

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

на тему : Модернізація приводу машини для сортування матеріалу

Виконав: студент 4 курсу, групи БМО-41
спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”

Кондратовець Дмитро Ігорович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

Керівники Назаренко Іван Іванович

(прізвище та ініціали)

Д.Т.Н., професор

(вчене звання, науковий ступінь)

Орищенко Сергій Вікторович

(прізвище та ініціали)

К.Т.Н., доцент

(вчене звання, науковий ступінь)

м. Київ - 2023 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА
І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра Машин і обладнання технологічних процесів

Освітньо-кваліфікаційний рівень «бакалавр»

Спеціальність 133“Загальне машинобудування”

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри МОТП

_____ /д.т.н., проф. І.І. Назаренко/

“ _____ ” _____ 2023 року

ЗАВДАННЯ

на дипломний проект студенту Кондратовець Дмитру Ігоровичу
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: **Модернізація приводу машини для сортування матеріалу**

Керівники проекту: Назаренко Іван Іванович, д. т. н., професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Орищенко Сергій Вікторович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора КНУБА № 1949/2 від “15 ” грудня 2022 року.

2. Строк подання студентом проекту 27 травня 2023 року.

3. Вихідні дані до проекту:

Всі дані до розробки конструкції машини для сортування матеріалу на переддипломній практиці на основі огляду та аналізу існуючих конструкцій.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що необхідно розробити): Вступ. Огляд та аналіз існуючих конструкцій механізму для переміщення матеріалу. Загальні розрахунки. Розрахунки на міцність деталей та вузлів. Техногенна безпека.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
Загальний вид машини для сортування матеріалу механізму 1 арк.; креслення робочого обладнання з відповідними перерізами 1-2 арк.; складальні одиниці робочого обладнання 2 арк.; креслення деталей 1-2 арк

6.Консультанти розділів проекту

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Техногенна безпека	к.т.н., доцент Гаркавенко О.М.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1.	Огляд та аналіз існуючого устаткування. Загальні розрахунки.	06.04.2023	25%
2.	Креслення загальних видів. Розробка та розрахунок вузлів.	20.04.2023	50%
3.	Розрахунки та робочі креслення деталей.	11.05.2023	75%
4.	Техногенна безпека. Рецензування. Попередній захист.	25.05.2023	100%

Студент _____
(підпис)

Керівники проекту _____ Назаренко Іван Іванович, д. т. н., професор
_____ Орищенко Сергій Вікторович, к.т.н.,доцент

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
Розділ 1. Огляд та аналіз конструктивних та технологічних параметрів машин для сортування матеріалу.....	6
1.1. Сутність процесу сортування матеріалів та місце грохота в технологічних схемах.....	6
1.2. Оцінка конструкцій та приводів коливань грохотів.	8
Розділ 2. Загальні розрахунки вібраційного грохоту	20
2.1 Вибір конструктивної схеми приводу грохоту	20
2.2 Визначення основних технологічних параметрів грохоту.....	26
2.3 Визначення режимів роботи грохоту.....	29
Розділ 3. Розрахунок параметрів грохоту	31
3.1. Визначення параметрів віброприводу.	31
3.2. Розрахунок потужності приводу грохота.	32
3.3 Розрахунок дебалансного валу грохоту на міцність.	33
3.4. Вибір підшипників	34
3.5. Розрахунок пружної опори грохоту.	35
3.6 Розрахунок деталей на міцність.	36
4. Техногенна Безпека.....	40
4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі грохоту.....	40
4.2. Технічні заходи з техніки безпеки передбачені в проекті.....	43
4.2.1 Методи і засоби зниження вібрації	43
4.2.2 Методи і засоби зниження шуму	44
4.3 Інженерні розрахунки з техніки безпеки	44
4.3.1 Визначення параметрів і побудування частотної характеристики звукоізолюючого кожуха	44
4.4. Техніка безпеки при експлуатації грохоту.	51
4.5. Пожежна безпека	51
Список літератури	56
ДОДАТКИ	57

ВСТУП

У сучасному будівництві зросли вимоги до якості будівельних матеріалів і виробів, оскільки суттєво зросла частка каркасно-будівельних технологій порівняно із традиційними індустріальними методами. Якість виробу значною мірою залежить від заповнювачів будівельних сумішей, якими є щебінь і гравій. Потрібні за розміром і формою фракції визначаються насамперед ефективністю роботи машин для сортування, якими є грохоти. Існує велика кількість грохотів, які відрізняються за конструктивними показниками, режимами роботи та ін. Тому виникає проблема в обґрунтуванні конструктивних особливостей грохотів, точного визначення їхніх параметрів та гарантованого забезпечення ефективності розділення матеріалу на відповідні фракції. Серед низки грохотів найбільше розповсюдження дістали вібраційні грохоти, модернізація приводу якого і є основною метою проекту. Для досягнення мети в дипломному проекті вирішені наступні задачі: розгляд існуючих конструкцій грохотів; огляд приводів вібраційних грохотів, модернізація приводу вібраційного грохоту

Розділ 1. Огляд та аналіз конструктивних та технологічних параметрів машин для сортування матеріалу

1.1. Сутність процесу сортування матеріалів та місце грохота в технологічних схемах.

Сортування матеріалу представляє собою розділення на фракції при проходженні крізь відповідні отвори. Такий процес здійснюється механічним (грохочення), повітряним (сепарація), гідравлічним (класифікація) або магнітним (сепарація) способами [1]. Найбільшого поширення при сортуванні в промисловості будівельних матеріалів дістав механічний спосіб, завдяки своїй простоті та ефективності. При механічному способі сортування матеріал розподіляється по крупності просіюванням його з допомогою спеціальних машин — грохотів. Робочим органом грохота є сито, або решето. Матеріал, який надходить на сито, називають верхнім, або вхідним продуктом Q_1 а та частина, яка проходить крізь отвори сита, — вихідним або нижнім продуктом Q_2 (рис.1.1). Саме співвідношення Q_2 до Q_1 і визначає ефективність грохоту.

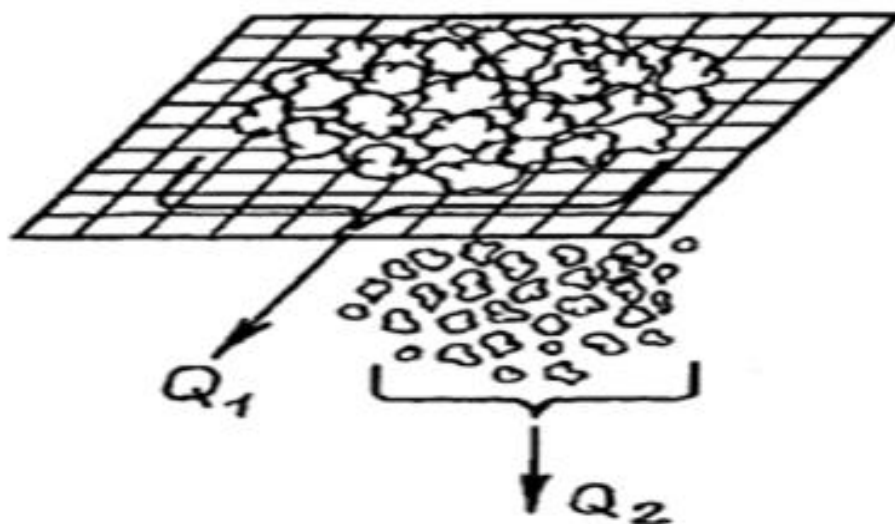
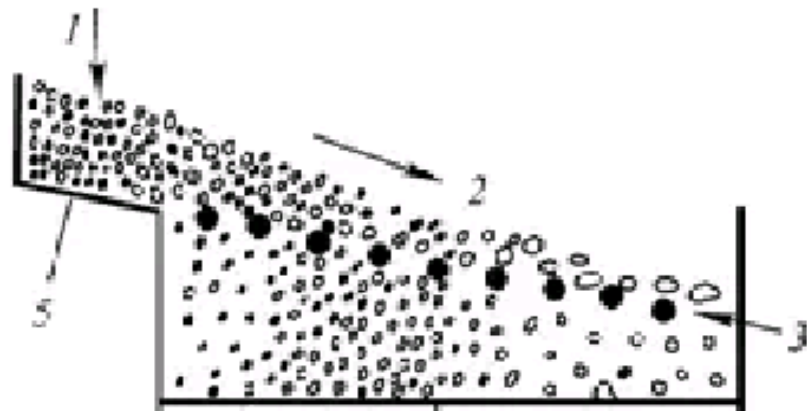
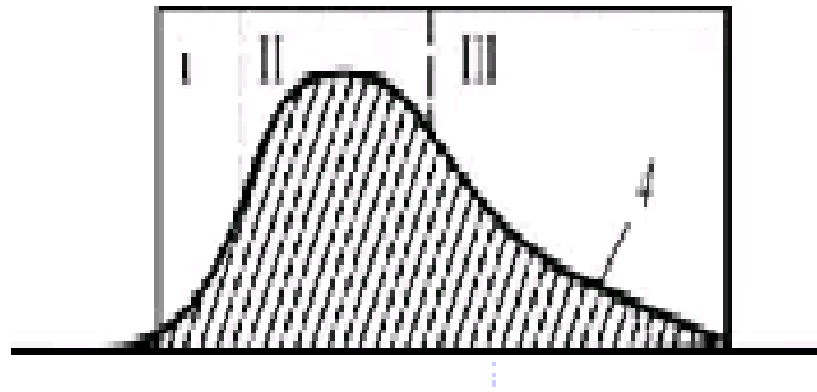


Рис. 1.1. Процес проходження матеріалу крізь сито.

Схема та області розташування матеріалу на поверхні грохота та його сортування, приведена на рисунку 1.2.



a



б

Рис.1.2 Схема (а) та області (б) розташування матеріалу на поверхні грохота при його сортуванні : 1 – вхідний матеріал ; 2 - напрямок руху матеріалів; 3 - поверхня просівання; 4 - швидкість просіювання; 5 - живильний лоток

В області I спостерігається найменша швидкість проходження матеріалу через значний обсяг на ситі і недостатню сегрегацію. В області II виникає моношар частинок і швидкість проходження їх максимальна; тісне розташування часток не дає їм можливості відскакувати від сита. Область III характеризується відсутністю моношару, і це призводить до малої швидкості потоку частинок через сито, оскільки вони мають неупорядкований рух і поверхню сита не використовується повністю.

Експериментально встановлено, що ефективність сортування швидко зростає в перші моменти від початку просіювання, а потім зростає дуже повільно, наближаючись до 100%. Це пояснюється тим, що спочатку на ситі

знаходиться відносно багато зерен дрібного матеріалу, які і провалюються через отвори за короткий період часу.

В промисловості існує низка технологічних схем дробильно – сортувальних установок матеріалів із різними грохотами (рис1.3).

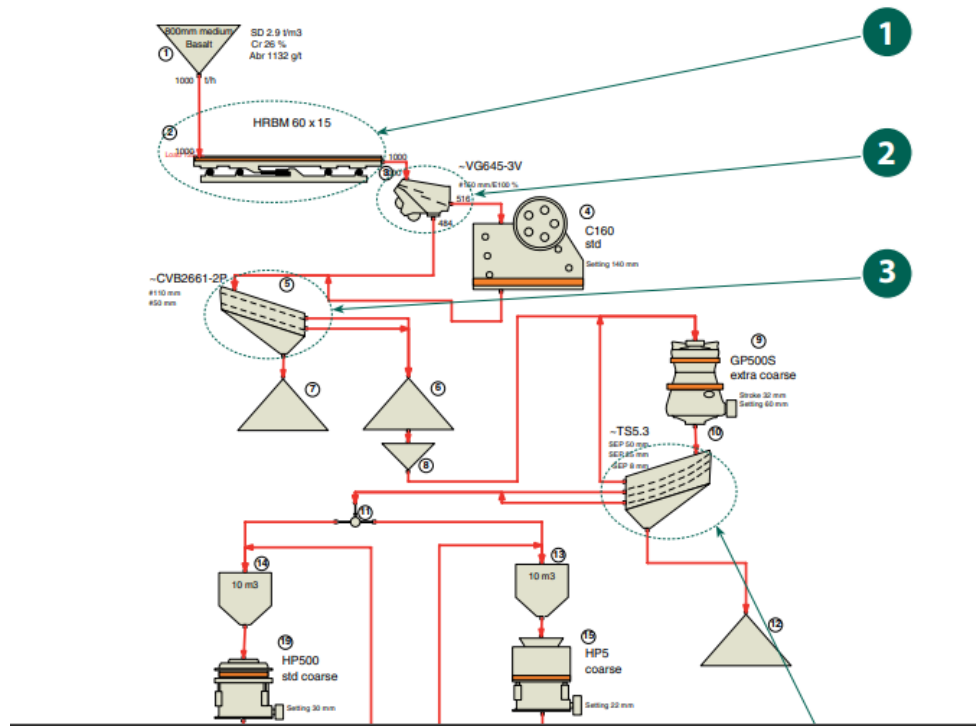


Рис.1.3 Технологічна схема дробильно – сортувальної установки матеріалів із різними грохотами: 1-колосниковий горизонтальний; 2 – похилений двохситний; 3- похилений трьохситний.

1.2. Оцінка конструкцій та приводів коливань грохотів.

Грохоти класифікують за рядом показників (рис.1.4).

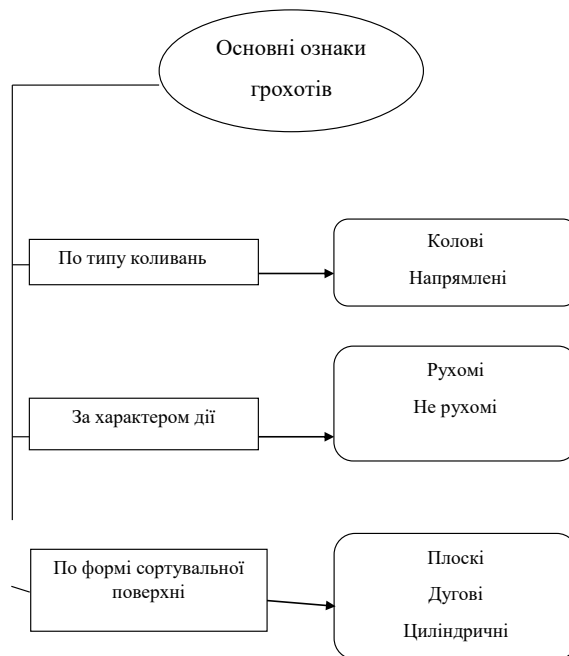


Рис.1.3. Класифікація грохотів за основними ознаками.

Колосникові грохоти (рис. 1.4) застосовуються для грубого попереднього сортування і представляють собою встановлені в корпус грохота колосники, які здійснюють рухи в горизонтальній площині.



Рис.1.4 Колосниковий грохот (модель VGO 120x270)

Вібраційний грохот (рис.1.5) широко застосовується при виробництві будівельних матеріалів, в гірничодобувній, хімічній та енергетичній промисловості.



Рис.1.5 Вібраційний грохот (модель 2YK1230)

Грохот оснащений ексцентричним блоком для регулювання амплітуди коливань, таким чином, він може легко контролювати потік матеріалу. Крім цього електродвигун характер має низький рівнем шуму і низьким споживанням енергії при роботі, а також простим налаштуванням. Вібраційний грохот з круговими коливаннями серії YA 25789 (рис.1.6) використовуються для сортування сипучих матеріалів в областях вугільної промисловості, металургії, будівельних матеріалів, гідротехнічного будівництва, легкої промисловості, хімічної промисловості.



Рис.1.6 Вібраційний грохот з круговими коливаннями серії YA 25789

Грохот встановлений з нахилом, працює в круговому або овальному русі. Він складається із станини на якій кріпиться корпус короба, збудник коливань і ізолюваний від фундаменту пружинними опорами.

Вібраційні грохоти "ТАВОР"(рис.1.7) застосовуються на всіх стадіях сортування, включаючи суху і мокру класифікацію, в тому числі для просіювання рядового вугілля, класифікації та обезводнення продуктів збагачення.

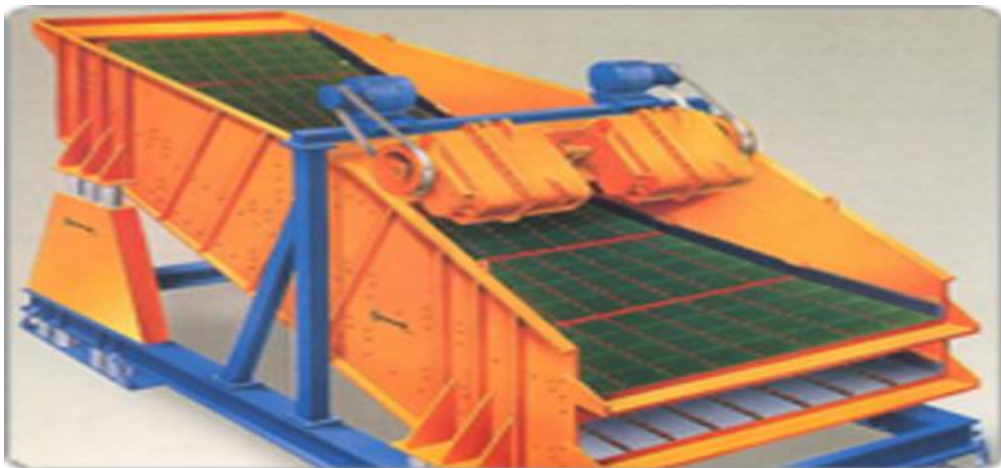


Рис.1.7 Вібраційних грохот «Тавор»

Для сортування щебню використовується два види вібраційного грохота в залежності від методу коливання грохота: лінійне коливання і кругове коливання. У лінійному вібраційному грохоті використовується двухвалковий вібраційний вузол (рис.1.8).



Рис.1.8 Вібраційний грохот для сортування щебня.

Два дебаланси здійснюють коливання сита вперед і назад. Рушійний механізм використовує приводний механізм типу LDA. У круговому вібраційному грохоті використовується ексцентричний блок або ексцентричний вібраційний вузол. Двигун з'єднується з вібраційним вузлом через гнучкий шарнір. При двох вібраційних вузлах, що приводяться в рух двома двигунами вони приєднуються через зубчастий ремінь для підтримки синхронності роботи. Вібраційний грохот оснащений пересувним механізмом для збільшення рухливості і зручності. В грохоті (рис.1.9) встановлено вібросито, циліндричний ексцентричний вібратор і ексцентричний блок регулювати частоту, вібратор влаштований на бічній панелі, і двигун приводить вібратор у рух за допомогою ременя, при цьому з'являються відцентрові сили які призводять до вібрації бункера грохота.



Рис1.9 Вібраційний грохот моделі YA 1236.

Бічна панель виробляється із якісної сталеві плити, для з'єднання бічної панелі використовують поперечну балку і опорний стакан, які скручені високоміцними болтами. Також можливе регулювання кута нахилу сита за допомогою регулювання висоти пружинної опори. Круглий отвір вібросита оптимально підходить для сортування гравію в кар'єрах, та також використовується для сортування при виробництві будматеріалів.



Рис. 1.10 Валковий грохот

Робоча поверхня грохота (рис.1.10) обертаються паралельно одна одній, валки на які ексцентрично насаджені диски. В основному використовуються такі грохоти для попередньої класифікації антрациту, вугілля, торфу та інших неметалевих копалин не високою міцністю. Робоча площину нахилена на 12-

15 ° . Розмір одержуваного матеріалу визначається взаємним розташуванням валків, які утворюють квадратні осередки. Перевагою такого грохота є неможливість закупорювання отворів, при постійній зміні їх розмірів. До недоліків можна віднести велику вагу грохота і неможливість поділу глинистих порід.

Грохот (рис.1.11) характеризується високою амплітудою й низькою частотою коливань і використовується у вугільній промисловості для сортування вугілля і сірко очистки в електростанціях.

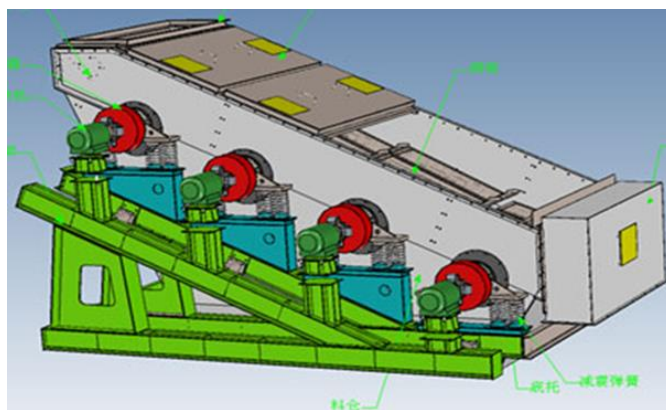


Рис.1.11 Високоамплітудний грохот

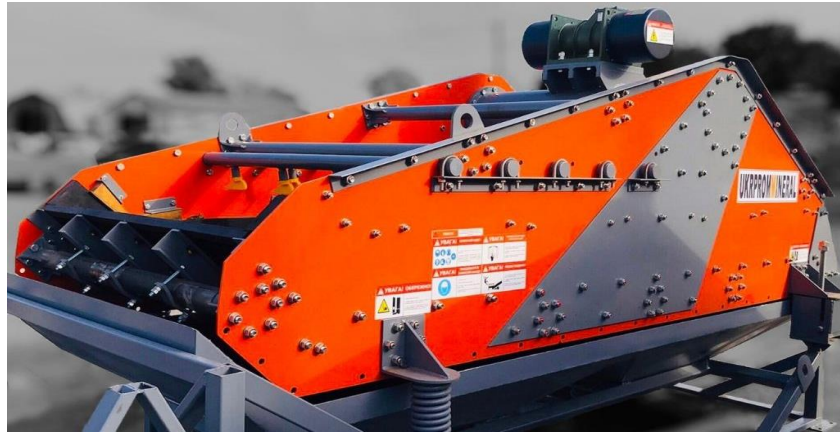
Він має високу амплітуда коливання і самоочисну сит для високо інтенсивної і низькочастотної обробки вологої сировини. Вібраційний вузол кріпиться в коробі грохота, який не бере участі в вібрації завдяки пружній силі пружної системи коробка грохота, яка обнуляє вібрацію коробка. Завдяки цьому, високоамплітудний грохот може мати високу ефективність при малій вібраційній силі. В таблиці 1.1 приведені параметри та технічні характеристики вібраційних грохотів.

Таблиця 1.1 Технічні характеристики вібраційних грохотів

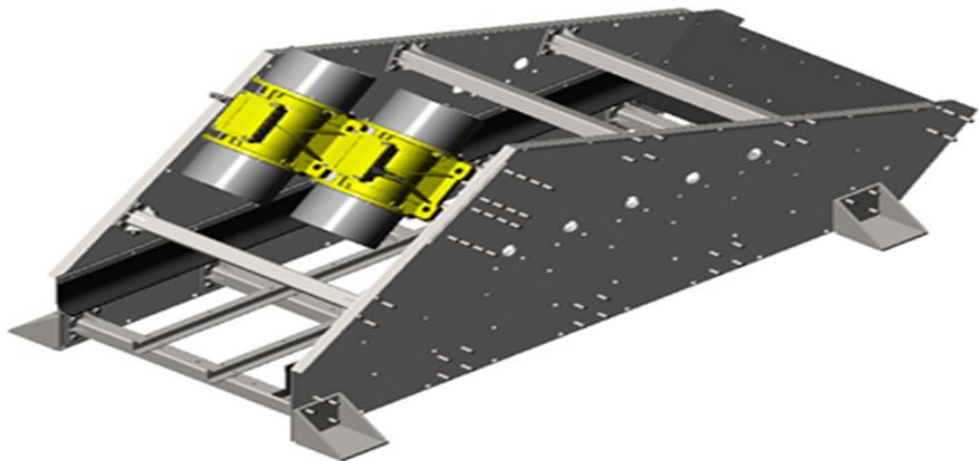
Розміри сит, мм		Кількість сит	Найбільший розмір куска на грохоті	Кут нахилу коробка	Параметри коливань		Габаритні розміри, мм			Потужність P, кВт	Маса, кг
Довжина	Ширина				Амплітуда X ₀ , мм	Частота ω, с ⁻¹	Довжина	Ширина	Висота		
Грохоти з коловими коливаннями											
3750		2	150	10...25	4,5	83,73	4500	2810	1300	10	3500
4500	1750	2	150	10...25	3,7	83,73	5050	2660	1300	10	3950
5000		2	150	10...25	4,5	83,73	5870	3380	2770	13	6250
3750	1500	2	150	10...25	3; 3,5	94,2	4500	2233	2730	10	3640
		3	200	10...25	2,5...3	94,2	5050	3045	2910	10	4030
5400		2	300	10...25	2,5...3	94,2	5050	3045	2910	10	4030

6000		2	300	15.,,25	6.,,8	94,2	6690	4015	3880	30	9900
Грохоти з напрямленими коливаннями											
5000	2000	2	120	5	5.,,6	76,93	6000	3625	2250	22	10000
6000	2500	2	120	5	4.,,6	76,93	7200	4260	2580	22,2	11100
2500	1000	2	100	0	9,5	77,45	3160			5,5	1910
3000	1250	2	100	0	9	79,54	3870			5,5	2200
5000	2000	2	300x300x600	0...25	6	76,93	5670	2710	2600	17,2	10900
6000	2500	2	300x300x600	0...25	6	76,93	6970	5490	2500	22,2	13900

Є грохоти (рис.1.12), де збудниками є вібратори, які встановлені на корпусі.



а



б

Рис.1.12 Грохоти із вібратором, що є збудником коливань: а – колові, б – направленні рухи короба.

У якості приводів вібраторів застосовуються навісні вібратори (рис1.11)

У конструктивному вигляді навісний вібратор з коловими коливаннями (рис.1.13) має запресований статор 5 трифазного асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором 4, що жорстко закріплений на валу 7. Вал обертається на підшипниках кочення 1, встановлених в щитах 2 корпуса. На консолях вала 7 на шпонках насаджені дебаланси 8, що закриваються кришками 9. До робочого органа тієї чи іншої машини або конструкції вібратор кріпиться лапами 10. Для живлення трифазним змінним струмом він споряджений клемником 3.

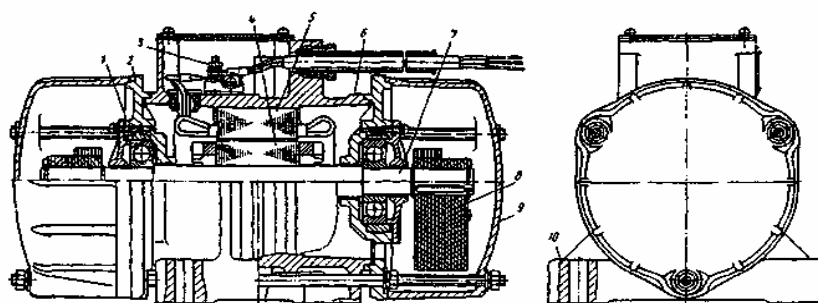


Рис.1.13. Вібратор з коловими коливаннями

У теперішній час відцентрові електромеханічні вібратори у великій кількості виготовляються багатьма закордонними фірмами. До передових виробників, що виготовляють вібратори високого технічного рівня, можна віднести такі, як “Netter Vibrationstechnik”, “Bosch”, (Німеччина), “Дупарас”, “Tremix” (Швеція), “Вамо” (Італія), “Mikasa” (Японія).

Із вище названих фірм значного успіху в створенні і виготовленні високоефективних електромеханічних вібраторів добилась фірма “Netter Vibrationstechnik”. У приводних двигунах вібраторів застосована найкраща електротехнічна сталь, у вібраторах — роликові вібростійкі підшипники зі спеціальним змащенням, чим забезпечується потрібна довговічність.

Змушувальна сила регулюється відповідною установкою дебалансів. Інтервал змушувальної сили (для $n = 1000$ об/хв) може бути встановлений від 3, 13 до 110 кН. Споживна потужність вібраторів цього типу знаходиться в діапазоні 0,35...8,5 кВт. Маса вібраторів складає 33...450 кг (рис.1.14).

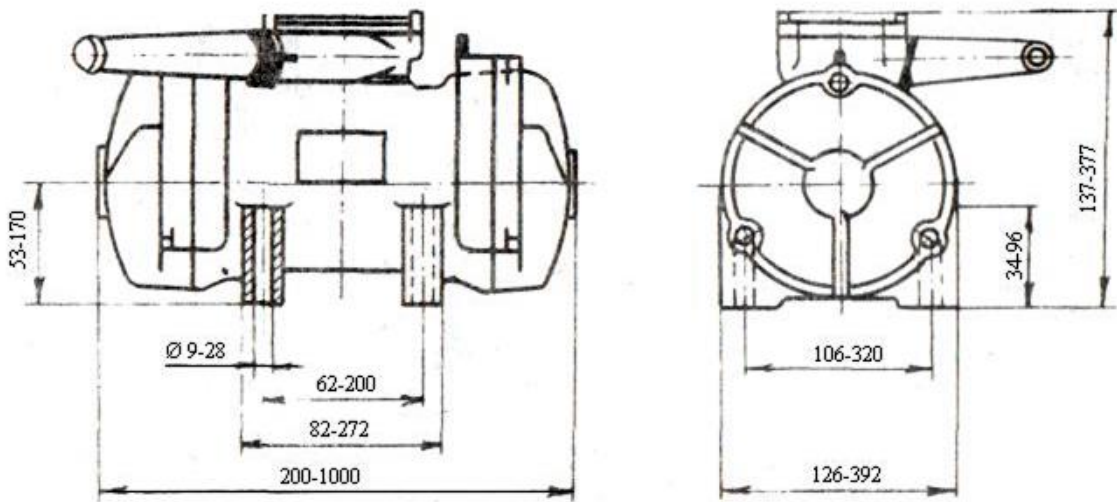


Рис.1.14. Вібратор фірми “Netter Vibrationstechnik”

Для частоти обертання 1500 об/хв, змушувальна сила дебалансів вібраторів знаходиться в діапазоні 0,242..108,7 кН. Маса вібраторів складає 4..390 кг, потрібна потужність – 0,06...11 кВт.

Для частоти обертання 3000 об/хв змушувальна сила дебалансів вібраторів охоплює діапазон 0,491...64 кН. Маса вібраторів складає 3,7...190 кг, а потрібна потужність 0,125...9,0 кВт. Габаритні і установочні розміри наведені на рисунку 1.14, для значень граничних параметрів, що вказані вище.

Розглянуті вібратори генерують колову змушувальну силу. Однак відцентрові вібратори спроможні генерувати і направлену змушувальну силу. Для цього в одному корпусі або на робочому органі машини встановлюють два вібратори (рис.1.15).

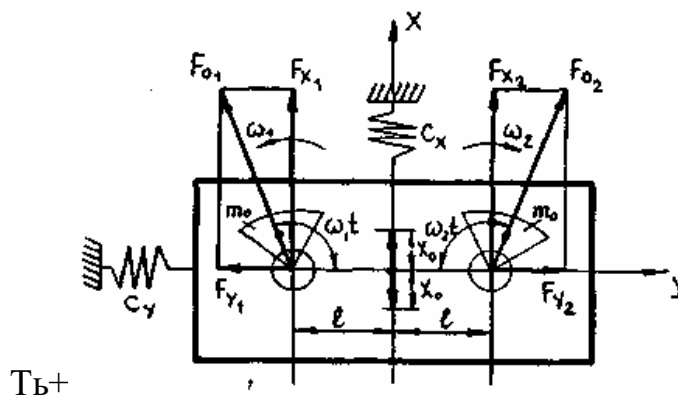


Рис.1.15. Схема двобального вібратора

У такому вібраторі (рис.1.15) направлена змушувальна сила генерується в разі дотримання таких умов:

1) рівність за модулем відцентрових сил, що виникають при обертанні кожного з валів ($F_{01} = F_{02}$);

2) протифазність і синхронність обертання двох валів (обертання в протилежних напрямках, $\omega_1 = \omega_2$);

3) синфазність обертання двох валів (рівність за модулем в будь-який момент поточних кутів $\omega_1 t$ і $\omega_2 t$, $\omega_1 t = \omega_2 t$).

За таких умов горизонтальні складові F_{y1} і F_{y2} змушувальної сили взаємно врівноважуються, а вертикальні F_{y1} і F_{y2} – складаються.

Корпус вібратора коливатиметься направлено за віссю x з відхиленням від точки A в один і другий бік на амплітуду x_0 . Коливання корпуса можна отримати в будь-якому напрямку (вертикально, горизонтально, похилено) – залежно від розміщення осі y , що з'єднує два вали вібратора.

Умови напрямлених коливань забезпечуються жорстким кінематичним зв'язком між двома валами за допомогою синхронізованих зубчастих коліс або шляхом самосинхронізації. Якщо у першому випадку напрямлені коливання досягаються відповідною установкою зубчастих коліс, то для забезпечення самосинхронізації (рис.1.13,б) необхідне виконання нерівності:

$$\frac{1}{\left(\frac{c_y}{m\omega^2}\right) - 1} - \frac{1}{\frac{c_x}{m\omega^2} - 1} + \frac{ml^2}{\left(\frac{c_\phi}{I\omega^2}\right) I} < 0, \quad (1.1)$$

де c_x , c_y – коефіцієнти жорсткості пружних зв'язків у напрямку осі x і y ; c_ϕ – коефіцієнт кутової жорсткості пружного підвісу; I – центральний момент інерції робочого органу, що має масу m .

Нерівність (1.1) отримана за умови, що система (рис.1.13,) є центрованою, тобто рівнодіюча змушувальної сили прикладена в центрі ваги системи, а рівнодіючі пружних сил від деформацій жорсткостей c_x і c_y проходять через центр ваги.

Противофазна синхронізація дебалансних валів можлива лише в зарезонансному режимі роботи, коли власні кутові частоти системи менше

кутової частоти коливань змушувальної сили, тобто коли $\frac{c_y}{m\omega^2} < 1$, $\frac{c_x}{m\omega^2} < 1$

і $\frac{c_\phi}{m\omega^2} < 1$. Тоді коливання здійснюватимуться за віссю $x-x$. Напрявлені

коливання можна отримати шляхом встановлення двох одновальних вібраторів на одному жорсткому робочому органі за відповідного фазування обертання та виконання нерівності (1.1).

Розділ 2. Загальні розрахунки вібраційного грохоту

2.1 Вибір конструктивної схеми приводу грохоту

Одним із основних конструктивних елементів вібраційних машин різного технологічного призначення є привід, яким являється збудник коливань. Найбільш поширеними є дебалансні збудники коливань (рис.2.1), принцип дії яких побудовано на використанні відцентрових сил, що виникають при обертанні незрівноважених мас, тобто мас, центр ваги яких не збігається з віссю обертання.

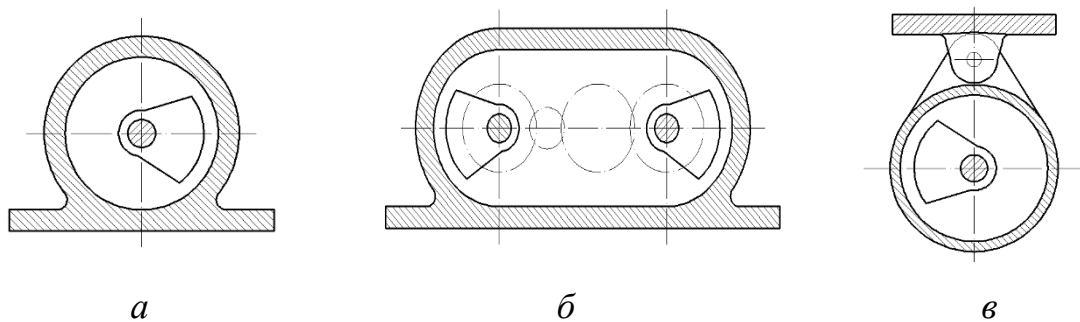


Рис.2. 1. Відцентрові збудники коливань: а – колової дії; б – направленої дії; в – маятничого типу.

Направлені коливання можуть бути реалізовані і за рахунок встановлення спеціальної опори маятничого типу (рис. 2.1,в). Амплітуда коливань вібраційних машин з такими збудниками залежить від технологічного навантаження. Збудники коливань з кінематичним зв'язком (рис.2.2,а) мають фіксовану амплітуду коливань, величина якої залежить від кінематичних характеристик механізму привода.

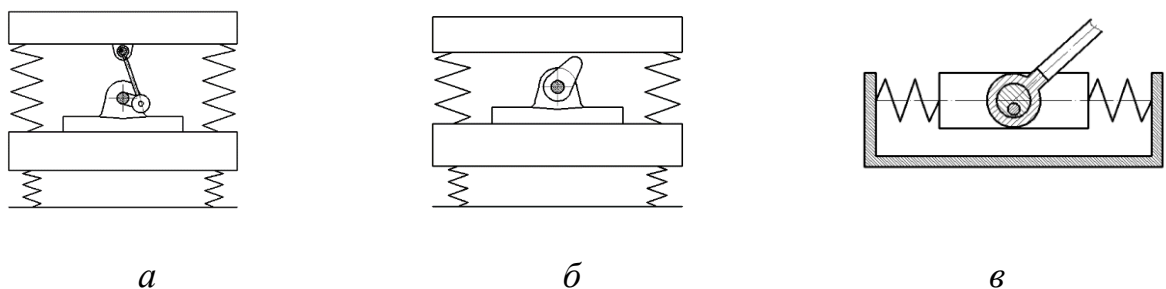


Рис. 2.2. Збудники коливань з кінематичним зв'язком: а – кривошипно - шатунний; б – кулачковий; в – ексцентрикового типу.

Такі збудники коливань реалізують у порівнянні з дебалансними (частота коливань: $f=25...125\text{гц}$) більш низькі частоти коливань ($f=7...15\text{гц}$) але з більшими амплітудами коливань ($A=5...20\text{мм}$). Вібратійні машини, що улаштовані такими збудниками коливань, здебільше застосовують в гірничорудній промисловості. На рисунку 2.3 наведені приводи вібраційних машин

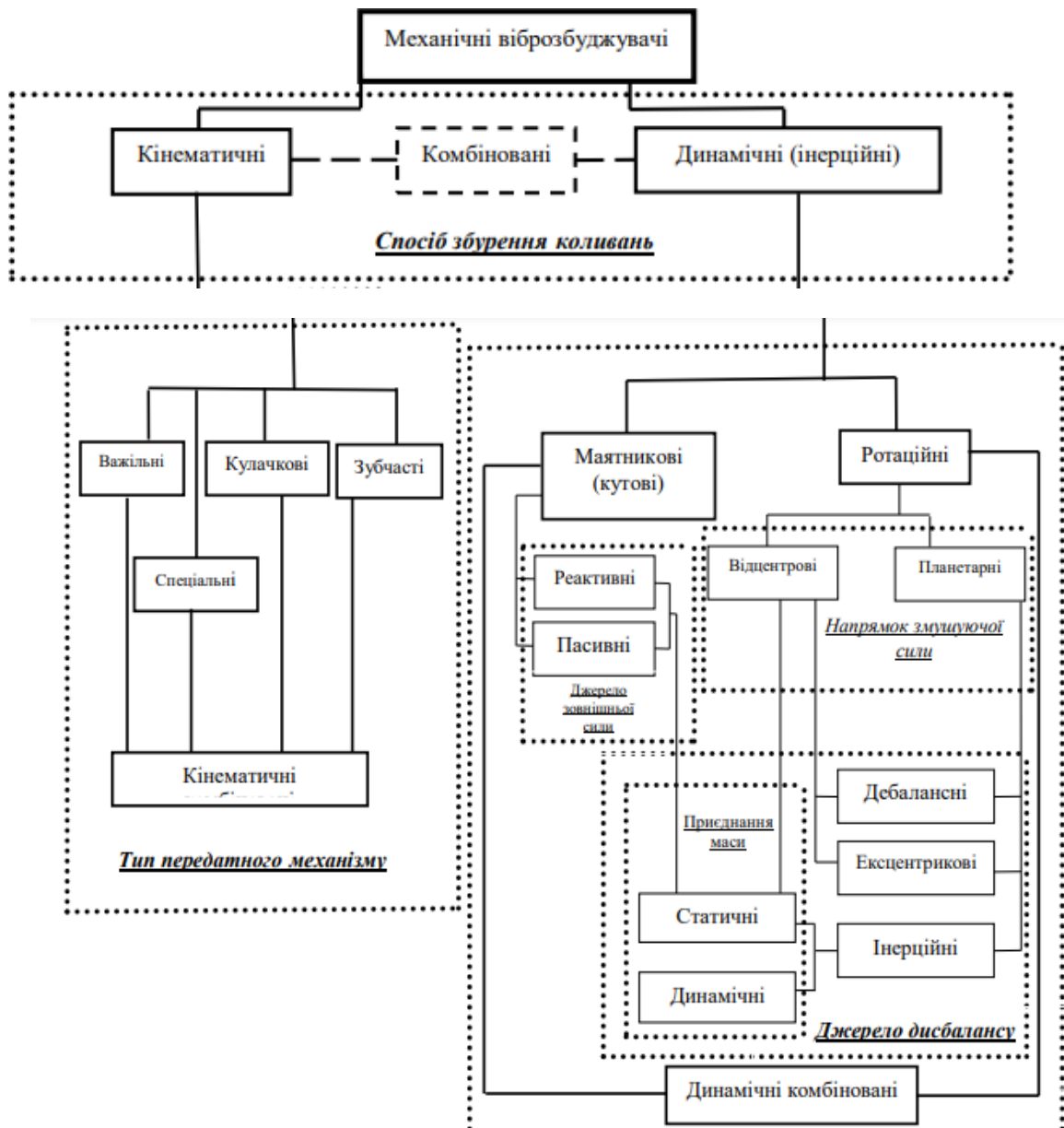


Рис.2.3 Приводи вібраційних машин.

Конструктивні рішення приводів вібраційних грохотів приведені на рисунках 2.4– 2.7. При пропусенні електричного (рис. 2.4) струму через котушку електромагніт 3 притягує якір 2, з'єднаний тягою 1 із планками, між

якими закріплено сито 6. При русі вгору якір вдаряється об упори, що викликає різкий поштовх, при цьому подача струму в котушку припиняється і якір з пружиною 5 віджимається вниз.

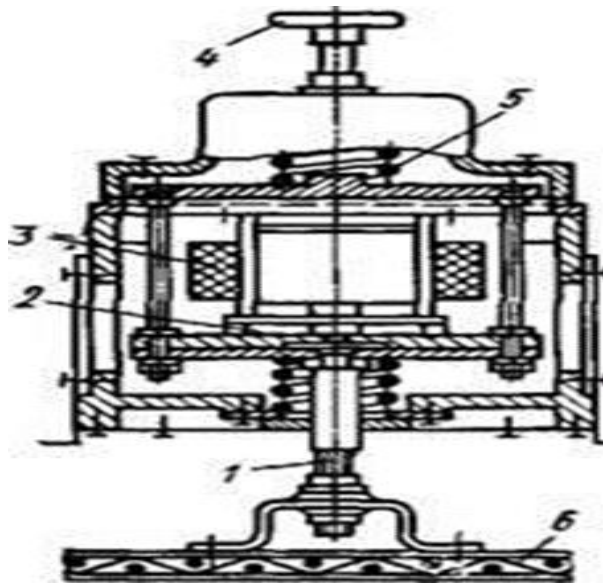


Рис. 2.4. Електромагнітний привід грохота.

Амплітуда коливань змінюється шляхом зміни відстані між упорами і якорем за допомогою штурвала 4. При нормальній частоті електричного струму електромагнітний вібратор повідомляє просіваю-щей поверхні 3000 кол / хв і амплітуду, рівну приблизно 0,3 мм. Перевагами електромагнітних грохотів являються відсутність деталей, що обертаються і труться, а також віброізоляція корпуса грохоту; недоліком - нерівномірне розподілення амплітуди коливань по поверхні сита: більша - в середній частині і менша - по краях.

Найбільш часто виходять з ладу пружні опори - спіральні пружини або пластинчасті ресори. З метою підвищення їх довговічності застосовують пневмобалонні амортизатори, що представляють собою гумокордні оболонки, внутрішні яких поміщені камери. З торців пневмобалони закриті металевими кришками. Пневмобалонні опори дозволяють значно знизити резонансні амплітуди і час переходу резонансу при пуску і зупинці грохоту, за рахунок зміни тиску всередині пневмобалонної опори. Одна і та ж опора може бути

використана для різних типорозмірів грохотів, вони довговічні, зручні в обслуговуванні, сприяють зниженню шуму при роботі грохоту.

Для підвищення продуктивності вібраційних грохотів раціонально збільшувати площу поверхні, що просіює. У цьому випадку застосування раніше розглянутих конструкцій грохотів (рис.1.5 -1.11) неможливо збільшувати ширину сита, так як через зростаючу довжину приводного валу збільшується його прогин, що знижує жорсткість і зменшує частоту власних коливань грохоту. У цьому випадку на грохоти встановлюються віброблоки (рис.2.5, а), що складаються з короткого валу 1 з дебалансами 2 по кінцях.

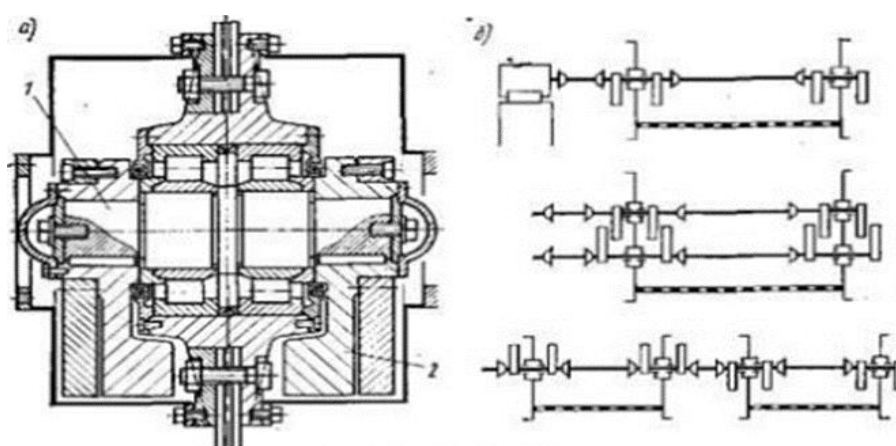


Рис.2.5. Вібраційний блок грохота: а- загальний вид;
б-схеми установки блока на грохоті.

Вал встановлений в циліндричних підшипниках. Схеми розположення віброблоків на грохотах наведені на рис.2.5,б. З допомогою на гою віброблоки можна отримувати кругові і спрямовані ко-лебання. Пристрій віброблоків для отримання спрямованих коливань показано на рисунку 2.6.

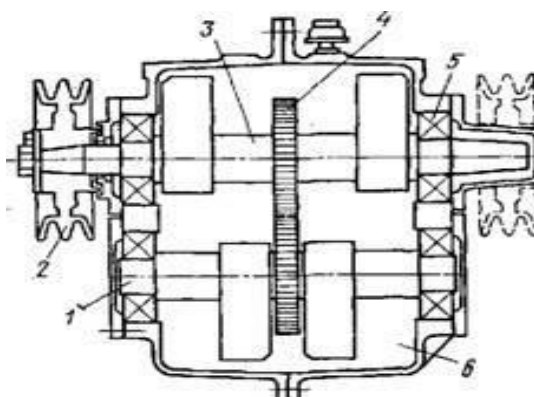


Рис 2.6. Двухвальний віброблок: 1, 3-ведений та провідний вали з дебалансами; 2 -приводний шків; 4 -шестерні; 5 - підшипники; 6 - масляна ванна.

Перевагами віброблоків (в порівнянні зі звичайними віброзбудниками) є: підвищена довговічність підшипників, висока власна частота коливання грохота, можливість регулювання величини вимушених коливань шляхом заміни дебалансів і різної схеми установки віброблоків, простота обслуговування і заміни віброблоків.

За кордоном на грохотах в якості віброзбудника коливань встановлюються мотор-вібратори, що кріпляться безпосередньо до короба грохоту(рис.1.12). Мотор-вібратор (рис.2.7, а, б) складається з вібростійкого двигуна, на кінцях валу якого закріплені дебаланси.

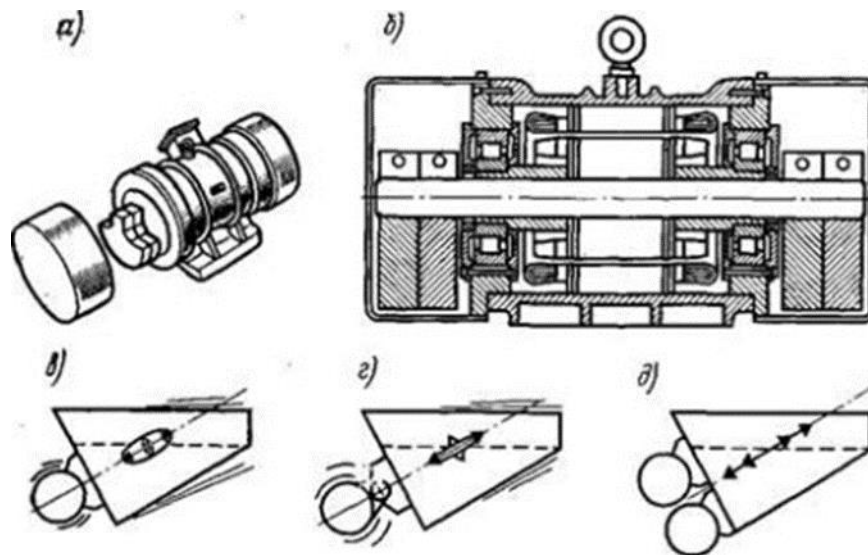


Рис.2.8. Вібратор: а, б-вид і розріз; в, г, д – схеми реалізації кругових, еліптичних та направлених коливань.

Вал установлено в дворядних сферичних підшипниках. Охолодження двигуна - повітряне. Їх розташування на коробі грохоту може бути вільним. Залежно від способу кріплення мотор - вібратора до короба можуть бути отримані кругові, еліптичні, і спрямовані коливання (відповідно, рис. 2.8, в, г, д). До недоліків мотор-вібраторів відносять їх збільшену масу і складність конструкції. Застосовуються мотор-вібратори для сортування дрібних кусків. Одним із перспективних шляхів розширення технологічних можливостей

грохотів, можна вважати розроблення механічного вібропривода, в якому за рахунок застосування спеціальної конструкції системи регулювання ексцентриситету дебаланса забезпечується керування амплітудою коливань грохоту. Саме таку конструкцію дебалансу (рис.2.9) і прийнято в даному проекті. Конструктивна особливість віброприводу із модернізованими дебалансами полягає в тому, що в трубчастому корпусі 1, що жорстко прикріплений до короба 2, розташований вал 3, на дві кінцеві шийки якого ексцентрично насаджені привідні шківів 4. У середині шківів змонтовані дебаланси 6, які вільно висять на кронштейні 7 та спираються на пружину 5.

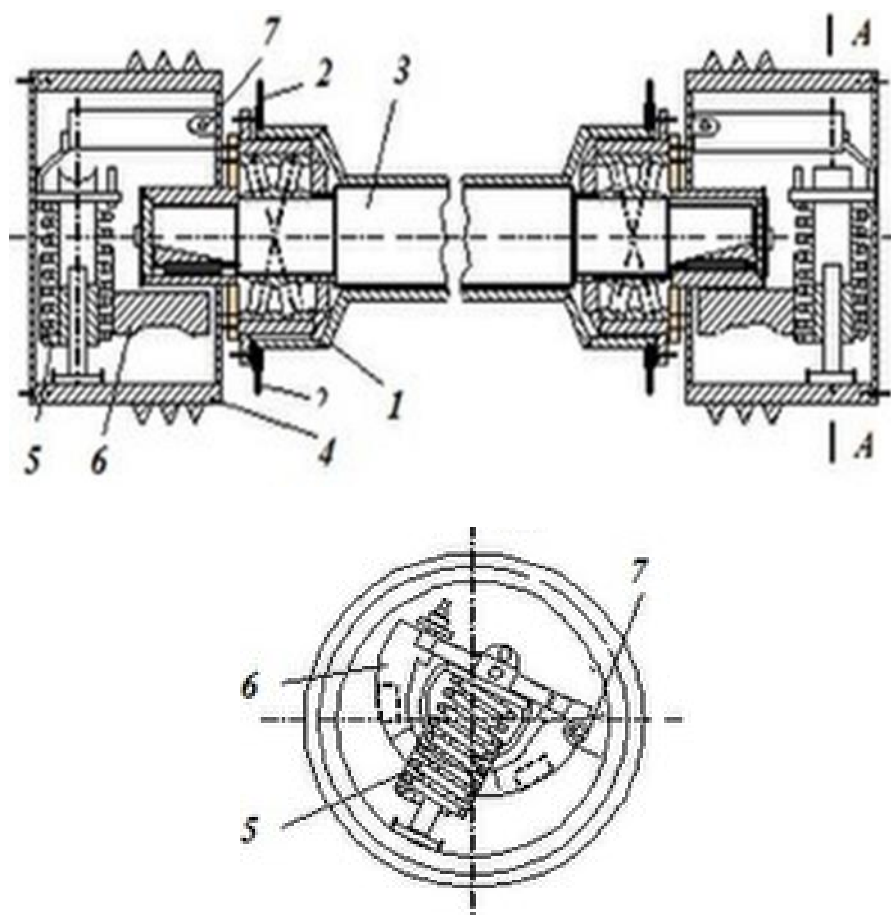


Рис.2.9. Конструкція віброприводу грохота із модернізованим дебалансом.

При запуску грохота в початковий момент дебалансні вантажі утримуються в нейтральному положенні пружинами 5 доти, поки вал вібратора не набере визначеної кутової швидкості. В подальшому дебаланси під дією відцентрової сили переборюють силу пружності пружин, відходять

від центру обертання, притискаються до внутрішньої поверхні шківів і займають робоче положення. Автоматичне налагоджування машини на самоцентрувальний режим при зміні швидкості обертання валу визначається в основному жорсткістю пружин.

2.2 Визначення основних технологічних параметрів грохоту.

Для визначення основних технологічних параметрів грохоту вихідними даними є продуктивність, P і максимальний розмір вихідного матеріалу, який визначає розмір отвору верхнього сита, d :

- продуктивність: $P=800$ м³/год;

-максимальний розмір вихідного матеріалу, який визначає розмір отвору верхнього сита $d=40$ мм;

На основі розглянутої та прийнятої схеми дробильно – сортувальної установки (рис.1.3) вибираємо двоситний грохот 3.

Розрахунок грохоту проводимо для верхнього сита.

Для визначення ефективності грохочення можна скористатися емпіричною залежністю[1]:

$$E = e k'_1 k'_2 k'_3,$$

де e — еталонна ефективність грохочення для середніх умов; k'_1 — коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохота; k'_2 — коефіцієнт, що враховує процентний вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі; k'_3 — коефіцієнт, що враховує процентний вміст у нижньому класі зерен розміром, меншим за половину розміру отвору сита (табл. 2.1) [1]. Тоді:

$$E = e \cdot k'_1 \cdot k'_2 \cdot k'_3 = 86 \cdot 1,07 \cdot 0,91 \cdot 0,82 = 68,9\% ,$$

де e - еталонна ефективність грохочення, % ;

k'_1 - коефіцієнт кута нахилу грохота;

k'_2 - коефіцієнт, що враховує вміст нижнього класу (c_H , %), у вихідному матеріалі;

k'_3 - коефіцієнт, що враховує вміст в нижньому класі зерен розміром меншим за половину отвору сита ($c_{H/2}$, %). Для грохоту(див.рис.1.3) маємо, що

$$c_H=32\%, \quad \frac{d}{b}=0,91, \text{ а у випадку } c_H=12\%, \quad \frac{d}{b}=0,86$$

Таблиця 2.1 Числові значення коефіцієнтів k'_1, k'_2, k'_3

Кут нахилу, град	k'_1	Вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, %	k'_2	Вміст у нижньому класі зерен розміром, меншим за половину розміру сита, %	k'_3
0	1,0	20	0,86	20	0,9
9	1,07	30	0,9	30	0,95
12	1,05	40	0,95	40	0,98
15	1,03	50	0,97	50	1,0
18	1,0	60	1,0	60	1,01
21	0,96	70	1,02	70	1,03
24	0,88	80	1,03	80	1,04

Продуктивність грохота, $m^3/\text{год}$, залежить від розмірів отвору сит, площі просіювальної поверхні, зернового складу, кута нахилу сита, нерівномірності живлення грохота, форми зерен і типу грохота.

$$P = tqS k_1 k_2 k_3,$$

де t — коефіцієнт, що враховує нерівномірність живлення, форму зерен матеріалу і тип грохота; q — питома продуктивність сита з от-ворами квадратного перерізу, $(m^3/\text{год})/m^2$; S — площа сита, m^2 ; k_1 — коефіцієнт, що залежить від вмісту зерен нижнього класу у вихідному матеріалі; k_2 —

коефіцієнт, що залежить від вмісту у нижньому класі зерен, розмір яких менший за половину розміру отвору сита; k_3 — коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохота.

Значення коефіцієнта m залежить від типу грохота і матеріалу:

Віброгрохот	Гравій	Щебінь
Горизонтальний	0,80	0,65
Похилий	0,60	0,50

Числові значення коефіцієнтів k_1, k_2, k_3 наведені в табл. 2.2[1]

Таблиця 2.2 Числові значення коефіцієнтів k_1, k_2, k_3

Розмір квадратного отвору сита на світлі, мм	q	Кут нахилу сита, град	k_1	Вміст у вихідному матеріалі зерен нижнього класу, %	k_2	Вміст у нижньому класі зерен, розміри яких менші за розмір отвору, %	k_3
5	12	9	0,45	10	0,58	10	0,63
7	16	10	0,5	20	0,66	20	0,72
10	23	11	0,56	30	0,76	30	0,82
14	32	12	0,61	40	0,84	40	0,91
16	37	13	0,67	50	0,92	50	1,0
18	40	14	0,73	60	1,0	60	1,09
20	43	15	0,8	70	1,08	70	1,18
25	46	16	0,86	80	1,17	80	1,28
35	56	17	0,92	90	1,25	90	1,37
37	60	18	1,0				
40	62	19	1,08				
42	64	20	1,18				
60	80	21	1,28				
70	82	22	1,37				

За формулою продуктивності визначаємо площу сита:

$$S = \frac{П}{q \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot m} = \frac{800}{62 \cdot 0,45 \cdot 0,78 \cdot 0,65 \cdot 0,5} = 114 \text{ м}^2,$$

де $П$ – продуктивність грохота, $\frac{\text{м}^2}{\text{год}}$; q – питома продуктивність, яка залежить від розміру отвору сита, $\frac{\text{м}^3}{\text{год} \cdot \text{м}^2}$; k_1 , k_2 і k_3 – коефіцієнти, що мають таку ж назву і той же фізичний зміст, що і коефіцієнти k'_1 , k'_2 і k'_3 ; m – коефіцієнт, що враховує

За співвідношенням розмірів сита грохотів-аналогів ($\frac{L}{B} = 2,5$) визначаємо

розміри сита грохота:

- ширина сита,

$$B = \sqrt{\frac{S}{2,5}} = \sqrt{\frac{7,875}{2,5}} = 1,77 \text{ м}$$

де S – площа сита, м^2 ;

- довжина сита.

$$L = 2,5 \cdot B = 2,5 \cdot 1,77 = 4,4 \text{ м}$$

2.3 Визначення режимів роботи грохоту

Частоту підкидання зерен визначаємо із умови самоочищення сита:

$$h = 0,4 \cdot d = 0,4 \cdot 0,04 = 0,016 \text{ м},$$

де d – розмір отвору сита, м .

Швидкість руху сита визначаємо за формулою:

$$V = 4,28 \cdot \sqrt{h} = 4,28 \cdot \sqrt{0,016} = 0,54 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Параметрами коливань грохота, які реалізують необхідну швидкість руху сита, являються амплітуда x_0 та частота коливань ω . Швидкість руху за роботою [2] приймаємо у вигляді: $V = x_0 \cdot \omega$

Числове значення амплітуди коливань вибираємо по підручнику[1] , як аналог грохота (рис.1.3): $x_0 = (4...5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Тоді частота коливань :

$$\omega = \frac{V}{x_0} = \frac{0,54}{5 \cdot 10^{-3}} = 108 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Отримавши значення амплітуди x_0 та частоти коливань ω по прискоренню a перевіряємо умову довговічності роботи грохота:

$$a = x_0 \cdot \omega^2 = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 108^2 = 58,32 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} < 80 \frac{\text{м}}{\text{с}^2},$$

Визначаємо масу матеріалу на ситі :

$$m_m = S \cdot h' \cdot \rho_m = 7,875 \cdot 0,16 \cdot 1400 = 1764 \text{ кг},$$

де $h' = 4 \cdot d = 4 \cdot 0,04 = 0,16$ - прийнята висота шару на ситі;

$\rho_m = 1400 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - щільність матеріалу на ситі.

Розділ 3. Розрахунок параметрів грохоту

3.1. Визначення параметрів віброприводу.

Статичний момент маси. Знаходимо сумарний статичний момент маси дебалансів за формулою[2] :

$$\sum m_0 r_0 = (m_k + \alpha \cdot m_m) \cdot x_0 = (3800 + 0,2 \cdot 1764) \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 20,8 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

де m_k - маса короба грохота, яку приймаємо за таблицею 2.1 (визначають за аналогом, кг); m_m - маса матеріалу, а $\alpha = 0,1 \dots 0,2$ – коефіцієнт приєднання маси матеріалу.

Статичний момент одного дебаланса складається із пружини та доважка (рис3.1)

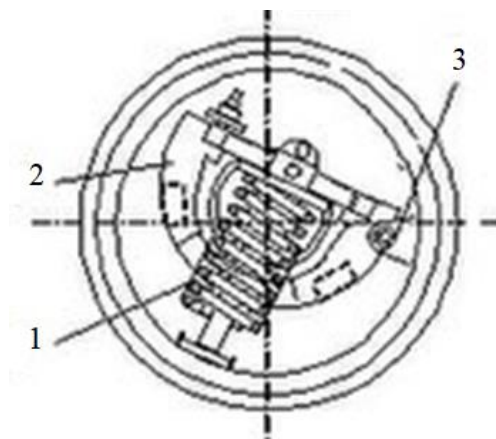


Рис. 3.1 Модернізований дебаланс: 1 – пружина; 2 – дебаланс; 3 – кронштейн.

$$m_0 r_0^1 = \frac{\sum m_0 r_0}{n_{об}} = \frac{20,8}{2} = 10,4 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

де $n_{об}$ - кількість дебалансів.

Змушуюча сила дебалансів. Визначаємо змушуючу силу дебалансів, Н :

$$F_0 = \sum m_0 r_0 \cdot \omega^2 = 20,8 \cdot 108^2 = 242611,2$$

Змушуюча сила одного дебаланса, Н :

$$F'_0 = \frac{F_0}{n_{об}} = \frac{242611,2}{2} = 121305,6$$

Віброізоляція грохоту. Приймаємо умову віброізоляції грохоту від фундаменту за залежністю:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{6},$$

де ω_0 - власна частота коливань грохота, яка за умови віброізоляції грохоту від фундаменту має бути в 6 раз менше вимушеної частоти ω . Тоді

$$\omega_0 = \frac{\omega}{6} = \frac{108}{6} = 18 \frac{\text{рад}}{\text{с}} - \text{власна частота коливань грохота.}$$

За цієї умови забезпечується за резонансний режим коливань грохота, визначаємо загальну жорсткість пружних опор грохота:

$$c_0 = (m_k + \alpha \cdot m_m) \cdot \omega_0^2 = (3800 + 0,2 \cdot 1764) \cdot 18^2 = 1,35 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}},$$

3.2. Розрахунок потужності приводу грохота.

Потужність приводу складається із витрат енергії на коливання грохоту та на тертя в його підшипниках[1,2]. Потужність на коливання, Вт:

$$P_k = m_m \cdot g \cdot x_0 \cdot \omega = 1764 \cdot 9,81 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 108 = 9344,6$$

де g - прискорення вільного падіння.

Потужність на тертя в опорах валу грохота, Вт:

$$P_{тр} = F_0 \cdot \mu \cdot \frac{d_u}{2} \cdot \omega = 242611,2 \cdot 0,01 \cdot 0,140 / 2 \cdot 108 = 18341$$

де $\mu = 0,01 \dots 0,02$ -зведений коефіцієнт тертя;

d_u - діаметр валу під підшипником.

Загальна потужність двигуна :

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_k + P_{\text{ТП}}}{1000 \cdot \eta} = \frac{9344,6 + 18341,4}{1000 \cdot 0,85} = 32 \text{ кВт}$$

де $\eta = 0,85$ – ККД привода грохота.

Вибираємо двигун 4А200М4У3 ($P=37\text{кВт}$, $n=1500$ об/хв).

3.3 Розрахунок дебалансного валу грохоту на міцність.

Дебалансний вал розраховуємо на міцність за згинальним моментом, тобто $M_{3\phi} = M_{32}$. Розміри l_1 і l_2 визначаємо за аналогом пропорційного ширині сита b . Розрахункова схема дебалансного валу грохоту наведена на рисунку 3.2.

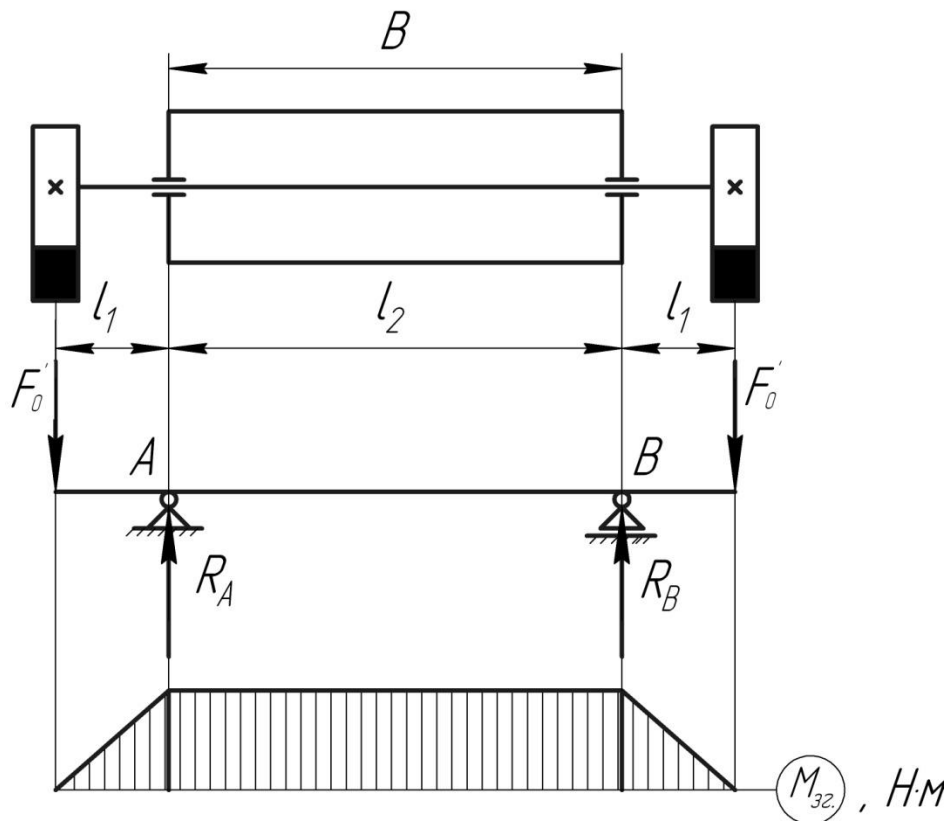


Рис. 3.2 Розрахункова схема дебалансного валу грохоту

Епюру крутних моментів будуємо за умови, що половину крутного моменту створюють маховики, а половину – двигун.

Лінійні розміри l_1 , l_2 і l_3 приймаються за розмірами аналога пропорційно довжині L . Тоді числове значення згинального моменту:

$$M_{32} = F'_0 \cdot l_1 = 121305,6 \cdot 0,177 = 21471 \text{ Н·м}$$

Розміри діаметра валу виконуємо за відомої умови $\sigma < [\sigma_{-1}]$, де $[\sigma_{-1}]$ – межа витривалості матеріалу валу для симетричного циклу згину :

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{36}}{[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 21471.09}{130 \cdot 10^6}} = 0,118 \text{ м.}$$

3.4. Вибір підшипників

За формулою номінальної довговічності розраховуємо необхідну динамічну вантажопідйомність підшипника:

$$C = P_e \left(\frac{3600 \cdot L_n \cdot n}{a_{23} \cdot 10^6} \right)^{1/p} = 121305,6 \left(\frac{3600 \cdot 5000 \cdot 17,2}{0,4 \cdot 10^6} \right)^{1/3,33} = 1,89 \cdot 10^6 \text{ Н,}$$

$K_d = 1$ – коефіцієнт безпеки;

a_{23} – узагальнений коефіцієнт, який враховує якість метала кілець і тіл кочення, а також умови експлуатації підшипника;

p – показник ступеня

n - число обертів підшипника;

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{108}{2 \cdot 3,14} = 17,2 \text{ об/с}$$

Де $P_e = K_d \cdot F_e = 1 \cdot 121305,6 \text{ Н}$ – еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н;

Приймаємо підшипник роликовий радіальний сферичний дворядний за методичними вказівками[4].

Умовне позначення підшипників типу		d	D	B	C, H	Маса, кг
3000						Тип 11300
3628		140	300	102	98000	36,0

					0	
--	--	--	--	--	---	--

L_n - номінальна довговічність, в робочих годинах

3.5. Розрахунок пружної опори грохоту.

Знаходимо результуючу внутрішню силу F :

$$F = \frac{F_0}{n_{np}} = \frac{242611,2}{12} = 20217,6H.$$

Знаходимо момент T :

$$T = M_3 = F \frac{D_0}{2} \cos \alpha = 20217,6 \cdot \frac{0,18}{2} \cos 11 = 20217,6 \cdot \frac{0,18}{2} \cdot 0,98 = 1786,15H \cdot m.$$

де- $D_0 = 0,18m$ приймаємо відповідно до аналога;

$\cos \alpha = 11 \div 12^0$ - кут підйому витків.

Знаходимо довжину дроту, m :

$$L = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_1}{\cos \alpha} \approx 3,2D_0n = 3,2 \cdot 0,18 \cdot 6 = 3,46m$$

де- $n=6$ кількість витків пружини.

Знаходимо відстань між витками t :

$$t = d \cdot \frac{1,1}{n} \delta_3 = 0,02 \cdot \frac{1,1}{6} \cdot 2,6 \cdot 10^{-6} = 0,037m$$

$$\text{де- } \delta_3 = n \lambda F_3 = [\tau_k] \frac{\pi D_0 n}{Gkd} = 750 \frac{3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 6}{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,04 \cdot 0,02} = 2,6 \cdot 10^{-6} m$$

$k=0,04$ коефіцієнт який враховує нерівність витків пружини.

Діаметр дроту пружини знаходимо за формулою:

$$d = \sqrt[4]{\frac{C_1 \cdot 8D_0^3 \cdot n}{G}} = \sqrt[4]{\frac{15750 \cdot 8 \cdot 0,18^3 \cdot 6}{8 \cdot 10^{10}}} = 0,02m$$

Статичний момент однієї пружини

$$C_1 = \frac{C_0}{n_{np}} = \frac{189000}{12} = 15750H \cdot m$$

Знаходимо повну довжину ненапруженої пружини H_0 :

$$H_0 = H_3 + n \cdot (t - d) = 0,11 + 6(0,037 - 0,02) = 0,212m$$

Довжина пружини, стиснутої до торкання внутрішніх робочих витків

$$H_3 = (n - 0,5)d = (6 - 0,5)0,02 = 0,11m$$

Для запобігання вигинання пружини і втрати стійкості її перевіряємо на гнучкість за умови відношення висоти до діаметру:

$$\frac{H_0}{D_0} \leq 2,5. \text{ Тоді } \frac{0,212}{0,18} = 1,17 \leq 2,5$$

Отже, визначена умова виконується, що є свідченням достовірного розрахунку та визначення розмірів пружини.

3.6 Розрахунок деталей на міцність.

Розрахунок клинопасової передачі. Для цього знаходимо крутний момент, Нм:

$$M_{кр} = \frac{P}{\omega} = \frac{37000}{108} = 342,6$$

При даному моменті приймаємо переріз паса УА; $b_p=11$ мм, $h=10$ мм;

$b_0=13$ мм; $y_0=2,8$ мм; $F_1=0,95$ см², $d_{pmin}=90$ мм.

За ГОСТ 17383-73 приймаємо діаметр меншого шківa $d_p=100$ мм;

Знаходимо діаметр більшого шківa, мм:

$$d_{p2} = d_p u(1 - \epsilon) = 100 \cdot 4(1 - 0,02) = 392 \text{мм};$$

За ГОСТ 17383-73 приймаємо $d_{p2}=400$ мм.

Фактичне передаточне число:

$$u_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1} \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{400}{100 \cdot (1 - 0,02)} = 4,08$$

Швидкість руху паса, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1500}{60000} = 7,85$$

Частоту обертання веденого вала знаходимо за формулою xv^{-1} :

$$n_2 = \frac{d_{p1} \cdot n_1 (1 - \varepsilon)}{d_{p2}} = \frac{100 \cdot 1500 \cdot (1 - 0,02)}{400} = 367,5$$

Міжосьова відстань, мм:

$$a = 0,95 \cdot d_{p2} = 0,95 \cdot 400 = 380$$

Розрахункова довжина паса, мм:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} = 2 \cdot 380 + 3,14 / 2 \cdot (100 + 400) + \frac{(400 - 100)^2}{4 \cdot 380} = 1604$$

Беремо за стандартом: $L = 1600$ мм;

За стандартної довжині L уточнюємо міжосьову відстань, мм:

$$a = \frac{2L - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} = \frac{2 \cdot 1600 - 3,14(100 + 400) + \sqrt{[2 \cdot 1600 - 3,14(100 + 400)]^2 - 8(400 - 100)^2}}{8} = 378$$

Мінімальна міжосьова відстань, мм:

$$a_{\min} = a + 0,01 \cdot L = 378 - 0,01 \cdot 1600 = 362$$

Максимальна міжосьова відстань, мм:

$$a_{\max} = a + 0,025 \cdot L = 378 + 0,025 \cdot 1600 = 418$$

Кут обхвату на меншому шкиві:

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{400 - 100}{378} = 132^\circ \geq [\alpha] = 110^\circ$$

Початкова довжина паса $L_0=2500$, відносна довжина $L/L_0=1600/2500=0,64$

Коефіцієнт довжини $C_L=0,9$;

Вихідна потужність при $d_{p1}=100\text{мм}$ і $v=7,85\text{м/с}$ $P_0=3,15\text{кВт}$.

Коефіцієнт кута обхвату $C_\alpha=0,86$;

Поправка до крутного моменту $\Delta T_{и}=4,2$ Нм;

Поправка до потужності:

$$\Delta P_{и}=0,0001\Delta T_{и}^4 \quad n_1=0,0001 \cdot 4,2 \cdot 1500=0,63 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт режиму роботи $C_p=1$

Розрахункова потужність на 1 пас:

$$[N]=(N_0 C_\alpha C_L + \Delta N_{и}) C_p=(3,15 \cdot 0,86 \cdot 0,9 + 0,63) \cdot 1=3,1$$

Визначаємо число пасів:

$$z = \frac{N}{[N]} = \frac{37}{3,1} = 11,9$$

Приймаю число ременів $z=14$;

Сила початкового натягу, Н:

$$S_{0,1} = \frac{780 \cdot N}{V \cdot C_\alpha C_p z} + qV^2 = \frac{780 \cdot 37}{7,85 \cdot 0,86 \cdot 1 \cdot 14} + 0,12 \cdot 7,85^2 = 312,7$$

Приймаємо розміри ободу шківів:

$b=3$ мм, $e=15$ мм, $f=10$ мм

Зовнішні діаметри шківів, мм:

$$d_{e1} = d_{p1} + 2b = 100 + 2 \cdot 3 = 106;$$

$$d_{e2} = d_{p2} + 2b = 400 + 2 \cdot 3 = 406$$

Ширина обода шківів, мм:

$$M = (z-1)e + 2f = (14-1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 215.$$

Розрахунок шпонкового з'єднання.

Розраховуємо шпонку під шків на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = \frac{4T \cdot 10^3}{Kd_l b} = \frac{4 \cdot 342,6 \cdot 1000}{1 \cdot 120 \cdot 79 \cdot 32} = 48 \leq [\sigma_{зм}] = 150 \text{ МПа};$$

на зріз:

$$[\sigma_{зр}] = \frac{2T \cdot 10^3}{Kd_l h} = \frac{4 \cdot 342,6 \cdot 1000}{1 \cdot 120 \cdot 79 \cdot 18} = 43 \leq [\sigma_{зм}] = 150 \text{ МПа};$$

де T - крутний момент, d - діаметр вала, l_p - довжина шпонки, h - висота шпонки, b - ширина шпонки.

4. Техногенна Безпека

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі грохоту

При роботі грохоту найбільш небезпечними являються шум, вібрація, і можливість ураження електричним струмом.

Шум визначається як безпорядчне сполучення різних по частоті і силі звуків. Вібуючі частини змішувача викликають коливання повітря дотичного до них. Ці коливання частинок повітря при проходженні звукової хвилі викликають почергове стискання і розрядження, і тиск в даній точці простору становиться більшим або меншим атмосферного. Різниця між цим коливним тиском і атмосферним називається звуковим тиском. Згідно санітарних норм встановлені допустимі рівні звукового тиску в діапазоні частоти 45...1300 Гц і восьми октавних смуг. Значення рівня L_0 інтенсивності звука, що нормуються, для постійних робочих місць і робочих зон виробничих приміщеннях на території підприємства наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення рівня інтенсивності звука

$f_{cm}, Гц$	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_0, дБ$	99	92	86	83	80	78	76

де f_{cm} – середнє геометричне значення активної смуги

В залежності від місць впливу розрізняють загальну вібрацію, що передається на опорні частини тіла людини, яка стоїть, і місцеву вібрацію, що передається на кісті рук (наприклад від важелів управління). Загальна вібрація нормується в межах частот 0,7...89 Гц, а місцева – 5,7...1400 Гц. Більш великі значення нормованих величин для місцевої вібрації пояснюється доброю віброізолюючою здатністю руки.

Небезпечні та шкідливі виробничі чинники за природою дії поділяються на такі групи: фізичні, хімічні та психофізіологічні.

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать:

- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена чи понижена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони; підвищений рівень шуму, вібрацій, підвищені чи понижені барометричний тиск, вологість;

відсутність чи нестача природного світла; недостатня освітленість робочої зони;

підвищена яскравість світла; пряме та відбите випромінювання, що створює засліплюючу дію.

До хімічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать хімічні речовини, які за характером дії на організм людини поділяються на:

- загальнотоксичні, що викликають отруєння всього організму;
- подразнюючі, що викликають подразнення дихального тракту та слизових оболонок;
- сенсibiliзуючі, що діють як алергени.

До психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать фізичні (статичні та динамічні) і нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження органів чуття, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Аналіз небезпечних і шкідливих чинників зведений в таблицю 4.2 та профілактика запобігання цих чинників:

Таблиця 4.2

Найменування фактору	Джерела виникнення фактору	Кількісна оцінка фактору	Нормативний документ, що регламентує допустимі параметри
1. Шум	Технологічний шум:	Рівень звукового	ГОСТ 8.055-78

(коливання частинок навколишнього середовища що сприймається органами слуху як небажаний сигнал)	Робота ДВЗ, механічні коливання машини; вплив ультразвукових хвиль.	тиску до 89 ДБ при частотах 1000 Гц	ГОСТ 12.1.003-83
2. Вібрація (рух матеріальної точки або механічної системи при якому по чергово зростають і спадають за часом значення величини що характеризує цей рух)	Від робочого органу	Ізольоване від впливу вібрації	ДСН 3.3.6.039-99
3. Освітлення	Недостатня освітлення робочої зони	200 лн(2ЛК)	ДБН В.2.5-28-2006
4. Мікроклімат (Сукупність погодних умов (температура, вологість повітря і т. ін.), що створюються в приміщенні, на якій-небудь обмеженій території для нормального самопочуття людей, тварин, розвитку рослин)	Сукупність впливаючих на організм температури, вологості, потоків повітря, температури, випромінювання	Температурна зона комфорту 16-24 °С	ГОСТ 12.1.014-84

<p>5. Запиленість (Показник забрудненості повітряного середовища; виражається вагою пилу, що міститься в одиниці об'єму/повітря (у мг/м³))</p>	<p>Робота робочого органу з землею</p>	<p>Гранично допустима концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони</p>	<p>ГОСТ 12.1.014-84</p>
<p>6. Враження електричним струмом</p>	<p>При електрозварювальних роботах</p>	<p>36 В</p>	<p>ГОСТ12.1.01 3-78</p>

4.2. Технічні заходи з техніки безпеки передбачені в проекті

4.2.1 Методи і засоби зниження вібрації

Розробляючи комплекс засобів по захисту персоналу від вібрації, перш за все слід оцінити можливість і доцільність зниження інтенсивності вібрації і шуму в джерелах їх збуджування.

Повне усунення вібрації в машинах неможливе. Більш того в багатьох машинах інтенсивна динамічна взаємодія виконавчих органів з об'єктами обробки являється основою успішного технологічного процесу. Однак в багатьох випадках мають місце шляхи зниження вібрації.

Віброізоляція – метод захисту від дії вібрації шляхом розміщення між джерелом вібрації і об'єктом, що захищається (в нашому випадку це фундамент) пристроїв, що деформуються – віброізоляторів. Основний елемент віброізолятора пружний елемент відповідної жорсткості.

При необхідності знаходять використання засоби індивідуального захисту, основані на використанні віброізоляції. До цих засобів відносяться килимки з високоеластичних матеріалів, м'які сидіння, спеціальне взуття на товстій підшві, віброізолюючі рукавички тощо.

4.2.2 Методи і засоби зниження шуму

Не завжди засоби зниження вібрації являються достатніми для доведення шуму у виробничих приміщеннях до бажаного рівня. Універсальними методами зменшення інтенсивності шуму являються звукопоглинання і звукоізоляція.

В загальному випадку енергія звукових коливних хвиль, розподіляється на чотири частини.

Перша з них – енергія відбитих хвиль, друга – енергія поглинута перешкодою, третя – енергія звука, що пройшов через перешкоду, четверта – енергія хвилі, що обігнула перешкоду, якщо її розміри менше довжини хвилі, або близькі до неї.

Радикальним засобом захисту персоналу являється звукоізоляція, причому найбільш дешевим засобом зниження шуму у виробничих приміщеннях являється улаштування звукоізолюючих кожухів, які повністю закривають найбільш шумливі агрегати. Суттєва перевага цього засобу – можливість зниження шуму на будь-яку необхідну величину в розрахункових точках, розташованих на робочих місцях обслуговуючого персоналу.

Кожухи мають оглядові вікна, а також прорізи для вводу комунікації, а також можуть виконуватись знімними або розбірними.

Кожухи можуть виконуватись із сталі, дюралюмінію, фанери і інших листових матеріалів. В середині кожуха рекомендують облицьовувати звукопоглинаючими матеріалами завтовшки 30...50 мм.

4.3 Інженерні розрахунки з техніки безпеки

4.3.1 Визначення параметрів і побудування частотної характеристики звукоізолюючого кожуха

В якості матеріалу звукоізолюючого кожуха приймаємо сталевий лист з товщиною $d = 0,003$ м.

Визначення критичної частоти $f_{кр}$, Гц ,

$$f_{кр} = \frac{6,4 \cdot 10^4}{d \cdot C_{np}}, \quad (4.1)$$

де $d = 0,003$ м – товщина листа;

C_{np} – швидкість повздовжньої звукової хвилі в сталевому листі, м/с.

Приймаємо $C_{np} = 5,2 \cdot 10^3$ м/с.

$$f_{кр} = \frac{6,5 \cdot 10^4}{0,003 \cdot 5,2 \cdot 10^3} = 4102,5. \quad (4.2)$$

На графіку (рисунок 4.1) відкладаємо значення абсцис, що дорівнюють $0,25f_{кр}; 0,5f_{кр}; f_{кр}; 2f_{кр}$. Визначаємо значення ординати до цих точок і записуємо в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Значення частотної характеристики звукоізоляційної здатності

$f, \text{Гц}$	$0,25f_{кр}$	$0,5f_{кр}$	$f_{кр}$	$2f_{кр}$
$R, \text{дБ}$	35	37	30	39

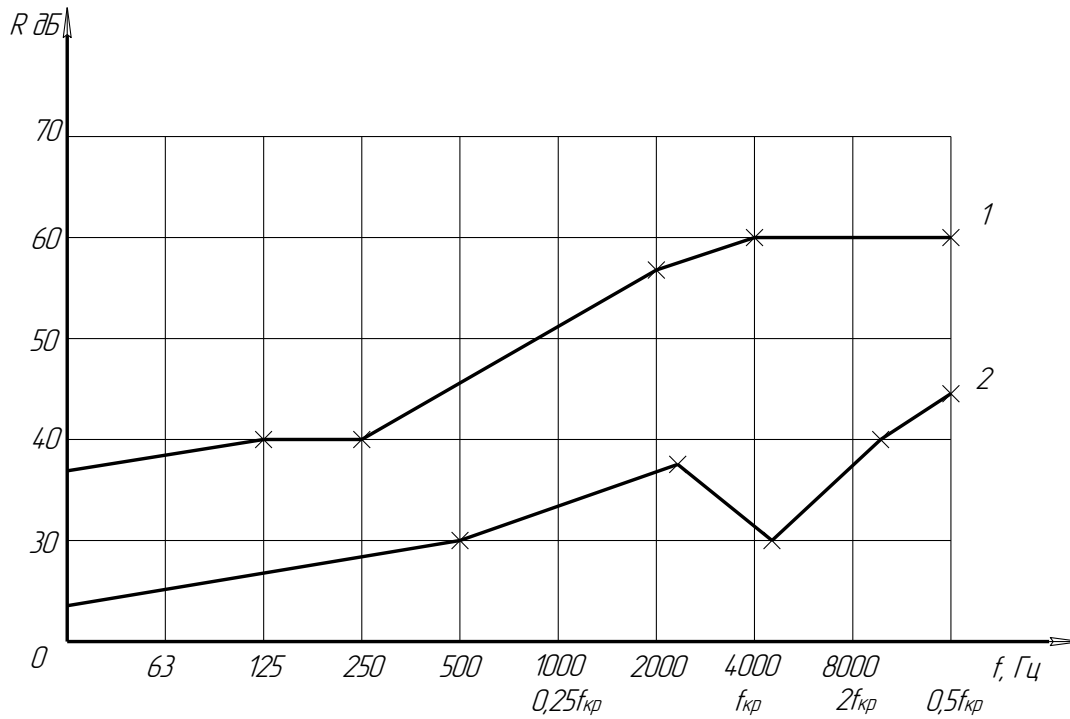
Отримані таким чином точки з'єднуємо прямими лініями.

Із точки з значеннями ординати на частоті $0,25f_{кр}$ вліво проводимо пряму з нахилом 4 дБ на одну октаву, а з точки зі значеннями ординати по частоті $2f_{кр}$ – вправо із підйомом 8 дБ на 1 октаву. По цієї кривої визначаємо значення R для середньгеометричних частот октавних смуг і будують частотну характеристику R в октавних смугах.

Мінімальний розмір одношарової перешкоди $l_{кр, м}$ повинен бути бажано більше довжини хвилі на критичній частоті $l_{кр}$, або практично

$$l_{кр} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot C_{np} \cdot a}{f_{кр}}} \quad (4.3)$$

$$l_{кр} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 5,3 \cdot 10^3 \cdot 0,003}{4102,5}} = 0,083 \quad (4.4)$$



$$L_{\min} > 8f_{кр}; L_{\min} > 0,664m \quad (4.5)$$

1 – огороження в отавних смугах частот;

2 – сталевого звукоізоляційного кожуха.

Рисунок 4.1 – Графік побудування частотної характеристики звукоізоляційної здатності

Нижня границя розрахункового діапазону $f_m, Гц$, визначається з умови

$$f_m = \frac{340}{L_{\min}}, \quad (4.6)$$

$$f_m = \frac{340}{0,664} = 512, \quad (4.7)$$

$$f_m = \frac{4 \cdot C_{кр} \cdot a}{L_{\min}}, \quad (4.8)$$

$$f_m = \frac{4 \cdot 5,2 \cdot 10^3 \cdot 0,003}{0,664} = 93,9. \quad (4.9)$$

Найвища частота $f_s, Гц$, залежить від товщини перешкоди і визначається

$$f_{\epsilon} = 0,05 \frac{C_{np}}{a}, \quad (4.10)$$

$$f_{\epsilon} = 0,05 \frac{5,2 \cdot 10^3}{0,003} = 86666. \quad (4.11)$$

Аналізуючи графік частотної характеристики (рис. 4.1) можна зробити висновок, що кожух по своїм параметрам відповідає нормам.

4.3.2 Запобігання можливості ураження електричним струмом

У випадку пошкодження ізоляції струмоведучих частин на коробі і металоконструкції грохоту може виникнути значний електричний потенціал відносно землі, а також можливе ураження електричним струмом внаслідок крикової напруги.

З метою усунення цих явищ застосовуємо заземлення металевих частин змішувача.

Розрахунок заземлюючого пристрою зводиться до визначення вертикальних і горизонтальних електродів заземлювача в залежності від вимогаємого відповідно нормам опору заземлення, питомого опору землі в місці спорудження заземлюючого пристрою, прийнятих розмірів електродів і конфігурації заземлювача.

Розрахунку заземлення повинне бути передбачене попереднє вимірювання питомого опору землі ρ в місці його улаштування. Залежність ρ від пори року являється досить складною, однак відомо, що восени і весною, коли вологість землі збільшується ρ зменшується, а взимку і влітку в період промерзання і висихання землі – збільшується. Тому в розрахунках необхідне значення виміряного питомого опору $\rho_{\text{вим}}$ помножують на коефіцієнт сезонності f .

Таким чином, знаходиться розрахунковий питомий опір землі, $\rho_{\text{роз}}$, Ом·м

$$\rho_{\text{роз}} = \rho_{\text{вим}} \cdot f = 100 \cdot 1,2 = 120, \quad (4.12)$$

де $\rho_{\text{вим}}$ – приблизне значення питомого опору для суглінка $\rho_{\text{сг}} = 100 \text{ Ом}\cdot\text{м}$;

f – коефіцієнт сукупності, для вертикального електроду, довжиною 5м $f=1,2$.

До простих відносяться заземлювачі виконані у вигляді одного-двох вертикальних електродів, з'єднаних смуговою або кільцевою сталлю, прямокутник з вертикальних і горизонтальних електродів, променевого заземлювача тощо, які використовуються для пристроїв з напругою до 1000 В.

Мета розрахунку – визначення числа, розмірів і засобів розміщення горизонтальних і вертикальних електродів, виходячи з відомого питомого опору ґрунта, найбільшого допускаючого значення опору заземлювача, передбачаємої форми і розмірів електродів.

Опір розтіканню вертикального електроду з колової або кутової сталі

Для колової сталі R_g Ом

$$R_g = \frac{\rho_{роз}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\ln \cdot \frac{2 \cdot l}{d} + 0,5 \ln \frac{4 \cdot t + l_0}{4 \cdot t - l} \right), \quad (4.13)$$

де d – зовнішній діаметр електрода. Приймаємо $d = 0,012$ м

l – довжина електрода. Згідно рекомендацій приймаємо $l = 5$ м

t – глибина закладання (відстань від поверхні землі до середини електродів). Приймаємо $t = 3,1$ м.

$$R_g = \frac{120}{2 \cdot 3,14 \cdot 5} \left(\ln \frac{2 \cdot 5}{0,012} + 0,5 \ln \left(\frac{4 \cdot 3,1 + 5}{4 \cdot 3,1 - 5} \right) \right) = 27,2 . \quad (4.14)$$

Відстань між вертикальними електродами a , м

$$a = x \cdot l, \quad (4.15)$$

де x – відношення відстаней між вертикальними електродами до їх довжини. Приймаємо $x = 1$.

$$a = 1 \cdot 5 = 5 \quad (4.16)$$

Орієнтовна кількість вертикальних електродів

$$n_{op} = \frac{R_d}{R_z \cdot n_a}, \quad (4.17)$$

де R_3 – опір, що вимагається від заземлюючого пристрою: $R_3 = 10 \text{ Ом м}$ – для пристроїв з напруженням до 1000 В.

n_a – коефіцієнт використання електродів гуртового заземлення, приймаємо $n_a = 1$.

$$n_{op} = \frac{27,2}{10 \cdot 1} = 2,72. \quad (4.18)$$

Фактична кількість вертикальних електродів n , шт

$$n = \frac{R_3}{R_3 n_a} \quad (4.19)$$

де n_ϵ – коефіцієнт використання вертикальних електродів гуртового заземлення без урахування впливу смуги зв'язку. $n_\epsilon = 0,806$

$$n = \frac{27,2}{10 \cdot 0,806} = 3,37 \quad (4.20)$$

Приймаємо кількість вертикальних електродів, що дорівнює 4.

Довжина горизонтального електроду L_r , м, якщо вертикальні електроди розташовані в ряд

$$L_r = a(n - 1), \quad (4.21)$$

$$L_r = 5(4 - 1) = 15. \quad (4.22)$$

Опір розсіканню горизонтальних електродів з колової сталі R_r , Ом

$$R_r = \frac{\rho_{роз}^*}{2 \cdot \pi \cdot L_r} \ln \frac{L_r^2}{\epsilon \cdot t_r}, \quad (4.23)$$

де $\rho_{роз}^*$ – розрахунковий питомий опір землі;

$$\rho_{роз}^* = \rho_{вим} \cdot f^*, \quad (4.24)$$

тут f^* - коефіцієнт сезонності для горизонтального електроду довжиною 15 м. $f^* = 2,5$

$$\rho_{роз}^* = 100 \cdot 2,5 = 250, \quad (4.25)$$

t_r – глибина закладання (відстань від поверхні землі до середини електроду) $t_r = 0,65\text{ м}$

ϵ – ширина смуги, м, для колової сталі

$$\epsilon = 2d = 2 \cdot 0,008 = 0,016, \quad (4.26)$$

де d – діаметр кола, м.

$$R_r = \frac{250}{2 \cdot 3,14 \cdot 15} \ln \frac{15^2}{0,016 \cdot 0,65} = 26,5. \quad (4.27)$$

Розрахункове значення опору заземлювача R , Ом

$$R = \frac{R_\epsilon \cdot R_r}{R_\epsilon n_r + R_r n_\epsilon n} \quad (4.28)$$

де n_r – коефіцієнт використання горизонтального електроду, що з'єднує вертикальні електроди, для вертикальних електродів розташованих в ряд $n_r = 0,77$

$$R = \frac{27,2 \cdot 26,5}{27,2 \cdot 0,77 + 26,5 \cdot 0,806 \cdot 4} = 6,77. \quad (4.29)$$

Так як $R = 6,77 \text{ Ом} < R_z = 10 \text{ Ом}$ то форма, розміри, конфігурація заземлювача вибрані правильно.

Установка заземлюючого пристрою.

Для монтажу заземлюючого пристрою із вертикальних і горизонтальних електродів попередньо підготовлюється траншея глибиною 0,7 м.

Вертикальні електроди занурюють таким чином, щоб верхній кінець виступав над рівнем траншеї на висоту 0,1 м. Горизонтальний електрод прикладаємо по дну траншеї.

Електроди захищені від іржі і залишків масла не повинні бути пофарбовані. Електроди не слід розміщати в місцях, де ґрунт просочений нафтопродуктами. Після монтажу траншея повинна бути засипана землею, яка не містить каміння, щебеню, будівельного сміття з послідовним ущільненням.

4.4. Техніка безпеки при експлуатації грохоту.

Підчас роботи грохота утворюється небезпечна зона. Небезпечною зоною вважається простір обмежений відстанню в 5 м від рухомих органів машини, або простір в межах якого можуть діяти небезпечні фактори. Для усунення можливості травмування обслуговуючого персоналу деталі приводу (шківки, муфти) закриті кожухами.

Грохот повинен мати огороження, що виключає можливість доступу сторонніх осіб безпосередньо до машини.

Завантажувальні і розвантажувальні перепуски мають суцільне огороження, що виключає можливість випадку кусків матеріалу за межі змішувача.

4.5. Пожежна безпека

Пожежна безпека - стан об'єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення та розвиток пожежі і впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. Правовою основою діяльності в області пожежної безпеки є Конституція, Закон України «Про пожежну безпеку», закони, постанови Верховної Ради України, укази і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Кабінету Міністрів України, рішення органів державної виконавчої влади, місцевого і регіонального самоврядування, прийняті в межах їх компетенції.

Забезпечення пожежної безпеки — невід'ємна частина державної діяльності щодо охорони життя та здоров'я людей, національного багатства та навколишнього середовища. Відповідно до статті 4 Закону України „Про пожежну безпеку" державні органи виконавчої влади та органи самоврядування усіх рівнів в межах своєї компетенції організують розроблення та впровадження у відповідних галузях і регіонах організаційних і науково-технічних заходів щодо запобігання пожежам та їх гасіння, забезпечення пожежної безпеки населених пунктів і об'єктів.

Пожежна профілактика. Чітке виконання встановленого протипожежного режиму гарантує безпечну експлуатацію промислових підприємств, окремих будівель, споруд, виробничих установок, машин, приладів та апаратів. Цей режим ґрунтується на заздалегідь розроблених правилах та інструкціях, які відповідають умовам роботи виробничого устаткування і технологічному процесу підприємства. Тому всім, хто працює на даному підприємстві, необхідно добре знати, насамперед, технологічний процес виробництва і причини відхилення від нормальних умов роботи устаткування.

Начальники цехів, опоряджувальних діляниць (майстерень, складів тощо) або особи, відповідальні за пожежну безпеку, перш ніж допустити до роботи новоприйнятого працівника, зобов'язані впевнитись у тому, що він пройшов первинний протипожежний інструктаж.

Крім проведених протипожежних інструктажів слід організовувати і проводити пожежно-технічні мінімуми.

Причини пожежі:

1. Несправність електропроводки. Найбільшу небезпеку представляють іскри, які можуть виникнути при поганій ізоляції або короткому замиканні. При попаданні на поверхню із залишками технічних рідин вони можуть призвести до займання.

2. Аварія, в результаті якої порушується цілісність проводки і герметичність різних трубок або ємностей у слідстві чого технічні рідини або пальне можуть потрапити на відкриті проводи, вихлопний колектор або розпечені деталі кузова.

3. Куріння водіїв під час заправки транспорту (екскаватора) або за кермом.

4. Незакріплений акумулятор. На нерівній дорозі або у разі перекидання транспорту (екскаватора) він може замкнути на кузов і привести до займання.

5. Використання горючих рідин для видалення бруду з кузова транспорту (екскаватора). У цьому випадку бензинові або спиртові плями можуть спалахнути при нагріванні кузова або попаданні сигаретного бичка.

6. Використання відкритого вогню (паяльної лампи) для прогрівання двигуна взимку.

Пожежа в транспорті як правило починається непомітно. Від моменту тління до займання може пройти кілька хвилин. Таким чином, до появи характерних ознак (запаху і диму) виявити проблему практично неможливо. За цей час пожежа може досягти розмірів, коли річний вогнегасник виявиться безсилий.

Залежно від причини загорання, час, коли полум'я охопить салон транспорту, може зайняти від декількох секунд до 2-3 хвилин. За 10 хвилин повністю згорає легковий автомобіль. Тому сподіватися на приїзд пожежного розрахунку, особливо, якщо ви знаходитесь далеко від міста, не варто. Єдиний шанс врятувати транспорт - це постаратися самому загасити його. Для цього у машиніста повинен бути під рукою персональний вогнегасник.

Грохот являє собою сукупність різних матеріалів та електричну систему, що знаходиться під напругою. Для гасіння пожеж такого роду необхідний спеціальний вогнегасний склад, здатний зупинити процес горіння.

Призначення вогнегасників

Залежно від типу зарядженого вогнегасної речовини вогнегасники використовуються для гасіння пожеж наступних класів:

Класи пожеж:

А - горіння твердих речовин;

В - горіння рідких речовин;

С - горіння газоподібних речовин;

Д - горіння металу і металомістких речовин;

Е - гасіння речовин, які знаходяться під електричною напругою.

Таким чином вогнегасника необхідно вибирати той, чий тип відповідає класам пожежі від А до Е.

Вогнегасники за видом вогнегасних засобів поділяють на рідинні, вуглекислотні, повітряно-пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, необхідно передбачити вогнегасники вуглекислотного (ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8) (рис. 4.2) або порошкового (ОП-1, ОП-10А, ОП-250) типа, виконані по ГОСТ12.4.009-75.

Вогнегасник вуглекислотний (ОУ):

Вогнегасна речовина - діоксид вуглецю. Вуглекислота, потрапляючи на палаючу речовина, охолоджує його і виробляє гасіння.

Переваги:

- випаровуючись, кислота не залишає слідів;
- володіє хорошими діелектричними властивостями;
- не змінює властивостей в процесі зберігання;
- висока проникаюча здатність, навіть у важкодоступні місця.

Недоліки:

- можливість прояву значних теплових напружень в результаті гасіння (дуже сильно охолоджується розтруб, що може викликати опік руки. не рекомендується триматися за розтруб під час гасіння);

- накопичення зарядів статичної електрики (можливий легкий удар струмом);

- можливість токсичної дії вуглекислотних парів на людину;

Вогнегасники вуглекислотні (ОУ):

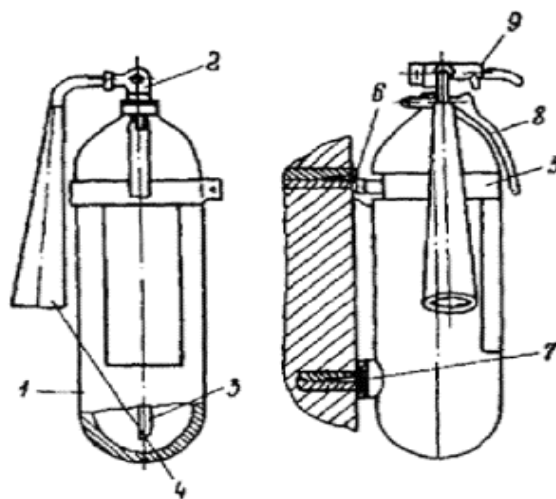


Рис. 4.2 Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5 (ОУ-8)

1- балон; 2 - поворотний розтруб; 3 - опорна головка; 4 - сифона трубка;

5- хомут; 6 - крюк; 7 - упор; 8 - ручка; 9 – чека.

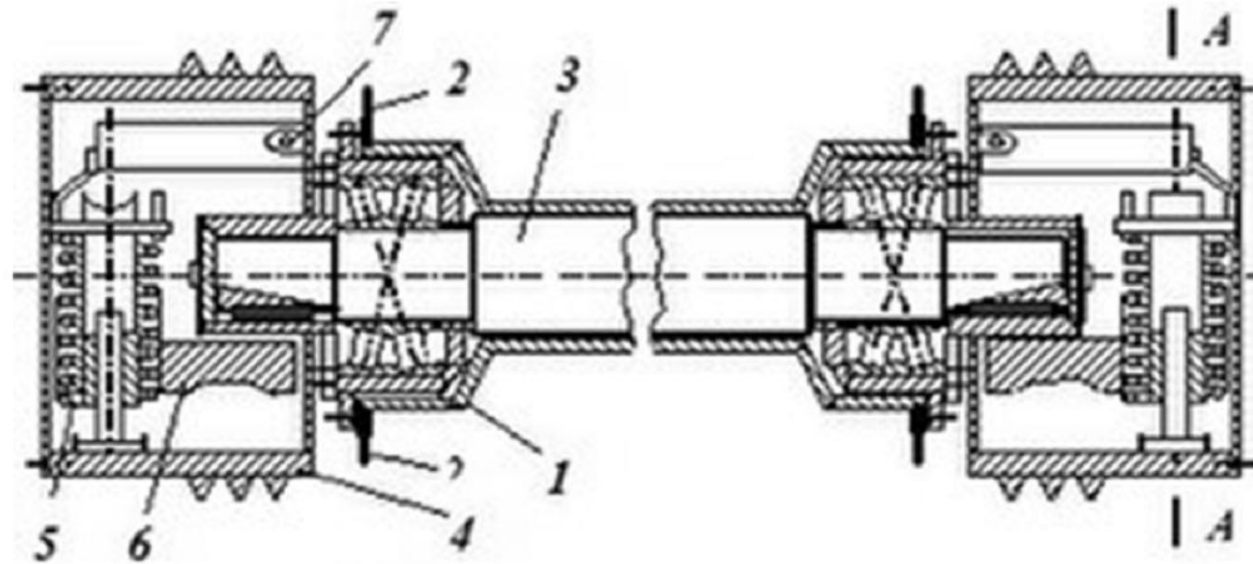
Грохот повинен бути укомплектований вуглекислотним вогнегасником.

Забороняється гасити водою палаючі паливно-мастильні матеріали. Для цього треба застосовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники, пісок або землю, брезент.

Список літератури

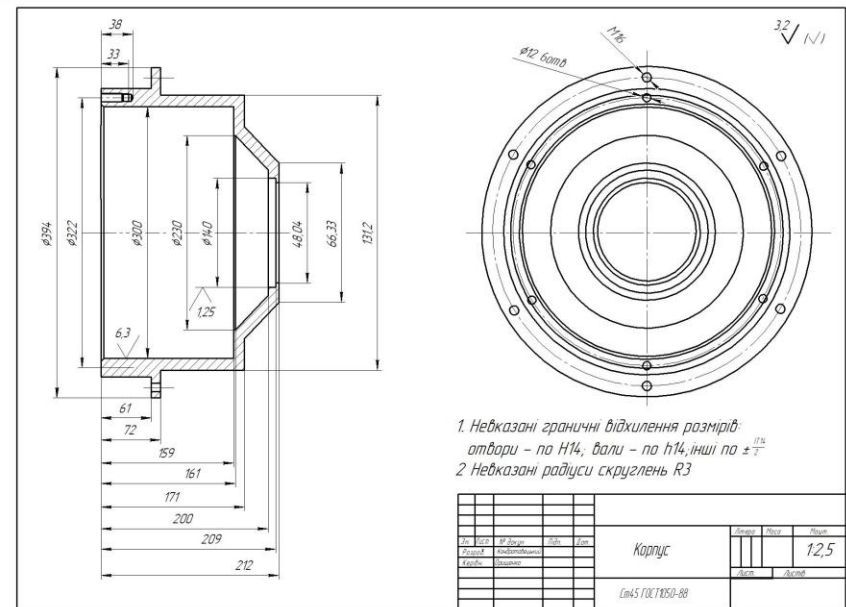
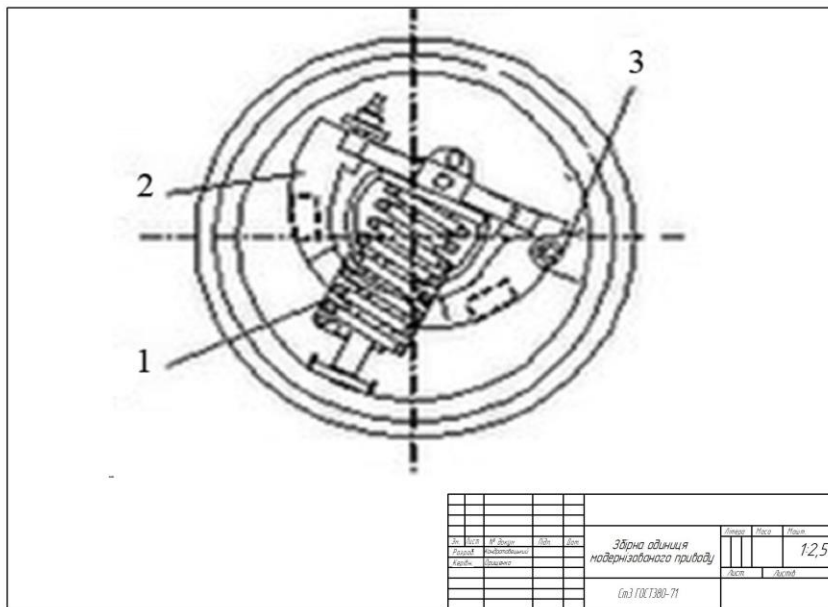
1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. - К.:КНУБА, 1999. - 488 с.
2. Назаренко І.І.,Туманська О.В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів. Конструкції і основи експлуатації: Підручник для студ. вищ. техн. навч. закл. – Київ : Вища шк., 2004. – 590с.
3. Назаренко І.І. В.М. Гарнець, А.Т. Свідерський Системний аналіз технічних об'єктів: Навчальний посібник/ К.: КНУБА, 2009.- 164 с.
4. Синтез логістичних систем: Методичні вказівки до виконання практичних робіт / Уклад.: І.І. Назаренко, О.П. Дєдов, С.В.Орищенко, О.С. Дьяченко – К.: КНУБА, 2017. - 53 с.
5. Назаренко І.І., Берник І.М. Основи проектування і конструювання машин та обладнання переробних виробництв. Навчальний посібник для вищих навчальних закладів. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2012. – 590с.

ДОДАТКИ

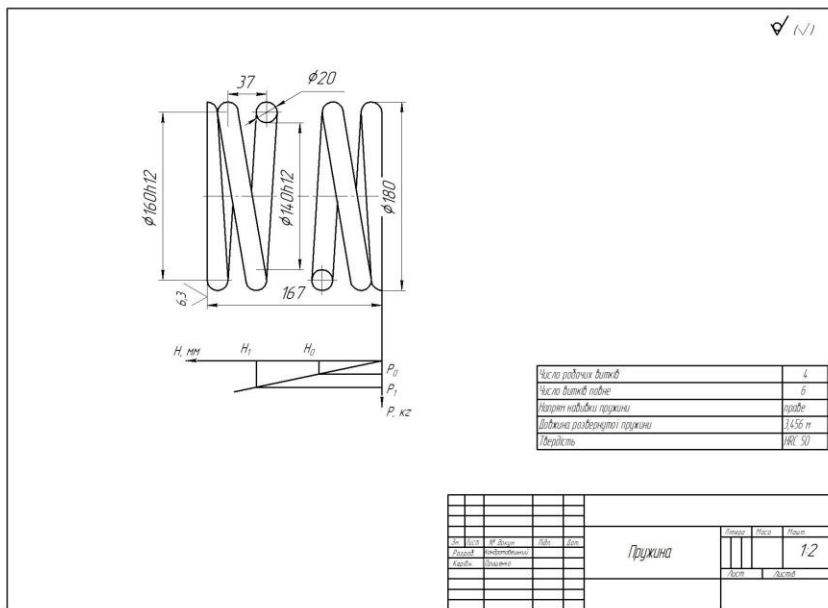


Инв. № подл.	Взам. инв. №
Подл. и дата	

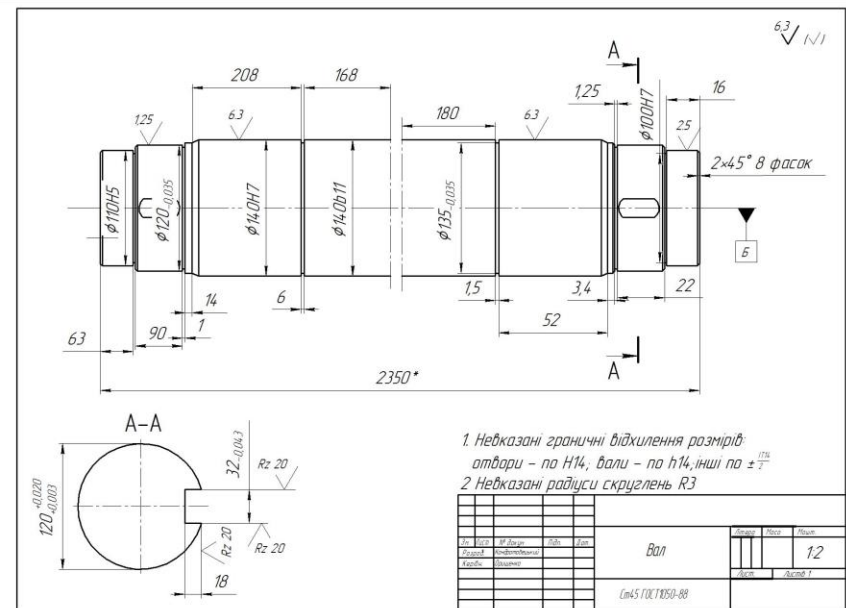
						<i>Дипломний проект</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Кол-ч.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Модернізований привід збудників коливань грохоту</i>	<i>Стадія</i>	<i>Маса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Разроб.</i>			<i>Кандрацький</i>					-	1:1
<i>Пер.</i>			<i>Орищенко</i>				<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	1
<i>Зав.каф.</i>			<i>Назаренко</i>						



1. Неказані граничні відхилення розмірів отвори - по Н14, вали - по h14, інші по $\pm 0,15$
 2. Неказані радіуси скруглень R3



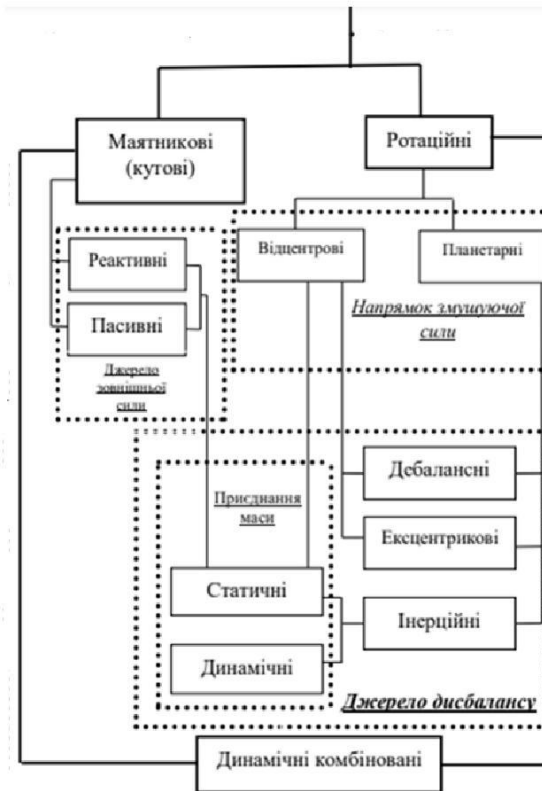
Число витків вільних	4
Число витків робочих	6
Напруження на витку пружини	пружина
Відхилення роздзерзнутої пружини	14,50 м
Поворотність	HR 50



1. Неказані граничні відхилення розмірів отвори - по Н14, вали - по h14, інші по $\pm 0,15$
 2. Неказані радіуси скруглень R3



Тип передатного механізму



Інв. №	Лист
Лист	Листів
Взам. інв. №	
Повіт. у дата	

<i>Дипломний проект</i>					
Ізм.	Калч.	Лист	№ док.	Повіт.	Дата
Розроб.	Кордашівський				
Пер.	Орищенко				
Зав. каф.	Назаренко				
Класифікаційні ознаки приводів вібраційних грохотів.					
		Стадія	Масштаб		
			-	1:1	
		Лист	Листів	1	

