на двох шарнірах і двох канатних підвісках встановлюється завантажувальний лоток. При необхідності збільшення кута нахилу лотка канат через підтримуючі блоки навивається на барабани електроприводом.



1 – завантажувальний лоток; 2 – опора лотка; 3 – канат; 4 – підтримуючий блок; 5 – барабан з електроприводом; 6 – вісь повороту лотка

Рисунок 1.11 – Принципова схема механізму нахилу завантажувального лотка

Також пропонується виконати заміну електровібраційного живильника на дебалансний, обгрунтування такої заміни наведено в дослідній частинію Для запровадження запропонованих змін необхідно виконати теоретичні розрахунки привода завантажувального лотка та дослідити оптимальні параметри роботи вібраційного живильника.

РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок потужності привода механізму нахилу завантажувального лотка

Кінематична схема привода механізму нахилу завантажувального лотка наведена на рис. 2.1.

Статичний момент від ваги лотка дорівнює:

$$M_C = Q_{p1} \cdot h_1 - Q_{p2} \cdot h_2 = 6570 \cdot 0{,}57 - 470 \cdot 0{,}053 = 3720 \text{ Нм}. \qquad (2.1)$$

Статичний момент від сил тертя дорівнює:

$$M_m = R_1 \cdot z_A \cdot f_1 + R_2 \cdot z_B \cdot f_1 + 2 \cdot R_A \cdot z \cdot f_2 \qquad (2.2)$$

$$M_m = 3658 \cdot 0{,}03 \cdot 0{,}12 + 3382 \cdot 0{,}015 \cdot 0{,}12 + 2 \cdot 860 \cdot 0{,}0175 \cdot 0{,}015 = 19{,}7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де R_1 – зусилля, сприймане віссю лотка;

z – радіус цапфи завантажувального лотка;

f_1 – коефіцієнт тертя ковзання;

R_2 – зусилля, сприймане віссю блоків;

z – радіус цапфи блоку;

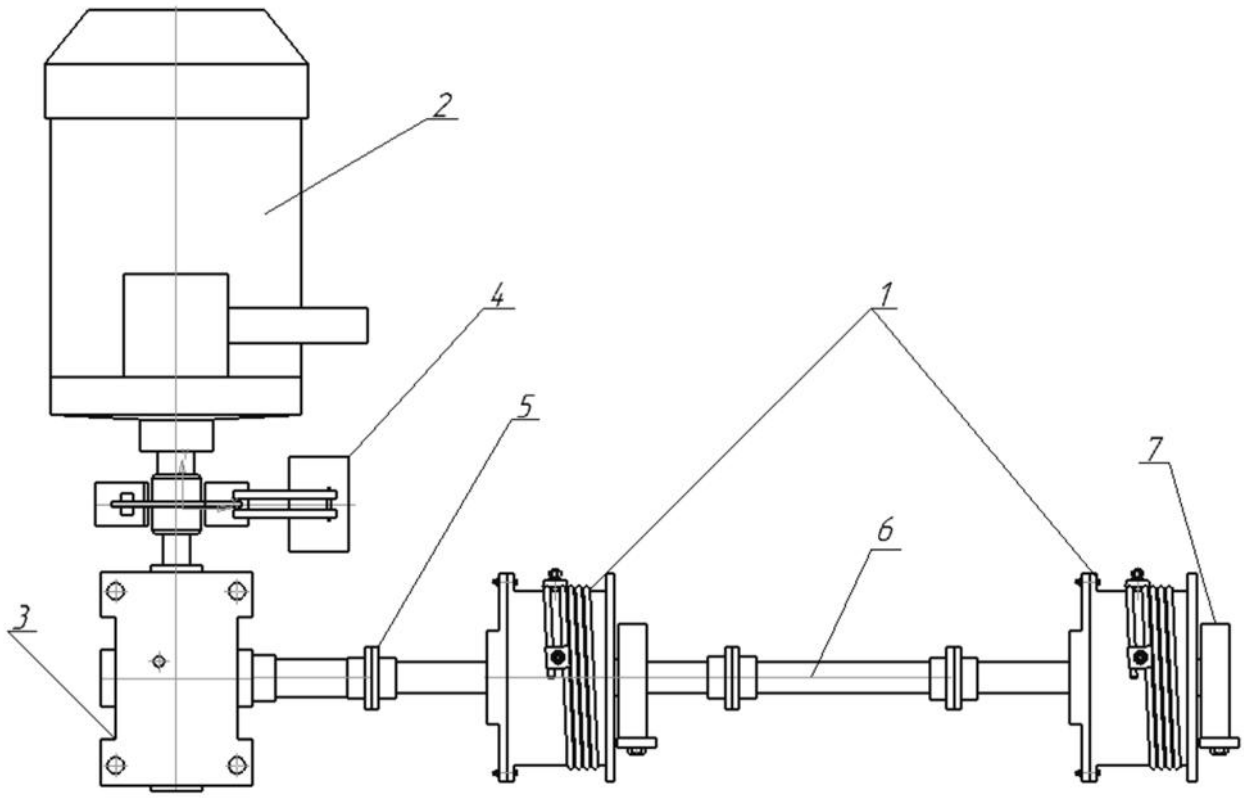
R_A – опорна реакція вала барабана;

z – радіус цапфи вала барабана;

f_2 – коефіцієнт тертя катання.

Розрахунковий статичний момент:

$$M_P = M_C + M_m = 3720 + 19{,}7 = 3739{,}7 \text{ Н} \cdot \text{м}. \qquad (2.3)$$



1 - барабан; 2 - електродвигун; 3 - черв'ячний редуктор; 4 - гальмо; 5 - муфта; 6 - промвал; 7 – підшипникова опора

Рисунок 2.1 – Кінематична схема привода механізму нахилу завантажувального лотка

Розрахункова потужність двигуна дорівнює:

$$N = \frac{M_р \cdot n}{9550 \cdot \eta_м} = \frac{3739{,}7 \cdot 2}{9550 \cdot 0{,}85} = 0{,}92 \text{ кВт}; \qquad (2.4)$$

де η – ККД механізму нахилу лотка.

Попередньо приймаємо асинхронний електродвигун АІРС80В6 з наступними параметрами:

- потужність 1,25 кВт;
- частота обертання $n_{дв}$ = 900 $хв^{-1}$;

– напруга 380 В

– відношення максимального моменту до номінального $\frac{M_{max}}{M_{ном}} = 2,5$.

Номінальний момент на валу двигуна:

$$M_н = 9550 \cdot \frac{N_{эд}}{n_{эд}} = 9550 \cdot \frac{1,25}{900} = 13,2 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.5)$$

Середній пусковий момент:

$$M_{ср} = \frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2} \cdot M_н = \frac{1,8 + 1,3}{2} \cdot 13,2 = 20,46 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.6)$$

де ψ_{min} – кратність мінімального пускового моменту, ψ_{min} = 1,3.

За обраними параметрами електродвигуна виконаємо подальший розрахунок редуктора привода завантажувального лотка

2.2 Розрахунок та вибір кінематичних параметрів приводу завантажувального лотка

Редуктор механізму нахилу завантажувального лотка вибираємо виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна й передаточного числа.

Передаточне число редуктора дорівнює:

$$U = \frac{n_{эд}}{n} = \frac{900}{2} = 450. \quad (2.7)$$

Вибираємо двоступінчастий редуктор ЧДПМ 100/200, з передаточним числом $U_Р$ =400, потужність на швидкохідному валу 1,38 кВт, частота обертання $n_р$ = 1000 хв$^{-1}$ [16].

Виконаємо перевірку редуктора.

Черв’як ведучий передає $N_ч$ = 1,38 кВт при $n_ч$ = 1000 хв$^{-1}$. Передаточне число U = 400. припустиме відхилення передаточного числа ΔU = ±3%. Робота реверсивна. Вибираємо матеріал для швидкохідного щабля передачі. Припускаючи, що швидкість ковзання черв’яка $V_{ск} \leq 240$ хв$^{-1}$, приймаємо для вінця колеса безолов’яну бронзу Бр.АЖ9-4, для черв’яка – сталь 45 із застосуванням поверхневого загартування робочих поверхонь витків до твердості HRC = 45÷50.

Обчислюємо кутові швидкості:

черв’яка

$$\omega_ч = 2\pi \cdot n_ч = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 900 = 5652 \text{ рад/хв} ; \quad (2.9)$$

черв’ячного колеса

$$\omega_к = \frac{\omega_ч}{U} = \frac{5652}{400} = 14{,}1 \text{ рад/хв} . \quad (2.10)$$

Визначаємо число заходів черв’яка $z_ч$ і число зубів колеса $z_к$. черв’як передає малу потужність при великому передаточному числі, тому можна вибрати $z_ч$ = 2, $z_к$ = 38, тоді передаточне число щабля:

$$U = \frac{z_k}{z_ч} = \frac{38}{2} = 19, \quad (2.11)$$

Міжосьову відстань знаходимо з розрахунку зубів по контактних напруженнях по формулі:

$$a_{\omega} = \left(\frac{z_к}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{10^6}{6 \cdot \frac{z_к}{q} \cdot [\sigma_н]} \right)^2} \cdot M_{кр} \,. \qquad (2.12)$$

де $Z_к$ – число зубів колеса, $Z_к$=38;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, q=11;

$M_{кр}$ – крутний момент на черв'ячному колесі:

$$M_{кр} = M \cdot k_д \cdot k_к, \qquad (2.13)$$

де M – номінальний крутний момент на валу черв'ячного колеса:

$$M = \frac{\eta \cdot N_к}{\omega_к} = \frac{0{,}42 1{,}13 \cdot 10^3}{14{,}1} = 33{,}7 \text{ Н} \cdot \text{м}. \qquad (2.14)$$

де η – К.К.Д. приймаємо η=0,42 [8].

$k_д$ – коефіцієнт, що враховує додаткове динамічне навантаження, припускаючи, що окружна швидкість черв'ячного колеса V ≤ 180 м/хв, приймаємо $k_д$ = 1;

$k_к$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження по довжині контактної лінії, приймаємо $k_к$ = 1

Тоді підставивши отримані значення в (2.13) отримаємо:

$$M_{кр} = 33{,}7 \cdot 1 \cdot 1 = 33{,}7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$[\sigma]_н$ – допускаємі контактні напруження, для бронзи Бр.АЖ9–4 і сталевого черв'яка за умови , що швидкість ковзання черв'яка $V_{ск}$ < 180 м/хв приймаємо $[\sigma_Н]$=150МПа.

Використавши розраховані значення отримаємо міжосьову відстань:

$$a_{\omega} = \left(\frac{38}{11} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{10^6}{6 \cdot \frac{38}{11} \cdot 150 \cdot 10^6}\right)^2} \cdot 33{,}7 = 0{,}067 \text{ м} = 67 \text{ мм}.$$

Визначаємо модуль в осьовому перерізі з розрахунку на вигин по формулі:

$$m_S = 1{,}24 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{z_к \cdot q \cdot y \cdot [\sigma]_и}} = 1{,}24 \cdot \sqrt[3]{\frac{33{,}7}{38 \cdot 11 \cdot 0{,}461 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0{,}00150 \text{ м} = 1{,}5 \text{ мм} \qquad (2.15)$$

де y – коефіцієнт форми зуба, приймаємо для $z_к$ = 38 y = 0,461 [8].

$[\sigma]_в$ – допускаєме напруження вигину, для бронзи Бр.АЖ9-4, відлитої в кокіль $[\sigma]_в$=100·МПа

Узгодження знайдених параметрів.

– приймаємо найближчу більшу до отриманого розрахунками міжосьову відстань $a_{\omega} = 100$ мм.
– модуль осьової й число модулів у діаметрі ділильної окружності черв'яка вибираємо m_S = 4 мм, при q = 11 [17].

Визначаємо швидкість ковзання черв'яка по формулі:

$$V_{ск} = \frac{m_S \cdot n_ч}{32} \cdot \sqrt{z^2 + q^2} = \frac{4 \cdot 900}{32} \cdot \sqrt{2^2 + 11^2} = 125{,}2 \text{ м/хв}, \qquad (2.16)$$

де $n_ч$ – число обертів черв'яка, $хв^{-1}$.

Швидкість ковзання $V_{ск} < 240$ м/хв, отже, для черв'ячного колеса може бути застосована безолов'яна бронза Бр.АЖ9–4, для якої допускаєме контактне напруження прийняте $[\sigma_H]=150$ МН/м^2 при швидкості $V_{ск}$ = 125,82 м/хв припустиме.

Коефіцієнт корекції (зсув полюса) знаходимо по формулі:

$$\xi = \frac{a_\omega}{m_S} - 0{,}5 \cdot (z_к + q) = \frac{100}{4} - 0{,}5 \cdot (38 + 11) = 0{,}5. \qquad (2.17)$$

Кут підйому витка черв'яка по початковому циліндру:

$$tg\lambda_1 = \frac{z_ч}{q + 2\xi} = \frac{2}{11 + 2 \cdot 0{,}5} = 0{,}167; \qquad (2.18)$$

$$\lambda_1 = 9°34'6''.$$

де ξ – наближене значення коефіцієнта, що враховує втрати, ξ=0,5;

Визначаємо розміри черв'ячного колеса й черв'яка:

$$d_{дч} = m_S \cdot q = 4 \cdot 11 = 44 \text{ мм}. \qquad (2.19)$$

Діаметр окружності виступів черв'яка:

$$D_{еч} = d_{дч} + 2 \cdot f_0 \cdot m_S = 44 + 2 \cdot 1 \cdot 4 = 52 \text{ мм}. \qquad (2.20)$$

Діаметр окружності западин черв'яка:

$$D_{іч} = d_{дч} - 2 \cdot m_S \cdot (f_0 + c) = 44 - 2 \cdot 4 \cdot (1 + 0{,}2) = 34{,}4 \text{ мм}. \qquad (2.21)$$

Діаметр початкової окружності черв’яка:

$$d_{н.ч} = m_S \cdot (q + 2 \cdot \xi) = 4 \cdot (11 + 2 \cdot 0{,}5) = 48 \text{ мм}. \quad (2.22)$$

Довжина нарізаної частини черв’яка:

$$L \geq (11 + 0{,}1 \cdot z_к) \cdot m_S = (11 + 0{,}1 \cdot 38) \cdot 4 = 59{,}2 \text{ мм}. \quad (2.23)$$

Приймаємо L=59 мм

Для шліфованого черв’яка:

$$L_1 = L + 25 = 59 + 25 = 84 \text{ мм}. \quad (2.24)$$

Для попередження динамічної неврівноваженості черв’яка необхідно, щоб у довжині L_1 укладалося ціле число кроків:

$$a = \frac{L_1}{\pi \cdot m_S} = \frac{84}{3{,}14 \cdot 4} = 6{,}7, \quad (2.25)$$

Приймаємо a = 6, і тоді остаточна довжина нарізаної частини черв’яка:

$$L_2 = a \cdot m_S \cdot \pi = 6 \cdot 4 \cdot 3{,}14 = 75{,}36 \text{ мм}. \quad (2.26)$$

Приймаємо довжину нарізаної частини черв’яка L_2=75 мм

Діаметр ділильної окружності колеса:

$$d_{дк} = m_S \cdot z_к = 4 \cdot 38 = 152 \text{ мм}. \quad (2.27)$$

Діаметр окружності виступів черв'ячного колеса (у середній площині):

$$D_{ек} = m_S \cdot (z_к + 2 \cdot f_0 + 2 \cdot \xi) = 4 \cdot (38 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0{,}5) = 164 \text{ мм}. \quad (2.28)$$

Зовнішній діаметр черв'ячного колеса:

$$D_{н.к} \geq D_{ек} + 1{,}5 \cdot m_S = 164 + 1{,}5 \cdot 4 = 170 \text{ мм}. \quad (2.29)$$

Ширина обода черв'ячного колеса:

$$B = 0{,}75 \cdot d_{дч} = 0{,}75 \cdot 44 = 33 \text{ мм}. \quad (2.30)$$

Хід гвинтової лінії:

$$S = m_S \cdot \pi \cdot z_ч = 4 \cdot 3{,}14 \cdot 2 = 25{,}12 \text{ мм}. \quad (2.31)$$

Визначаємо сили, що діють у черв'ячній передачі.

Окружне зусилля на черв'ячнім колесі, рівне осьовому зусиллю на черв'яку:

$$P_к = \frac{2 \cdot M_к}{d_{дк}} = \frac{2 \cdot 33{,}7}{0{,}152} = 443 \text{ Н}. \quad (2.32)$$

Радіальна сила:

$$T = P_к \cdot \operatorname{tg}\alpha = 443 \cdot \operatorname{tg} 20° = 127 \text{ Н}. \quad (2.33)$$

Осьова сила на колесі, рівна окружному зусиллю на черв'яку:

$$Q = P_к \cdot \operatorname{tg}(\lambda_1 + \rho) = 443 \cdot \operatorname{tg}(9°34'6'' + 2°52') = 93 \text{ Н}. \quad (2.34)$$

де ρ – кут тертя для безолов'яної бронзи Бр.АЖ9–4, що має більший коефіцієнт тертя, ніж для фосфористої бронзи; приймаємо – $\rho \approx \text{arctg}\, f = \text{arctg}\, 0{,}05 = 2°52'$.

Для тихохідної передачі приймаємо для вінця колеса безолов'яну бронзу Бр.АЖ9–4, для черв'яка – сталь 45 із застосуванням поверхневого загартування робочих поверхонь витків до твердості HRC = 45 ÷ 50.

Знаючи $z_ч = 2$, а U = 21 знаходимо $z_к$.

$$z_к = z_ч \cdot U = 2 \cdot 21 = 42. \qquad (2.35)$$

Знаючи, що

$$M_{кр} = U \cdot M_{кр1} = 21 \cdot 33{,}7 = 707{,}7 \text{ Н·м} \qquad (2.36)$$

та q = 8, $[\sigma]_н = 150 \text{ МН/м}^2$

знаходимо міжосьову відстань:

$$a_ω = \left(\frac{z_к}{q} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{10^6}{6 \cdot \frac{z_к}{q} \cdot [\sigma]_к}\right)^2 \cdot M_{кр}} = \left(\frac{42}{8} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{10^6}{6 \cdot \frac{42}{8} \cdot 150 \cdot 10^6}\right)^2 \cdot 707{,}7} = \qquad (2.37)$$

$$= 0{,}198 \text{ м} = 198 \text{ мм}.$$

де q – коефіцієнт діаметра черв'яка, q=8;

$[\sigma]_н$ – допускаємі контактні напруження, для бронзи Бр.АЖ9–4 і сталевого черв'яка за умови , що швидкість ковзання черв'яка $V_{ск}$ < 180 м/хв приймаємо $[\sigma_Н]$=150МПа.

Визначаємо модуль в осьовому перерізі з розрахунку на вигин по формулі:

$$m_S = 1{,}24 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{z_к \cdot q \cdot y \cdot [\sigma]_к}} = 1{,}24 \cdot \sqrt[3]{\frac{707{,}7}{42 \cdot 8 \cdot 0{,}46 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0{,}008 м = 8 мм \qquad (2.38)$$

де y – коефіцієнт форми зуба приймаємо для $z_к$ = 42 y = 0,46 [8].

$[\sigma]_в$ – допускаєме напруження вигину, для бронзи Бр.АЖ9-4, відлитої в кокіль $[\sigma]_в$=100·МПа.

Узгодження знайдених параметрів.

– приймаємо найближчу більшу до отриманого розрахунками міжосьову відстань $a_\omega = 200$ мм.

– модуль осьової й число модулів у діаметрі ділильної окружності черв'яка приймаємо m_s = 8 мм, при q = 8.

Коефіцієнт корекції (зсув полюса) знаходимо по формулі:

$$\xi = \frac{a_\omega}{m_S} - 0{,}5 \cdot (z_к + q) = \frac{200}{8} - 0{,}5 \cdot (42 + 8) = 0 . \qquad (2.39)$$

Кут підйому витка черв'яка по початковому циліндру:

$$tg\lambda_1 = \frac{z_ч}{q + 2\xi} = \frac{2}{8 + 2 \cdot 0} = 0{,}25; \qquad (2.40)$$

$$\lambda_1 = 14°02'10'' .$$

К.К.Д. черв'ячної передачі:

$$\eta = 0{,}99 \cdot \frac{tg\lambda_1}{tg(\lambda_1 + \rho)} = 0{,}99 \cdot \frac{tg14°02'10''}{tg(14°02'10'' + 2°52')} = 0{,}55; \qquad (2.41)$$

де 0,99 – наближене значення коефіцієнта, що враховує втрати;

ρ – кут тертя для безолов'яної бронзи Бр.АЖ9–4, що має більший коефіцієнт тертя, ніж для фосфористої бронзи; приймаємо – $\rho \approx \text{arctg}\, f = \text{arctg}\, 0{,}05 = 2°52'$.

Визначаємо розміри черв'ячного колеса й черв'яка:

$$d_{дч} = m_S \cdot q = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм}. \quad (2.42)$$

Діаметр окружності виступів черв'яка:

$$d_{ач} = d_{дч} + 2 \cdot f_0 \cdot m_S = 64 + 2 \cdot 1 \cdot 8 = 80 \text{ мм}. \quad (2.43)$$

Діаметр окружності западин черв'яка:

$$d_{fч} = d_{дч} - 2 \cdot m_S \cdot (f_0 + c) = 64 - 2 \cdot 8 \cdot (1 + 0{,}2) = 44{,}8 \text{ мм}. \quad (2.44)$$

Діаметр початкової окружності черв'яка:

$$d_{н.ч} = m_S \cdot (q + 2 \cdot \xi) = 8 \cdot (8 + 2 \cdot 0) = 64 \text{ мм}. \quad (2.45)$$

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$$L \geq (11 + 0{,}06 \cdot z_к) \cdot m_S = (11 + 0{,}06 \cdot 42) \cdot 8 = 108 \text{мм}. \quad (2.46)$$

Для шліфованого черв'яка:

$$L_1 = L + 25 = 108 + 25 = 134 \text{ мм}. \quad (2.47)$$

Для попередження динамічної неврівноваженості черв'яка необхідно, щоб у довжині L_1 укладалося ціле число кроків:

$$a = \frac{L_1}{\pi \cdot m_S} = \frac{134}{3{,}14 \cdot 8} = 5{,}3, \qquad (2.48)$$

приймаємо а = 5, і тоді остаточна довжина нарізаної частини черв'яка:

$$L_2 = a \cdot m_S \cdot \pi = 5 \cdot 8 \cdot 3{,}14 \approx 126 \text{ мм}; \qquad (2.49)$$

де а – число цілих кроків у довжині нарізаної частини черв'яка.

Діаметр ділильної окружності колеса:

$$d_{дк} = m_S \cdot z_к = 8 \cdot 42 = 336 \text{ мм}. \qquad (2.50)$$

Діаметр окружності виступів черв'ячного колеса (у середній площині):

$$D_{ек} = m_S \cdot (z_к + 2 \cdot f_0 + 2 \cdot \xi) = 8 \cdot (42 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0) = 352 \text{ мм}. \qquad (2.51)$$

Зовнішній діаметр черв'ячного колеса:

$$D_{н.к} \geq D_{ек} + 1{,}5 \cdot m_S = 352 + 1{,}5 \cdot 8 = 364 \text{ мм}. \qquad (2.52)$$

Ширина обода черв'ячного колеса:

$$B = 0{,}75 \cdot d_{дч} = 0{,}75 \cdot 64 = 48 \text{мм}. \qquad (2.53)$$

Хід гвинтової лінії:

$$S = m_S \cdot \pi \cdot z_ч = 8 \cdot 3{,}14 \cdot 2 = 50{,}24 \text{ мм}. \qquad (2.54)$$

Визначимо сили, що діють у передачі:

Сили в зачепленні, розглянуті прикладеними в полюсі зачеплення, зручно задавати трьома взаємно перпендикулярними складовими (рис.3.3)

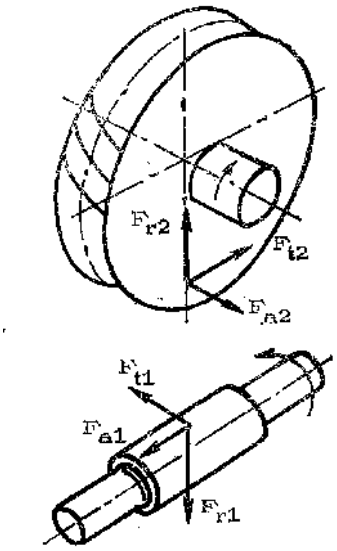


Рисунок 2.2 – Сили в черв'ячному зачепленні

Окружне зусилля на черв'ячнім колесі, рівне осьовому зусиллю на черв'яку (F_{a1}) :

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_к}{d_{дк}} = \frac{2 \cdot 707,7}{0,336} = 4213 \text{ Н}. \qquad (2.55)$$

Радіальна сила, що розсовує черв'яка й колесо:

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 4213 \cdot \operatorname{tg} 20° = 1533 \text{ Н}. \qquad (2.56)$$

де $\alpha -$ кут профілю, $\alpha = 20°$;

Осьова сила на колесі, рівна окружному зусиллю на черв'яку:

$$F_{t2} = P_к \cdot tg(\lambda_1 + \rho) = 4213 \cdot tg(9°34'6'' + 2°52') = 1892 \text{ Н} \quad (2.57)$$

Виконаємо перевірку черв'ячної передачі на контактну міцність

Контактне напруження при сталевому черв'яку й бронзовому колесі:

$$\sigma_Н = 5300\frac{q}{Z_к}\sqrt{\left(\frac{\frac{Z_к}{q}+1}{a_W}\right)^3 K_\beta K_v T_2} \le [\sigma_Н], \quad (2.58)$$

де $Z_к$ – число зубів колеса, $Z_к$=42;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, q=8;

а – міжосьова відстань, а=0,200 м;

K_β – коефіцієнт нерівномірності навантаження, $K_\beta = 1{,}1$

K_v – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, K_v=1,3

T_2 – момент на черв'ячному колесі, $T_2 = M_{кр} = 0{,}7077 \cdot 10^{-3}$ МН · м;

$[\sigma_Н]$ – контактне напруження, що допускається, для бронзи Бр.АЖ9–4 $[\sigma_Н]$=150МПа.

$$\sigma_Н = 5300\frac{8}{42}\sqrt{\left(\frac{\frac{42}{8}+1}{0{,}200}\right)^3 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}7077 \cdot 10^3} = 5{,}6 \text{ МПа} \le 150 \text{МПа}.$$

Умова виконується, контактна міцність забезпечена.

При недостатній твердості прогин черв'яка великий. Це порушує правильність зачеплення й погіршує умови роботи. Щоб уникнути цього, необхідно розрахувати величину прогину черв'яка й зрівняти її із припустимою:

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_r^2 + F_{t1}^2}}{48 \cdot E \cdot I_{пр}} \le [f], \qquad (2.59)$$

де l – відстань між опорами черв'яка, l=0,200 м;

E – модуль пружності матеріалу черв'яка, $E = 2{,}15 \cdot 10^5$ МПа;

$I_{пр}$ – наведений момент інерції перетину черв'яка:

$$I_{пр} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \cdot \left(0{,}375 + 0{,}625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \qquad (2.60)$$

де d_{f1} – діаметр западин черв'яка, d_{f1}=0,0448 м,

d_{a1} – діаметр вершин витків черв'яка, d_{a1} = 0,080 мм,

$$I_{пр} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}0448^4}{64} \cdot \left(0{,}375 + 0{,}625 \cdot \frac{0{,}080}{0{,}0448} \right) = 2{,}95 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4.$$

[f] – припустимий прогин.

$$[f] = (0{,}010 \div 0{,}005) \cdot m, \qquad (2.61)$$

$$[f] = (0{,}010 \div 0{,}005) \cdot 8 = 0{,}08 \div 0{,}04 \text{ мм}.$$

Отримані значення підставляємо в (2.59) :

$$f = \frac{0{,}200^3 \cdot \sqrt{0{,}001533^2 + 0{,}04213^2}}{48 \cdot 2{,}15 \cdot 10^5 \cdot 2{,}95 \cdot 10^{-7}} = 9{,}4 \cdot 10^{-8} \text{ м} = 9{,}4 \cdot 10^{-5} \text{ мм}.$$

Отримані значення прогину f = 0,000094 мм менше припустимого [f]=0,04 мм, отже, умова жорсткості виконана [18].

ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Аналіз конструкції вібраційного живильника

В агломераційному виробництві, як правило використовуються два основні типи вібраційних живильників – електромагнітні та інерційні з дебалансним віброзбуджувачем.

Популярність електромагнітних живильників викликана низкою переваг:

– по-перше, простота регулювання продуктивності. Регулювання здійснюється шляхом зміни напруги, що подається на котушку електромагніта вибропитателя. Таким чином можна плавно змінювати продуктивність віброживильника від нуля до максимуму.
– по-друге, відсутність обертових частин в конструкції, що зводить обслуговування електромагнітних живильників до мінімуму.
– по-третє, можливість миттєвої зупинки і запуску, можливість запуску під завалом матеріалу подає бункера.

Основний недолік електромагнітних віброживильників – вплив на параметри їх коливань навантаження на лотку. Якщо електромагнітний віброживильники транспортує матеріал (особливо високої щільності), то його амплітуда коливань зменшується в порівнянні з холостим ходом, і для підтримки потрібної продуктивності необхідно збільшити напругу на котушку віброживильника. Далі, якщо матеріал в бункері закінчується, віброживильники починає працювати вхолосту (на лотку немає матеріалу), його амплітуда значно зростає. Якщо вчасно не вимкнути віброживильники або не зменшиться напруга на котушці, то через сильні коливання віброживильники може вийти з ладу [19].

Наведені недоліки відсутні у інерційних віброживильників, а саме у віброживильників з дебалансним вібратором, перевагою якого є також те, що по відношенню до електромагнітних віброживильників для виконання однакової механічної роботи, габарити і вага перших менше в 4-5 разів за таку у електромагнітних, особливо якщо вони підвищеної потужності.

До недоліків віброживильників з дебалансним вібратором можна віднести те, що у порівнянні з електромагнітними, вони мають «вибіг», тобто ротор продовжує якийсь час обертатися за рахунок сил інерції після відключення двигуна, і живильник у цей час продовжує транспортувати матеріал. Компенсація цієї погрішності закладена в АСУ дозуванням. Також інерційні вібратори мають гіршу здатність до вибротранспортування матеріалів особливо вологих і дрібнофракційних. Причина цього в тому, що робочий орган – лоток робить кругові коливання за рахунок інерційних мас, установлених на валу двигуна. Коливання не мають спрямованості й транспортування здійснюється за рахунок зниження сили тертя при позитивному куті нахилу робочої поверхні лотка. Цей недолік усувається запропонованою можливістю зміни нахилу стаціонарного завантажувального лотка.

Віброживильник з дебалансним вібратором представляє собою двомасову коливальну систему, маси якої зв’язані між собою твердим зв’язком і відділені від опорної поверхні за допомогою амортизаторів – циліндричних пружин розтягання-стиску. Металеві спіральні пружини на які опирається віброживильник і є тим пружнім зв’язком, що амортизує.

Віброживильник складається із двох основних вузлів: робочого органа – лотка й привода з дебалансним вібратором, з’єднаних жорстко за допомогою болтів.

Відцентрові електромеханічні вібратори по своєму призначенню можна розділити на дві основні групи:

1. Вібратори загального призначення, застосовувані для стаціонарних установок при виробництві різного виду робіт; коливання таких вібраторів передаються матеріалу через конструктивні елементи установки;

2. Вібратори для ущільнення бетону; коливання цих вібраторів передаються безпосередньо бетону.

По характеру порушуваних коливань вібратори випускають:

- із круговими коливаннями при паралельному русі осі вібратора;
- із круговими коливаннями при конусоподібному русі осі вібратора;

– зі спрямованими (зворотно-поступальними) коливаннями.

Вібраційний (або динамічний) привод називають віброзбуджувачем. У переважній більшості конструкції живильників використовують відцентрові (дебалансні) віброзбуджувачі з обертовою неврівноваженою масою (інерційним елементом).

Одновальний дебалансний статично неврівноважений збудник (рис. 3.1) має дебаланс 1, центр маси якого розташовано у точці C_m. Він жорстко пов'язаний з валом, що обертається навколо осі O в підшипниках, з'єднаних з корпусом 2. Статичний момент маси віброзбуджувача дорівнює добутку:

$$M_{ст} = те, \text{ кгм}, \tag{3.1}$$

де m - маса дебаланса;

e – ексцентриситет маси дебаланса.

При обертанні віброзбуджувача з кутовою швидкістю ω розвивається змушуюча відцентрова сила:

$$F = me\mu^2, \text{ Н} \tag{3.2}$$

Змушуюча відцентрова сила передається на корпус 2 через підшипники. Таким чином, у цьому випадку змушуюча сила, F представляє собою вектор постійного модуля, що обертається з кутовою швидкістю ω.

Форма ексцентриків буває різна. Завдяки твердому зв'язку з валом число коливань, порушуваних ексцентриком, рівняється числу обертів вала двигуна. Щоб підвищити число коливань ексцентрикових вібраторів, необхідно вбудовувати шестерний редуктор між електродвигуном і валом ексцентрика (так улаштований вібратор И-21) або встановлювати високочастотний електродвигун, що живиться від спеціального перетворювача частоти струму.

Кінетичний момент визначається добутком маси ексцентрика на відстань від його центру ваги до осі вала.

Для зміни величини кінетичного моменту й одержання різних амплітуд коливань ця відстань у деяких конструкціях ексцентриків може регулюватися.

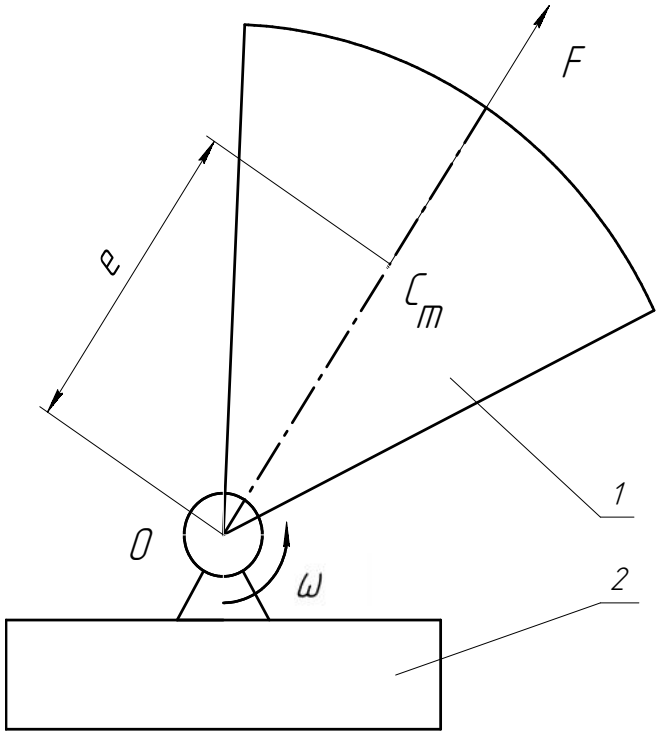


Рисунок 3.1 – Схема віброзбуджувача коливань

Регулювання досягається зміною довжини плеча (вібратори С-433А, С-482, С-483) або зсувом на деякий кут двох половинок ексцентрика (вібратори С-412А, С-484, С-485, С-788).

Для усунення резонансних коливань застосовують ексцентрики, що автоматично висуваються, включають вібратор після того, як електродвигун розів'є потрібне число обертів (вібратори С-433А, С-482, С-483).

Вібратори загального призначення випускаються з номінальною частотою 2800 кол./хв. Відхилення може становити *±50 кол./хв.*

Номінальна частота коливань прийнята виходячи з найбільшої можливої швидкості обертання вбудованого у вібратор трифазного асинхронного електродвигуна, що живиться від мережі із частотою струму 50 Гц.

При зниженні числа коливань (1400–700 кол/хв.) ефективність дії ексцентрика (або дебаланса) з певним кінетичним моментом буде знижуватися,

його збурююча сила, а разом з тим і сила опору, яку може подолати вібратор, а також і величина переданої потужності будуть зменшуватися. Тому працювати з низькими частотами коливань варто в тих випадках, коли неможливо застосувати частоту 2800 кол/хв.

З підвищенням частоти коливань ефективність роботи ексцентрика з певним кінетичним моментом зростає. Однак у деяких установках застосовувати підвищені частоти не завжди бажано як через виникнення в деталях більших інерційних зусиль, так і з міркувань технологічного порядку (може знижуватися ефект від вібрації).

Збільшення передавальної здатності вібратора при підвищенні швидкості обертання ексцентрика дозволяє знижувати кінетичний момент останнього для зменшення амплітуди коливання й інерційних зусиль. Тому високочастотні вібратори можуть застосовуватися в установках, де необхідно при малих (0,2–0,08 мм*)* амплітудах коливань передати транспортуємому матеріалу значну потужність. Коливання з малими амплітудами не можуть передаватися на велику відстань, тому що вони в сильному ступені поглинаються елементами конструкції установки (у зв’язку із цим вібратор рекомендується монтувати якнайближче до вібруємого матеріалу).

Розширення області застосування вібраторів викликало необхідність створення таких конструкцій, кінетичний момент яких змінювався б залежно від умов роботи. Тому у всіх наступних конструкціях вібраторів загального призначення встановлені регульовані ексцентрики.

Віброживильник складається з лотка з розташованим на ньому електромеханічним вібратором загального призначення ИВ-99А, випускної вирви, амортизаторів. Випускна вирва кріпиться за допомогою болтового з’єднання до випускного бункера й служить для запобігання влучення матеріалу за межі лотка. Завдяки своєму конструктивному виконанню випускна вирва не торкається лотка живильника, таким чином, вона не сприймає коливальних навантажень.

Отже, логічно, у подальших дослідженнях ураховувати лише поле коливань лотка.

3.2 Встановлення технологічних параметрів коливань

Одне з основних завдань, які доводиться вирішувати при проектуванні вібраційного живильника – вибір характеру й параметрів коливань робочого органа. У загальному випадку під характером коливань розуміється насамперед наявність або відсутність пікових значень прискорень при роботі вібраційної машини (ударно-вібраційний або безударний вібраційний режим), спектральний склад періодичних коливань (прості гармонійні, бігармонічні, полігармонійні), а також форма коливань робочого органа (кругові, прямолінійні, еліптичні, гвинтові, різні комбіновані коливання). До параметрів відносять частоти й амплітуди коливань робочого органа.

У вібраційних живильниках, як правило, реалізуються безударний режим і гармонійні коливання (вищі гармоніки не перевищують декількох відсотків від основної). Таким чином, відоме завдання синтезу вібраційного поля для вібраційного живильника зводиться до забезпечення необхідної форми поступальних коливань робочого органа.

У більшості випадків у вібраційних живильниках створюють однорідне поле плоскопаралельних поступальних коливань із круговими або прямолінійними траєкторіями; кругові траєкторії використовують у живильниках з похилою, що просіваючою поверхнею, прямолінійні траєкторії – у живильниках з горизонтальною або слабонахиленою поверхнею, що просіває.

Умови створення таких полів коливань досить прості. Кругові коливання, як правило, збуджують одним дебалансним віброзбуджувачем; площина обертання його центру ваги повинна проходити через центр ваги *O* живильника (тут і нижче під центром ваги живильника розуміється центр ваги коливних частин живильника), та бути перпендикулярною до однієї з його головних

центральних осей інерції *Oy*, і, крім того, вісь обертання віброзбуджувача O_1 повинна проходити через центр ваги гуркоту *O*.

У перерахованих випадках амплітуда кругових коливань (радіус кругових траєкторій) може бути визначена по формулі:

$$A = - me/M, \qquad (3.3)$$

де me – статичний момент маси віброзбуджувача;

M – маса живильника, точніше, маса його коливних частин.

Знак мінус у правій частині рівності означає, що при зарезонансному режимі коливань живильник переміщається в противофазі із силою, що змушує. Однак значний практичний інтерес представляють вібраційні живильники з однорідним полем еліптичних траєкторій, а також з неоднорідним полем траєкторій. Є передумови тому, що такі живильники дають певний технологічний ефект. Ці більш складні випадки доцільно розглянути за допомогою універсальної діаграми плоского поля коливань (рис. 3.2) (УДП), запропонованої І.І. Блехманом і А.С. Жгулєвим.

Якщо не дотримується одна з умов, сформульованих вище для випадку однорідного поля кругових траєкторій, а саме: якщо вісь обертання віброзбуджувача O_1 не проходить через центр ваги живильника *O*, то живильник буде робити плоскопаралельні коливання, траєкторіями яких у загальному випадку є еліпси (в окремих випадках – прямі лінії або окружності). За допомогою універсальної діаграми плоского поля коливання можна одержати картину розподілу траєкторій у живильнику, коливання якого забезпечуються одним або декількома віброзбуджувачами. На цій діаграмі точка *O* відповідає центру ваги живильника, її траєкторією є окружність радіуса $A=me/M$; точка O_1 - вісь обертання віброзбуджувача; точка *K*, віддалена від центру ваги *O* на відстань $H = I/(Mh) = \rho_0^2/h$ уздовж прямої OO_1, – центр хитань, де $I = M\rho_0^2$ — момент інерції коливних частин живильника щодо осі *Oy*, перпендикулярної до площини креслення; ρ_0^2 – відповідний радіус інерції; *h* – відстань OO_1; точка *K*

коливається прямолінійно уздовж ліній OO_1K з амплітудою $A = me/M$; усі точки прямої, що проходить через центр хитання K перпендикулярно до прямої OO_1K, також роблять прямолінійні коливання, паралельні лінії OO_1K, однак з більшими амплітудами, пряма OO_1K є віссю симметрії поля. Одна з осей еліптичних траєкторій точок, що лежать на цій осі, завжди спрямована уздовж цієї осі. Довжини відповідних півосей однакові для всіх точок і рівні. Крім точки O (центру ваги), по круговій траєкторії рухається також крапка O_2, віддалена від точки K на ту ж відстань H.

УДП дає можливість вирішувати завдання як синтезу, так і аналізу поля траєкторій вібраційних живильників. При цьому слід мати на увазі, що масштаб довжин на діаграмі визначається відношенням відстані OK до відповідного до відстані на натурному об’єкті, а масштаб, у якому зображені траєкторії коливань точок, – відношенням радіуса окружностей із центрами в точках O и O_2 до відповідного до радіуса траєкторій "у натурі" $A = me/M$. При зміні статичного моменту маси віброзбуджувача me пропорційно змінюються лише розміри траєкторій точок тіла, а їх розподіл, розташування й форма залишаються незмінними.

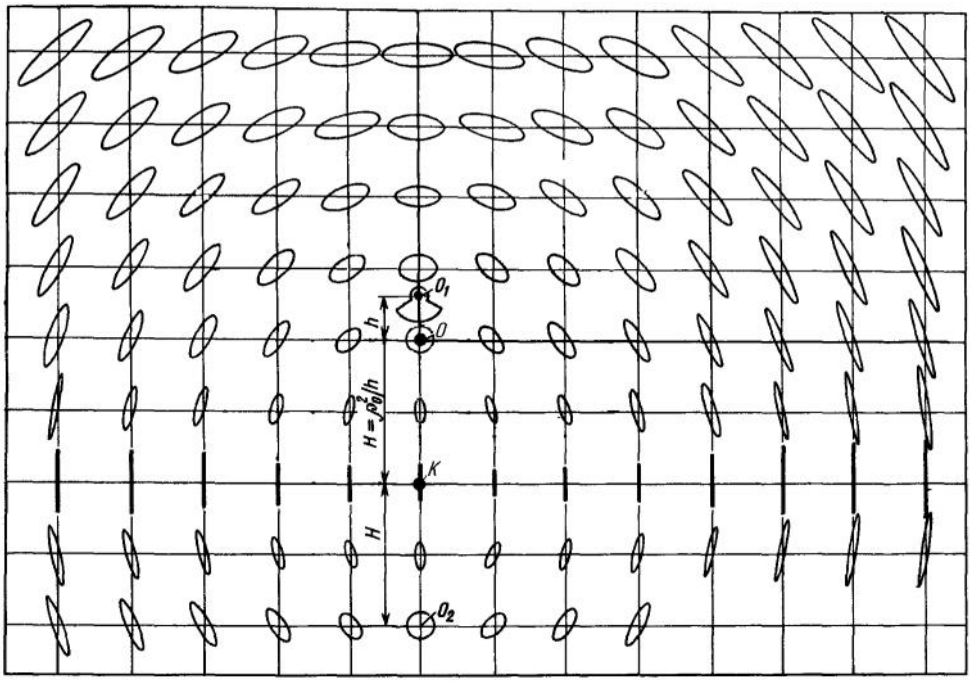


Рисунок 3.2– Універсальна діаграма плоского поля коливань (УДП)

3.3 Дослідження точок траєкторій короба

Досліджуваний лоток має складну геометричну форму. Положення центру ваги (рис. 3.3) знаходимо за допомогою системи тривимірного твердотільного моделювання КОМПАС-3Д.

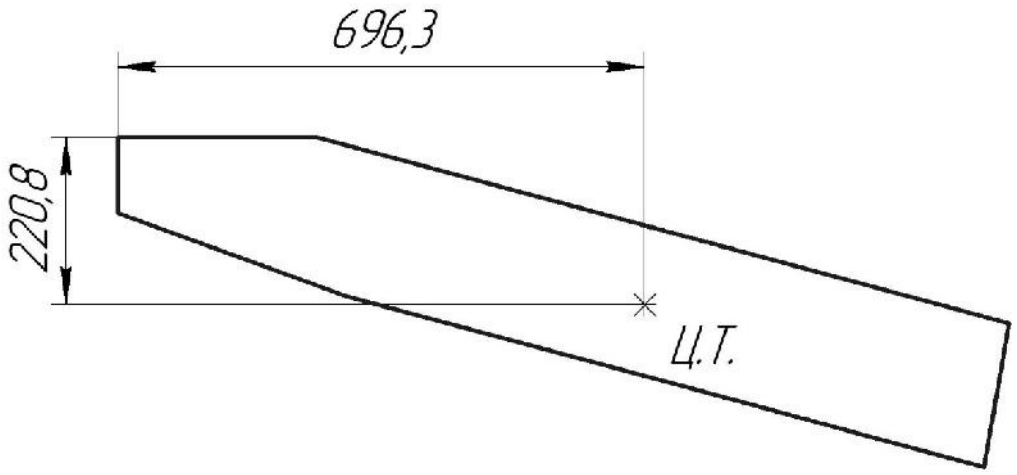


Рисунок 3.3 – Центр ваги коливних частин живильника

Знаючи центр ваги коливних частин живильника, за допомогою системи КОМПАС-3D визначаємо необхідні параметри для розрахунків радіуса інерції:

Розрахунки МЦХ тіл видавлювання

Кількість тіл N = 1

Кількість отворів N1 = 0

Щільність Ro = 0.007000 г/мм^3

Маса M = 896825 г

Обсяг V = 1.28118e+008 мм^3

Центр мас Xc = 0 мм

Yc = 0 мм

Zc = 255 мм

У заданій системі координат:

Осьові моменти інерції Jx = 9.00975e+010 г*мм^2

Jy = 1.99511e+011 г*мм^2

Jz = 1.34099e+011 г*мм^2

Відцентрові моменти інерції Jxy = -3.39742e+010 г*мм^2

Jxz = 0 г*мм^2

Jyz = 0 г*мм^2

У центральній системі координат:

Осьові моменти інерції Jx = 3.17815e+010 г*мм^2

Jy = 1.41195e+011 г*мм^2

Jz = 1.34099e+011 г*мм^2

Відцентрові моменти інерції Jxy = -3.39742e+010 г*мм^2

Jxz = 0 г*мм^2

Jyz = 0 г*мм^2

Площинні моменти інерції Jx0y = 1.94387e+010 г*мм^2

Jx0z = 1.23428e+010 г*мм^2

Jy0z = 1.21756e+011 г*мм^2

Радіус інерції коливних частин живильника щодо осі *Oy*, перпендикулярної до площини креслення:

$$\circ_0 = \sqrt{\frac{I_Z}{m}} = \sqrt{\frac{\left(1.34099 \cdot 10^{11}\right)}{896825}} = 386.686 \text{ мм.} \qquad (3.4)$$

За допомогою універсальної діаграми плоского поля коливання знайдемо картину розподілу траєкторій у живильнику, коливання якого забезпечуються одним позацентрово розташованим віброзбуджувачем для чотирьох різних положень осі дебаланса (рис. 3.4). Визначаємо масштаб лінійних розмірів. Для цього обчислюємо відношення $\circ^2_0 / h$ й порівнюємо його з довжиною відрізка *OK* на діаграмі. *OK* = 52 мм (При масштабі діаграми 1:1).

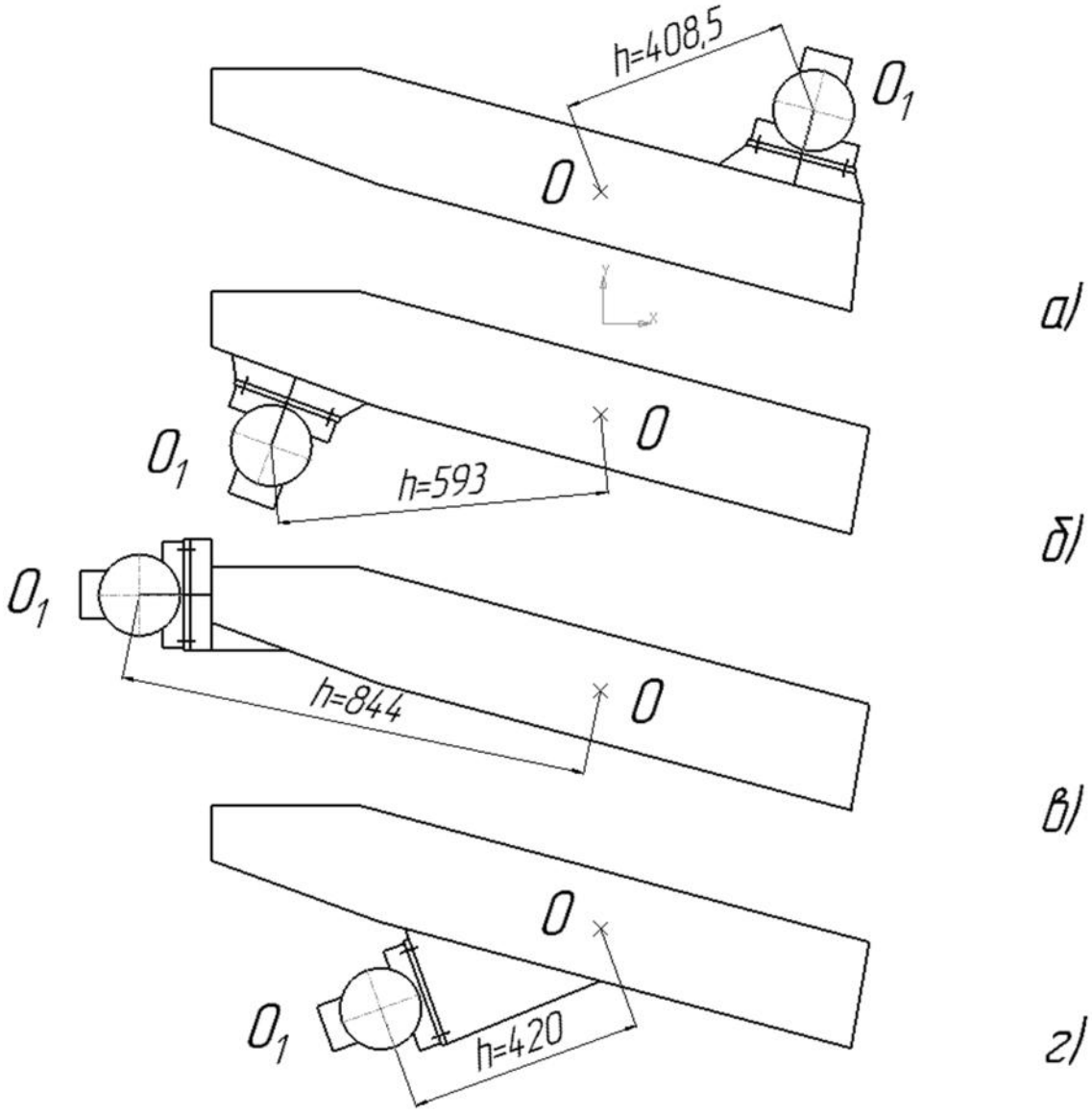


Рисунок 3.4 – Положення осі дебаланса щодо центру ваги

Частка від розподілу довжини відрізка *OK* на відношення й дає масштаб лінійних розмірів.

Для положення а) (рис 3.4):

$$\frac{\circ_0^2}{h} = \frac{386.686^2}{408.5} = 366.037$$

$$\text{M} = \frac{366}{52} = 7{,}038$$

Це в 7 раз більше довжини відрізка *OK* на діаграмі. Отже, усі лінійні розміри потрібно зменшити в 7 раз.

Масштаб: М 1:7.

Зображуємо обрису короба живильника на діаграмі в масштабі лінійних розмірів. При цьому центр ваги гуркоту збігається із точкою *O* діаграми, а вісь віброзбуджувача розміщується на продовженні відрізка *OK* за точкою *O*.

Аналогічним образом для інших положень:

Для положення б) (рис 3.4):

$$\frac{\circ\,{}^{2}_{0}}{h} = \frac{386.686^{2}}{593} = 252.152$$

$$M = \frac{252}{52} = 4.846$$

Це в 5 раз більше довжини відрізка *OK* на діаграмі. Отже, усі лінійні розміри потрібно зменшити в 5 раз.

Масштаб: М 1:5.

$$\frac{\circ\,{}^{2}_{0}}{h} =$$

$$M = \frac{177}{52} = 3.404$$

Це в 3 раз більше довжини відрізка *OK* на діаграмі. Отже, усі лінійні розміри потрібно зменшити в 3 рази.

Масштаб: М 1:3.

Для положення г) (рис 3.4):

$$\frac{\circ\,{}^{2}_{0}}{h} = \frac{386.686^{2}}{420} = 356.014$$

$$M = \frac{356}{52} = 6.846$$

Це в 7 раз більше довжини відрізка *OK* на діаграмі. Отже, усі лінійні розміри потрібно зменшити в 7 раз.

Масштаб: М 1:7.

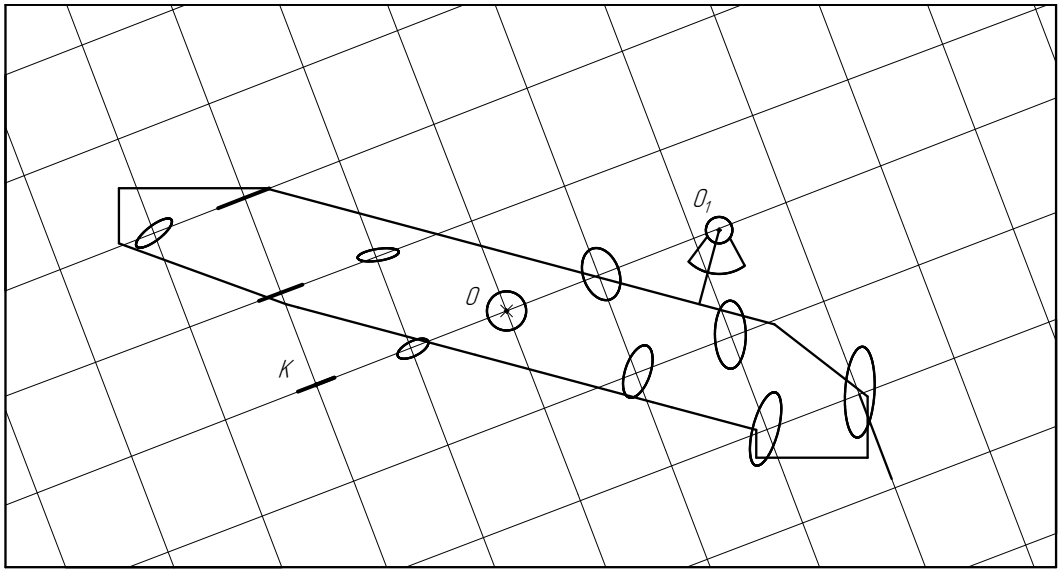


Рисунок 3.5 – Положення а)

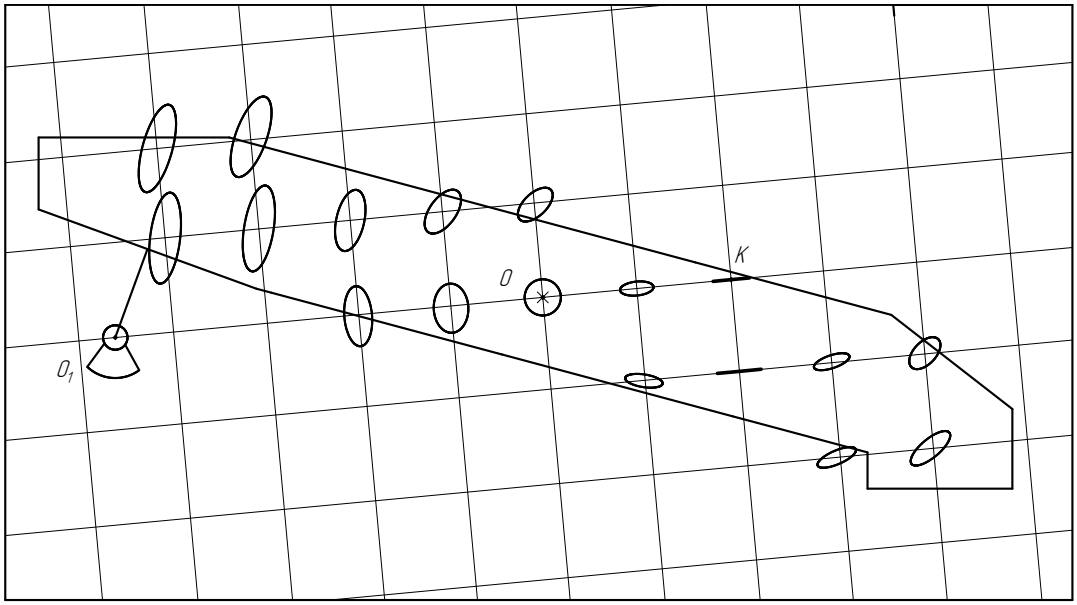


Рисунок 3.6 – Положення б)

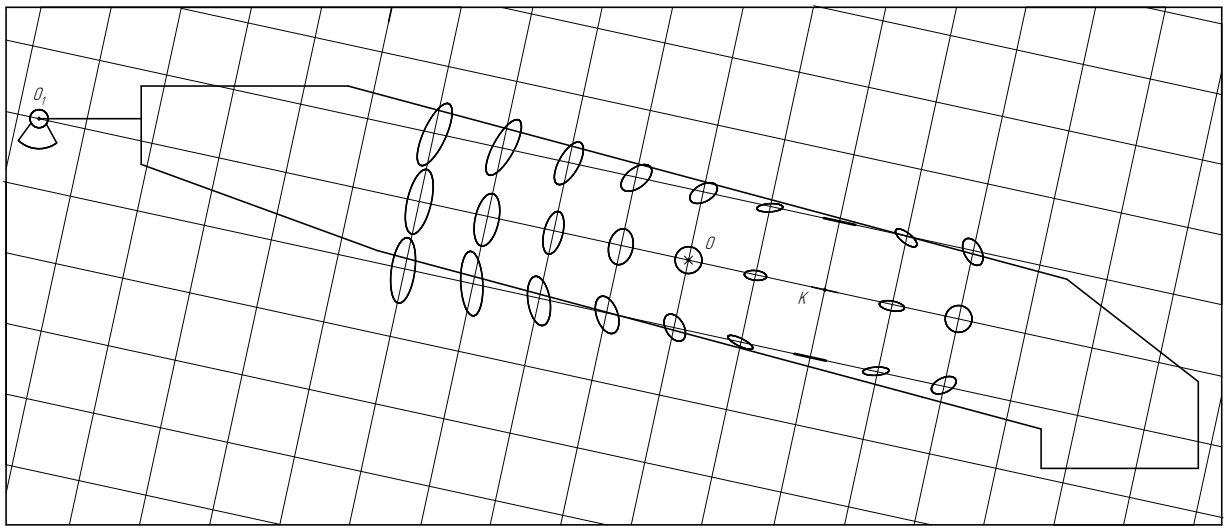


Рисунок 3.7 – Положення в)

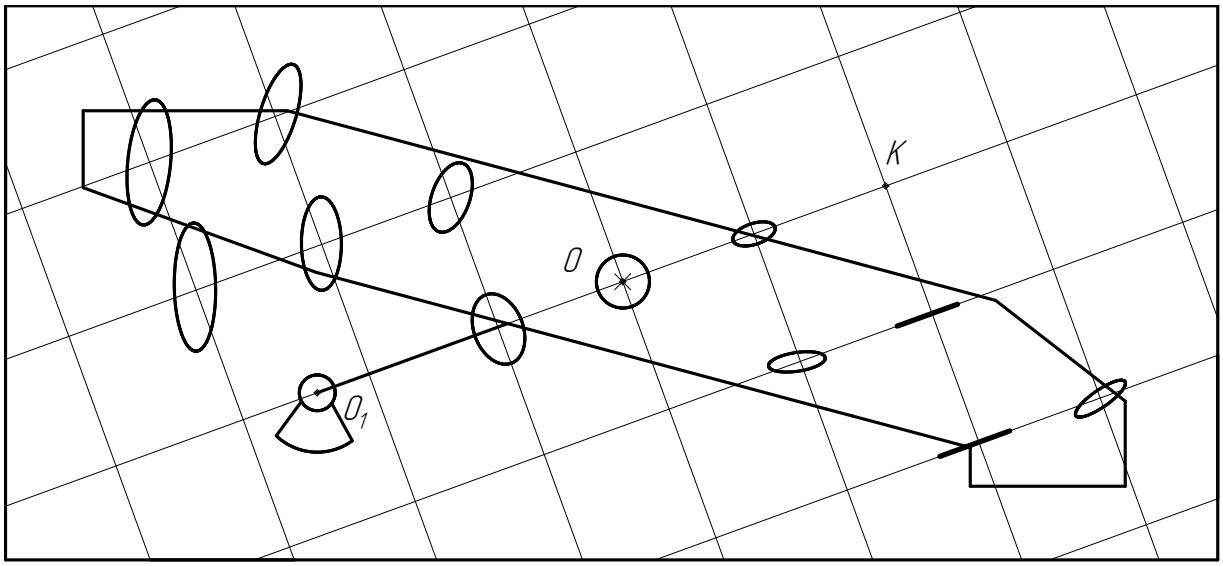


Рисунок 3.8 – Положення г)

Таким чином з аналізу рисунків 3.5-3.8 можна зробити висновок, що точки, які потрапили усередину контуру короба живильника, для яких на діаграмі побудовані форми траєкторій, можна розглядати як точки короба лотка, що мають такі ж траєкторії руху.

3.4 Дослідження вільних коливань віброживильника з дебалансним вібратором

Важливий і необхідний етап при конструюванні нових механічних систем – вивчення вільних коливань системи в околиці положення їх стійкої рівноваги.

Дослідження коливань віброживильника з дебалансным вібратором проводиться щодо його середньої вертикальної осі Z.

Вихідні дані:

C_1 = 117,750 Н/мм – коефіцієнт твердості пружини;

$\ell_1 = 857.8$ *мм и* $\ell_2 = 542{,}2$ *мм* – відповідно відстань від опор до центру ваги системи С;

$I_C = 1.34099 \cdot 10^7$ кг·мм^2 – момент інерції віброживильника.

Визначимо загальну вагу системи:

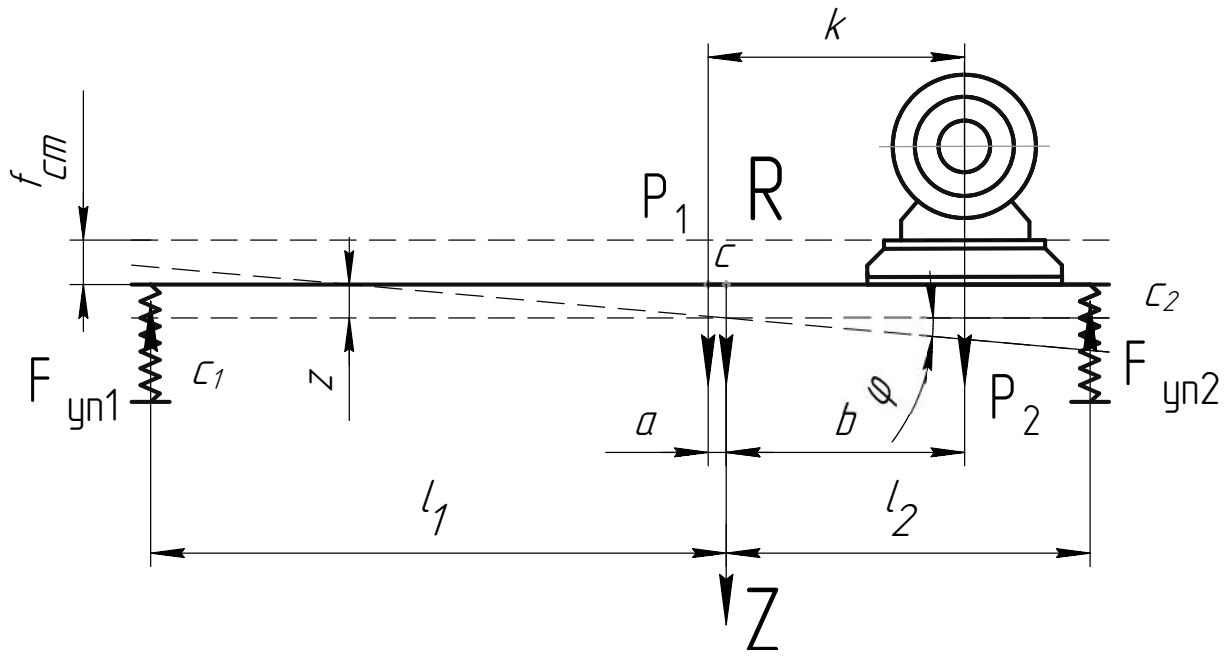
$$R = P_1 + P_2 = 160 + 12 = 172 \text{ кг} \qquad (3.5)$$

Визначення точки центру ваги системи “С”

$$\frac{b}{P_1} = \frac{a}{P_2} = \frac{a+b}{R} \Rightarrow a = \frac{P_2 \cdot (a+b)}{R} \qquad (3.6)$$

Підставивши чисельні значення в (3.6) одержимо:

$$a = \frac{12 \cdot 381.82}{172} = 26.64 \text{ мм}$$



C_1, C_2 – відповідно коефіцієнти твердості пружин;

$F_{уп1}$ *и* $F_{уп2}$ – відповідно сили пружності пружин;

P_1 *и* P_2 – відповідно вага лотка й вібратора;

ℓ_1 *и* ℓ_2 – відповідно відстань від опор до центру ваги системи С.

Рисунок 3.9 – Розрахункова схема до визначення коливань віброживильника з дебалансним вібратором.

Умова однакового подовження пружин:

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{\ell_2}{\ell_1} \Rightarrow C_2 = \frac{C_1 \cdot \ell_1}{\ell_2} \qquad (3.7)$$

Підставивши чисельні значення в (3.7) одержимо:

$$C_2 = \frac{117.750 \cdot 857.8}{542.2} = 186.3 \frac{H}{мм}$$

Вибираємо узагальнені координати Z і ¨ .

Для випадку вільних коливань без обліку сил опору рівняння Лагранжа має вигляд [20]:

$$\frac{d}{dt}\cdot\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial E}{\partial q_i}+\frac{\partial E_{П}}{\partial q_i}=0 \tag{3.8}$$

Для двомасової системи рівняння Лагранжа можна записати у формі [21]:

$$\frac{d}{dt}\cdot\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}}\right)-\frac{\partial T}{\partial Z}+\frac{\partial П}{\partial Z}=0 \qquad \frac{d}{dt}\cdot\left(\frac{\partial T}{\partial \ddot{\ }}\right)-\frac{\partial T}{\partial \ddot{\ }}+\frac{\partial П}{\partial \ddot{\ }}=0 \tag{3.9}$$

Кінетична енергія системи:

$$T=\frac{1}{2}\dot{Z}^{2}+\frac{1}{2}J_{C}\ddot{\ }^{2} \tag{3.10}$$

Потенційна енергія системи визначається, як робота сил при переміщенні системи з відхиленого положення в нульове (положення статичної рівноваги):

$$П=П_{P}+П_{C_1}+П_{C_2} \tag{3.11}$$

$$П_{P}=-P\cdot Z \tag{3.12}$$

З розрахункової схеми до визначення коливань віброживильника з дебалансним вібратором випливає, що сумарна деформація пружин рівна:

$$\begin{aligned} a_{A} &= f_{cm}+Z-\ell_1\cdot\ddot{\ }, \\ a_{B} &= f_{cm}+Z+\ell_2\cdot\ddot{\ } \end{aligned} \tag{3.13}$$

$$П=-P\cdot Z+\frac{1}{2}C_1\left(f_{cm}+Z-\ell_1\ddot{\ }\right)^{2}-\frac{1}{2}C_1\cdot f_{cm}{}^{2}+\frac{1}{2}C_2\left(f_{cm}+Z+\ell_2\ddot{\ }\right)^{2}-\frac{1}{2}C_2\cdot f_{cm}{}^{2}=0$$

У положенні Z=0; $\ddot{} = 0$; $\left(\frac{\partial П}{\partial Z}\right)_{\substack{Z=0 \\ \ddot{}=0}} = 0$; $\left(\frac{\partial П}{\partial \ddot{}}\right)_{\substack{Z=0 \\ \ddot{}=0}} = 0$.

Іншими словами потенційна енергія системи в положенні рівноваги дорівнює нулю. Практично це значить, що відкривши дужки в рівнянні (3.11) нам треба удержати тільки члени другого порядку.

Отже відберемо тільки ті члени рівняння, де втримуються квадрати узагальнення:

$$П = \frac{1}{2}C_1 Z^2 + \frac{1}{2}C_1 \ell_1{}^{2\ddot{}\,2} - C_1 \ell_1 Z \cdot \ddot{} + \frac{1}{2}C_2 Z^2 + \frac{1}{2}C_2 \ell_2{}^{2\ddot{}\,2} + C_2 \ell_2 Z \cdot \ddot{} =$$
$$= \frac{1}{2}\left[(C_1 + C_2)Z^2 + 2(C_2 \ell_2 - C_1 \ell_1)Z \cdot \ddot{} + \left(C_1 \ell_1{}^2 + C_2 \ell_2{}^2\right)\ddot{}^{\,2}\right]$$

тобто $C_{11} = C_1 + C_2$; $C_{12} = (C_2 \ell_2 - C_1 \ell_1)$; $C_{22} = \left(C_1 \ell_1{}^2 + C_2 \ell_2{}^2\right)$

$C_{11} = 29.405$; $C_{12} = 858.391$; $C_{22} = 13405332.6$.

Знаходимо похідні, що входять у рівняння (3.9):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} = m\dot{Z}; \quad \frac{\partial T}{\partial Z} = 0; \quad \frac{\partial П}{\partial Z} = (C_1 + C_2)Z + (C_2 \ell_2 + C_1 \ell_1)\ddot{} \;;$$
$$\frac{\partial T}{\partial \ddot{}} = J_C \ddot{}; \quad \frac{\partial T}{\partial \ddot{}} = 0; \quad \frac{\partial П}{\partial \ddot{}} = (C_2 \ell_2 - C_1 \ell_1)Z + \left(C_1 \ell_1{}^2 - C_2 \ell_2{}^2\right)\ddot{}\,; \qquad (3.14)$$
$$\frac{dT}{dt} = m\ddot{Z}; \quad \frac{dT}{dt} = J\ddot{Z}.$$

Підставивши (3.14) в (3.9), одержимо систему із двох рівнянь:

$$\begin{cases} m\ddot{Z} + (C_1 + C_2)Z + (C_2 \ell_2 + C_1 \ell_1)\ddot{} = 0 \\ J_C \ddot{\ddot{}} + (C_2 \ell_2 - C_1 \ell_1)Z + \left(C_1 \ell_1{}^2 - C_2 \ell_2{}^2\right)\ddot{} = 0 \end{cases} \qquad (3.15)$$

Перетворимо рівняння (3.15) і одержимо:

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{Z} + C_{11}Z + C_{12}\cdot\ddot{} = 0 \\ a_{22}\ddot{} + C_{21}Z + C_{22}\cdot\ddot{} = 0 \end{cases} \qquad (3.16)$$

Це і є система диференціальних рівнянь малих коливань.

Скористаємося канонічним рівнянням частот:

$$\left(C_{11} - a_{11}k^2\right)\left(c_{22} - a_{22}k^2\right) - C_{12}{}^2 = 0 \qquad (3.17)$$

Вирішуючи рівняння (3.17) за допомогою ЕОМ одержимо:

$k_1 = 0.166$ с$^{-1}$ і $k_1 = 53.125$ с$^{-1}$, що відповідає 1.585 кол/хв и $507{,}306$ кол/хв

І так, ми знайшли два розв'язки для кожної з узагальнених координат:

$$\begin{aligned} Z &= A^{\mathrm{I}}\sin\left(k_1 t + £\right) + A^{\mathrm{II}}\sin\left(k_2 t + £\right) \\ \ddot{} &= B^{\mathrm{I}}\sin\left(k_1 t + £\right) + B^{\mathrm{II}}\sin\left(k_2 t + £\right) \end{aligned} \qquad (3.18)$$

Їхній взаємозв'язок показує коефіцієнт форми коливань « - відношення амплітуд:

$$«_1 = \frac{A^{\mathrm{I}}}{B^{\mathrm{I}}} = \frac{C_{11} - a_{11}k_1{}^2}{C_{12}} = 5.14\ мм/град$$

$$«_2 = \frac{A^{\mathrm{II}}}{B^{\mathrm{II}}} = \frac{C_{11} - a_{11}k_2{}^2}{C_{12}} = -3.668\ мм/град$$

Зображуємо перше й друге головні коливання рисунок 3.10 і 3.11 відповідно.

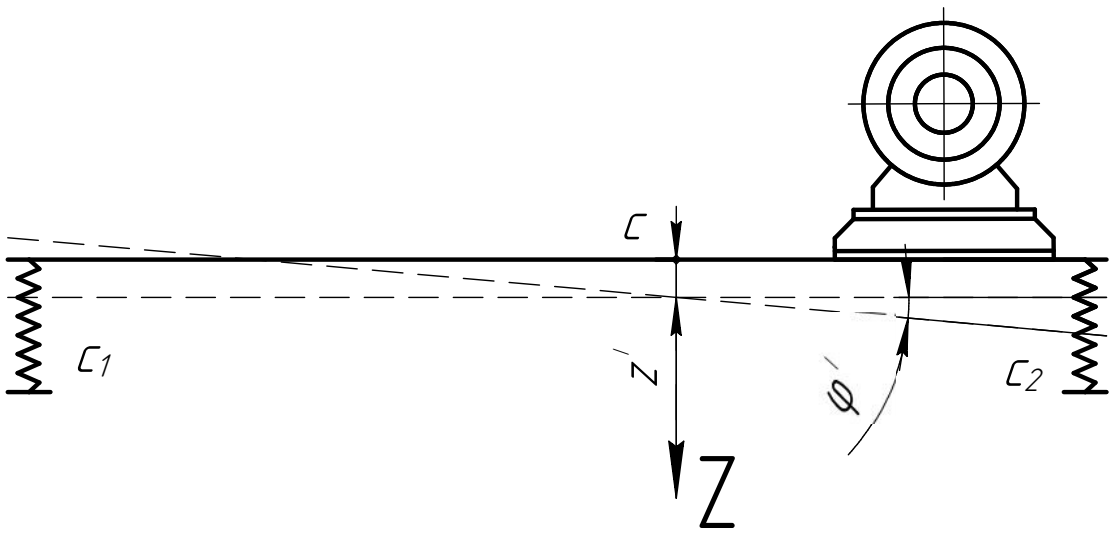


Рисунок 3.10 – Перше головне коливання

$$A^{I} = 5{,}14\,B^{I} \quad \text{або} \quad Z^{I} = 5{,}14\,\varphi^{I}$$

Якщо в першому коливальному русі центр ваги опуститься на 5,14 мм, то віброживильник повернеться одночасно по ходу годинної стрілки на один градус.

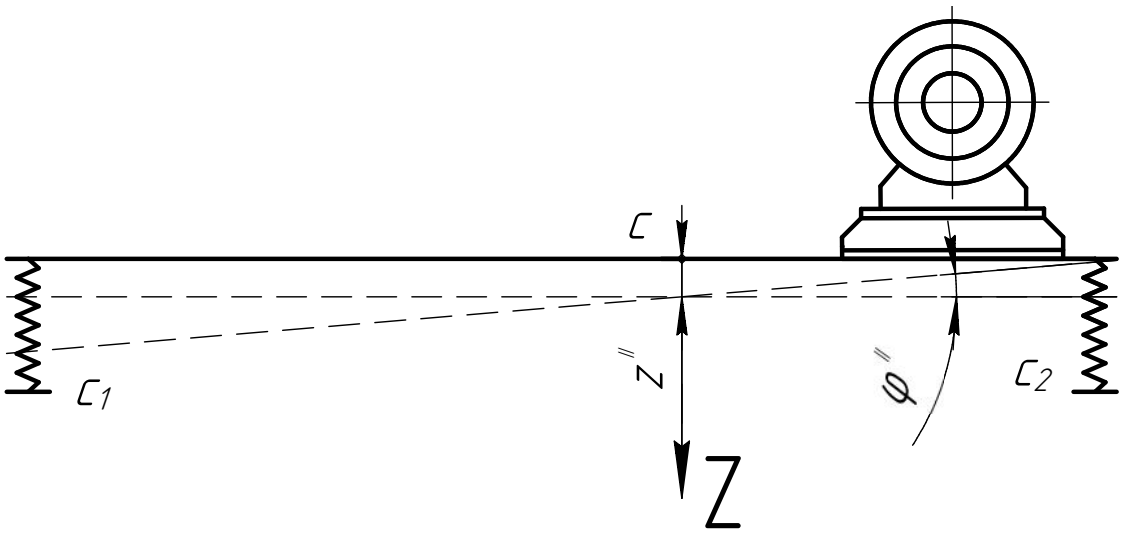


Рисунок 3.11 – Друге головне коливання

$$A^{II} = -3{,}668\,B^{II} \quad \text{або} \quad Z^{II} = -3{,}668\,\varphi^{II}$$

Якщо в другому коливальному русі центр ваги опуститься на 3,668 мм, то віброживильник повернеться одночасно проти ходу годинної стрілки на один градус.

Сумарний (результуючий) рух:

$$\begin{aligned} Z &= 5.14B^{\mathrm{I}}\sin\left(k_1 t + \quad_1\right) - 3.668B^{\mathrm{II}}\sin\left(k_2 t + \quad_2\right) \\ \ddot{} &= B^{\mathrm{I}}\sin\left(k_1 t + \quad_1\right) + B^{\mathrm{II}}\sin\left(k_2 t + \quad_2\right) \end{aligned} \qquad (3.19)$$

Вирішуючи цю систему з урахуванням початкових умов за допомогою ЕОМ, одержуємо наступні значення:

Амплітуда коливань, м:

B_{max1}=0,00022 B_{min1}= - 0.00025

Період коливань, с:

T_{max}=8,6 T_{min}=0,02

Підставивши в рівняння (3.19) чисельні значення періоду коливань Т, одержимо графічні залежності рисунок 3.12

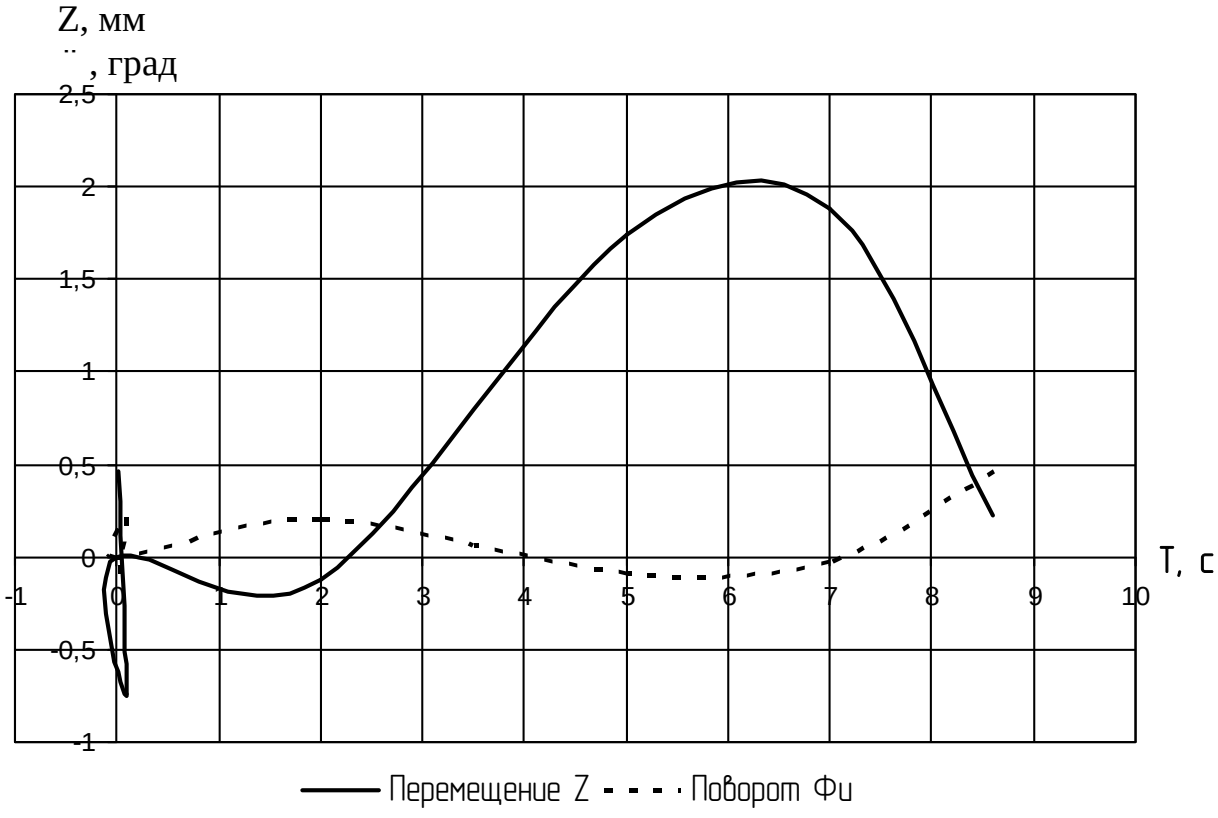


Рисунок 3.12 – Графік залежностей $Z, \ddot{} = f(T)$

3.5 Розрахунок пружин віброживильника

Виконаємо розрахунок пружин віброживильника з дебалансним вібратором за допомогою системи тривимірного твердотільного моделювання КОМПАС 3D.

3.5.1 Проєктний розрахунок пружини стиску віброживильника

Вихідні дані:

- Клас пружини 1
- Розряд пружини 1
- Матеріал пружини Дріт Б-1
- Діаметр пружини, мм 90
- Відносний інерційний зазор 0.100
- Число опорних (підгорнутих) витків з однієї сторони 0,5
- Число оброблених витків з однієї сторони 0,5
- Сила пружини при попередній деформації F1.H 860.00
- Сила пружини при робочій деформації F2,H 1515.00
- Робочий хід пружини H, мм 5,00
- Довжина пружини при робочій деформації L2, мм 200.00

Отримані результати зводимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Проектний розрахунок циліндричної пружини стиску

Проектний розрахунки циліндричної пружини стиску		
Найменування параметра	Значення (властивість)	
Матеріал Дріт Б-1-15		
Клас	–	1
Розряд	–	1
Відносний інерційний зазор	–	0.100
Зовнішній діаметр пружини, мм	D	90.000
Діаметр дроту, мм	d	15.000
Число робочих витків	n	10.00
Повне число витків	n1	11.00
Сила пружини при попередній деформації. Н	F1	860.00
Сила пружини при робочій деформації. Н	F2	1515.00
Сила пружини при максимальній деформації, Н	F3	1683.33
Робочий хід пружини, мм	H	5.67
Довжина пружини мм	L0	179.30
Довжина пружини при попередній деформації, мм	L1	172.00
Довжина пружини при робочій деформації, мм	L2	16643
Довжина пружини при максимальній деформації, мм	L3	16500
Максимальне дотичне напруження. МПа	$^{2}_{max}$	124.83
дотичне напруження, Що допускається. МПа	[²]	426.00
Модуль зрушення матеріалу. МПа	G	78500.00
Щільність матеріалу, кг/м^3	°	8000.00
Маса пружини, кг	–	3.671
Довжина розгорнутої пружини, мм	–	2597.000
Твердість пружини, Н/мм	–	117.750

3.5.2 Перевірочний розрахунок пружини стиску віброживильника

Вихідні дані:

- Клас пружини 1
- Розряд пружини 1
- Матеріал пружини Дріт Б-1
- Діаметр пружини, мм 90
- Діаметр дроту, мм 15
- Відносний інерційний зазор 0.100
- Число робочих витків пружини 10
- Число витків, яке додається або віднімається від числа витків існуючої пружини (+/-) 0
- Число опорних (підгорнутих) витків з однієї сторони 0,5
- Число оброблених витків з однієї сторони 0,5
- Довжина пружини у вільному стані L0, мм 179.30

Так як отримані результати аналогічні наведеним в таблиці 3.1, можна зробити висновок про правильно виконаний проєктний розрахунок.

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища

4.1.1 Аналіз та оцінка рівня механізації праці аглофабрики

Досить повне подання про рівень механізації проведення поточних і капітальних ремонтів можна одержати шляхом певних витрат механічної й ручної праці.

–для слюсаря ремонтника:

$$B = \frac{M}{M + R} \cdot 100\%, \qquad (4.1)$$

де B – рівень механізації праці, %;

M – сума людино–годин механізованої праці за зміну;

R – сума людино–годин ручної праці за зміну.

$$B = \frac{4}{4 + 4} \cdot 100\% = 50\%$$

Вихідні дані й отримані результати зведені в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок рівня механізації праці

№ п/п	Професія робітників	Штат робітників	Кількість відпрацьованих людино–годин у добу			% механі–зації праці
			вручну	за допомогою машин	усього	
1	Електрогазозварник	2	6·2=12	2·2=4	16	25
2	Слюсар ремонтник	8	6·8=32	2·8=32	64	25
3	Машиніст кранів	4	4·1=4	4·7=28	32	87,5
4	Оператор стану	4	4·1=4	4·7=28	32	87,5

Проаналізувавши таблицю 4.1 можна зробити висновок, що професія електрогазозварник відноситься до ручної праці, а машиніст кранів та оператор стану до механізованої. Слюсарь ремонтник має переважно ручну форму праці.

4.1.2 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища

Основними шкідливими й небезпечними факторами в цеху є: шум, вібрація, надлишкові теплові виділення на ділянках палет, запиленість і загазованість на деяких робочих ділянках. В табл. 4.2 приведена технологічна карта умов праці для слюсаря ремонтника.

Таблиця 4.2 – Технологічна карта умов праці. Професія слюсарь ремонтник.

Фактори	Нормативне значення, ГДК, ГДР	Факт. значення	III клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фак–тора % у зміну
			1 ст.	2 ст.	3 ст.	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м^3						
1 клас небезпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,020	2			83,1
2 клас небезпеки						
Марганцю оксиди (дезинтегр)	0,3	0,56	1,87			83,1
3–4 клас небезпеки						
Масла мінеральні	5,0	6,5	1,3			83,1
Азоту діоксид	2,0	4,0	2			83,1
Ангідрид сірчистий	10,0	13,5	1,35			83,1
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м^3						
Зміст кремнію діоксида – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
III. Шум, дБа	80	93		13		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
– температура повітря, °С	16–27	40,5			13,5	83,1
– відносна вологість повітря, %	55	46	16,4			83,1
V. Робоча поза						
Нахил корпуса в просторі, обумовлений технологічним процесом, град	перебування в похилому положенні понад					
	28,1	30	30			
Категорія важкості праці – важка, III напруженості праці – помірна.						
Кількість факторів			7	1	2	

Гігієнічна оцінка умов праці – умови й характер праці відносяться до III класу 3 ступені.

Робочі місця мають у наявності: 2 фактора 3 ступені, 7 факторів 1 ступеня, 1 фактор 2 ступеня. По показниках робоче місце варто вважати з особливо шкідливими й особливо тяжкими умовами праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1.

Відповідно до списку №1: пенсійний вік по пільгових умовах для чоловіків становить 50 років, дається додаткова відпустка 7 днів, дається молоко.

4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

У таблиці 4.3 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу й заходи щодо їхнього усунення, які мають місце в шихтовому відділенні, аглофабрики.

Таблиця 4.3 – 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	Запиленість	Витяжна вентиляція	Механічна	до 10000 $м^3$/год	Біля джерел виділення
2	Запиленість	Респіратор ЗІЗОД	‘’Пелюсток’’ 40, Тополь	до 30 мг/ $м^3$	Індивідуально
3	Шум	Навушники противошумові	шумозахисні навушники НІОТ	Придатний до 110 дБ	Індивідуально
4	Температура	Утеплена куртка, ватяні штани,	ІПФ – 1	До t=-20°С	Індивідуально
5	Шкідливі хімічні речовини	Теж що й при запиленості + костюм х/б, рукавиці	ШБ-1	до 15 мг/ $м^3$	Індивідуально

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спец одягом, спец взуттям і засобами індивідуального захисту [22,23]. До складу спецодягу входять: костюм з х/б тканини, черевики типу ”Праця –М”. У зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани.

4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії

4.3.1 Опалення й вентиляція

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робочих і обслуговуємих зонах приміщень метереологічних умов і чистоти повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природну й механічну вентиляцію. Для усунення осідання пилу в приміщенні, зменшуючи її кількість у повітрі, все устаткування закрите зонтами (витяжна вентиляція), з’єднаними за допомогою воздуховодів із пристроями для очищення повітря, що видаляється, згідно вимогам [24].

У агломераційному виробництві має місце випар технологічного змащування. Для видалення цих парів за агломераційною машиною встановлюють витяжні зонти.Норми мікроклімату на постійних робочих місцях зазначені в таблиці 7.4

Таблиця 4.4 – Допустимі норми температури, відносної вологості й швидкості руху повітря в робочій зоні при роботі середньої ваги [24].

Період року	Параметри мікроклімату		
	t, °С	$W_{пов}$, м/с	φ,%
Холодний	13÷19	не більше 0,5	75
Теплий	15÷26	0,6÷0,5	75 (при 24 °С та нижче)

4.3.2 Природне й штучне освітлення.

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.

По зоровій характеристиці відповідно до вказівок [25] приймаємо VI розряд виконуваних у цеху робіт, тобто спостереження за ходом виробничого процесу, з нормативною освітленістю 80 лк.

В зв’язку з тим, що природне освітлення в будівлі відсутнє, передбачене штучне локалізоване освітлення. Використовуються пиленепроникні світильники типу ППД – глибоковипромінювачі, енергозберігаючі лампи (галогенові, світлодіодні LED), потужністю 800 Вт, які дозволяють створювати більш рівні освітленості у високих цехах при наявності в повітрі пилу.

У цеху так само передбачене аварійне освітлення, призначене для освітлення основних вузлів молоткових дробарок у випадку несправності основного освітлення. Потужність ламп аварійного висвітлення 500÷700 Вт. Використовуються звичайні лампи накалювання.

4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація

По походженню шум буває:

- 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.

Джерелами шуму шихтового відділення є: приводи дробарок, конвеєрів, агломерайійної машини, палет; також шум виникає при вивантаженні агломерату.

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, зворотно–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, віброізолльованих 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 патрубка.

Як індивідуальний захист застосовуються навушники–малогабаритні для захисту від шуму з рівнем 110 дБА [26].

4.4 Техногенна безпека

4.4.1 Заходи щодо техніки безпеки

Агломераційне виробництво є одним з основних джерел забруднення повітряного басейну.

Ведення технологічного процесу здрібнення вапняку супроводжується виділенням великої кількості пилу, що негативно впливає на формування мікроклімату у виробничому приміщенні. Процес подрібнення вапняку повністю механізований. Контроль основних параметрів автоматизований і ведеться в приміщенні ізольованому від впливу шкідливих факторів.

Ручна праця використовується при проведенні поточних і капітальних ремонтів, а так само для усунення дрібних неполадок без зупинки технологічного процесу.

Електроустаткування ділянки відноситься до установок до 1000 В. Умови безпечної експлуатації залежать значною мірою від захищених пристроїв.

Всі струмоведучі частини ізольовані. 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 встаткуванні 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.

4.4.2 Заходи пожежної безпеки

У комплекс протипожежних заходів входять попередження виникнення пожеж, обмеження поширення вогню при виникненні пожежі, створення умов для швидкої локалізації й гасіння пожеж.

Причинами вибухів і пожеж найчастіше є теплові імпульси – електричні іскри й статична електрика. Таким чином по вибухонебезпечності шихтове відділення можна віднести до категорії Д – негорючі речовини в холодному стані. А по пожежонебезпеці [27] до IIIа ступені – будівлі переважно з каркасною конструктивною схемою. Елементи каркаса – металеві незахищені конструкції. Огороджуючі конструкції – з металевих профільованих листів або інших негорючих листових матеріалів з трудногорючими утеплювачами

Для того, щоб виключити можливість виникнення пожежі або вибуху застосовується, герметичне устаткування, організовується контроль за складом повітря в приміщеннях і використовується електроустаткування, що відповідає класу пожаро– і вибухонебезпечності зон.

Особлива увага приділяється заземленню пересувних об’єктів і обертових елементів устаткування.

Розряди атмосферної електрики можуть з’явитися причиною вибухів і пожеж.

Для забезпечення безпеки людей, схоронності будинку, устаткування й матеріалів служать блискавковідводи: стрижневі й тросові [28].

При захисті від блискавок III категорії імпульсний опір кожного заземлення повинне бути не більше 5,0 Ом.

Пожежний захист і вибухозахист виробничого об’єкта забезпечується правильним вибором ступеня вогнестійкості об’єкта, застосуванням систем

активного придушення вибуху, забезпеченням безпечної евакуації людей, застосуванням засобів пожежної сигналізації.

Велике значення при здійсненні мір пожежо– і вибухобезпеки має оцінка небезпеки виробництва.

Основні частини будинку відносяться до ІІІ-ї ступеня вогнестійкості. Максимальна межа поширення вогню становить 40 см. Для захисту від поширення вогню з однієї частини будівлі в іншу використовуються протипожежні перешкоди – протипожежні стіни й перекриття з мінімальною межею вогнестійкості 2,5 год.

Необхідний час евакуації людей із приміщення при пожежі не обмежується. Як пристрої шляхів евакуації використовуються сходові клітки, що ведуть до коридору із трьома виходами, і зовнішні сходи [29].

Оскільки в приміщенні можуть виникати пожежі різних класів, передбачені різні засоби гасіння пожеж: є пожежний щит, пожежний рукав, вогнегасники ВВ – 2 і ВП – 10.

Як системи пожежної сигналізації використовуються теплові сповіщувачі типу ПОСТ – 1.

У випадку виявлення пожежі (ознак горіння) кожний працівник комбінату зобов’язаний:

- негайно повідомити в пожежну охорону по тел.9-01 або диспетчера за тел.31-15, при цьому назвати адресу пожежі, ситуацію на пожежі, наявність людей, свою посаду й прізвище, номер телефону;
- сповістити РПСС, що перебувають у суміжних приміщеннях, про виникнення пожежі;
- вжити заходів по виклику до місця пожежі начальника СПК або іншої посадової особи;
- приступитися до гасіння пожежі за допомогою первинних засобів пожежогасіння;
- у випадку загрози життю покинути небезпечну зону.

4.4.3 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.

Імовірність аварії розраховується за формулою:

$$Q = 1 - \prod_{n=1}^{n} \cdot (1 - Q_i), \qquad (4.2)$$

де Q_i – імовірність відмови кожного елемента:

$$Q_i = {}^{a}{}_{i} \cdot {}^{2}, \qquad (4.3)$$

де λ_i – інтенсивність відмови і-го елементу;

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

Розрахуємо імовірність аварії на спічних візків агломашини за один рік. Відомо що ${}^{a}{}_{i} = 7 \cdot 10^{-5}$ рік$^{-1}$ τ=1 рік

$$Q_i = 7 \cdot 10^{-5} \cdot 1{,}0 = 7 \cdot 10^{-5}$$

Тоді підставивши отримані значення в формулу (4.3) отримаємо

$$Q = 1 - \prod_{n=1}^{n} \cdot (1 - 7 \cdot 10^{-5}) = 1 - 0{,}999 = 0{,}001 = 0{,}1\%$$

Імовірність не висока, застосування захисних засобів не потрібне.

4.5 Розрахунок витяжної вентиляції

4.5.1 Розрахунок обсягу повітря, що видаляється

Дана система витяжної вентиляції застосовується в шихтовому відділенні над транспортером.

При перевантаженні матеріалу з одного транспортера на іншій, кількість повітря, що видаляється, з повного вкриття башмака печі визначається по формулі, м^3/год:

$$L = L_э + L_н; \quad (4.4)$$

де $L_э$ – кількість повітря, що надходить в укриття за рахунок ежекції його матеріалів, м^3/год;

$L_н$ – те ж, за рахунок створюваного в укритті забруднення, м^3/год.

$$L_э = 0{,}04 \cdot K \cdot G_м \cdot V_k^2; \quad (4.5)$$

де K – коефіцієнт, що залежить від конструкції вкриття й умов надходження матеріалу, K =2…2,5;

$G_м$ – кількість матеріалу, що завантажується через тічку, м^3/год.:

$$G_м = 300 \cdot B^2 \cdot V_л; \quad (4.6)$$

де B – ширина стрічки конвеєра (B = 1,6 м);

$V_л$ – швидкість руху стрічки ($V_л$ = 0,7 м/с).

$$G_м = 300 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}7 = 336 \ м^3/год..$$

V_k – швидкість руху матеріалу при вході в укриття із завантажувальної тічки, м/с.

$$V_k = \sqrt{2g \cdot H \cdot (1 - 1{,}2 \cdot f \cdot ctg\alpha) + (V_н \cdot K_м)^2}\ ; \qquad (4.7)$$

де H – висота падіння матеріалу (H = 2 м);

f – коефіцієнт тертя матеріалу об поверхню тічки (f = 0,65);

α – кут нахилу тічки до горизонталі (α = 45°);

$V_н$. – початкова швидкість руху матеріалу ($V_н$ = 1 м/с);

$K_м$ – коефіцієнт, що враховує зміну швидкості матеріалу при надходженні із транспортера в тічку ($K_м$ = 1,1);

$$V_k = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2 \cdot (1 - 1{,}2 \cdot 0{,}65 \cdot ctg45^0) + (1 \cdot 1{,}1)^2} = 3{,}14$$

$$L_э = 0{,}04 \cdot 2 \cdot 4803{,}14 = 120\ \ м^3/год.$$

$$L_н = 3600 \cdot F_н \cdot V_н; \qquad (4.8)$$

де $F_н$ – сумарна площа нещільностей і отворів у стінках укриття, м^2;

$V_н$ – мінімальна розрахункова швидкість повітря в нещільностях і отворах, ($V_н$ =1,5 м/с).

$$L_н = 3600 \cdot 1 \cdot 1{,}5 = 5400\ м^3/год.;$$

$$L_т = 120 + 5400 = 5520\ м^3/год.$$

Для видалення пару застосовують витяжні зонти.

Обсяг повітря, що відсмоктується, м^3/год.:

$$L = 3600 \cdot F_o \cdot V_o; \qquad (4.9)$$

де F_o – площа відкритих робочих прорізів, м^2;

V_o – швидкість відсмоктування повітря, м/с (V_o =1,5 м/с);

$$L = 3600 \cdot 2 \cdot 1{,}5 = 10800 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Для усунення забрудненого повітря з приміщення використовують зонти (витяжна вентиляція), з'єднанні за допомогою воздуховодів із пристроями для очищення повітря (рис.4.1)

У завдання аеродинамічного розрахунку повітрявода входять визначення поперечних перерізів повітрявода й розрахунок втрат тиску в мережі.

Втрати тиску в ділянці повітрявода, Па, визначають як суму втрат тиску на тертя ΔP_{TP} й на подолання місцевих опорів ΔP_Z, [30]:

$$\Delta P = \Delta P_{TP} + \Delta P_Z , \qquad (4.10)$$

де $\Delta P_{тр}$ – сума втрат тиску на тертя, Па;

ΔP_Z – сума втрат тиску на подолання місцевих опорів, Па.

$$\Delta P_{TP} = \Delta P_R \ell \qquad (4.11)$$

$$\Delta P_Z = P_g \sum \text{з} \ . \qquad (4.12)$$

Питомі втрати тиску:

$$\Delta P_R = \frac{\text{а}}{d} P_g \qquad (4.13)$$

Динамічний тиск потоку:

$$P_g = \frac{\text{з}^{\,2}\,\text{о}}{2}, \qquad (4.14)$$

де ℓ – розрахункова довжина ділянки повітрявода, м;

¸ – коефіцієнт місцевого опору фасонної частини повітрявода [8, табл. 9.3, 9.4];

ª – безрозмірний коефіцієнт тертя;

P_g – динамічний тиск потоку, Па;

d – внутрішній діаметр воздуховода, м;

³ – швидкість руху повітря, м/с;

º – щільність повітря, кг/м^3.

4.5.2 Розрахунок приточної вентиляції

Вихідні дані:

– Загальна кількість повітря Q, м^3/год: 7500;
– Температура повітря: 25С^0;
– Число відгалужень: 10;
– Загальна довжина відгалужень, м: 40;
– Довжина магістрального воздуховода, м: 65;
– Розташування відгалужень: однобічне;
– Швидкість повітря в кінцевому відгалуженні, м/с: 5.5;
– Швидкість повітря в магістральному повітряводі, м/с: 5–12;
– Схема до розрахунку витяжної вентиляції: (рисунок 7.1)

Місцеві опори

Ділянка 1

Приточний насадок із трьома дифузорами ¸ = 1,1.

Відвід-Коліно ~ = 90^0, *R/d* = 1,0 ¸ = 0,25.

Приточний трійник – бічне відгалуження

$$\frac{F_o}{F_c} = \left(\frac{d_o}{d_c}\right)^2 = \left(\frac{500}{800}\right)^2 = 0{,}39 \qquad ¸ = 0{,}39;$$

де F_o – опір трійника, Па;

F_c – опір відгалуження, Па;

d_o – діаметр повітрявода (відгалуження), мм;

d_c – діаметр повітрявода (основної ділянки), мм.

$$\sum , = 10 \cdot (1{,}1+0{,}25+0{,}65)=20.$$

Ділянка 2

Трійник на прохід

$$\frac{F_n}{F_c} = \left(\frac{d_n}{d_c}\right)^2 = \left(\frac{800}{1000}\right)^2 = 0{,}64 \qquad , = 2;$$

де $d_п$ – діаметр повітрявода на прохід, мм.

Ділянка 3

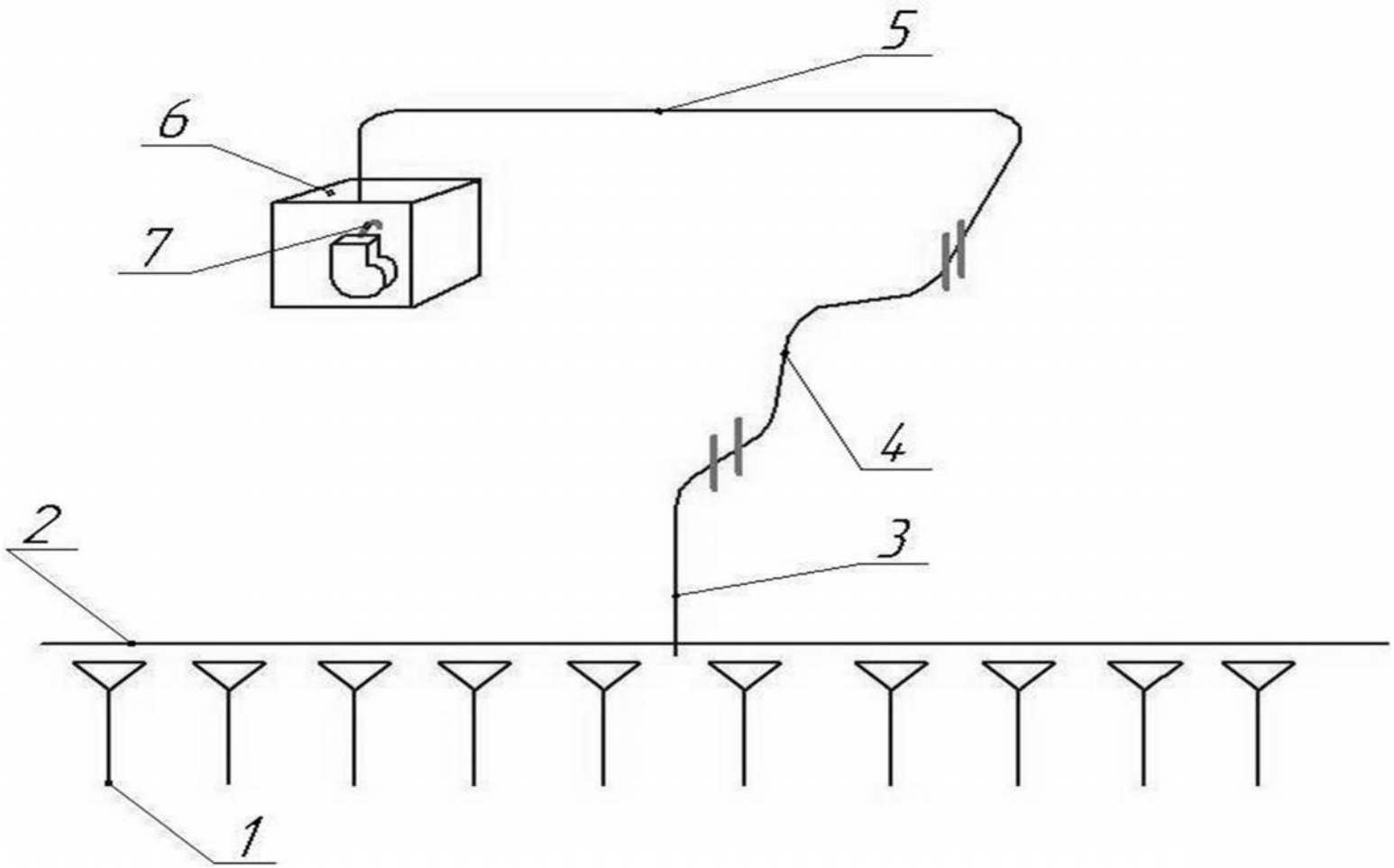
Коліно Z – образне, ~ $= 30^0$, , = 0,16.

Ділянка 4

Коліно Z – образне, ~ $= 90^0$, = 2,95.

Ділянка 5

Коліно П – образне, ~ $= 90^0$, = 2,3.



1 – витяжні зонти; 2 – транспортер; 3-5 – повітряпровод; 6 – скрубер; 7 – циклон.

Рисунок 4.1 – Схема до розрахунку витяжної вентиляції по ділянках 1–7

Ділянка 6

Приточний насадок із трьома дифузорами ¸ = 1,1.

Відвід-Коліно ~ = 90^0, *R/d* = 1,0 ¸ = 0,25.

Поворот на 30^0 ¸ = 0,17.

Трійник на відгалуження

$$\frac{d}{d_{екв}} = 0,8 \qquad \text{¸} = 0,1.$$

Разом: $\sum$¸ = 2,25.

Ділянка 7

Дифузор за відцентровим вентилятором 700×700 на діаметр 900 мм, α =20˚.

$$\frac{F_1}{F_o} = \frac{(3,14 \cdot 0,9^2)/4}{0,7 \cdot 0,7} = 1,3 \qquad \zeta=0,35.$$

Всі розрахункові дані заносимо в таблицю 7.4.

Таблиця 7.4 – Дані розрахунку мережі

№ ділянки	Q, $м^3$/год	ℓ, м	d, м	³, м/с	P_g, Па	ΔP_R, Па/м	ΔP_{TP}, Па	$\sum$¸	ΔP_Z, Па	ΔP, Па
1	750	0,8	800	8	3,96	0,15	1,32	20	7,25	7,57
2	750	8	800	4,5	3,96	0,15	1,32	2	7,17	8,49
3	750	1,7	1000	7,1	3,96	0,15	1,32	0,16	7,41	8,73
4	750	4,15	1020	7,9	3,96	0,15	1,32	2,92	7,48	8,84
5	750	2,455	1000	8	3,96	0,15	1,32	2,3	7,52	8,88
6	750	1		6,1	3,96	0,15	1,32	2,25	7,56	8,92
7	750	2,545		15,3	3,96	0,15	1,32	0,35	7,56	8,88

Втрата тиску в системі з урахуванням запасу:

$$\Delta P_{сист} = 1{,}1 \cdot 158{,}78 = 174{,}56 \text{ Па.}$$

Потужність на валу вентилятора:

$$N = \frac{\Delta P \cdot Z}{3600 \cdot 1000 \cdot \text{¦}}$$

. (4.15)

Підставивши чисельні значення в (4.13), одержимо

$$N = \frac{174{,}66 \cdot 60000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}71} = 4{,}1 \text{ кВт}$$

При витраті повітря Q = 7500 м^3/год й тиском 174,56 Па вибираємо вентилятор Ц 4–70 №6, що працює із частотою обертання n = 960 хв$^{-1}$ і ККД = 0,71 у режимі Q = 7500 м^3/год й 174,56 Па.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням агломераційного цеху ПАТ «Запоріжсталь» показало, що одним з основних «вузьких» місць цеху є незадовільна робота завантажувального вузла агломашини і як результат низька продуктивність агрегата в цілому.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлено, що для завантаження агломераційної шихти перед її спіканням на агломераційну стрічку у світовій практиці використовуються різні конструкції машин, які мають ті ж самі недоліки, що й агрегати ПАТ «Запоріжсталь».
3. В результаті модернізації завантажувального вузла будуть досягнуті наступні цілі – збільшення продуктивності, терміну служби, а також покращення якості випускаємої продукції.
4. В ході теоретичних досліджень встановлено, що дебалансні вібраційні живильники мають ряд переваг над електромагнітними;
5. В ході теоретичних досліджень, розглянута методика встановлення траєкторії руху завантажуємої шихти на основі універсальної діаграми плоского поля коливань, та розроблена можливість її використання для завантажуємої на агломераційну стрічку шихти;
6. На підставі проведених досліджень вільних коливань системи в околиці положення їх стійкої рівноваги можна стверджувати, що варто стежити за другим коливальним рухом, який є більш чутливим до зміщення центру ваги дебалансного живильника;
7. Завдяки виконаному в середовищі КОМПАС 3D перевірочному розрахунку можна зробити висновок, що проєктний розрахунок пружинних опор завантажувального лотка виконано вірно;
8. Результати роботи можуть бути використані не тільки на ПАТ «Запоріжсталь», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т.1 Машины и агрегаты доменных цехов. Учебник для вузов / Целиков А. И., Полухин П. И., Гребенник В. М. и др. 2–е изд., перераб. И доп. – М.: Металлургия, 1988. 680 с.
2. Пазюк М. Ю. Аналіз існуючих методів та пристроїв контролю гранулометричного складу сипких матеріалів / М. Ю. Пазюк, Н. О. Міняйло, Ю. О. Романенко. // Металургія. – 2018. – №1. – С. 15–21.
3. Запоріжсталь. СТРУКТУРА ВИРОБНИЦТВА [Електронний ресурс] / Запоріжсталь – Режим доступу до ресурсу: https://www.zaporizhstal.com/pidpriyemstvo/. (дата звернення: 18.04.2021)
4. Русанов І. Ф. Конструкції і обладнання фабрик окускування. Навчальний посібник / І. Ф. Русанов, С. М. Петрушов. – Алчевськ: ДДТУ, 2010. – 272 с.
5. Мных А. С. исследование динамики процесса Формирования слоя аглошихты подготовленной к тепловой обработке / А. С. Мных. // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – №22. – С. 39–42.
6. Притыкин Д. П. Механическое оборудование заводов цветной металлургии в 3-ч частях. Часть 1 Механическое оборудование для подготовки шихтовых материалов. / Д. П. Притыкин. – М.: Металлургия, 1988. – 392 с.
7. Лукашкин Н. Д. Конструкция и расчет машин и агрегатов металлургических заводов. Учебник для вузов. / Н. Д. Лукашкин, Л. С. Кохан, А. М. Якушев. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 456 с.
8. Жилкин В. П. Производство агломерата. Технология, оборудование, автоматизация. / В. П. Жилкин, Д. Н. Доронин. Под общей редакцией Г. А. Шалаева – Екатеринбург: Уральский центр ПР и рекламы, 2004. – 292 с.
9. Рудь Ю. С. Новое направление в разработке методов и средств формирования слоя шихты на агломерационной машине / Ю. С. Рудь, В. Г.

Кучер, В. Ю. Белоножко. // Сучасні проблеми металургії. – 2018. – №21. – С. 57–67.

10. Патент 109978 Україна, МПК B65C 65/00 P 27 B 21/00. Спосіб завантаження шихти на колосникові грати агломераційної машини / Ю.С. Рудь, В.Г. Кучер. - и 2016 00997; заявл. 08.02.20016; опубл. 26.09.82016, Бюл.№18.
11. Готовцев А. А., Сальников И. М., Тихонов В. И., Колода С. Г. Рациональная загрузка шихты на аглоленту. Теплотехника и газодинамика агломерационного процесса. Киев : Наукова думка, 1983. С. 12-17.
12. Шурхал В. А., Якубовский В. П., Невмержицкий Е. В., Головин В. В. Измерение температуры в процессе агломерации шихты. Черная металлургия. 1970. Вып. 4. С. 1-3.
13. Оптимизация структуры слоя агломерационной шихты с целью стабилизации теплового режима процесса спекания / А. С.Мных, И. Г. Яковлева, М. Ю. Пазюк, А. А. Жеребцов. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2016. – №2. – С. 43–48.
14. Совершенствование технологии спекания агломерата / Р. С. Берштейн, Б. А. Станишевский, В. Н. Быткин, В. Г. Болгов. – Днепропетровск: Промінь, 1975. – 120 с.
15. Повышение эффективности процесса агломерации в условиях современных требований к развитию промышленных технологий / [М. Ф. Витушенко, А. Е. Вилков, Г. И. Султамурат та ін.]. // Путь науки. Международный научный журнал. – 2017. – №10. – С. 28–37.
16. Погорєлов С. В. Деталі машин: конспект лекцій для студ. ЗДІА спец. "Металург. машини і обладнання" : конспект лекцій / С. В. Погорєлов; ЗДІА. - Запоріжжя : ЗДІА, 2002. - 137 с.
17. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов. 12-е изд. испр. / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.

18. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов.8-е изд., перераб. и доп. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
19. Электромагнитные вибропитатели. Производство вибрационного оборудования. URL: http://vibromech.ru/index.php/1-elektromagnitnye-vibropitateli (дата звернення: 29.04.2021).
20. Никитин Н. Н. Курс теоретической механики: Учеб. для машиностроит. и приборостроит.спец. вузов / Н. Н. Никитин. – М.: Высш.шк., 1990. – 607 с.
21. Павловский М. А. Теоретическая механика.Динамика:Учебник / М. А. Павловский, Л. Ю. Акинфиева, О. Ф. Бойчук. – К.: Выща шк., 1990. – 480 с.
22. ГОСТ 12.4.103-83 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Одежда специальная защитная, средства индивидуальной защиты ног и рук. Классификация [Електронний ресурс] // ИПК Издательство стандартов. – 2003. – Режим доступу до ресурсу: http://docs.cntd.ru/document/1200005295.
23. 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.
24. СНиП 2.04.05-91*У Отопление, вентиляция и кондиционирование. [Електронний ресурс] // Киев. : КиевЗНИИЭП,. – 1996. – Режим доступу до ресурсу: https://termocom.com.ua/images/catalogs/snip_2.04.pdf.
25. 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.

26. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999-12-01. Вид. офіц. Київ, 1999. 34 с. URL: http://arm.te.ua/docs/DSN-3.3.6.037-99.pdf (дата звернення: 02.11.2021).
27. ДБН В.1.1-7:2016.Пожежна безпека об’єктів будівництва Загальні вимоги [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: http://kbu.org.ua/assets/app/documents/dbn2/32.1.%20ДБН%20В.1.1-7~2016.%20Пожежна%20безпека%20об’єктів%20будівни.pdf.
28. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с..
29. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч.посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
30. Раздорожный А. А. Охрана труда и производственная безопасность. / А. А. Раздорожный. – М.: Экзамен, 2007.
31. 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.

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Агломашина АКМ-1-75	1	А1
2	Вузол завантажувальний	1	А1
3	Механізм підйому лотка (до модернізації)	1	А1
4	Привод механізму підйому лотка (модернізований)	1	А1
5	Дослідження траєкторії руху часток завантажуємого матеріалу	1	А1
6	Дослідження вільних коливань віброживильника	1	А1
7	Вентиляція агломераційної фабрики	1	А1

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
А1			МР.027120.000 ВЗ	Креслення загального виду		
				Складальні одиниці		
		1		Вакуум-камера	12	
		2	МР.027120.100 ВЗ	Вузол завантажувальний	1	
		3		Живильник барабанний	1	
		4		Живильник маятниковий	1	
		5		Каркас	1	
		6		Насікач	1	
		7		Нижній рельсовий шлях	1	
		8		Привод	1	
		9		Спічний візок	58	
		10		Хвостова частина	1	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Панчак П.В.		
Пров.		Власов А.О.		
Н.контр.		Гречаний О.М.		
Утв.		Власов А.О.		

МР.027120.000

Агломашина К-2-50

Лит.	Лист	Листов
	1	2

МОН України
ЗНУ, ІННІ, каф. МО
гр. 8.1330-з

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
A1			МР.027120.100 СК	Складальне креслення		
				Складальні одиниці		
		1		Бункер з муруванням	1	
		2		Днище	1	
		3		Борт лівий	1	
		4		Борт правий	1	
		5		Стійка	2	
		6		Рама	1	
		7		Тумба	1	
		8		Тумба	1	
		9		Віброживильник	1	
		10		Домкрат	4	
		11		Кронштейн	2	
		12		Кронштейн	2	
		13		Площадка	1	
		14		Кронштейн лівий	1	
		15		Кронштейн правий	1	
		16		Підставка	1	
		17		Механізм підйому лотка	2	
		18		Поліспаст	2	

Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Инв. № дубл.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Панчак П.В.		
Пров.		Власов А.О.		
Н.контр.		Гречаний О.М.		
Утв.		Власов А.О.		

МР.027120.100

Вузол завантажувальний

Лит.	Лист	Листов
Н	1	2

МОН України
ЗНУ, ІННІ, каф. МО
гр. 8.1330-з

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Деталі		
		22		Вухо	2	
		23		Амортизатор	15	
		24		Планка 150х150	6	
		25		Палець	12	
		26		Балка L=3805 мм	3	швелер №30
		27		Балка L=4300 мм	4	швелер №24
				Стандартні вироби		
		28		Шайба 55 ДСТ 11371-68	12	
		29		Шплінт 9х70 ДСТ397-66	12	

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МР.027120.100	Лист 2

Копировал Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документація		
A1			МР.027120.200 ВЗ	Креслення загального виду		
				Складальні одиниці		
		1		Кронштейн	2	
		2		Лоток стаціонарний	1	
		3		Рама	1	
		4		Ручний привод нахилу лотка	2	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Панчак П.В.		
Пров.		Власов А.О.		
Н.контр.		Гречаний О.М.		
Утв.		Власов А.О.		

МР.027120.200

Механізм підйому лотка (до модернізації)

Лит.	Лист	Листов
		1

МОН України
ЗНУ, ІННІ, каф. МО
гр. 8.1330-з

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
A1			МР.027120.300 ВЗ	Креслення загального виду		
				Складальні одиниці		
		1		Барабан	2	
				Стандартні вироби		
		2		Електродвигун AIPC80B6	1	
		3		Редуктор ЧДПМ 100/200	1	
		4		Гальмо ТКТ-160	1	
		5		Муфта	3	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Панчак П.В.		
Пров.		Власов А.О.		
Н.контр.		Гречаний О.М.		
Утв.		Власов А.О.		

МР.027120.300

Механізм підйому лотка

Лит.	Лист	Листов
Н		1

МОН України
ЗНУ, ІННІ, каф. МО
гр. 8.1330-з

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
			МР.027120.600 ОП	Охорона праці та техногенна безпека		
				Деталі		
		1		Конвеєр стрічковий	1	
		2		Автоматичний розвантажувальний		
				візок	1	
		3		Змішувальний барабан	6	
		4		Витяжна труба від		
				змішувального барабана	6	
		5		Кран мостовий електричний	1	
		6		Агломашина	1	
		7		Витяжна труба від		
				горна агломашини	1	
		8		Таль електрична	1	
		9		Конвеєр стрічковий	1	
		10		Витяжна труба від		
				барабана охолодження возврата	1	
		11		Ексгаустер		
		12		Газова задвижка	1	
		13		Кран мостовий	1	
		14		Циклон	1	
		15		Скрубер	1	
		16		Таль електрична	1	

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Панчак П.В.		
Пров.		Власов А.О.		
Н.контр.		Гречаний О.М.		
Утв.		Власов А.О.		

МР.027120.600

Вентиляція агломераційної фабрики

Лит.	Лист	Листов

МОН України
ЗНУ, ІННІ, каф. МО
гр. 8.1330-з

Копировал

Формат А4