Форма № Н-9.02

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ
(повне найменування вищого навчального закладу)

ФАКУЛЬТЕТ АВТОМАТИЗАЦІЇ І ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

КАФЕДРА МАШИН І ОБЛАДНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної випускної роботи бакалавра
(дипломного проекту)
(освітньо-кваліфікаційний рівень)
на тему:

«Розробка валкової дробарки»

Виконав: студент **IV** курсу, групи **ІЛС-41**
спеціальності **131** "Прикладна механіка"
(шифр і назва спеціальності)
Абульсеуд Ахмед
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доц. Міщук Є.О.
(прізвище та ініціали)

Рецензент к.т.н., доц. Мачишин Г.М.
(прізвище та ініціали)

Київ - 2022 року

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра Машин і обладнання технологічних процесів
Освітньо-кваліфікаційний рівень **бакалавр**
спеціальності **131 "Прикладна механіка"**

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри МОТП
_____/д.т.н.,проф. І.І. Назаренко/
“ __ ” _____ 2022 р.

З А В Д А Н Н Я
на дипломний проект студенту
Абульсеуд Ахмед
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: **Розробка валкової дробарки.**
Керівник проекту: Міщук Євген Олександрович, кандидат технічних наук, доцент.
(прізвище, ім’я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу № 2224/2 від 08 грудня 2021 року.
2. Строк подання студентом проекту _____ 2022 року
3. Вихідні дані до проекту:

Машина – вібраційна валкова дробарка; привід – електричний; ступінь дроблення – 4; вид руйнування матеріалу – роздавлювання, удар; конструкція та параметри дробарки – за результатами огляду та аналізу конструкцій.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що необхідно розробити): 1. Огляд і аналіз існуючих конструкцій. 2. Розрахунок технологічної схеми дробильно-сортувального заводу та логістика транспортування. 3. Розрахунок конструкції. 4. Привід робочого органу 5. Розрахунки на міцність 6. Техногенна безпека. Висновки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): Загальний вид 1 арк.; складальна одиниця робочого обладнання 1 арк.; логістика транспортування - 2 арк.; огляд конструкцій -1 арк.; технологічна схема - 1 арк.; креслення деталей -1 арк.

6.Консультанти розділів проекту

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Техногенна безпека	Гаркавенко О.М.		

7. Дата видачі завдання _____2022 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	*Назва етапів дипломного проекту*	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Огляд та аналіз існуючих конструкцій.	06.04.22 р.	25%
2	Креслення загального виду, складальної одиниці Розробка та розрахунок вузлів.	20.04.22 р.	50%
3	Розрахунки на міцність та креслення деталей.	11.05.22 р.	75%
4	Охорона праці. Рецензування. Попередній захист.	25.05.22 р.	100%

Студент _____ **Абульсеуд Ахмед**_____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ Міщук Є.О._____
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ	5
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ	7
Сутність дробильно-сортувальних процесів	7
Дробарки ударної дії	9
Роторні дробарки з горизонтальним валом (HIS)	13
Роторні дробарки з вертикальним валом (VSI)	16
1.5 Критеріальна оцінка	28
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДРОБИЛЬНО-СОРТУВАЛЬНОГО ЗАВОДУ І ВИБІР ОБЛАДНАННЯ	32
2.1 Основні положення	32
2.2 Розрахунок першої стадії дроблення	34
2.3 Розрахунок другої стадії дроблення	38
2.4 Розрахунок третьої стадії дроблення	41
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ	45
3.1 Вибір основних параметрів дробарки	45
3.2 Розрахунок продуктивності дробарки	48
3.3 Розрахунок потужності приводу	50
РОЗДІЛ 4. ПРИВІД РОБОЧОГО ОРГАНУ	52
4.1 Розрахунок пасової передачі	52
4.2 Розрахунок відцентрового компресора	56
4.2.1. Основні показники компресора	56
4.2.2. Параметри повітряного потоку на вході в робоче колесо	58
4.2.3. Геометричні параметри робочого колеса	60
4.2.4. Кінематика потоку на вході в колесо	61
4.2.5. Розрахунок параметрів на виході з компресора	65
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ	68
5.1 Розрахунок прискорювача (ротора)	68
5.1.1 Вибір допустимих напружень.	69
5.1.2 Розрахунок на міцність	69
РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ	74
6.1 Технічні рішення безпеки	74
6.2 Стан виробництва	76
6.3 Організація пожежної охорони	82
ВИСНОВОК	95
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	96
ДОДАТКИ	98

ВСТУП

Кам’яні породи є найбільш розповсюдженим видом природних ресурсів. Вони використовуються в якості заповнювача при будівництві будинків, доріг, промислових споруд. До таких заповнювачів відносяться щебінь, пісок, гравій і т.д. Широке використання заповнювачів спричинене широкою їх розповсюдженістю в природі і економічною доцільністю, так як вартість заповнювачів впливає на вибір інших компонентів суміші при будівництві (бітум, цемент, тощо).

Для виготовлення основних заповнювачів будівельних сумішей використовують широкий спектр дробильних і помольних машин. Дроблення і помел різних матеріалів і корисних копалин є процесом з великими енергозатратами. Енергетичні затрати постійно зростають в зв’язку із розробкою нових місць видобутку корисних копалин, а також з необхідністю переробки будівельних та промислових відходів. З іншого боку постійна експлуатація дробильного і помольного обладнання потребує значних затрат на обслуговування таких машин. Внаслідок цього задача зниження собівартості дробильно-помольних процесів стає з кожним роком більш актуальною.

В зв’язку із широким спектром використання будівельних матеріалів, які в свою чергу значно відрізняються один від одного за фізичними властивостями, це обумовлює різні вимоги до кінцевого продукту. Ґрунтуючись на цьому машинобудівельні заводи випускають різні по типу і розміру дробильні машини.

Процес дроблення присутній в багатьох галузях народного господар-ства, і кожна галузь накладає свою специфіку на самі процеси і на конструкції використовуваних дробарок. Так, наприклад, дробарки, що використовуються для переробки побутових відходів, крім великої продуктивності повинні володіти здатністю або бути пристосованими для переробки різних по міцності і других характеристик матеріалів (гума, скло, пластмаса, дерево і т.д.).

Системний підхід до створення нового дробильного обладнання, оснований на розумінні існуючих дробильних машин, з врахуванням сучасних вимог до енергоємності та експлуатації може являтися відправною точкою для пошуку нових рішень в області створення прогресивних машин і раціональних технологічних рішень при їх компонуванні.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ

1.1 Сутність дробильно-сортувальних процесів

Процес зменшення розмірів пружно-крихкого тіла від вихідної крупності до необхідної шляхом дії зовнішніх зусиль називається дробленням або помолом, а машини, що застосовуються для цих цілей, дробарками або млинами. Залежно від кінцевої крупності шматків матеріалу (мм) розрізняють наступні основні види цього процесу: 1) крупне дроблення 100..350 мм; 2) середнє дроблення 40…100 мм; 3) дрібне дроблення 5…40 мм; 4) грубий помол 5…0,1 мм; 5) тонкий помол 0,1…0,05 мм; 6) надтонкий помол – менше 0,05 мм.

У гірничо-рудній, цементній промисловостях дроблення є підготовчим процесом, так як отримуваний після дробарок продукт направляється на подальшу переробку. В інших випадках, наприклад в промисловості будівельних матеріалів при виробництві щебеня або у вугільній промисловості при дробленні вугілля для брикетування, коксування та ін., після дробарок виходить кінцевий (товарний) продукт, тобто процес дроблення має самостійне значення.

Для забезпечення ефективності дроблення матеріалу від вихідної до кінцевої крупності цей процес здійснюється в більшості випадків в кілька прийомів, тобто послідовно на декількох дробарках. Кожна окрема дробарка виконує частину загального процесу, яка має назву стадія дроблення [1].

Процеси дроблення присутні в багатьох галузях народного господарства, і кожна галузь накладає свою специфіку на самі процеси і на конструкції використовуваних дробарок.

В багатьох випадках вихідна сировина являє собою гірську масу, що включає в себе різні за міцністю компоненти. В результаті переробки цієї маси потрібно виділити міцні складові, що досягається застосуванням так званого вибіркового дроблення. При такому розподілі дробарка налагоджена таким чином, щоб більш інтенсивно руйнувались слабкі складові, а міцні руйнувались незначно або не руйнувались зовсім. Після дробарки на грохоті

розсіюють отриманий матеріал і менш міцні складові, які мають менші розміри частинок, відокремлюються від міцних.

Дробарки, які використовуються для, переробки побутових відходів великих міст, крім великої продуктивності повинні мати здатність переробляти різний по міцності та іншим характеристикам матеріал (кістка, скло, пластмаса, дерево та ін.).

В дробильній машині в залежності від її призначення і принципу дії можуть використовуватись наступні види навантажень: роздавлювання, удар, розколювання, злом, стирання. В багатьох випадках різні види навантажень діють одночасно. По принципу дії і конструкції розрізняють дробарки наступних основних видів: щокові, конусні, валкові, ударної дії.

При виборі дробильної машини або комплекту машин обов'язково враховують фізико-механічні властивості вихідного продукту: міцність, хрупкість, абразивність, крупність кусків вихідного та готового продукту. Виходячи із границі міцності на стиск $\sigma_{ст}$ (МПа). Гірські породи можна розділити на категорії: особливо міцні – більше 250 МПа; міцні – 150-250 МПа; середньої міцності – 80-150 МПа; малої міцності – до 80 МПа.

По числу ударів, які витримують зразки, гірські породи можна поділити на: дуже крихкі – до 2 МПа; крихкі – 2-5 МПа; в'язкі – 5-10 МПа; дуже в'язкі – більше 10. Ще одним важливим показником є абразивність – здатність переробляного матеріалу зношувати робочі органи машини. Абразивність гірських порід особливо важливо знати при визначенні раціональної області використання обладнання, що використовується для переробки порід. Абразивність виражають в грамах зносу еталонних бил, віднесених до 1 т дробленого матеріалу. За показником ВНІІбуддормаш гірські породи в залежності від абразивності можна поділити на 10 категорій.

Для використання дробленого матеріалу виникає необхідність його розділення на фракції. Ті машини, які це виконують в агрегаті з дробарками, називаються грохотами, а машини, які працюють у комплекті з млинами, є

класифікатори, сепаратори та фільтри. Отже, при дробленні ми маємо дробильно-сортувальну установку, а при помелі – молотильно-очисну установку.

Основною функцією установки є перетворення заданої кількості кам'яного матеріалу з вихідного стану в кінцевий і розподілення на відповідні фракції. Зменшення кусків дробленного матеріалу характеризується ступенем дроблення і. Ступінь дроблення варіює у широких межах: на дробильному обладнанні від 3 до 30, а при помолі сягає 1000.

Залежно від ступеня дроблення установки можуть бути одно-, дво- і тристадійні. Кількість стадій дроблення, які забезпечили б необхідний ступінь дроблення, визначають залежністю:

$$i = i_1 i_2 ... i_n. \qquad (1.1)$$

де i_n – ступінь дроблення на окремій стадії. Ступінь дроблення, що реалізується в одній дробарці, не перевищує деяких оптимальних значень. Наприклад, у щокових дробарках ступінь дроблення i=3…6, у конусних – i=5…8. Якщо необхідний ступінь дроблення більший за вказані значення, то застосовують дво- та тристадійне дроблення або замкнутий цикл дроблення. При замкнутому циклі дроблення відсортована частина дробленої породи, розмір зерен якої більший за необхідний, повертається до тієї самої дробарки.

Двостадійне дроблення є найпоширенішим при виробництві щебеню, а тристадійне застосовують на великих підприємствах з річною продуктивністю понад 200000 $м^3$.

1.2 Валкові дробарки

Основним робочим елементом валкової дробарки є циліндричний валок, що обертається на горизонтальній осі. Матеріал, що підлягає дробленню, подається зверху, затягується між валками або валком і футеруванням камери дроблення і в результаті цього дробиться.

Валкові дробарки бувають одно-, дво-, три- та чотиривалкові. Чотиривалкову дробарку часом можна розглядати як дві двовалкові, змонтовані в одному корпусі.

Поверхні валків бувають гладкі, рифлені, ребристі та зубчасті довго- та короткозубчасті (довгозубчасті - при висоті зуба більше 0,1 діаметру валка, короткозубчасті при висоті зуба менше 0,1 діаметра валка). Поєднання поверхонь, що дроблять, може бути різним: наприклад, обидва валка можуть мати гладку поверхню або один гладку, інший - рифлену. Дробарки з гладкими і рифленими валками зазвичай застосовують для дроблення матеріалів середньої міцності (до $\sigma_{ст}$= 150 МПа); дробарки із зубчастими валками застосовують для подрібнення кам'яного вугілля і подібних матеріалів малої міцності (до $\sigma_{ст}$ = 80 МПа). Крупність продукту дроблення валкової дробарки залежить як від розміру вихідної щілини між валками, так і від типу поверхні робочих органів. У світовій практиці валкові дробарки використовують, як правило, на заключних стадіях дроблення (середнє та дрібне дроблення).

Істотним недоліком валкових дробарок є інтенсивне і нерівномірне зношування робочих поверхонь валків (бандажів) при обробці міцних і абразивних гірських порід. Бандаж зношується в основному в середній частині валка, що не дає можливості підтримувати стабільний розмір вихідної щілини по всій її довжині. Крім того, валкові дробарки мають порівняно невисоку питому продуктивність.

Перевагою валкових дробарок є те що вони найбільш пристосовані для переробки дуже поширених матеріалів, схильних до налипання або таких, які містять липкі включення. Під час роботи дробарок налиплий на поверхню валків матеріал зрізається очисними скребками і при необхідності відводиться убік.

Застосування дробарок інших типів на переробці таких матеріалів або взагалі неможливо, або викликає часті простої, пов'язані з тривалою і трудомісткою роботою з очищення камери дроблення. Можливість переробляти

матеріали, схильні до налипання на робочі органи, вигідно відрізняє валкові дробарки від інших типів дробильного обладнання.

1.2.1 Одновалкові дробарки

Основні конструктивні схеми валкових дробарок наведено на рис. 1.

Схему 1, де камера дроблення утворена поверхнями валка і нерухомого футерування, застосовують при зубчастому валку. Одновалкову зубчасту дробарку використовують для дроблення вугілля, агломерату та ін. Дробарка складається з зубчастого валка і колосникової решітки, шарнірно підвішеної у верхній частині рами. Нижній кінець колосникових грат притягнутий пружиною до регульованого упору, що дозволяє змінювати зазор між зубами і колосниковою решіткою і захищає дробарку від полос при попаданні недробимих предметів.

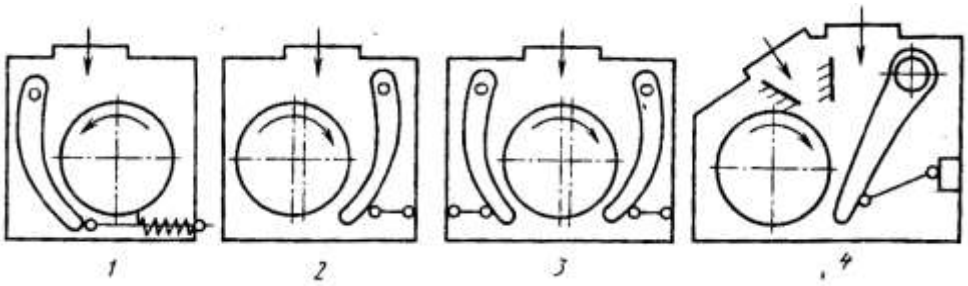


Рис. 1.1 – Схеми найпоширеніших одновалкових дробарок

Для дроблення агломерату на агломераційних фабриках у ряді випадків довгозубчасті валки встановлюють безпосередньо над колосниковими гратами по яким рухаються пласти агломерату, причому зуби валка заходять у зазори між колосниками (рис. 2).

У табл. 4.1 наведено технічна характеристика вітчизняних одновалкових довгозубчастих дробарок. Вказані в таблиці дробарки призначені для дроблення гарячого агломерату температурою 600-850 °С і тому для відведення теплоти, що надходить до цапф валу при безпосередньому контакті ротора з

гарячим агломератом, вал виконують порожнім, і в ньому передбачена циркуляція води для охолодження.

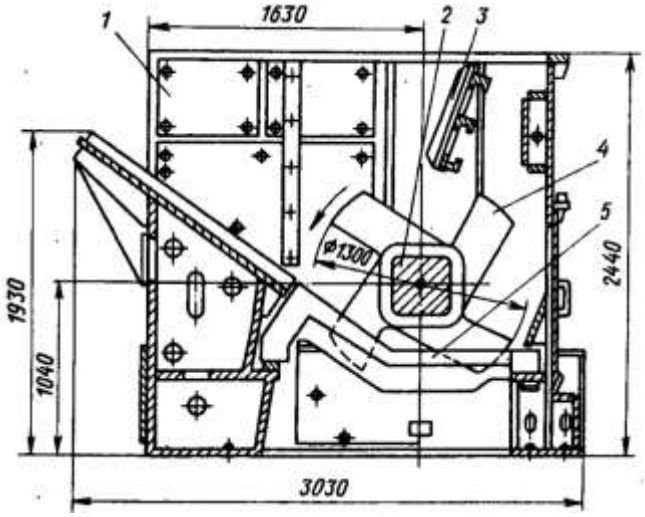


Рис. 1.2 – Валкова дробарка для дроблення агломерату

Станина є звареною конструкцією з листового прокату, в нижній її частині розташовані змінні колосники, а бічні стінки облицьовані зносостійкими плитами. Вал ротора встановлено на підшипниках кочення. На валу насаджені зірочки та дистанційні втулки.

Таблиця 1.1 – Одновалкові довгозубчасті дробарки

Показник	**СМД-1**	**СМД-2а**	**СМД-3Б**
Розміру валка, мм: - діаметр - довжина	 1200 2100	 1300 2700	 1300 4200
Частота обертання валика, об/с	3,2	4,7	3; 4,5; 6; 9
Найбільші розміри шматка живлення (агломерату), мм	250x1000x2000	250x1300x2500	400x1500x4000
Розмір шматка після дроблення, мм	200	до 150	до 150

Орієнтовна продуктивність, т/год	80	200	800—900
Потужність двигуна, кВт	30	55	40; 60; 90; 125
Маса дробарки, т (без електродвигуна)	22,3	27,8	52,7

За схемами 2 та 3 (див. рис. 1) виконані валкові дробарки, що принципово відрізняються від усіх інших конструкцій. Валки цих дробарок зв’язані з валом не жорстко, а шарнірно укріплені на ексцентричній його частині.

За схемою 2 виконано валково-щокову дробарку-гранулятор "Гравілор" фірми АБМ (Франція). На ексцентриковому валу на роликових підшипниках закріплений валок, облицьований бандажом із трикутними рифленнями. Верхня частина нерухомої щоки підвішена на осі, з'єднаної з бічними стінками корпусу. Нижня частина щоки спирається на розпірну плиту, що складається з двох частин, з'єднаних між собою болтами. Болти є запобіжниками і зрізуються при попаданні в камеру дроблення недрібних предметів. Розпірна плита упирається в регулювальний пристрій, що дозволяє регулювати зазор між нею та валком. Машина призначена для приготування дрібного щебеню з підвищеним вмістом зерен кубоподібної форми.

Фірма АБМ рекламувала дві моделі валкової дробарки-гранулятора «Гравілор» із завантажувальним отвором завдовжки 400 та 800 мм та однаковим для обох моделей валків діаметром 550 мм. Частота обертання валу 500 об/хв.

На сьогодні вдосконалену одновалкову дробарку по схемі 2 виготовляє фірма ThyssenKrupp (рис. 3).

Основна відмінність дробарки ERC фірми ThyssenKrupp (рис.3) від класичної схеми одновалкової дробарки полягає у запатентованій гідравлі-чній системі налаштування вихідного отвору. В модельному ряді представ-лено п’ять моделей. Діапазон основних параметрів механічного режиму на-ступний: 1)

потужність 160-300 кВт; 2) 1100-8800 т/годину, для матеріалу середньої міцності і щільністю 2800 кг/м3; 3) маса 83-240 кг.

Рис. 1.3 – Валкова дробарка ERC фірми ThyssenKrupp

а) загальний вид; б) розріз

1 – рама; 2 – колосниковий грохот; 3 – валок з ексцентриковим валом; 4 – кожух; 5 – щока; 6 – гідравлічна система налаштування вихідного отвору; 7 -привід; 8 – гідравлічний силовий агрегат; 9 – станина; 10 – маховик із захисним кожухом.

У схемі 3 дві камери дроблення, поверхня робочих органів гладка. У порівнянні з дробаркою, виконаною за схемою 2, вузол кріплення валка не має принципових відмінностей, а наявність двох камер дроблення приблизно в 2 рази збільшує продуктивність машини.

Фірма Візерхютте (ФРН) у свій час посилено рекламувала дробарку «Ротекс», виконану за даною схемою. Дробарка «Ротекс» забезпечена підвійним запобіжним пристроєм: привідний шків пов'язаний з ексцентриковим валом за допомогою фрикційної муфти, що обмежує момент, а між щокою та корпусом дробарки розташовані попередньо напружені спіральні пружини, що стискаються при попаданні недробих предметів. Фірма налаштувала виробництво трьох моделей дробарки «Ротекс» (D x L): 300x330, 500x540 та 800x850 мм.

Фірма Вестингауз (США) також виготовила подібну дрібничку з валками розмірами 800x600 мм, в якій використовувалася гідравліка як для зміни розміру вихідної щілини, так і для безпеки машини при попаданні недробимих предметів.

ВНИИстройдормаш провів дослідження дробарки даної конструкції. Експерименти показали, що на певних режимах така дробарка може забезпечити приготування щебеню розміром до 20 мм з отриманням лещадних зерен до 15%, що відповідало вимогам чинного на той час ГОСТу на щебінь. Проте було встановлено, що дробарка легко запресовується вологим матеріалом, а у продукті дроблення міститься до 40—45% зерен переподрібненого матеріалу (менше 5 мм), що з конкретних умов виробництва товарного щебеню небажано.

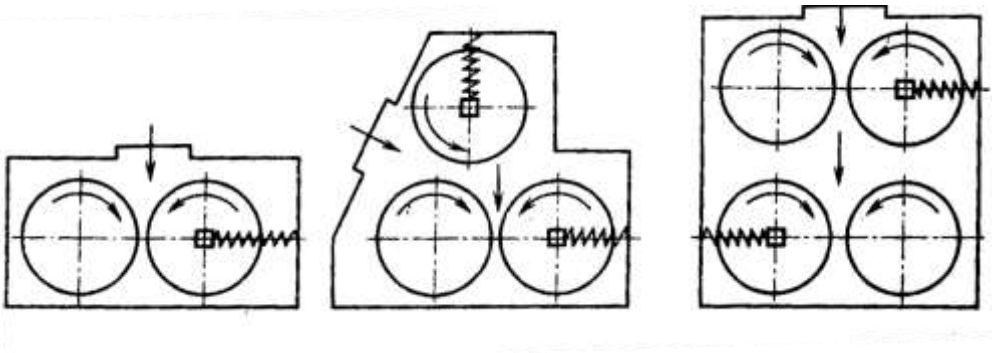
Схема 4 (див. рис. 1) застосована у валково-щоковій дробарці, вперше запропонованої фірмою Даймонд (США) для пересувних дробильно-сортувальних установок. На загальній рамі змонтовані рухома та нерухома щоки, а також валок. Рухлива щока має складний рух. Привід валка пов'язаний ланцюговою передачею з ексцентриковим валом рухомої щоки. Матеріал надходить у камеру дроблення, утворену нерухомою і рухомою щоками. Потім роздроблений матеріал надходить на другу стадію дроблення - між валком, що обертається, і нижньою частиною тієї ж рухомої щоки. У цю камеру дроблення може додатково подаватися дрібний матеріал.

За даними фірми, використання такої дробарка на 30-40% знижувало вагу всієї установки. Фірма освоїла випуск трьох моделей дробарок розмірами BxLxD; 250x510x510; 250x760x510 та 250 X 1000 x 560 мм, проте експлуатація показала, що дані дробарки мають низьку надійність і тому випуск їх був обмежений.

1.2.2 Двухвалкові дробарки

Найбільш поширена двовалкова дробарка, принципова схема якої показана на рис. 1.5 (схема 1). По ній виготовляють більшість вітчизняних та зарубіжних валкових дробарок. Валки обертаються назустріч один одному, захоплюють і дроблять матеріал, що потрапив між ними, роздавлюючи його і частково стираючи. Іноді для збільшення ефекту стирання, необхідного при подрібненні деяких матеріалів, валкам передають різну окружну швидкість. Корпуси

підшипників валу одного з валків спираються на пружини та можуть переміщатися. В результаті цього при попаданні недробного предмета один валок може відійти від іншого і пропустити недробний предмет, після чого під дією пружин повернутися у вихідне положення. Є конструкції, в яких підпружиненими є обидва валка. Їх застосовують там, де у вихідному матеріалі багато недрібних включень.



а б в

Рис. 1.5 – Схеми багатовалкових дробарок

а – двовалкова дробарка; б – тривалкова дробарка; в – чотиривалкова дробарка

Привід валків здійснюється так, як показано на рис. 1.6.

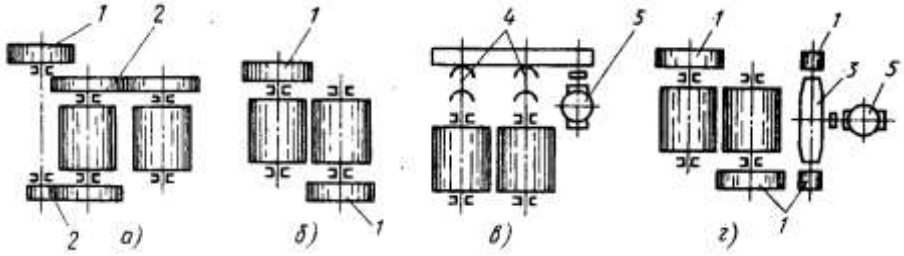


Рис. 1.6 – Варіанти приводу валків двовалкової дробарки

Широко поширена до останнього часу «традиційна» двовалкова дробарка (рис. 1.7), виконана за схемою наведеною на рис. 1.6 а. Шків 2 (див. рис. 1.7) дробарки приводиться в обертання електродвигуном, далі через одноступінчастий редуктор, закритий кожухом 8, обертання передається першому рифленому валку 3, корпуси підшипників якого нерухомо прикріплені до рами 1 дробарки. Підшипники другого 7 гладкого валка 4 притиснуті до упору

амортизаційними пружинами 5 і можуть переміщатися, стискаючи пружини, збільшуючи зазор між валками і пропускаючи недробний предмет. Обертання від першого (провідного) валка передається другому (відомому) валку за допомогою шестерень з подовженими зубами, що допускають зміну міжцентрової відстані між валами валків. Шестерні обертаються у масляній ванні та закриті кожухом 6.

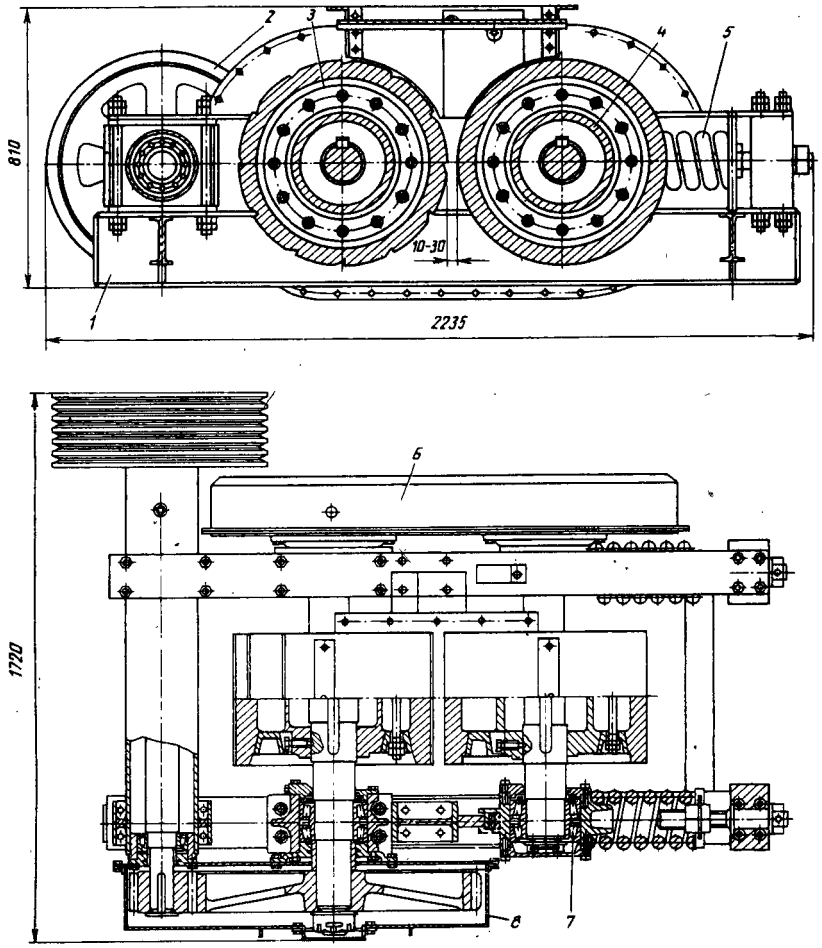


Рис. 1.7 – Двухвалкова дробарка з рифленими і гладкими валками

Останнім часом з'явилися конструктивні рішення, в яких кожен валок приводится від електродвигуна (див. рис. 1.6 б) або через редуктор 3 і карданні вали 4 (див. рис. 1.6, в). Є й інші рішення. Вітчизняна валкова дробарка (рис. 1.8), виконана за схемою, наведеною на рис. 1.6 б, має два валка, один з яких гладкий, інший - рифлений.

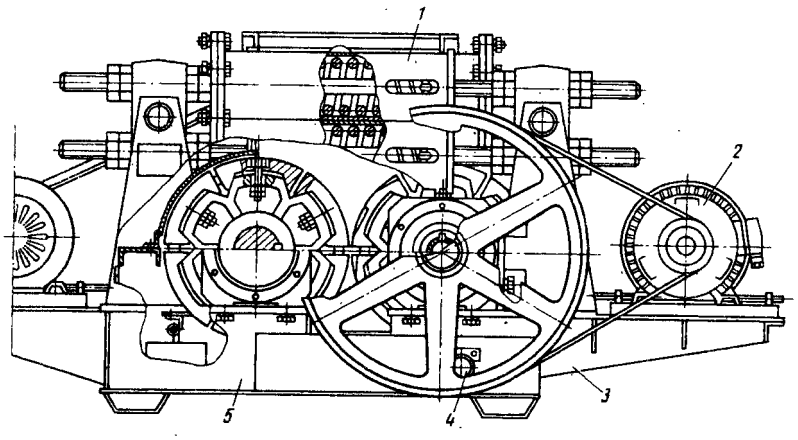


Рис. 1.8 – Двухвалкова дробарка з розділеним приводом валків

Підшипники одного з валків прикріплені до корпусу 5 дробарки, підшипники іншого - рухомої рами 3, з'єднаної шарніром 4 з корпусом. У верхній частині корпус і рама пов'язані між собою запобіжним механізмом 1, що складається із системи тяг і пружин, що дозволяють регулювати зазор між валками, а також допускають розходження валків при попаданні недробимого предмета. У цьому випадку валок разом з рухомою рамою та встановленим на ній електродвигуном повертається навколо шарніра і зазор між валками збільшується. Після проходження недробимого предмета пружини повертають валок у початкове положення. Зусилля, необхідне дроблення матеріалу, забезпечується попереднім підтисканням пружин. Привід кожного валка здійснюється клинопасової передачею від індивідуальних електродвигунів 2, встановлених на корпусі та рухомій рамі, тому при розбіжності валків міжцентрове відстань клинопасової передачі не змінюється.

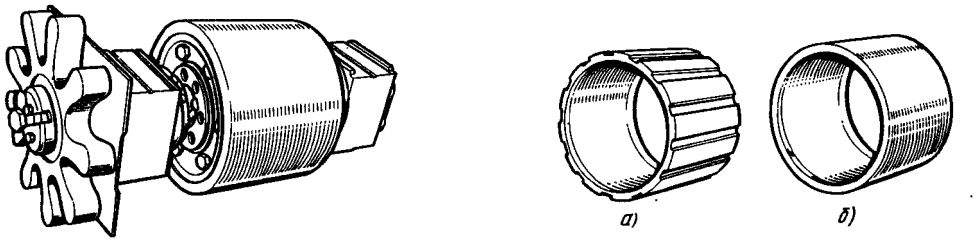
Двухвалкова дробарка з короткозубчастими валами виконана за схемою, показаною на рис. 1.8, в. Валки обладнані дрібними зубами. Нерухомий валок приводиться безпосередньо електродвигуном через редуктор, другий рухомий валок електродвигуном через редуктор та короткий шарнірний вал. Такі дробарки призначені для дроблення порід малої міцності таких як, наприклад, глина, мергель, м'який вапняк, гіпс, вугілля.

1.2.3 Конструкції дробарок та їх основних вузлів

Основні конструктивні елементи валкових дробарок — це самі валки, що представляють собою вал із ступицею із зносостійким бандажом зі сталі 110Г13Л, рама або станина, як правило зварної конструкції, пружинної або гідравлічної системи; запобіжника від перевантажень і системи приводу — одна на обидва валки з редукторами і карданними передачами або окрема на кожен валок.

Приведений ряд валкових дробилок відображає принцип створення даних машини, а саме: діаметр більше довжини валка. Це вважається цілком виправданим, так як від діаметра валку залежить максимально можливий розмір (діаметр d) куска матеріалу, що поступає на дроблення: для гладких валків це співвідношення приймають d = D/20, для дробарок з одним рифленим валком d = D/10. Таким чином, чим більше діаметр валків, тим більше кусок вихідного матеріалу і тем більше, як правило, ступінь подрібнення. Чим менша довжина валка, тим рівномірний обсяг робочої поверхні та менше навантаження на деталі дробарки.

В останній час вимоги промисловості привели до порушення згаданого принципу, і в практиці створення таких машин з'явились валкові дробарки з валком довжиною рівною і більше, ніж діаметр. Так, при створенні описаної спеціалізованої валкової дробарки для хімічної промисловості вимагалась висока продуктивність порівняно з малим діаметром кусків вихідного матеріалу. Нова тривалкова дробарка СМД-130, розроблена ВНІІстройдормашем з урахуванням цих вимог, має валки діаметром 600 мм і довжиною 1000 мм. До останнього часу поширеним конструктивним рішенням передавання самого обертання з одного валка на іншій була шестерня з подовженими зубами, що допускають розходження валків при попаданні недробимих предметів (рис. 1.9, а).



1 2

Рис. 1.9 – Елементи конструкції валкової дробарки

1 – гладкий валок в зборі із шестернею із подовженими зубами; 2 – варіанти конструкцій бандажів: а) рифлений; б) гладкий.

Таке рішення є досить складним, крім того, важко забезпечити нормальну роботу шестерні з подовженими зубами в умовах динамічних навантажень і абразивного пилу, навіть з урахуванням того, що працюють вони в масляній ванні.

Тепер з'явилися нові, більш вдалі рішення вузлів приводу та передачі обертання з одного валка на інший, що роблять конструкцію дробарки більш надійною та зручною для обслуговування. В цих рішеннях для передачі обертання у своїх двох-трьох- і чотиривалкових дробарках застосовують комплектні автомобільні колеса, що забезпечують за рахунок деформації шин надійне зчеплення при зміні відстані між осями валків.

Іншим рішенням є застосування ланцюгової передачі або роздільного привід, що також допускають зміну відстані між осями валків без порушення заданого режиму обертання валків.

Робочим органом валкової дробарки є бандаж, що має гладку, рифлену або зубчасту поверхню (рис. 1.9). Бандажі відливають із сталі 110Г13Л, що має високу зносостійкість.

Один із варіантів кріплення бандажу показаний на рис. 1.10. На вал 1 жорстко посаджена маточина 2, яка з одного боку впирається в бурт на валу, з іншого фіксується планкою з болтом. Бандаж 3 на внутрішній поверхні має дві розточки - циліндричну та конічну. Циліндричним розточуванням бандаж надягає на маточину, упираючись у її бурт, а конічна розточка розклинюється

розпірним конусом 4, що притягується болтами 5 до маточини. Розпірний конус може складатися із кількох окремих сегментів. Для зняття розпірного конуса є віджимні гвинти 6.

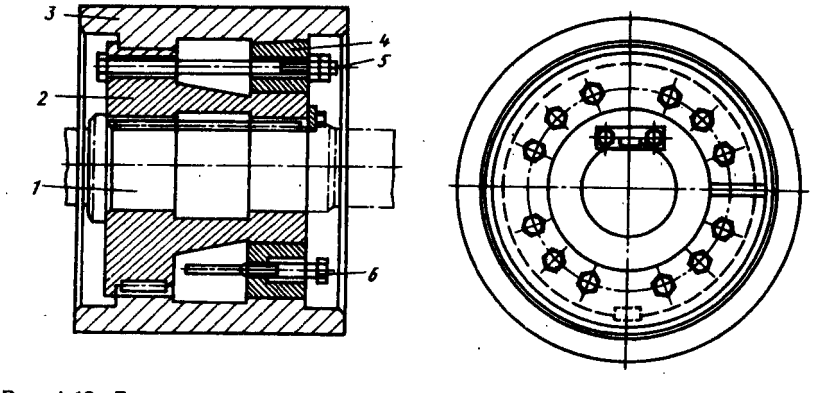


Рис. 1.10 – Варіант кріплення бандажу

При розробці конструкції бандажа і його кріплення найменший внутрішній діаметр бандажа зазвичай вибирають таким, щоб при заміні бандажа в результаті зношування доводилося знімати з валу також підшипники.

Для збільшення терміну служби бандажу, зручності і швидкості заміни частин бандажу, що зносилися, застосовують різні конструктивні рішення. По-перше, у конструкції дробарки існує деталь (куток, пластина) або навіть вузол (живильник), призначення яких рівномірно розподіляти по довжині валка матеріал, що надходить на дроблення. Проте уникнути нерівномірності зношування практично не вдається і середня частина бандажу зношується швидше. Тому в деяких конструкціях валкових дробарок з гладкими валками передбачено періодичне (під час профілактичних ремонтів) грубе шліфування поверхні бандажу без демонтажу валка установкою з наждачним колом, що монтується прямо на раму дробарки. По-друге, сам бандаж виготовляють або з окремих кілець, що дозволяє замінювати зношені частини новими, змінювати кільця місцями, добиваючись рівномірного зношування валка по довжині (рис. 1.11, а), або з окремих сегментів, що закріплюються болтами на багатогранному барабані (рис. 1.11, б). Бандаж з окремих кілець надійний, але вимагає розбирання дробарки,

тому що важко забезпечити гладку поверхню по довжині валка, і тому таке рішення придатне, мабуть, лише при зубчастих валках. Те саме слід сказати і про сегменти, так як домогтися точних відливків, що забезпечують відсутність «сходинок» на поверхні валка, практично неможливо, хоча ця конструкція досить зручна, так як дозволяє замінювати частини, що зносилися без розбирання дробарки.

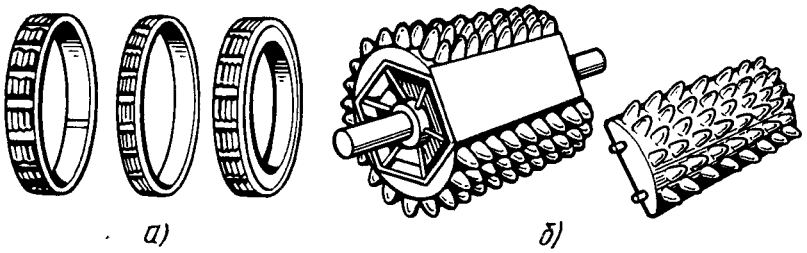


Рис. 1.11 – Конструкції бандажів валкових дробарок:
а) із окремих кілець; б) із окремих сегментів

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДРОБИЛЬНО-СОРТУВАЛЬНОГО ЗАВОДУ ТА ЛОГІСТИКА ТРАНСПОРТУВАННЯ

2.1. Основні положення технологічного процесу виготовлення будівельних матеріалів

Залежно від виробничої потужності підприємства, розмірів шматків матеріалу, що надходить на дроблення, а також від розмірів шматків готової продукції може застосовуватися, одностадійна, двохстадійна і рідше трьохстадійна схеми дроблення (рисунок 2.1).

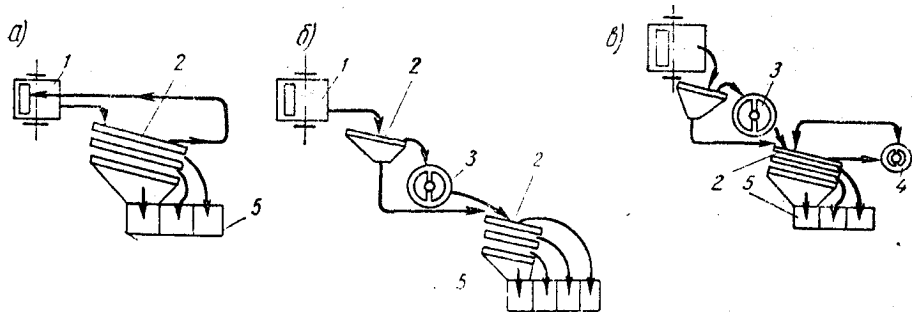


Рис.2.1. Дробильні схеми:
а - одностадійна; б - двохстадійна; в - трьохстадійна

Одностадійна схема дроблення використовується в основному при відносно невеликій продуктивності підприємства та при умові, що найбільший розмір шматків каменю, які надходять в дробарку не перевищує 400 - 450 мм. Надмірні шматки в цьому випадку після просівання дробленого матеріалу направляють назад в дробарку для повторного дроблення. Таким чином, робота в ній відбувається по замкнутому циклу.

Двохстадійна схема дроблення набула найбільшого поширення на заводах, середньої і великої продуктивності. Це викликано тим, що під час подачі шматків розміром 700 - 1000 мм практично неможливо за одну стадію дроблення отримати готовий продукт необхідної крупності (наприклад: 10 - 20; 20 - 40; 20 - 60 мм). Необхідно враховувати при цьому і те, що кількість надмірних шматків в дробильній породі буде досить значною і цим викликана необхідність

установки дробарки вторинного дроблення. При двухстадійній схемі дроблення матеріал надходить в дробарку первинного дроблення, а потім подається на грохот для виділення надмірних шматків, які направляються потім в дробарку вторинного дроблення. Остаточне сортування проводиться на другому грохоті, на який надходить продукт вторинного дроблення, а також і матеріал від першого грохоту.

Трьохстадійна схема дроблення застосовується на заводах великої продуктивності, коли розмір вихідного матеріалу сягає 800 - 900 мм і більше, і коли в продукті, що пройшов вторинне дроблення, є велика кількість надмірних шматків. У ряді випадків трьохстадійна схема застосовується, якщо необхідно отримати дрібні фракції, наприклад пісок з кам'яних матеріалів.

Для наочного зображення перспектив впровадження дробильного обладнання в галузь виробництва будівельних матеріалів розглянемо роботу ударної дробарки з вертикальним розташуванням ротор в технологічній схемі декількох існуючих дробильно-сортувальних заводів. Моделювання технологічної схеми заводу виконувалось в програмі для моделювання технологічних процесів – Bruno Process Simulation.

За вихідні дані для першого заводу тристадійного дроблення були прийняті наступні параметри: 1) Дробильний матеріал – вапняк; 2) Насипна щільність матеріалу – 1600 кг/м^3; 3) Продуктивність дробильно-сортувального цеха 500 т/год. 4) Максимальний діаметр куска сировини D_{max} =900 мм; 5) Міцність матеріалу – medium ($\sigma = 80 - 150$ МПа); 6) Максимальний діаметр куска готового матеріалу: d_{min}=40 мм; 7) Властивість яка характеризує складність руйнування породи (Crushability) – 40%; 8) Абразивність (abrasiveness) – 434 г/т; 9) Щільність матеріалу – 2,6 т/ м^3; 10) Індекс роботи по Бонду – 14,35 кВт/год

2.2. Розрахунки технологічної схеми ДСЗ

1) Ширина вхідного отвору дробарки:

$$B = \frac{D_{max}}{0,85} = 1058 \text{ мм.} \quad (2.4)$$

Умова для розміру приймального отвору ≥ 1058 мм.

Вибираємо дробарку конусну дробарку Superior Mk III.

Розвантажувальний отвір повинен бути на 20% менше максимального куска в дробленій руді після даної стадії дроблення d_1.

Приймаємо розвантажувальний отвір конусної дробарки $e_к$ = 152 мм. Завантажувальний отвір конусної дробарки $e_щ$ =1370 мм.

2). Максимальний кусок після першої стадії дроблення:

$$d_1 = \frac{D_{max}}{i_1} = 204 \text{ мм} \quad (2.5)$$

3). Схему дробильно-сортувальної установки, яка включає валкову дробарку на третій стадії дроблення зображено на рис. 2.1, а, б.

4) Вибираємо колосниковий грохот – VF544-2V.

Кількість гірської маси, що відсіюється на колосниковому грохоті:

$$П_К = \frac{П_{год}(d_2 - d_1)}{D_{max}} E_к = \frac{375(900-40)}{900} \times 0,81 = 290,25 \text{ м}^3/\text{год}, \quad (2.6)$$

де $П_{год}$ - годинна продуктивність грохота, яка визначається за наступною залежністю $П_{год} = П_{гр} \frac{d_{max1}}{D_{max}}$, проте вибраний грохот має продуктивність $П_{год} = 375 \text{ м}^3/\text{год}$, яка перевищує продуктивність заводу тому, за годину грохот здатний просіяти 291 $м^3$ матеріалу; d_1=40 мм, d_2=900 мм – граничні розміри матеріалу, що відокремлюється; $E_к$ = ефективність грохочення (для радянських колосникових грохотів $E_к$=0,6…0,7, для колосникового грохота VF544-2V $E_к$=0,81); D_{max} – максимальний розмір кусків гірської маси.

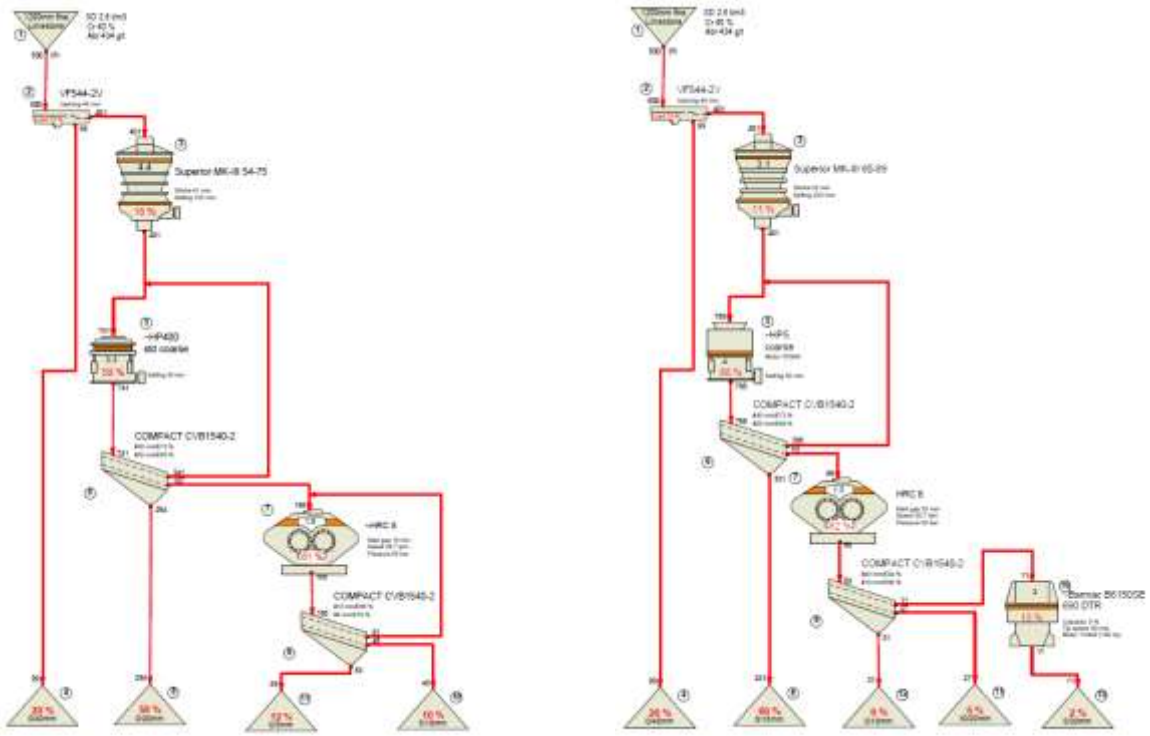
5) Необхідна продуктивність конусної дробарки першої стадії:

$$П_{др} = \frac{П(D_{max} - d_1)}{D_{max}} = \frac{291 \times (900 - 152)}{900} = 241 \text{ м}^3 / \text{год.} \quad (2.7)$$

Максимальна продуктивність щокової дробарка Superior Mk III може досягати 4688 м^3/год. Таким чином модель дробарки підібрана вірно. Так як на грохоті буде відсіюватись 68 м^3/год то в дробарку з грохота потраплятиме 243 м^3/год.

6) Фракційний склад продуктів дроблення за графіком зернового складу.

Такі графіки будують експериментальним способом за допомогою ситового аналізу рис.2.3. Проте для розрахунків можна також використати аналітичні функції.



а б

Рис. 2.2. Схема тристадійної дробильно-сортувальної установки

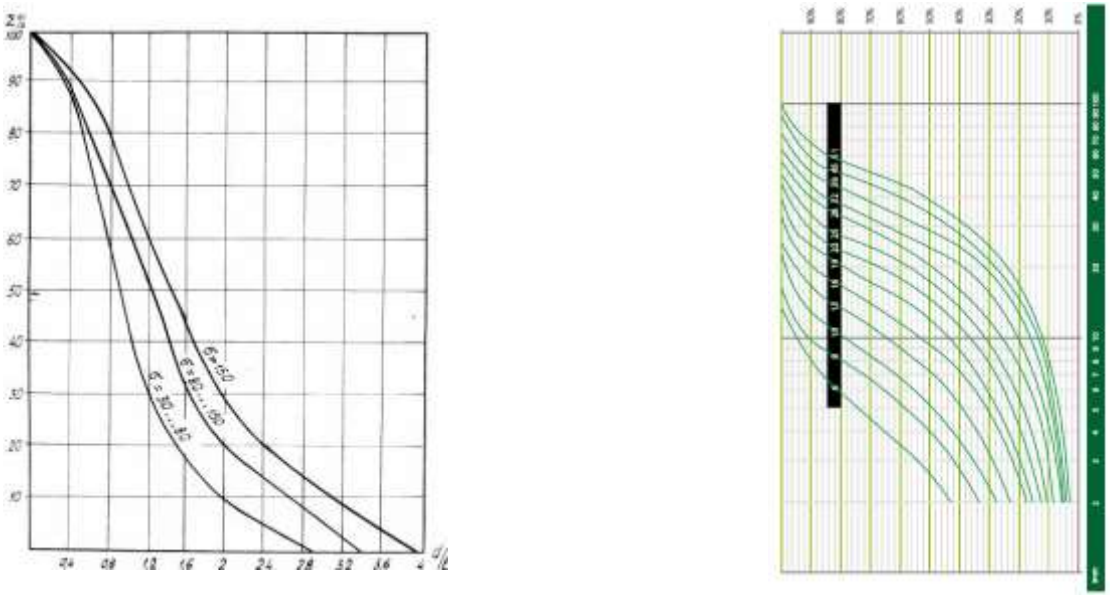
Для щокових дробарок:

$$Y = 1{,}3\left[1 - \frac{1}{1 + 0{,}8x^2}\right]. \qquad (2.8)$$

Для конусних дробарок:

$$Y = 1{,}3\left[1 - \frac{1}{1 + 0{,}45x^2}\right], \qquad (2.9)$$

де $x = \frac{d}{s}$ - відношення верхньої та нижньої границь фракцій (d – границя фракції (крупність готового продукту дробарки), мм; s – ширина розвантажувального отвору, мм); Y - відносна продуктивність (при побудові графіка відкладається по осі ординат).



а б

Рис. 2.3. Характеристика гранулометричного складу продуктів дроблення конусних дробарок:

а – криві для конусних дробарок радянського виробництва; б – криві для конусних дробарок виробництва компанії Metso

Відсотковий вміст кожної фракції в готовому продукті після конусної дробарки Superior Mk III визначаємо на основі кривої рис.2.4:

- фракція 0…100

x=100; y=50%;

50% - 0% = 50%.

- фракція 100…200

x=200; y=95%;

95% - 50% = 45%.

- фракція 300 і більше

5%.

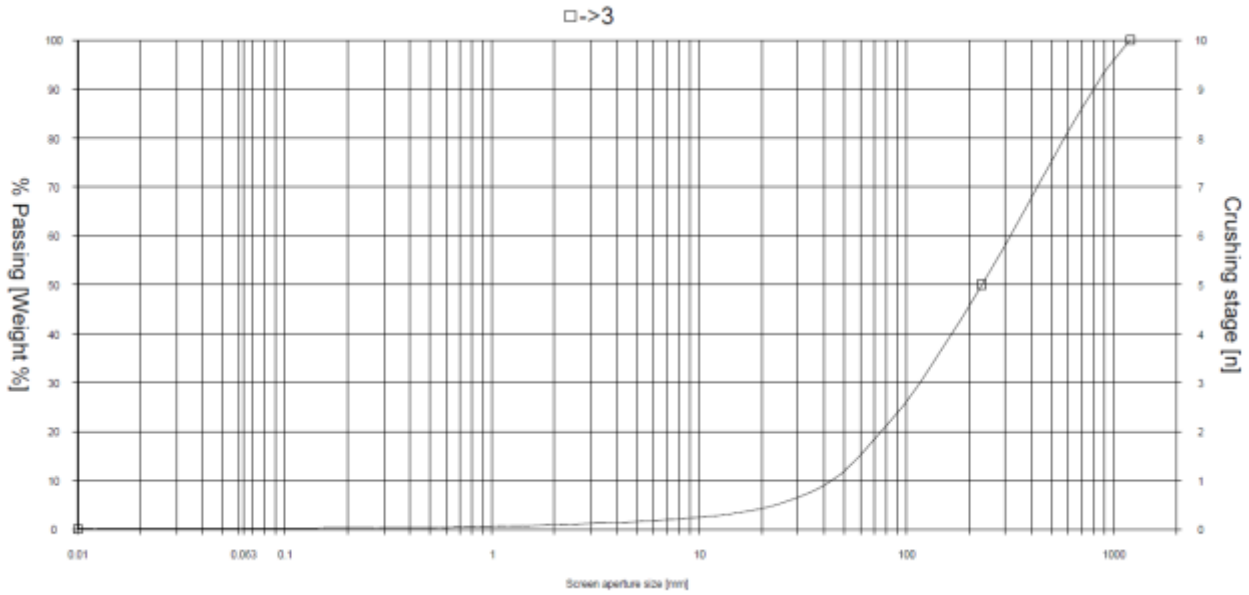


Рис. 2.3 Характеристика гранулометричного складу продукту та кількості стадій дроблення валкової дробарки Metso Superior Mk III

7) Частка від загальної продуктивності для кожного класу:

-	фракція	0…100	–	100	м^3
-	фракція	100…200	–	90	м^3
-	фракція	300 і більше	–	10	м^3

Розрахунки інших стадій дроблення виконуються аналогічним чином.

2.3 Технічні показники при здійсненні транспортування вантажу

Транспортний процес становить сукупність організаційно й технологічно взаємопов’язаних дій та операцій, які виконують автотранспортні підприємства

та їх підрозділи самостійно або разом з іншими організаціями при підготовці, здійсненні й завершенні перевезень вантажів.

Структура транспортного процесу базується на таких складових:

1) розробка раціональних маршрутів
2) вибір типу і визначення необхідної кількості рухомого складу для перевезення;
3) аргументація і доцільність використання автомобілів та автопоїздів залежно від конкретних умов перевезень, виду і властивостей вантажу, експлуатаційних показників вантажного транспорту;
4) нормування швидкостей руху автотранспорту;
5) виібір системи організації руху;
6) координація роботи автомобільного транспорту з іншими видами транспорту
7) аналіз умов шляху з огляду на безпеку руху;
8) забезпечення безпеки перевезення вантажів автомобільним транспортом;
9) застосування математичних методів і розрахунків для підвищення ефективності використання рухомого складу та зниження витрат на транспортування;
10) здійснення управління транспортними засобами;
11) оперативний контроль за роботою автотранспорту;

2.4 Вибір транспортного засобу для перевезення вантажу

Усі крупногабаритні вантажі перевозяться на спеціалізованих напівпричепах- і причепах-важковозах, відмінними рисами, яких є:

1) підвищена вантажопідємність;
2) великі габаритно-масові розміри;
3) низько налаштована міцна рама і шини малої розмірності, що забезпечує невелику завантажувальну висоту і підвищує зручність

навантаження-розвантаження важких вантажів, а також стійкість причепного автопоїзду (рис. 2.4);

4) велике число вісей і колес, що зменшує тиск на дорогу і підвищує вантажопідємність;
5) частина колес є керованою, що сприяє маневренності автопотяга;
6) наявність на ряді причепів знімних або відкідних помостів (апарелей), що спрощує завантаження самохідних машин (рис. 2.5);
7) наявність власних механізмів та пристроїв, призначених для облаштування навантажувально-розвантажувальних робіт (наприклад, механізми для опускання вантажопід'ємної частини рами на землю, нахилу рами, відтаскування або розміщення коліс причепа, перетворення ступінчастої частини рами в похилий трап і інші пристрої).

По вантажопідємності причепи-важковози ділять на три групи: вантажопідємністю до 30 т; вище 30 т; до 100 т і вище 100 т. Існують причепи-ваговози, вантажопідємність яких сягає 500, 1000 і навіть 2000 т. Вага валкової дробарки складає 14 357 кг. Тому для перевезення приймаємо напівпричеп вантажопідємністю не більше 30 т.

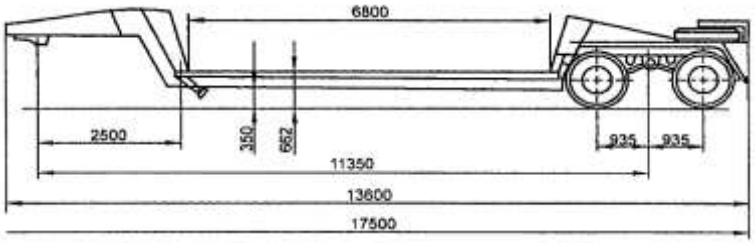


Рис. 2.4 – Низькорамний напівпричеп-ваговоз вантажопідйомністю 20 т, призначений для перевезення будівельної техніки

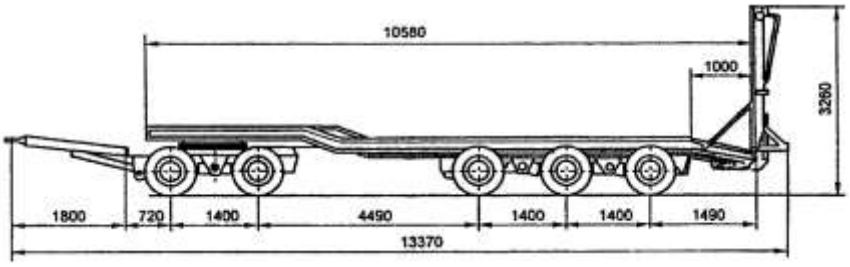


Рис. 2.5 – Напівпричеп-платформа із відкидною апареллю вантажопідйомністю 39 т, призначений для перевезення будівельної техніки

Основною конструктивною вимогою, яка пред'являється до причепів і напівпричепів-важковозів, є їх мінімальна вантажна висота, що дорівнює у причепів 500-1200 мм, а у напівпричепів - 1200...1400 мм. Ця вимога викликана не стільки габаритними обмеженнями по висоті вантажу, що перевозиться, скільки необхідністю забезпечення достатньої стійкості руху автопоїзда з вантажами, що мають високо розташований центр тяжіння. Крім того, мінімальна вантажна висота полегшує навантаження-розвантаження важких великогабаритних вантажів.

Деякі конструкції важковозів для зміни висоти платформи (в певних межах) обладнуються механічними домкратами або гідравлічними підйомними механізмами, які встановлюються між платформою та візками осей причепів або напівпричепів. Так наприклад для навантаження важкого неподільного вантажу платформа причепа може бути опущена за допомогою гідросистеми протягом 2-5 хв. Навантажувальна висота при опущеній платформі дорівнює 500 мм, при піднятій платформі без навантаження – 900 мм, під навантаженням – 850 мм.

Більшість причепів та напівпричепів-важковозів мають безбортову вантажну платформу, яка за потреби може бути додатково обладнана бортами. Причепи-важковози досить часто випускають з підкатними (відокремлюваними) візками, що дозволяє при необхідності перетворювати їх на напівпричепи-важковози. Для розміщення підкатного візка в передній (якщо підкатних візків дві, то в передній і задній) частині рами робиться вигин, різниця рівнів між полицями рами становить 350-550 мм. Підкатний візок забезпечується типовим опорно-зчіпним пристроєм, а зв'язок його з причіпною ланкою здійснюється шкворнем. Візки, залежно від вантажопідйомності, виготовляються одно-, дво- або багатовісними. Осі багатовісних візків можуть бути поворотними та неповоротними, а також мати керовані колеса. Причепи-важковози мають, як правило, від 3 до 12 осей, а напівпричепи-важковози - від 2 до 3. Загальна кількість коліс на цих осях у причепів 12-96, а напівпричепів 8-12.

Для виготовлення рам причепів і напівпричепів-важковозів використовується низьколегована сталь. Найчастіше рама - це пов'язані між поперечками два внутрішніх і два зовнішніх поздовжніх лонжерона. Внутрішні лонжерони зазвичай виготовляють із двотаврових балок, зовнішні – зі швелерів. До нижніх полиць лонжеронів у передній (гнутій) частині рами приварюється сталева опорна плита, що несе зчіпний шкворень.

Підлога платформи причепів і напівпричепів-важковозів виготовляється з дощок товщиною 60-100 мм або зі сталевих листів товщиною 5-10 мм з більш тонким дерев'яним настилом. У причепів і напівпричепів-важковозів вантажопідйомністю 10-25 т підвіска коліс - ресора. Причепи вантажопідйомністю більше 25 до 40 т мають напівжорстку підвіску підкатних візків і жорстку балансирну підвіску інших осей, що забезпечує хорошу пристосованість коліс до нерівностей дороги і рівномірний розподіл навантаження по осях і колесах. Причепи вантажопідйомністю понад 40 т забезпечені балансирною підвіскою всіх коліс, а надважкі причепи - гідробалансирною свічковою. Для буксирування причепів-важковозів застосовують сідельні та буксирні тягачі та штовхачі. Зі збільшенням загальної маси буксованого причепа або напівпричепа з вантажем використовуються тягачі з більшою тяговою потужністю або одночасно кілька тягачів. Надважкі вантажі перевозять на активних причепах, обладнаних керованими та привідними колесами або гідроприводом від двигуна автомобіля-тягача. Вони обладнані також силовими установками з механізованим приводом.

У зв'язку з тим, що частка важких неподільних вантажів у загальному обсязі перевезень відносно невелика, вітчизняні та закордонні виробники важковозів йдуть шляхом створення модульних багатоцільових уніфікованих АТС, що володіють широким діапазоном вантажопідйомності та розмірів (рис. 2.6).

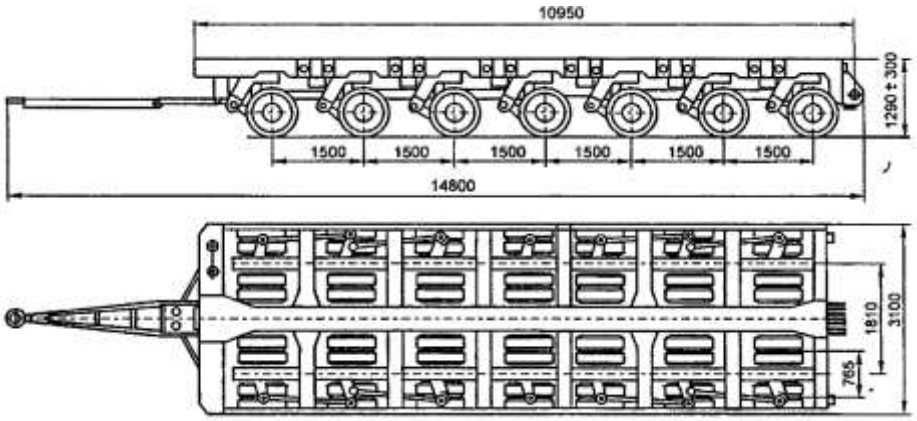


Рис. 2.6 Модульний причеп вантажопідйомністю 168 т.

При такому підході АТС збирається з модулів вантажопідйомністю 25-150 т, які можуть з'єднуватися між собою у різний спосіб (послідовно, паралельно, комбінацією з цих способів). При цьому кожен модуль може працювати і як самостійний транспортний засіб. Колеса цього самохідного транспортного засобу керовані та повертаються на 90°, тому платформа може переміщатися як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках.

В даний час закордонні виробники встановлюють на АТС-важковозах бортові ЕОМ, призначені: для синхронізації системи незалежного рульового управління (до 243 вузлів підвіски одночасно); визначення маси та центру тяжкості вантажу (дуже важливо при проїзді у складних дорожніх умовах та підвищення безпеки дорожнього руху); незалежного руху кожного вузла підвіски в паралельному та перпендикулярному до осі платформи напрямках; поворотів ліворуч і праворуч з внутрішнім радіусом, рівним нулю; зсуву під кутом ±90° повороту навколо геометричного центру автомобіля.

Розрахунок навантаження на вісі тз за різних схем розміщення вантажу. При плануванні автомобільних перевезень важливо правильно, з урахуванням експлуатаційних обмежень розрахувати масу вантажу, що перевозиться в кузові автопоїзда, яка не повинна перевищувати встановлені нормативні вагогабаритні обмеження. При здійсненні міжнародних перевезень діють експлуатаційні обмеження, що ґрунтуються на директивах ЄЄК ООН, подані в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Директивні обмеження по загальній масі тз

Кількість вісей	Для автомобіля, т	Для причепа, т	Для автопоїзда, т
Одна	-	10	-
Дві	18	18	-
Три	25	24	28
Чотири	30	-	36
П’ять і більше	-	-	40

Зазвичай у кузові ТЗ вантажі перевозять на стандартних піддонах. При однорідному вантажі це дозволяє вважати його масу рівномірно розподіленої по довжині кузова з центром тяжіння в базі АТС і використовувати для розрахунку осьових навантажень і допустимої за експлуатаційним обмеженням корисного навантаження.

На схемі рис. 2.7 представлені схеми до розрахунку тягачів та напівпричепів на допустиме навантаження.

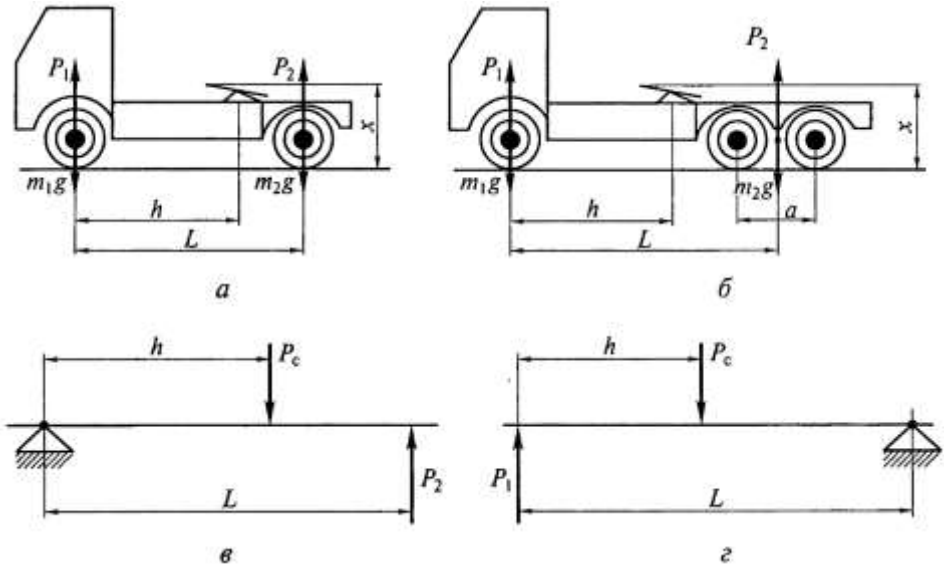


Рис. 2.7 – схеми до розрахунку осьових навантажень тягачів:
а,б – загальні схеми двохвісного і трьохвісного тягача відповідно; в – схема відносно передньої вісі тягача; г – схема відносно задньої піввісі тягача.

Маса порожнього (без вантажу) автомобіля, т:

$$G_0=m_1+m_2, \quad (2.10)$$

де m_1 - маса порожнього автомобіля, що припадає на передню вісь, т; m_2 - маса порожнього автомобіля, що припадає на задню вісь, т.

Повна маса автомобіля, т:

$$G_n = G_0 + Q, \quad (2.11)$$

де Q - маса вантажу, т.

Навантаження на задню вісь тягача, т:

$$P_2=Qh/L+m_2, \quad (2.12)$$

де h - відстань від передньої осі до центру ваги вантажу, м; L - база автомобіля, м; m_2 - маса порожнього автомобіля, що припадає на задню вісь, т.

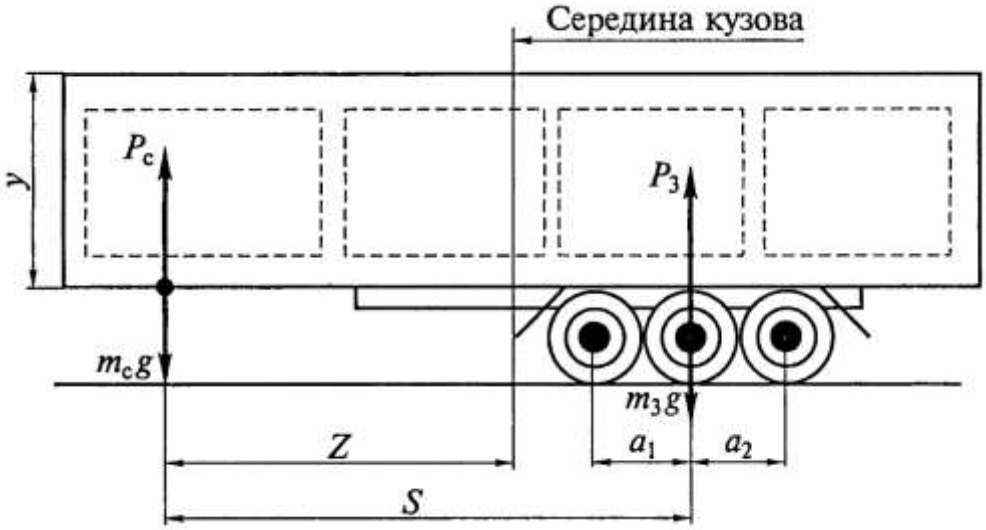


Рис. 2.8 – Схема для розрахунку осьових навантажень напівпричепа

Навантаження на передню вісь тягача, т:

$$P_1= G_n-P_2, \quad (2.13)$$

де P_2 - навантаження на задню вісь тягача, т.

Допустима маса автомобіля та вантажу, т:

$$Q = (P_2-m_2)L/h \quad (2.14)$$

Маса порожнього (без вантажу) напівпричепа, т:

$$G_{0n}=m_c+m_3 \quad (2.15)$$

де m_c - маса порожнього автомобіля, що припадає на сідельний пристрій, т; m_3 - маса напівпричепа, що припадає на задній візок, т.

Повна маса напівпричепа, т:

$$G_{н.п.}=G_{0П}+Q. \quad (2.16)$$

Навантаження на візок напівпричепа, т:

$$P_3=QZ/S+m_3, \quad (2.17)$$

де Z – відстань від сідла до центру важкості вантажу, м; S - відстань від сідла до осі візка напівпричепа, м.

Навантаження на сідло, т:

$$P_c=G_{н.п.}-P_3. \quad (2.18)$$

Навантаження на задню вісь тягача, т:

$$P_2=P_ch/L+m_3 \quad (2.19)$$

де h - відстань від передньої осі до сідельного пристрою, м; L – база тягача, м.

Навантаження на передню вісь тягача, т:

$$P_1=P_c+m_1+m_2-P_2. \quad (2.20)$$

Допустима маса вантажу при заданих обмеженнях на P_2 та P_3, т:

$$Q=\min(Q_2,Q_3), \quad (2.21)$$

де

$$Q_3=(P_3-m_3)S/Z; \quad (2.22)$$

$$Q_2=[(P_2-m_2)L/h-m_c]S/(S-Z). \quad (2.23)$$

Необхідно визначити осьові навантаження на причеп у складі тягача MAN (розподіл спорядженої маси на передню вісь 4860 кг, на задню — 2615 кг, база 4120 мм, зміщення сідельно-зчіпного пристрою від осі заднього моста вперед 690 мм) і напівпричепа Fruehaup (вантажопідйомність 25,2 т, розподіл спорядженої маси на сідельно-зчіпний пристрій тягача 2167 кг, на візок напівпричепа - 4333 кг, база 6340 + 1310 = 7650 мм, довжина 12326 мм, ширина 2500 мм). На напівпричіп завантажена валкова дробарка (габаритні розміри 12192 х 2438х2591 мм) масою брутто 14,37 т.

Оскільки довжина валкової дробарки співмірна з довжиною напівпричепа, центр ваги контейнера буде знаходитись по середині кузова:

$$Z=l_п/2 - l_{п.с.}=12326/2 -1635=4528 \text{ м}, \quad (2.24)$$

Навантаження на задній візок напівпричепа визначається за формулою (2.17):

$$P_З=QZ/S+m_З=20000*4528/7650+4333=16171 \text{ кг}=16,2 \text{ т}.$$

Директивні обмеження складають 24 т.

Маса порожнього (без вантажу) напівпричепа за формулою (2.15):

$$G_{0п}=m_с+m_З = 2167 + 4333 = 6500 \text{ кг} = 6,5 \text{ т}.$$

Повна маса напівпричепа за формулою (2.16):

$$G_{н.п.}=G_{0П}+Q = 6,5 + 20 = 26,5 \text{ т}.$$

Навантаження на сідельно-зчіпний пристрій тягача (2.18):

$$P_с=G_{н.п.}-P_З = 26,5 – 16,2 = 10,3 \text{ т}.$$

Навантаження на задню вісь тягача за формулою (2.19):

$$P_2=P_сh/L+m_З= 10,3 (4120 - 690) / 4120 + 2,62 = 11,2 \text{ т}.$$

Директивні обмеження становлять 11,5 т.

Навантаження на передню вісь тягача за формулою (2.20):

$$P_1=P_с+m_1+m_2-P_2= 10,3 + 4,86 + 2,62 - 11,2 = 6,58 \text{ т}.$$

Директивні обмеження складають 10 т. При даному розміщенні дробарки осьові навантаження не перевищують директивні обмеження.

2.5 Вибір способу кріплення вантажу

Вибір способу закріплення вантажу передує визначення зусиль, які діють на вантаж.

В більшості випадків кріплення здійснюється упорними і розпірними брусками, дротовими розтяжками і обвязками, торцевими і боковими стійками, які повинні повністю компенсувати зусилля, які сприяють переміщенню вантажів.

Упорні бруски, як правило розміщуються вздовж або поперек причепа. Вони сприймають тількі поздовжні або тільки поперчені зусилля. При кріпленні важких вантажів рекомендується вкладати бруски щільно до вантажів, так щоб їх волокна були розміщені вздовж тієї сторони вантажу, до якої прикладається брусок.

Розпірні бруски вкладаються суворо вздовж або поперек причепу в розпір між вантажем і стійками. Переріз деревяних розпірних брусків, які для передачі на бокові стійки поперечних інерційних зусиль вкладаються поперек причепу навпроти бічних стійок, повинно бути не менше 50х150 мм.

В тих випадках коли допустиме навантаження на стійку перевищує допустиму величину або довжина розпірних брусків при вказаних навантаженнях перевищує 2,5 м, а також в інших випадках, коли розпірні бруски виготовляються не із дерева, їх необхідно перевіряти на поздовжній згин.

Допустиме навантаження на брусок прямокутного перерізу визначається по формулі:

$$P = f[\sigma_c]F_p, \tag{2.25}$$

де f – коефіцієнт послаблення допустимого напруження;

$[\sigma_c]$ – границя міцності на стиск, х100 кПа;

F_p – розрахункова площа поперечного перерізу деталей, см^2.

Коефіцієнт послаблення допустимого напруження f знаходять в залежності від гнучкості бруса λ. У випадках коли $\lambda \leq 75$, по формулі $f=1-0{,}8(\lambda/100)^2$, а у випадках, коли $\lambda > 75$ – по формулі $3100/\lambda^2$.

Гнучкість бруса визначається по формулі:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{min}}, \tag{2.26}$$

де $l_0 = \mu l$ – приведена довжина бруса; μ – коефіцієнт довжини, дорівнює: 1, якщо обидва кінця бруса закріплені шарнірно; 2 – один кінець затиснутий, а інший вільний, навантажений; 0,8 – один кінець затиснутий, інший закріплений

шарнірно; 0,65 – обидва кінця затиснутий. $i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{F_p}}$ - мінімальний радіус інерції; I_{min} – мінімальний екваторіальний момент інерції.

Розміщувати вантажі слід на підкладках. При розміщенні вантажу на поперечних деревяних підкладаках рекомендується їх довжину приймати рівною ширині причепу між боковими бортами. Переріз підкладки при навантаженні до 10 т можна приймати рівним 200х100 мм; від 10,1 до 20 т – 200х135 мм.

При навантаженні на одну підкладку більше 20 т допускається застосування двох підкладок однакової висоти.

Вантажі при перевезені можуть піддаватись наступним видам переміщень: поступальне переміщення (здвиги), перекидання і перекочування.

Запас стійкості вантажу з урахуванням міцності кріплення в розрахунках на поступальне переміщення при дії поздовжніх зусиль приймається рівним 1, при дії поперечних зусиль 1,25-1,5.

Кріплення вантажів від поступального переміщення здійснюється розтяжками (обв'язками), упорними і розпірними брусками і другими засобами.

Величина поздовжнього ($\Delta F_{поз}$) і поперчного ($\Delta F_{поп}$) зусилля, які повинно сприймати кріплення визначаються по формулі:

$$\Delta F_{пз} = F_{пз} - F_{тр}^{пз}, \qquad (2.27)$$

$$\Delta F_{пп} = n\left(F_n + W_n\right) - F_{тр}^{пп}, \qquad (2.28)$$

де n – коефіцієнт запасу стійкості; $W_n = 50S_п$ - навантаження від вітру; $S_п$ – площа навітряної поверхні вантажу; $F_{тр}^{пз}$ - сила тертя в поздовжньому напрямку; $F_{тр}^{пп}$ - сила тертя в поперечному напрямку.

Схема до розрахунку поперечних та поздовжніх зусиль в розтяжках представлена на рис.2.9.

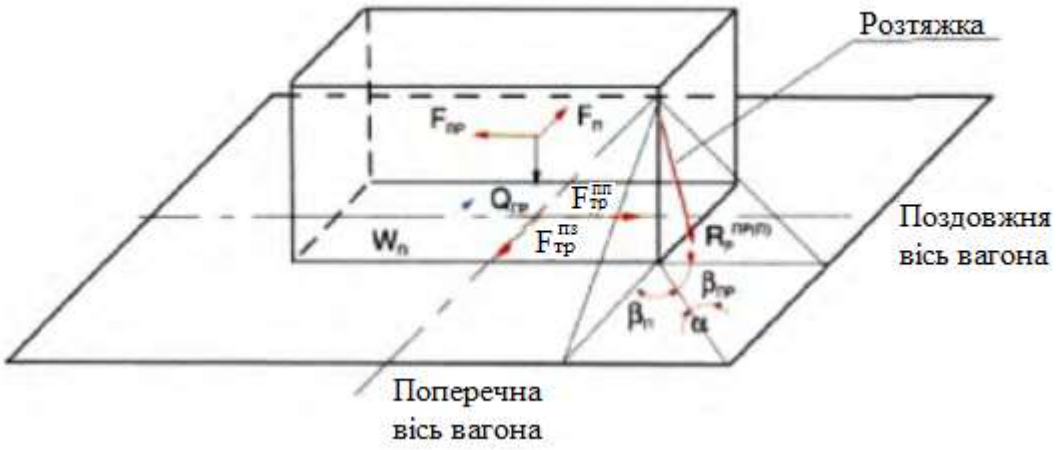


Рис. 2.9 – Розрахункова схема поздовжніх та поперечних зусиль в розтяжках

При закріпленні вантажу розтяжками величину виникаючих в розтяжках зусиль визначають за формулами:

- від сил, що діють в поздовжньому напрямку:

$$R_p^{пз} = \frac{\Delta F_{пз}}{\sum\left(n_{pi}^{пз}\left(\mu \sin\alpha_i + \cos\alpha_i \cos\beta_{пз.i}\right)\right)}, \qquad (2.29)$$

- від сил, що діють в поперечному напрямку:

$$R_p^{пп} = \frac{\Delta F_{пп}}{\sum\left(n_{pi}^{пп}\left(\mu \sin\alpha_i + \cos\alpha_i \cos\beta_{пп.i}\right)\right)}, \qquad (2.30)$$

де $R_p^{пз}$, $R_p^{пп}$ - зусилля в розтяжці; $n_{pi}^{пз}$, $n_{pi}^{пп}$ - кількість розтяжок, які працюють одночасно в одному напрямку і розташовані під однаковими кутами α_i - кут нахилу першої розтяжки; $\beta_{пз.i}$, $\beta_{пп.i}$ - кути між проекцією першої розтяжки на підлогу причепа і відповідно поздовжній, поперечній площині симетрії вагону.

Площа перерізу розтяжок і обв'язок, за винятком дротових розраховується за формулою:

$$S = \frac{R}{\left[\sigma_p\right]}, \qquad (2.31)$$

де R – навантаження на розтяжку, обвзяку, Н;

$\left[\sigma_p\right]$ - допустиме напруження при розтягу, значення якого приймають в залежності від марки сталі.

При розрахунку кріплення розтяжок для перевезення довгомірних вантажів доцільно комбінувати розтяжки із брусками.

Бруски можуть кріпитись до полу причепа за допомогою болтів.

Не допускається обпирання розтяжок, обв'язок на борт причепа, якщо кут між розтяжкою і вертикальною площиною в точці дотикання з бортом складає більше 15° (рис. 2.10). При не можливості виконати цю умову розтяжки і обвязки пропускають під боковими бортами або борти причепа повинні бути опущеними.

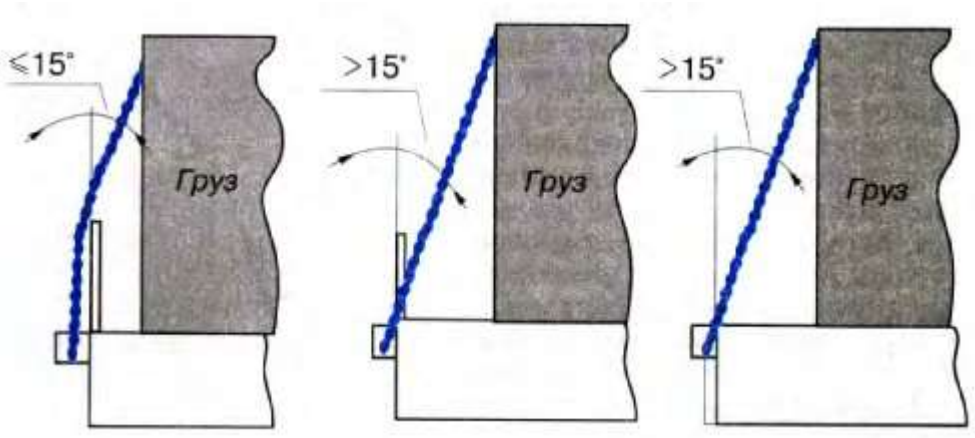


Рис. 2.10 – Допустимі положення розтяжок і обв'язок відносно бортів причепа

Розтяжки необхідно розміщувати таким чином, щоб кут між розтяжкою і підлогою і кут між проекцією розтяжки на підлогу причепа і поздовжньою віссю причепа складали не більше 45°, (рис.2.11).

У випадках коли через конструктивні особливості вантажу або умови його розміщення така установка розтяжок не можлива допускається збільшення кутів нахилу розтяжок з одночасним збільшенням числа ниток дроту в розтяжках.

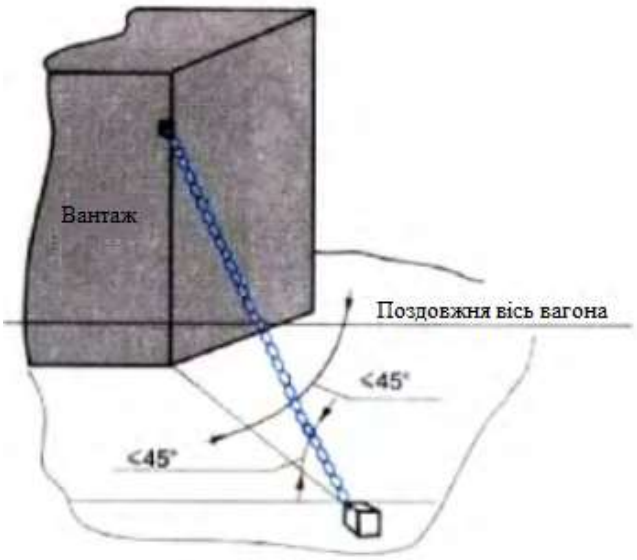


Рис. 2.11 – Розміщення розтяжки відносно підлоги причепа та поздовжньою віссю причепа

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Вибір основних параметрів дробарки

Основними параметрами валкової дробарки є: ширина вихідної щілини, кут захоплення α, діаметр D валка, довжина валків L, частота обертання n валків, і споживана потужність N.

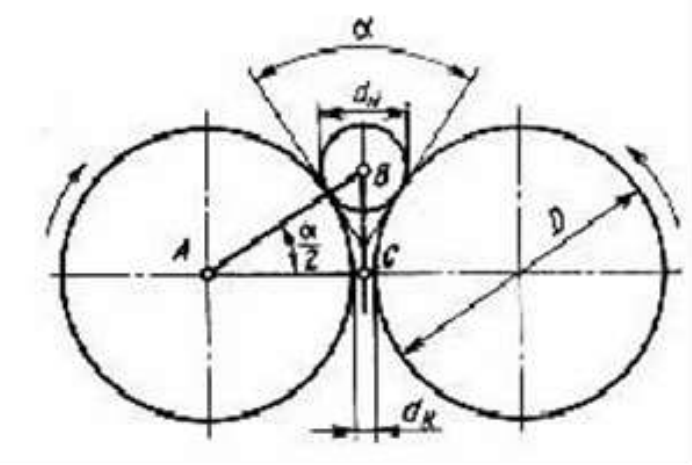


Рис. 3.1 – Схема для розрахунку валкової дробарки

Визначаємо ширину вихідної щілини а із відношення, м:

$$a/d = 0.25, \tag{3.1}$$

де d – діаметр шматка матеріалу, d = 85 = 0,085 м.

$$a = d \times 0,25 = 0,085 \times 0,25 = 0,021 \text{м}, \tag{3.2}$$

Значення D знаходиться з трикутника ABC (рис. 1):

$$\left(\frac{D}{2}+\frac{d}{2}\right)\times\cos\alpha = \frac{D}{2}+\frac{\alpha}{2} \tag{3.3}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos\alpha - 0.25}{1-\cos\alpha}, \tag{3.4}$$

де $f_н$=tg(α/2) – коефіцієнт захвату сировини.

Коефіцієнт $f_н$ тертя для міцних порід приймають 0,3, при таких значеннях кут α=16,7º, а відношення D/d:

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos(16.7)-0.25}{1-\cos(16.7)} = 17, \tag{3.5}$$

Найбільший діаметр завантажуваного матеріалу (d) заданий 85 мм, тому діаметр вальців дорівнює:

D=dx17=85x17=1445 мм.

Максимально допустиме значення частоти обертання валка (n) визначається умовами відкидання частинок матеріалу відцентровими силами:

$$n \le 616m\sqrt{f\ /(100\times\rho\times d_{н}\times D)}\,, \qquad (3.6)$$

де ρ – щільність матеріалу, для щебню від 1,4 до 3 г/см³; m=0.6 – коефіцієнт.

$$n = 370\sqrt{0.3/(100\times 8.5\times 1.4\times 1600)} = 1.4\ об/с = 84\ об/хв.$$

Для знаходження мінімальних та максимальних значень частоти обертання валків скористаємося формулами:

$$n_{min} = 1/D \qquad (3.7)$$

$$n_{max} = 2/D \qquad (3.8)$$

$$n_{min} = 1/1.4 = 0.71,$$

$$n_{max} = 2/1.4 = 1.42.$$

Довжину валка L мм знаходять із таблиці 3.1.

Таблиця 1 - Технічна характеристика вітчизняних двовалкових дробарок

Показник	Валкові дробарки					
	з гладкими валками					з рифленими валками
Розмір бандажу, мм:						
діаметр	400	600	800	1000	1500	600
довжина	250	400	500	550	600	400
Максимальна крупність вихідного питання, мм	20	30	40	50	75	60
Границі регулювання вихідного отвору, мм	2—12	2—14	4—16	4—18	4—20	10—30

Частота обертання валків, об/хв	200	180	150	100	83	175
Колова швидкість валків, м/с	4,2	5,6	6,2	5,2	6,5	5,5
Потужність електродвигуна, кВт	2х4,5	2х7,5	28	40	55	20
Продуктивність, м³/год,						
мінімальна	2,7	4,3	10,8	11,9	13,0	18
максимальна	16,2	30,2	43,0	53,5	65,0	54
Маса, т	2,2	3,4	12,5	15,9	32,4	3,33

3.2. Розрахунок продуктивності дробарки

Продуктивність валкових дробарок можна обчислити, якщо уявити процес дроблення як рух стрічки матеріалу шириною, що дорівнює довжині L валка, і товщиною, що дорівнює ширині a вихідної щілини. Тоді за один оборот валу об'єм (м³) стрічки матеріалу, що пройшов через вихідну щілину:

$$V = \pi \times D \times L \times d_k , \qquad (3.9)$$

Тоді, при n (об/с) продуктивність (м³/с) дробарки буде:

$$Q = \pi \times D \times L \times d_k \times n . \qquad (3.10)$$

Необхідно мати на увазі, що при дробленні матеріалів середньої міцності пружини, що підтискають валки, дещо стискаються і розходяться валки. При цьому ширина вихідної щілини може істотно змінитися, що потрібно враховувати, особливо при дрібному дробленні порід середньої міцності на гладких зсувних валках, тобто при d — 0. Значить Q = 0.

Фактично продуктивність не дорівнює нулю, так як валки розсуваються на ширину b, що залежить від фактичних зусиль дроблення та ступеня жорсткості запобіжних пружин. Тоді:

$$Q = \pi \times D \times L \times (d_k + b) \times n . \qquad (3.11)$$

На підставі практичних даних b = 0,25d_k, тобто в розрахунках виробник-ширину вихідної щілини з урахуванням деформації пружин приймають рівною 1,25 d_k. При d_k = 0 фактичне значення b можна визначити за середньозваженим значенням $d_{СВ}$ готового продукту у кожному конкретному випадку.

Оскільки зазвичай довжина валка використовується в повному обсязі і матеріал виходить з дробарки в розпушеному вигляді, а чи не щільною стрічкою, то формулу враховує ступінь розпушеності матеріалу: приймають для міцних матеріалів μ = 0,2-0,3.

Часто у формулу вводять також густину дробимого матеріалу ρ (т/м3). Тоді остаточно продуктивність Q (т/с) валкової дробарки

$$Q = 1.25 \times \pi \times D \times L \times d_k \times n \times \mu \times \rho, \quad (3.12)$$

$$Q = 1.25 \times 3.14 \times 1.445 \times 0.6 \times 0.015 \times 1,336 \times 0,2 \times 1,4 = 0,0192 \text{ т/с} = 1.152 \text{ т/хв}.$$

3.3. Розрахунок потужності приводу

Потужність двигуна $N_{дв}$ валкової дробарки з урахуванням витрат потужності на подолання всіх опорів під час роботи машини:

$$N_{дв} = (N_1+N_2) / \eta, \quad (3.13)$$

де N_1 – потужність, що витрачається на дроблення з урахуванням тертя матеріалів об валок; N_2 – потужність витрачається на тертя підшипників; η – КПД передачі, η = 0,90-0,95.

Потужність двигуна N_1 необхідна для дроблення (Вт):

$$N_1 = 2 \times \pi \times n \times \tau \times L \times l \times \mu \times \lambda \times f \times R, \quad (3.14)$$

де λ – коефіцієнт, що враховує одночасність розколювання матеріалів, , λ= 0,02. Тоді N1 =41517 Вт.

Потужність N_2, необхідна на подолання тертя у підшипниках двох валків, Вт:

$$N_2 = 2 \times \pi \times n \times d_ш \times f_1 \times G, \quad (3.15)$$

де $d_ш$ – діаметр шийки валу, м; f_1 – коефіцієнт тертя кочення, приведений до валу, f_1 = 0,001; G – навантаження на підшипники, Н.

$$G = \sqrt{Q^2 + P_{ср}^2}, \qquad (3.16)$$

де Q – сила ваги валка, Н, Q = 25000Н.

$$G = \sqrt{25000^2 + (37,2 \times 10^6)^2} = 368848, \text{Н}$$

$$N_2 = 2 \times 3,14 \times 0,8 \times 0,1 \times 0,001 \times 368848 = 3335,5 \text{ Вт}$$

$$N_{дв} = (41517+3335,5)/0,95 = 47213 \text{ Вт} = 47,2 \text{ кВт}$$

РОЗДІЛ 4. ПРИВІД РОБОЧОГО ОРГАНУ

4.1. Розрахунок пасової передачі

Вихідні дані: розрахункова потужність електродвигуна Nдв = 23,6 кВт; швидкість обертання валків n2 = 80,4 об/хв = 1,34 об/с.

За ГОСТ 19523-81 приймаємо двигун 4А160S8У3 потужністю N_1 = 25 кВт з числом обертів $n1$ = 750 об/хв = 12,5 об/с.

Загальне розраховане передаточне число дробарки:

$u= n1/n2$=750/80,4 ≈7,5.

Крутний момент на валу двигуна:

$$М_{кр1} = 9550 \cdot N1n1 = 9550 \cdot 7,5750 = 95\ Н/м.$$

Приймаємо попереднє значення [13] передаточного числа клинопасової передачі U^1 =7,5.

Згідно ГОСТ 12843 – 30 приймаємо переріз паса – А. Для прийнятого перерізу паса діаметр ведучого шківа $d1$ = 220 мм.

Колова швидкість клинопасової передачі:

$V=\pi \cdot d1 \cdot n11000 \cdot 60 \leq [V]=3,14 \cdot 220 \cdot 7501000 \cdot 60 = 8,635\ м/с \leq 15\ м/с$;

де $d1$ – діаметр ведучого шківа; $n1$ – частота обертання ведучого шківа; [V] – допустима колова швидкість для даного перерізу паса, [V] = 15 м/с.

Діаметр веденого шківа (орієнтовний):

$$d' = d \cdot U^1 \cdot (1-\xi) = 220 \cdot 7,5 \cdot (1-0,02) = 1617\ мм;$$

де ξ= 0,02 - коефіцієнт пружного ковзання паса;

За ГОСТ 20898-75 приймаємо , що $d2$ = 1600 мм.

Уточнюємо передаточне число:

$$U=d2d1 \cdot (1-\xi) = 1600220 \cdot (1-0,02) = 7,42.$$

Відносна похибка передаточного числа: $\Delta = |U1-UU1| \cdot 100\% \leq [\Delta]=5\%$; $\Delta=7,5-7,427,5 \cdot 100\%=1,1\% < 5\%$.

Фактична частота обертання веденого шківа:

$$n2=n1U=7507,42=101,1\ об/хв;$$

Приймаємо n2 = 102 *об/хв =1,7 об/с.*

Орієнтовна міжосьова відстань:

$$a1=1,5\cdot d2=1,5\cdot 1600=2400 \text{ мм},$$

Розрахункова довжина паса:

$Lp=2\cdot a1+\pi\cdot(d2+d1)2+(d2-d1)24\cdot a1=2\cdot 2400+3,14\cdot(1600-220)2++(1600-220)24\cdot 2400=$ *= 7165 мм;*

Згідно ГОСТ 1284.1 – 80 приймаємо L = 7100 мм.

Число обертів паса: $U=VL=8,6357,1=1,22\ c-1\leq 15c-1$;

Відповідно прийнятій довжині паса уточнюємо міжосьову відстань: $a=0,125\cdot\{2\cdot L-\pi\cdot(d2+d1)+\sqrt{[2\cdot L-\pi\cdot(d2+d1)]2-8\cdot(d2-d1)2}\}=$

$=0,125$
$\{2\cdot 7100-3,14\cdot(1600+220)++\sqrt{[2\cdot 7100-3,14\cdot(1600+220)]2-8\cdot(1600-220)2}\}=$ *2000 мм.*

Кут обхвату ведучого шківу:

$\alpha 1=1800-57,30\cdot(d2-d1)/a\geq[\alpha_{min}]=1200;$
$\alpha 1=1800-57,30\cdot(1600-220)/2000\geq 1400=1200.$

Необхідна кількість пасів [14]: $Z1=N\text{дв}N0\cdot Cp\cdot Ca\cdot Cl\cdot Cz\leq 6(8)$;

де $N0$ = 16 кВт – номінальна потужність, яка передається одним пасом вибраного перерізу;

Cp = 0,83 – коефіцієнт динамічності та режиму роботи передачі;

Ca = 0,92 – коефіцієнт кута обхвату;

Cl = 0,86 – коефіцієнт, що враховує вплив на довговічність довжини паса;

Cz = 0,95 – коефіцієнт, що враховує число пасів у комплектів клинопасової передачі;

$$Z^1 = \frac{6}{3 \cdot 0{,}83 \cdot 0{,}92 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}95} = 3{,}2 \leq 6(8);$$

Приймаємо число пасів як Z =3.

Розрахуємо колову силу: Ft=103·$P1V$=103·68,635=695 Н;

Сила початкового натягу одного паса:

$F0$=780·$P1V$·Cp·Ca·Z+g·$V2$=780·68,635·0,83·0,92·3+0,3·8,6352=259 Н,

де g = 0,3 кг/м – масса 1 м паса.

Сили, що діють на вал та підшипники:

$$Fr=2\cdot F0\cdot Z\cdot \sin\alpha 12=2\cdot 259\cdot 3\cdot \sin 1402=1461 \text{ Н};$$

Напруження у ведучій вітці паса: $\sigma 1=\sigma 0+Ft2\cdot Z\cdot A$=1,2+6952·3·250=1,66 МПа,

де σ0 = 1,2 МПа – напруження від початкового натягу паса;

А = 250 мм2 – площа перерізу паса.

Напруження згину у пасі на дузі обхвату ведучого шківа:

σзг=E·2·$Y0d1$=70·2·4,5220=2,23 МПа,

де Е = 70 МПа – модуль пружності для короткотканевих пасів;

$Y0$ = 4,5 мм – відстань від нейтральної лінії до найбільш напружених волокон.

Напруження, які виникають у пасі від дії відцентрових сил: σv=ρ·$V2$·10−6=1300·8,6352·10−6=0,1 МПа,

де ρ = 1300 кг/м3 – питома маса.

Максимальні напруження у перерізі ведучої вітки паса в місці набігання його на ведучий шків: σmax=σ1+σ*зг*+σv=1,66+2,23+0,1=3,8 *МПа*.

Розрахункова довговічність:

T=($\sigma y \sigma max$)8·107·CU·Cн2·3600·U=(93,8)8·107·1,77·12·3600·1,22=1995000 год,

де σy = 9 МПа – границя витривалості;

CU = 1,77 – коефіцієнт, що враховує вплив передаточного числа;

Cн = 1 – коефіцієнт, що враховує непостійність навантаження.

РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

5.1 Навантаження в основних елементах валкової дробарки

Зусилля в деталях валкового дробарки визначаються навантаженням, яке створюється пружинами запобіжного пристрою. Це навантаження залежить від багатьох факторів і може бути обчислено лише приблизно.

Припустимо, що середнє сумарне зусилля між валками при дробленні матеріалу дорівнює $P_{ср}$ (Н). Площа, на якій діятиме це зусилля:

$$F = L \times l, \tag{5.1}$$

де L – довжина валків, м; l - довжина дуги на ділянці подрібнення матеріалу, м; $l = R\alpha = D\alpha/2$ (R - радіус валка, м; α - кут дуги, рад.).

При подрібненні міцних матеріалів α = 16° 70'.

Тоді l = 0,143*D=0,143*1,445=0,21 м.

F=0.6*0,21=0.124 м²

Середнє сумарне зусилля (Н) дроблення:

$$P_{ср} = \sigma_{сж} \times F \times \mu = \sigma_{сж} \times L \times l \times \mu, \tag{5.2}$$

де $\sigma_{ст}$ - межа міцності матеріалу при стисканні, кг\см² ($\sigma_{ст}$ =1200-1800 кг/см^2);

μ - коефіцієнт розпушування матеріалу для міцних порід, μ = 0,2-0,3.

$$P_{ср} = 1500 \times 1240 \times 20 = 37200000 \text{ Н} = 37,2 \text{ МН}.$$

Сила натискання пружин рухомого валка повинна забезпечувати вказані значення $P_{ср}$.

5.2 Розрахунок валу

Розрахунок валу виконується на кручення. Визначаємо крутний момент валу:

$$M = 7162(N/\eta), \tag{5.3}$$

де N – потужність на валу, к.с., N = 34,46 к.с. (по прототипу).

η – число обертів валу за хвилину, η = 48об/хв (по прототипу).

$$M = 7162(34,46/48) = 5141,7 \text{ Н*м}.$$

Визначаємо діючі на вал горизонтальні та вертикальні складові.

Знаходимо колове зусилля, яке відповідає результуючому зусиллю:

$$p_{рез} = 2M/D, \quad (5.4)$$

$$p_{рез} = 2x5141,7/1,1 = 10270 \text{ Н}.$$

Знаходимо проекції результуючого зусилля на осі х та у.

$$P_x = p_{рез} \cos\alpha \quad (5.5)$$

$$P_x = 10270x \cos 24^o20' = 9367,4 \text{ Н}$$

$$P_y = p_{рез} \sin\alpha \quad (5.6)$$

$$P_y = 10270x \sin 24^o20' = 4209,9 \text{ Н}$$

Будуємо епюри згинальних моментів. Вал розглядаємо як балку на двох опорах:

а) навантаження у горизонтальній площині

Знаходимо опорні реакції

$$\Sigma M_a = 0; \; P_x \, 0,95 - H_B 1,9 = 0$$

$$H_B = P_x 0,95/1,9$$

$$H_B = 9,367x0,95/1,9 = 4,68 \text{ кН}$$

$$\Sigma M_a = 0; \; P_x \, 0,95 - H_A 1,9 = 0$$

$$H_A = P_x 0,95/1,9 \quad (5.7)$$

$$H_A = 9,367x0,95/1,9 = 4,68 \text{ кН}$$

$$\text{Перевірка } \Sigma x = 0; \; H_A + P_x - H_B = 0,$$

$$4,68-9,36+4,68 = 0$$

$$0 = 0$$

Будуємо епюру $M_к^г$, кНм

$$\Sigma M_{к1}^г = H_a 0,95;$$

$$\Sigma M_{к1}^г = 4,62x0,95 = 4,44 \text{ кНм}$$

б) Навантаження у вертикальній площині.

Знаходимо опорні реакції:

$$\Sigma M_б = 0;\ R_a 1{,}9 + P_y 0{,}95 = 0$$

$$R_a = -P_y 0{,}95/1{,}9, \qquad (5.8)$$

$$R_a = -\ 4{,}2 \text{ х } 0{,}95/1{,}9 = -2{,}1 \text{ кН}$$

$$\Sigma M_a = 0;\ R_б 1{,}9 + P_y 0{,}95 = 0$$

$$R_б = 4{,}2 \text{ х } 0{,}95/1{,}9 = 2{,}1 \text{ кН}$$

$$\text{Проверка } \Sigma y = 0;\ R_A + P_x - P_B = 0,$$

$$-2.1 + 4.2 - 2.1 = 0$$

$$0 = 0$$

Будуємо епюру $M_x^б$, кНм

$$\Sigma M_x^б = R_A 0.95,$$

$$\Sigma M_x^б = 2{,}1 \text{ х } 0{,}95 = 1{,}99 \text{ кНм}$$

Розраховуємо діаметри ступінчастого валу:

$$\sum M_к^o = \sqrt{(M^r)^2 + (M^б)^2} \qquad (5.9)$$

де $M^г$ – крутний момент у горизонтальній площині,

$M^г = 4{,}44$кН;

$M^б$ – крутний момент у вертикальній площині,

$M^б = 2{,}1$кНм.

Переріз І-І: $\sum M_к^o = \sqrt{4{,}44^2 + 1{,}99^2} = 4{,}86кН$

$$M_{пр} = \sqrt{(M_н^o)^2 + (M_к)^2}, \qquad (5.10)$$

$$M_{пр} = \sqrt{4{,}36^2 + 5{,}14^2} = 7{,}074кН.$$

Діаметр валу визначається за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{їð}}{\pi * [\tau]}}, \qquad (5.11)$$

де [τ] – допустиме напруження, [τ] = 13,75 МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 7074}{3{,}14 \times 13{,}75}} = 165 \text{ мм, приймаємо 160мм.}$$

Переріз II –II: $M_к^o = \sqrt{0{,}5^2 + 0{,}25^2} = 0{,}56 кНм,$

$$M_{пр} = \sqrt{0{,}56^2 + 5{,}14^2} = 5{,}17 кНм,$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 5170}{3{,}14 \times 13{,}75}} = 100 \text{ мм}.$$

Виконуємо розрахунок валу на витривалість загальний коефіцієнт запасу витривалості визначається:

$$n = n_\sigma \times n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 \times n_\tau^2}, \quad (5.12)$$

де n_σ – коефіцієнт запасу втомної міцності за нормальними напруженням;

n_τ – коефіцієнт запасу втомної міцності за дотичним напруженням.

$$n_\sigma = \sigma_1 / K \times \sigma_\sigma \times \sigma_{max}, \quad (5.13)$$

де σ_1 –нормальне напруження, σ_1 = 550МПа;

σ_{max} – максимальне нормальне напруження;

$K\sigma_\sigma$ - коефіцієнт концентрації напружень.

$$K_{\sigma_\sigma} = (K_\sigma / E_\sigma + 1/\beta_\sigma - 1) 1/\beta_{упр}, \quad (5.14)$$

де K_σ – коефіцієнт концентратор, при σ = 800МПа, и σ = 1,8;

E_σ – масштабний фактор, E_σ =0,2;

β_σ – коефіцієнт якості обробки поверхні, β_σ =0,85;

$\beta_{зм}$ – коефіцієнт зміцнення частоти, $\beta_{зм}$ =1,5.

$$K\sigma_\sigma = (1{,}8/0{,}8 + 1/0{,}85 - 1) 1/1{,}5 = 1{,}62$$

$$\sigma_{max} = M \times n / W_x, \quad (5.15)$$

де Mn – результуючий крутний момент, Mn =4,86кНм

$$W_x = \Pi D^3/32, \quad (5.16)$$

$$W_x = 3.14 \text{ x } 28^3/32 = 215.4 см^3,$$

$$\sigma_{max} = \frac{4860}{215{,}4} = 225{,}6 МПа,$$

$$n_\sigma = \frac{550}{1{,}62 \times 225{,}6} = 1{,}5$$

$$n_\tau = \frac{\tau - 1}{K_{\tau\partial} \times \tau_a + \phi_r \times \tau_c}, \quad (5.17)$$

де τ–1 – дотичне напруження, τ = 400 МПа;

$K_{\tau\partial}$ - ефективний концентратор напруження;

τ_a, τ_c – дотичні напруження.

$\tau_a = \tau_c = \tau_{max}/2$.

φ_τ – характеристика циклів навантаження, $\varphi_\tau = 0{,}06$

$$K_{\tau\partial} = \left(\frac{K_\tau}{E_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1\right)\frac{1}{\beta_{зм}}, \quad (5.18)$$

де K_τ – коефіцієнт концентрації, $K_\tau = 1{,}7$;

E_τ – масштабний фактор, $E_\tau = 0{,}8$;

β_τ – коефіцієнт якості обробки поверхні, $\beta_\tau = 0{,}85$.

$$K_{\tau\partial} = \left(\frac{1{,}7}{0{,}8} + \frac{1}{0{,}85} - 1\right)\frac{1}{1{,}5} = 1{,}54.$$

$$\tau_{max} = \frac{M_u}{W_p}, \quad (5.19)$$

де W_p – геометрична характеристика поздовжнього перерізу, см^3.

$$W_p = \frac{\Pi D^3}{16}, \quad (5.20)$$

$$W_p = \frac{3{,}14 \times 28^3}{16} = 430{,}8 см^3$$

$$\tau_{max} = \frac{4860}{430{,}8} = 112{,}8 МПа$$

$$\tau_a = \tau_c = \frac{112{,}8}{2} = 56{,}4 МПа$$

$$n_\tau = \frac{400}{1{,}54 \times 56{,}4 + 0{,}06 \times 56{,}4} = 4{,}43.$$

Визначаємо загальний коефіцієнт запасу витривалості:

$$n = \frac{1{,}5 \times 4{,}43}{\sqrt{1{,}5^2 + 4{,}43^2}} = 1{,}5$$

Необхідні умови для забезпечення міцності валу:

$$n > [n] = 1,35;$$

1,5 > 1,35. Умова виконується.

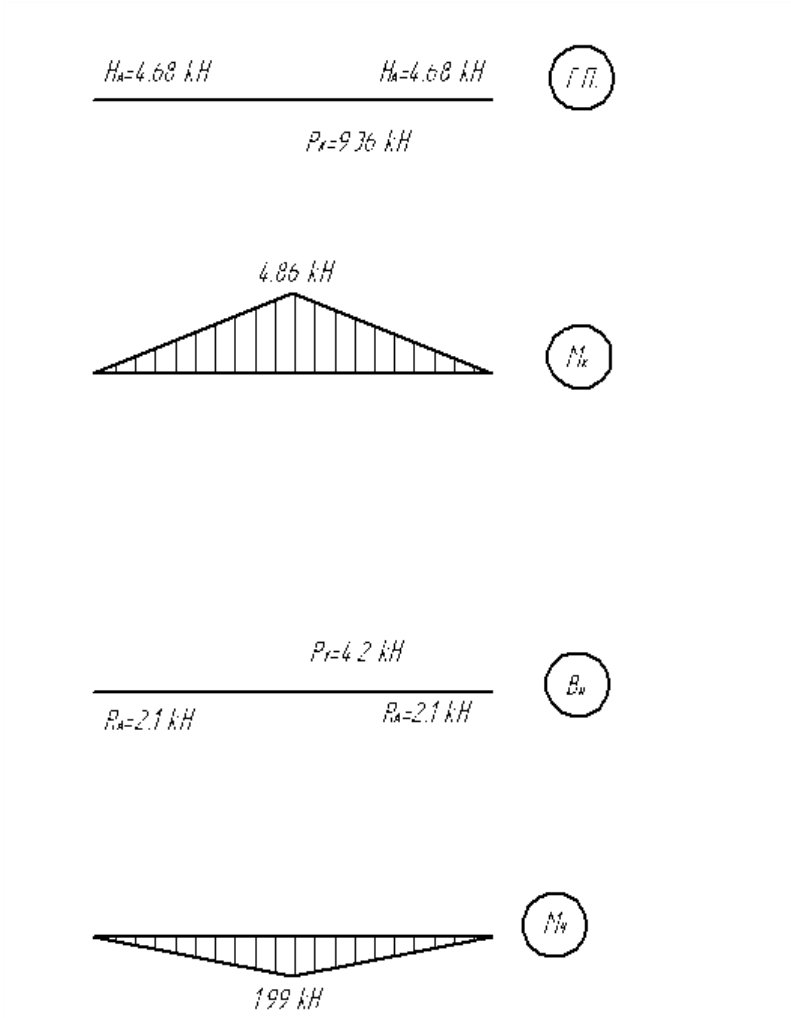


Рис. 5.1 – Розрахункові епюри навантажень

РОЗДІЛ 6. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

6.1 Технічні рішення безпеки

Мета впровадження системи управління охороною праці (УОП) це всебічне сприяння виконанню вимог, які повністю ліквідують,нейтралізують або знижують до допустимих норм вплив на працюючих,небезпечних та шкідливих факторів виробничого середовища,забезпечують усунення джерел небезпеки, ізолювання від них персоналу, використання засобів, що усувають небезпечні ситуації та підвищують технічну безпеку, створюють надійні санітарно-гігієнічні та ергономічні умови. УОП передбачає встановлення конкретних кількісних показників діяльності виробничих підрозділів, підтримування котрих в заданих межах забезпечує досягнення основної мети щодо організації безпечних та нешкідливих умов праці.

Власник зобов'язаний створити в кожному структурному підрозділі і на робочому місці умови праці відповідно до вимог нормативних актів, а також забезпечити дотримання прав працівників, гарантованих законодавством про охорону праці.

З цією метою власник забезпечує функціонування системи управління охороною праці, для чого:

створює відповідні служби і призначає посадових осіб, які забезпечують вирішення конкретних питань охорони праці, затверджує інструкції про їх обов'язки, права та відповідальність за виконання покладених на них функцій;

розробляє за участю профспілок і реалізує комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів з охорони праці, впроваджує професійні технології, досягнення науки і техніки та автоматизації виробництва, вимоги ергономіки, позитивний досвід з охорони праці, тощо;

забезпечує усунення причин, що призводять до нещасних випадків, професійних захворювань і виконання профілактичних заходів, визначених комісіями за підсумками розслідування цих причин;

організовує проведення лабораторних досліджень умов праці, атестації робочих місць на відповідність нормативним актам про охорону праці в порядку і строки, що встановлюються законодавством, вживає за їх підсумками заходів щодо усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я виробничих факторів;

розробляє і затверджує положення, інструкції, інші нормативні акти про охорону праці, що діють у межах підприємства та встановлюють правила виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, на будівельних майданчиках, робочих місцях відповідно до державних міжгалузевих та галузевих нормативних актів про охорону праці, забезпечує безкоштовно працівників нормативними актами про охорону праці;

здійснює постійний контроль за дотриманням працівниками технологічних процесів, правил поводження з машинами, механізмами,устаткуванням та іншими засобами виробництва, використанням засобів колективного та індивідуального захисту, виконанням робіт відповідно до вимог щодо охорони праці;

організовує пропаганду безпечних методів праці та співробництва з працівниками в галузі,охорони праці.

У випадку відсутності в нормативних актах про охорону праці вимог, які необхідно виконати для забезпечення безпечних і нешкідливих умов праці на певних роботах, власник зобов'язаний вжити погоджених з органами державного нагляду заходів, що забезпечують безпеку працівників.

У разі виникнення на підприємстві надзвичайних ситуацій і нещасних випадків власник зобов'язаний ужити термінових заходів для допомоги потерпілим, залучити при необхідності аварійнорятувальні формування.

Система цілей УОП — багаторівневий комплекс, який, у свою чергу, визначає цілі для різних рівнів управління охороною праці з врахуванням стадій виробничого циклу.

На рівні галузі встановлюються цілі стратегічного характеру щодо прийняття довготермінових планів наукового, технічного, економічного та

соціального розвитку об'єктів (умов та безпеки) на підставі довготривалих прогнозів і програм розвитку.

На рівні виробничих об'єднань та підприємств визначаються цілі тактичного характеру: установлення складу та структури підрозділів, методів взаємодії, аналіз рівня безпеки праці стимулювання. З переходом на госпрозрахунок та самофінансування виробничі об'єднання та підприємства повинні ставити стратегічні цілі.

На рівні цехів і дільниць встановлюються цілі оперативного характеру: послідовність оперативного виконання окремих функцій тощо.

Окремі виконавці, що впливають на умови праці, організаційно та технічно забезпечують їх оптимізацію і цілі безпеки праці.

Основні завдання, вирішення яких забезпечує досягнення цілей УОП на різних рівнях управління і стадіях організаційно-виробничої діяльності, полягають у виконанні комплексу послідовних взаємопов'язаних дій щодо попередження травматизму та виробниче зумовлених захворювань.

Вирішення задач управління охороною праці має бути забезпечене взаємодією усіх структурних підрозділів, служб і фахівців, які визначаються керівником підприємства. Функції структурних підрозділів і служб, посадові обов'язки керівних та інженерно-технічних працівників щодо виконання задач управління охороною праці встановлюються на місцях на всіх рівнях, виходячи з структури, штатів і конкретних умов діяльності установи (підприємства).

6.2 Стан виробництва

Організація роботи щодо управління охороною праці базується на принципах теорії управління, основними з котрих є: системність, оптимальніша, динамічність, наступність та стандартизація. Принцип системності полягає в тому, що процеси технології та безпеки розглядаються у взаємозв'язку.

Системність реалізації завдань управління охороною праці полягає у поєднанні розрізнених заходів із безпеки праці в єдину систему цілеспрямованих, постійно здійснюваних дій на всіх рівнях і стадіях управління виробництвом.

Створюється система стандартів підприємства.

Організаційно-функціональна схема УОП базується на координуючій ролі відділу охорони праці, який бере участь у здійсненні всіх функцій управління, пов'язаних із безпекою праці.

Державні органи управління охороною праці інформують населення України відповідного регіону, працівників галузі та трудові колективи про реалізацію державної політики з охорони праці, виконання національних, територіальних чи галузевих програм із цих питань, про рівень і причини аварійності, виробничого травматизму і професійних захворювань, про виконання своїх рішень щодо охорони життя т а здоров'я працівників.

На державному рівні ведеться єдина державна статистична звітність з питань охорони праці.

Система управління охороною праці містить об'єкт управління,інформаційно-контрольні зв'язки та керуючий орган. Об'єктом УОП є діяльність щодо забезпечення оптимальних умов та безпеки праці на робочих місцях, дільницях та в цехах.

Керуючим органом є служба охорони праці, керівники структурних підрозділів усіх рівнів керування галуззю,об'єднанням, підприємством. Управління здійснюється шляхом збору та оцінки інформації, виявлення відхилень від установлених вимог і здійсненням керуючих впливів на об'єкт управління за допомогою організаційно – розпорядних, економічних та соціально – психологічних методів.

УОП — це ієрархічна багаторівнева система, яка встановлює такі рівні управління:

галузь (керівництво, науково-технічна рада, відділ охорони праці);

об'єднання (керівництво, науково-технічна рада, відділ охорони праці);

виробничі підприємства;

цехи, дільниці цехів;

робочі місця(конкретні виконавці) Управління охороною праці здійснюється реалізацією наступних функцій:

прогнозування та планування заходів щодо забезпечення безпеки праці;

створення організаційної структури;

кількісна оцінка рівня безпеки праці;

збір та оформлення вихідної інформації про стан умов та безпеки праці;

розробка та формування переліку управляючих впливів;

стимулювання роботи щодо безпеки праці. Відповідальність за здійснення управління охороною праці в галузі та в підрозділах покладається на їх керівників в межах їх посадової компетенції.

Згідно із статтею 23 Закону України "Про охорону праці",власник створює на підприємстві службу охорони праці. Типове положення про цю службу затверджується Державним Комітетом України з нагляду за охороною праці.

На підприємстві виробничої сфери з кількістю працюючих менше 50 чоловік функції служби можуть виконувати в порядку сумісництва особи, які мають відповідну підготовку.

Служба охорони праці підпорядковується безпосередньо керівникові

підприємства і прирівнюється до основних виробничо-технічних служб.

Організаційно-методичну роботу безпосередньо на підприємстві (якщо чисельність працюючих у ньому мала) з усіх функцій і задач управління охороною праці, підготовку управлінських рішень і контроль за їх реалізацією виконує інженер (старший інженер) з охорони праці або призначена власником особа, яка виконує його обов'язки за сумісництвом.

На працівників служб охорони праці не повинні покладатися обов'язки, не пов'язані з їх функціями. Усі заходи з охорони праці працівники служб охорони праці виконують у тісній взаємодії з керівництвом підприємств та їх підрозділів.

Для загальної оцінки стану умов праці та планування заходів щодо їх покращення застосовується Єдина державна система показників обліку умов і безпеки праці, затверджена наказом Державного комітету України з нагляду за охороною

Спеціалісти з охорони праці мають право видавати керівникам структурних підрозділів підприємства обов'язкові для виконання приписи щодо усунення наявних недоліків, отримувати від них необхідні відомості, документацію і пояснення з питань охорони праці, вимагати відсторонення від роботи осіб, які не пройшли медичного огляду, навча Мета впровадження системи управління охороною праці (УОП) це всебічне сприяння виконанню вимог, які повністю ліквідують,нейтралізують або знижують до допустимих норм вплив на працюючих небезпечних та шкідливих факторів виробничого середовища,забезпечують у сунення джерел небезпеки, ізолювання від нихперсоналу, використання засобів, що усувають небезпечні ситуації,та підвищують технічну безпеку, створюють надійні санітарно-гігієнічні та ергономічні умови. УОП передбачає встановлення конкретних кількісних показників діяльності виробничих підрозділів, підтримування котрих в заданих межах забезпечу єдосягнення основної мети щодо організації безпечних та нешкідливих умов праці.

Власник зобов'язаний створити в кожному структурному підрозділі і на робочому місці умови праці відповідно до вимог нормативних актів, а також забезпечити дотримання пра працівників, гарантованих законодавством про охорону праці.

З цією метою власник забезпечує функціонування системи управління охороною праці, для чого:

створює відповідні служби і призначає посадових осіб, які забезпечують вирішення конкретних питань охорони праці, затверджуєі нструкції про їх обов'язки, права та відповідальність за виконання покладених на них функцій;

розробляє за участю профспілок і реалізує комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів з охорони праці, впроваджує професійні

технології, досягнення науки і техніки, засоби автоматизації виробництва, вимоги ергономіки, позитивний досвід з охорони праці, тощо;

забезпечує усунення причин, що призводять до нещаснихвипадків, професійних захворювань і виконання профілактичних заходів, визначених комісіями

за підсумками розслідування цих причин;

організовує проведення лабораторних досліджень умов праці,атестації робочих місць на відповідність нормативним актам про охорону праці в порядку

і строки, що встановлюються законодавством, вживає за їх підсумками заходів щодо усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я виробничих факторів;

розробляє і затверджує положення, інструкції, інші нормативні акти про охорону праці, що діють у межах підприємствата встановлюють правила виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, на будівельнихмайданчиках, робочих місцях відповідно до державних міжгалузевих та галузевих нормативних актів про охорону праці, забезпечує безкоштовно працівників нормативними актами про охорону праці;

здійснює постійний контроль за дотриманням працівниками технологічних процесів, правил поводження з машинами, механізмами,устаткуванням та іншими засобами виробництва, використанням засобів колективного та індивідуального захисту, виконанням робіт відповідно до вимог щодо охорони праці;

організовує пропаганду безпечних методів праці таспів робітництво з працівниками в галузі, охорони праці.

У випадку відсутності в нормативних актах про охорону праці вимог, які необхідно виконати для забезпечення безпечних і нешкідливих умов праці на певних роботах, власник зобов'язаний вжити погоджених з органами державного нагляду заходів, що забезпечують безпеку працівників.

У разі виникнення на підприємстві надзвичайних ситуацій і нещасних випадків власник зобов'язаний ужити термінових заходів для допомоги потерпілим, залучити при необхідності аварійно- рятувальні формування.

Система цілей УОП — багаторівневий комплекс, який, у свою чергу, визначає цілі для різних рівнів управління охороною праці з врахуванням стадій виробничого циклу.

На рівні галузі встановлюються цілі стратегічного характер щодо прийняття довготермінових планів наукового, технічного,економічного та соціального розвитку об'єктів (умов та безпеки) на підставі довготривалих прогн озів і програм розвитку.

На рівні виробничих об'єднань та підприємств визначаються цілі тактичного характеру: установлення складу та структури підрозділів, методів взаємодії, аналіз рівня безпеки

праці стимулювання. З переходом на госпрозрахунок та самофінансування виробничі об'єднання та підприємства повинні ставити стратегічні цілі.

На рівні цехів і дільниць встановлюються цілі оперативного характеру: послідовність оперативного виконання окремих функцій тощо.

Окремі виконавці, що впливають на умови праці, організаційно та технічно забезпечують їх оптимізацію і цілі безпеки праці.

Основні завдання, вирішення яких забезпечує досягнення цілей УОП на різних рівнях управління і стадіях організаційно-виробничої діяльності, полягають у виконанні комплексу послідовних взаємопов'язаних дій щодо попередження травматизму та виробниче зумовлених захворювань.

Вирішення задач управління охороною праці має бутизабезпечене взаємодією усіх структурних підрозділів, служб і фахівців, які визначаються керівником підприємства. Функції структурних підрозділів і служб, посадові обов'язки

керівних та інженерно-технічних працівників щодо виконання задач управління охороною праці встановлюються на місцях на всіх рівнях, виходячи з структури, штатів і конкретних умов діяльності установи (підприємства).

6.3 Організація пожежної охорони

Пожежа - неконтрольоване горіння поза спеціальним вогнищем, яке призводить до матеріальної шкоди.

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.

Причинами пожеж та вибухів на підприємстві є порушення правил і норм пожежної безпеки, невиконання Закону “Про пожежну безпеку”.

Небезпечними факторами пожежі і вибуху, які можуть призвести до травми, отруєння, загибелі або матеріальних збитків є відкритий вогонь, іскри, підвищена температура, токсичні продукти горіння, дим, низький вміст кисню, обвалення будинків і споруд.

За стан пожежної безпеки на підприємстві відповідають її керівники, начальники цехів, майстри та інші керівники.

На підприємствах існує два види пожежної охорони: професійна і воєнізована. Воєнізована охорона створюється на об’єктах з підвищеною небезпекою. Крім того на підприємствах для посилення пожежної охорони організовуються добровільні пожежні дружини і команди, добровільні пожежні товариства і пожежно-технічні комісії з числа робітників та службовців. При Міністерстві внутрішніх справ існує управління пожежної охорони (УПО) і його органи на місцях. До складу УПО входить Державний пожежний нагляд який здійснює:

Контроль за станом пожежної безпеки

Розробляє і погоджує протипожежні норми і правила та контролює їх виконання в проектах і безпосередньо на об’єктах народного господарства

Проводить розслідування і облік пожеж

Організовує протипожежну профілактику.

Протипожежна профілактика - це комплекс організаційних і технічних заходів, які спрямовані на здійснення безпеки людей, на попередження пожеж, локалізацію їх поширення, а також створення умов для успішного гасіння пожежі.

Відповідальним керівником робіт по ліквідації пожеж і аварій на підприємстві є головний інженер. Начальник структурного підрозділу, в якому виникла пожежа, є відповідальним виконавцем робіт по її ліквідації.

Горіння та пожежонебезпечні властивості речовин і матеріалів.

Горіння - це процес окислення який супроводжується інтенсивним виділенням тепла і

променевої енергії.

Горіння виникає коли є горюча речовина, окислювач та джерело запалювання. Окислювачами можуть бути кисень повітря, бертолетова сіль,пероксид натрію, азотна кислота,хлор, фтор, бром, окисли азоту, тощо.

Горіння може бути повним і неповним. Повне - при достатній або надлишковій кількості окислювача і при такому горінні виділяються натоксичні речовини.

Неповне - відбувається при недостатній кількості окислювача. При неповному горінні утворюються продукти неповного згорання, серед яких є токсичні речовини (чадний газ,водень).

При горінні однорідних горючих сумішей виникає кінетичне горіння, швидкість поширення якого залежить від швидкості передавання теплової енергії в суміші і може досягати сотень метрів на секунду і супроводжується вибухом.

Вибух - швидке перетворення речовин (вибухове горіння), яке супроводжується виділенням енергії і утворенням ударної хвилі. Ударна хвиля поширюється перед фронтом полум'я із швидкістю звуку 330 м/с.

Пожежо – вибухонебезпечність виробництв визначається агрегатним станом речовин та матеріалів та їх показниками пожежо-вибухонебезпечності. Показники пожежо – вибухонебезпечності: група спалимості, температура займання, температура спалаху, температура самозаймання, нижня та верхня концентраційні межі запалення, умови теплового самозаймання та ін.

Спалимість - це здатність речовини або матеріалу до горіння. Займання - це початок горіння під дією джерела запалювання. За спалимістю речовини і матеріали поділяються на три групи:

Спалимі - речовини і матеріали здатні самозайматися, або займатися від джерел запалювання і самостійно горіти або тліти після його віддалення. До них відносяться всі органічні речовини.

Неспалимі - речовини і матеріали, які не здатні до горіння у повітрі, від джерел запалювання не займаються, не тліють і не обвуглюються. Це неорганічні матеріали, метали та ін.

Важкоспалимі - речовини і матеріали, які горять від джерела запалювання, але не здатні горіти після його видалення. Це матеріали, які містять спалимі та неспалимі складові.

Температура займання - це найнижча температура речовини, при якій вона виділяє пари з такою швидкістю, що після займання їх від джерела запалювання виникає стійке горіння.

Температура спалаху - це найнижча (в умовах спеціального дослідження) температура речовини, при якій над її поверхнею утворюються пари, які здатні спалахнути у повітрі від джерела запалювання, але швидкість утворення парів недостатня для подальшого горіння.

Спалимі рідини більш пожежонебезпечні, ніж тверді матеріали і речовини, тому що вони легко займаються, інтенсивніше горять та утворюють з

повітрям вибухо – та пожежонебезпечні суміші і характеризуються температурою спалаху, нижньою і верхньою межею поширення полум'я нижньою і верхньою межею поширення полум'я.

За температурою спалаху розрізняють рідини:

Легкозаймисті (ЛЗР) - це рідини з температурою спалаху до 61 °С (в закритому тиглі) або до 66 V (у відкритому тиглі).

Спалимі рідини (СР) - це рідини з температурою спалаху понад 61 °С (в закритому тиглі) або понад 66 °С (у відкритому тиглі).

Ступінь пожежовибухонебезпечності спалимих газів визначається також концентраційними межами поширення полум'я. Нижня концентраційна межа поширення полум'я - це мінімальний вміст палива в середовищі, при якому можливе поширення полум'я по суміші на будь - яку відстань від джерела запалення.

Верхня концентраційна межа поширення полум'я визначається максимальним вмістом палива в середовищі, вище якого суміш стає нездатною до поширення полум'я. Всередині цих меж суміш спалима, а поза ними суміш не горить. Пожежо- і вибухо- небезпечний пил.

Залежно від значення нижньої межі поширення полум'я пил поділяють на вибухо- і пожежонебезпечний. Пил, який складається з найменших частинок спалимих речовин, що перебувають у зваженому стані (аерозоль) в межах від нижньої до верхньої концентраційної межі поширення полум'я є вибухонебезпечним. За ступенем вибухо- і пожежонебезпесності пил поділяють на дві групи і чотири класи.

Вибухонебезпечний пил (група А) - пил з нижньою межею поширення полум'я до 65 г/м3. Найбільш вибухонебезпечний пил (I клас) - пил з нижньою межею поширення полум'я до 15 г/м3 (пил сірки, каніфолі, нафталіну, сухого молока, торфу). Вибухонебезпечний пил II клас) - пил з нижньою концентраційною межею поширення полум'я від 15 г/м3 до 65 г/м3 (пил кави, чаю, борошна, вугілля, сіна, гороху).

Пожежонебезпечний пил (група Б) - пил з нижньою межею поширення полум'я більше 65 г/м1. Найбільш пожежонебезпечний пил (III клас) - пил з температурою самозаймання до 250 °С (пил тютюну). Пожежонебезпечний пил (III клас) - пил з температурою самозаймається більше 250 °С (деревний та вугільний пил).

Самозаймання речовин.

Самозаймання - явище різкого збільшення швидкості екзотермічних реакцій, які приводять до виникнення горіння речовини при відсутності запалювання. Залежності від причин самозаймання буває хімічним, тепловим, мікробіологічним. Хімічне самозаймання виникає в результаті дії на речовину кисню повітря, води або взаємодії речовин. Наприклад, самозаймання забрудненого оливою ганчір'я, через окиснення олив повітрям з виділенням тепла, або під дією води на лужні метали займається водень. Теплове - це самозаймання виникає внаслідок самонагрівання, яке виникло під дією зовнішнього нагріву речовини вище температури самонагрівання. Мікробіологічне самозаймання виникає в органічних речовинах. При певній вологості і температурі в органічних речовинах, торфі, ініціюється життєдіяльність мікроорганізмів і утворюється павутинний гліт (грибок). При цьому підвищується температура і міняються форми мікроорганізмів, а при температурі 75 °С гинуть. Але при 60-70 °проходить окиснення і обвуглення деяких легкозаймистих органічних сполук з утворенням дрібнопористого вугілля. Адсорбуючи кисень повітря це вугілля нагрівається до температури розпаду і активного окиснення органічних речовин, що і призводить до займання.

Протипожежні вимоги до будинків і споруд.

Виходячи з властивостей речовин і матеріалів, умов їх застосування і обробки і у відповідності із ОНТП 24-86 "Визначення категорій приміщень і

будівель по вибухопожежній і пожежній небезпеці’’ приміщення по вибухопожежній і пожежній небезпеці діляться на п’ять категорій - А, Б, В, Г, Д.

До категорії А належать приміщення, де перебувають спалимі та легкозаймисті рідини з температурою спалаху, що не перевищує 28 °С, а також речовини і матеріали здатні вибухати і горіти при взаємодії з водою, киснем або одне з одним; при утворенні вибухонебезпечних сумішей розвивається розрахунковий надлишковий тиск вибуху 5 кПа.

До категорії Б належать приміщення, в яких є пил та волокна, легкозаймисті рідини з температурою спалаху понад 28 °С та спалимі рідини в такій кількості, що можуть утворюватися вибухонебезпечні пилоповітряні та пароповітряні суміші, при займанні яких розвивається розрахунковий надлишковий тиск вибуху 5 кПа.

До категорії В належать приміщення, де перебувають спалимі та важкоспалимі рідини, тверді спалимі та важкоспалимі речовини та матеріали (в тому числі пил та волокна), а також речовини і матеріалиякі здатні при взаємодії з водою, киснем повітря та одне з одним тільки горіти (за умови, що ці приміщення не відносяться до категорії А чи Б).

До категорії Г належать приміщення, в яких є неспалимі речовини та матеріали в гарячому, розпеченому або розплавленому стані, а також спалимі гази, рідини та тверді речовини, які спалюються або утилізуються як паливо; процес їх обробки супроводжується виділенням променевої теплоти, іскор та полум’я.

До категорії Д належать приміщення, в яких є неспалимі речовини та матеріали у холодному стані.

На розвиток пожежі у приміщеннях та спорудах значно впливає здатність окремих будівельних елементів чинити опір впливу тепла, тобто їх вогнестійкість.

Вогнестійкість - здатність будівельних конструкцій чинити опір дії високої температури, утворенню наскрізних тріщин та поширенню вогню в умовах

пожежі і виконувати при цьому свої звичайні експлуатаційні функції. Вогнестійкість конструкцій будівель характеризується межею вогнестійкості.

Межа вогнестійкості - це час, на протязі якого конструкція може витримати дію вогню, а потім вже починається деформація.

Всі будівлі і споруди за ступенем вогнестійкості за СНиП 2.01.02-85 поділяють на 5 ступеней.

Будинок може належати до того або іншого ступеня вогнестійкості, якщо значення меж вогнестійкості і меж поширення вогню усіх конструкцій не перевищує значень вимог СНиП 2.01.02-85.

Пожежна профілактика електрообладнання.

Електрична енергія певних умовах легко переходить у теплову і це може викликати пожежі і вибухи. Пожежна небезпека електрообладнання, електронних приладів, радіоелектронної апаратури, апаратури управління, електроприймачів пов’язана з використанням спалимих матеріалів: гуми, пластмас, лаків, олій.

Джерелами займання можуть бути електричні іскри, дуги, коротке замикання, струмові перевантаження, перегріті опірні поверхні, несправність обладнання. Окислювачем звичайно служить кисень. Але потужність і тривалість дії цих джерел займання порівняно малі, тому горіння, як правило, не розвивається. Виникнення пожежі в електронних пристроях можливо, якщо використовуються спалимі і важкоспалимі матеріали і вироби.

Кабельні лінії електроживлення виконані з спалимого ізоляційного матеріалу, тому є найбільш пожежонебезпечними елементами в конструкціях електрообладнання.

Коротке замикання (КЗ).

КЗ виникають в результаті порушення ізоляції частин обладнання, що проводять струм і зовнішніх механічних пошкоджень в електричних дротах, монтажних дротах, обмотках двигунів і апаратів. Ізоляція елементів, що проводять струм може пошкоджуватися при дії на неї високої температури або полум'я, інфрачервоного випромінювання, переходу напруги з первинної обмотки силового трансформатора на вторинну, при підвищених режимах навантаження (нагрів до високих температур, і як наслідок при охолодженні конденсується вода) та інш.

Сила струму КЗ може бути від одиниць до сотень кілоампер. Струми КЗ викликають термічну і електродинамічну дію і супроводжуються різким зниженням напруги в електромережі. Струми КЗ можуть перегріти частини, що проводять струм і розплавити дроти (температура до 20000 °С). Протікання по провіднику тривалого допустимого струму силою (I) пов'язано з виділенням тепла 0 (Дж), і кількісно визначається законом Ленца-Джоуля:

$$Q = I^2Rt,$$

де I - сила тривалого припустимого струму, А; R - активний опір, Ом; t- час, с.

Час проходження струму КЗ не перевищує декількох секунд або навіть долі секунди і залежить від дії апаратів захисту (плавких запобіжників, автоматичних вимикачів, ін.). При проходженні струму КЗ сила якого перевищує допустимий струм, температура нагріву дроту різко підвищується і може досягнути небезпечних значень.

Відомо, що два провідники, по яких проходить електричний струм, взаємодіють один з одним. Напрям сили взаємодії визначається напрямом струму в провідниках. При одинаковому напрямі струму електродинамічні сили притягують провідники, при різних - відштовхують. При КЗ в мережі можуть виникати струми, що в десятки і сотні раз перевищують номінальні, тому

електродинамічні сили стараються деформувати провідники і ізолюючі частини, на яких вони кріпляться.

КЗ супроводжується різким зниженням напруги в електромережах. В результаті виникає частковий або повний розлад електропостачання споживачів.

Профілактика КЗ передбачає наступні заходи:

- правильний вибір, монтаж і експлуатація електричних мереж, електрообладнання;
- правильний вибір конструкції електрообладнання, способу встановлення і класу ізоляції (опір ізоляції згідно з ПУЕ 500кОм);
- електричний захист електричних мереж, електрообладнання (швидкодіючі реле, автоматичні вимикачі, запобіжники).

Перевантаження.

При проходженні струму по провідниках виділяється тепло, яке нагріває їх до температур при яких посилюються окислювальні процеси, на дротах утворюються оксиди, які мають високий опір, збільшується опір контакту і, відповідно кількість тепла, що виділяється. А це спричиняє старіння або руйнування ізоляції. Наслідком цього може бути електричний пробій ізоляції, пошкодження пристрою, а при наявності спалимої ізоляції пожежо- і вибухонебезпечного середовища - пожежа або вибух. Оскільки кожний провідник розрахований на певний струм, то збільшення його може призвести до перевантаження.

Причиною перевантаження може бути неправильний розрахунок при проектуванні мереж і схем (занижений переріз дротів, перевантаження радіоелементів, додаткове включення пристроїв до джерел живлення на які вони не розраховані). пониження напруги в мережі.

Профілактика пожеж від перевантажень:

- при проектуванні необхідно правильно вибирати переріз провідників мереж і схем за допустимою густиною струму, щоб $I_{доп}.>=I_р$;

- в процесі експлуатації електричних мереж не можна включати додатково електроприймачі, якщо мережа на це не розрахована;
- для захисту електрообладнання від струмів перевантаження найбільш
- ефективні автоматичні і електронні схеми захисту, виключателі, теплові реле;
- плавкі запобіжники.

Перехідні опори.

Причиною пожежі і аварій можуть бути великі перехідні опори, які виникають в місцях з’єднань та розгалужень провідників, в контактах пристроїв, або на клемах, якщо ці з’єднання зроблені неправильно або покрилися ржавчиною.

При проходженні струму навантаження в такому контактному з'єднанні виділяється деяка кількість тепла, пропорційна квадратному струму і опору точок дійсного дотику. Вона може бути досить велика, що місця перехідних опорів сильно нагріваються. Якщо контакти будуть торкатися спалимих матеріалів, то ці матеріали можуть зайнятися, якщо ж є вибухонебезпечна суміш газів виникне вибух.

Профілактика пожеж від перехідних опорів.

Для збільшення площі дійсного дотику контактів необхідно використовувати пружні контакти або спеціальні стальні пружини; для відводу тепла від точок дотику і розсіювання його необхідно виготовляти контакти певної маси і поверхні охолодження; всі контактні зєднання повинні бути доступні для огляду

Головним засобом запобігання пожеж і вибухів від електрообладнання є правильний вибір і експлуатація обладнання у вибухо- і пожежонебезпечних приміщеннях і виробництвах. Згідно ПУЕ, приміщення (цехи, дільниці та інш.) поділяються на пожежонебезпечні (П-1 , П-іі, П-Ііа, П-ІІІ) івибухонебезпечні (В-І, В-Іа, В-Іб, В-Іг, В-ІІ, В-Ііа) зони.

Засоби та способи гасіння пожежі.

Пожежу, яка виникла можна ліквідувати, якщо забрати один з трьох факторів необхідних для горіння: горючу речовину, окислювач, джерело тепла. Існують два способи гасіння пожеж: фізичний та хімічний.

До фізичних способів припинення горіння відносяться:

- охолодження зони горіння або горючих речовин;
- розбавлення реагуючих речовин в зоні горіння негорючими речовинами;
- ізоляція реагуючих речовин від зони горіння.

Хімічний спосіб припинення пожежі - це хімічне гальмування реакції горіння. До основних засобів гасіння пожежі (з допомогою яких здійснюється той чи інший спосіб припинення горіння) відносяться:

- вода (у вигляді струменя або у розпиленому стані);
- інертні гази (вуглекислий газ, азот);
- піни хімічні та повітряно-механічні;
- порошкові суміші
- покривала з брезенту та азбесту.

Вибір тих чи інших способів та засобів гасіння пожеж визначається в кожному конкретному випадку залежно від стадії розвитку пожежі, масштабів загорянь, особливостей горіння речовин та матеріалів.

Вода - найбільш дешева та поширена вогнегасна речовина. Це пояснюється:

- великою теплоємністю (теплота пароутворення 539 кал/г)
- високою термічною стійкістю (розкладається при температурі вище 1700 ºС).
- значним збільшенням об'єму при пароутворенні (1л води при випаровуванні утворює більше 1700л пари);
- охолоджує зону горіння;

Воду застосовують у вигляді потужних струменю і як пару. Струменем води збивають полум’я і одночасно охолоджують поверхню. Струменем води гасять тверді спалимі речовини; дощем і водяним пилом - тверді, волокнисті сипучі речовини, а також легкозаймисті та спалимі рідини (спирт, трансформаторна олія, тощо). Водяна пара застосовується для гасіння пожеж у приміщеннях об’ємом до 500 м^3 невеликих загорянь на відкритих установках.

Промислові підприємства мають зовнішнє і внутрішнє протипожежна

водопостачання. Необхідний тиск води створюється стаціонарними пожежними помпами, котрі забезпечують подання компактних струменіє на висоту не менше 10 м або рухомими пожежними помпами і мотопомпами, що забирають воду із гідрантів внутрішній протипожежний водогін обладнується пожежними кранами, які встановлюються на висоті 1,35 м від підлоги всередині приміщень біля виходів, у коридорах, на сходах. Кожний пожежний кран споряджається прогумованим рукавом та пожежним стволом.

Для гасіння пожеж всередині будівель, крім пожежних кранів встановлюються автоматично діючі спринклерні або дренажні установки. Спринклерна установка водяної системи являє собою розгалужену мережу труб під стелею зі спринклерними головками (розбризкувачами), які закриті легкоплавкими замками, що розраховані на спрацювання при температурі 72, 93, 141, 182 ºС. Установки мають контрольно-сигнальний клапан, який пропускає воду в спринклерну мережу, при цьому одночасно подає звуковий сигнал, контролює тиск води до і після клапану.

Дренажні установки обладнуються розбризкуючими головками, які постійно відкриті. Вода подається в дренажну систему вручну або автоматично при опрацюванні пожежних давачів, які відкривають клапан групової дії інертні гази (вуглекислота, азот, аргон, ін.) особливо доцільно застосовувати тоді, коли застосування води може викликати вибух або поширення горіння, або ж пошкодження апаратури, обладнання, цінностей.

Вуглекислота виконує дві функції :охолоджуючу та ізолюючу.

Вуглекислота - газ без кольору і запаху. Він важче від повітря в 15 рази; при

0ºС і Р=36атм легко переходить у рідкий стан, тоді його називають вуглекислотою. З 1л рідкої вуглекислоти при $t^{o}=0^{o}$ утворюється 506л газу.

Зберігаються в стальних балонах. Подача кислоти проводиться через раструби - диффузори, внаслідок чого відбувається переохолодження кислоти, що виходить і утворення вуглекислого снігу.

При використанні вуглекислоти необхідно врахувати токсичність її. При вдиханні повітря, яка містить 10% CO_2, і не має запаху наступає параліч дихання і смерть.

Азот не має ні кольору ні запаху. Порівняно з CO_2; в рідкий стан переходить при дуже низькій температурі (-195.8 ºС). Азот як засіб гасіння використовується по методу розбавлення спалимої речовини.

Вуглекислоту і азот застосовують в порівняно невеликих по об'єму приміщеннях, головним чином при гасінні речовин, що горять полум'ям (рідини,гази). Погано гасять речовини, здатні тліти.

Оскільки вуглекислота відновлюється лужноземельними металами, її не можна застосовувати при гасінні цих металів.

Азот застосовують для заповнення вільних об'ємів в посудинах над ПЗР з метою запобігання вибухів у виробничих установках.

Піни для гасіння пожеж являють собою суміш газу з рідиною. Пухирці газу можуть утворюватися всередині рідини в результаті хімічних процесів або механічного змішування газу (повітря) з рідиною. Гасіння піною полягає в тому, що пінне покриття є якби екраном, який запобігає дії тепла зони горіння на поверхню речовини. Піна запобігає виходу рідини в зону горіння, виявляючи ізолюючу дію. Піна виявляє і деяку охолоджуючу дію.

ВИСНОВОК

В даному дипломному проекті спроектовано валкову дробарку для подрібнення будівельних матеріалів у виді будівельних відходів, глини та вапняку. В процесі проектування були визначені основні параметри ваклкової дробарки, проведено розрахунки основних параметрів, розрахунок валу.

Основна увага була приділена проектування вібраційного валка валкової дробарки з метою підвищення здатності дробарки дробити більш міцні матеріали, зменшить налипання матеріалу на валки та запобігатиме пресування вихідного матеріалу. Не менша увага була приділена ефективному

транспортуванню валкової дробарки до заводу по переробці будівельних матеріалів. Був проведений аналіз та розрахунки кріплення дробарки на транспортному засобі та моделювання маршруту перевезення дробарки.

В роботі було розглянуто небезпечні фактори при роботі дробарок та дано рекомендації по безпечній експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Баженов В.А. Будівельна механіка. Комп'ютерні технології і моделювання: підручник/В.А.Баженов, А.В.Перельмутер, О.В. Шишов//- К.:ПАТ "ВІПОЛ", 2013. – 896 с.: ил.
2. Баладінський В.Л. Будівельна техніка: Підручник /В.Л.Баладінський, І.І.Назаренко, О.Г.Онищенко// - Київ – Полтава: КНУБА-ПНТУ, 2002. – 463 с.
3. Бауман В.А. Механическое оборудование строительных материалов, изделий и конструкций / В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов. – М.: Машиностроение, 1981. – 32 с.
4. Блехман И.И. Вибрационная механика /И.И.Блехман// - М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
5. Блохин В.С. Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: пособие. ч.I / В.С. Блохин, В.И. Большаков, Н.Г. Малич. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2006. – 404 с.
6. Вайсберг Л.А. Технология утилизации бетонов /Л.А. Вайсберг, Б.М. Волянский, И.Д.Устинов// Строительные материалы, 2003, №8, стр. 11-13.

7. Вайсберг Л.А. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин. – СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. – 306 с.
8. Варганов В.О. Передача винт-гайка: учебное пособие /В.О. Варганов, М.В. Аввакумов, М.В. Колычев, В.М. Гребенникова, В.А. Романов; СПбГТУРП. – СПб., 2015. – 57 с.
9. Клушанцев Б.В. Дробилки. Конструкция, расчет, особености експлуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. - М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
10. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем: Навч. Посібник / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ-Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 196 с.
11. Назаренко І. І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА. 1999. 488 с.
12. Назаренко І.І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів. Конструкції та основи експлуатації: Підручник / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – К.: «Вища шк.», 2004. – 504 с.
13. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник / І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 2007. – 230 с.
14. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-е видання) / І.І. Назаренко. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440 с.
15. Ревнивцев В.И. Селективное разрушение минералов /В.И.Ревнивцев, Г.В.Гапонюк, Л.П.Завгородний и др.// - М.:Недра, 1988. – 286 с.
16. Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций / М.Я. Сапожников. – М., «Высш. школа», 1971. – 382 с.
17. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів. – К.:Вища шк.. 1994, 364 с.

18. Конусные дробилки Nordberg серии HP. Брошюра №2110-03-07-CSR.2007 Metso Minerals. p.-12.
19. Nordberg конусные дробилки серии GP. Брошюра № 2274-05-12-ESBL. 2012 Metso Minerals. p.-24.
20. Системы для дробления и сортировки полезных ископаемых и рисайклинга. 2008 АО «PSP Engineering». p.-40.
21. Johan Vestman. Hydrocone crusher. A new fast robust design of the hydraulic system. / Johan Vestman, Patric Sjoberg. Degree project. Department of Management and Engineering. LIU-IEI-TEK-A—08/00287—SE. Linkoping 2008.
22. Metso Crushing and screening solutions. Brochure No. 2973-10-15- CSE. 2015 Metso, Printed in Finland. p.-51.
23. Sandvik Cone Crusher. B5-132:ENG. Sandvik SRP AB 2014. p.- 20.

ДОДАТКИ