Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

(назва факультету)

Кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

# ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему «Модернізація конусної дробарки»

Виконав: студент групи 6.133З-с2

Бабаян Артур Давидович _____

(ПІБ) (підпис)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування»

(шифр і повна назва)

спеціалізація

_____

(шифр і повна назва)

освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і повна назва)

Керівник Шевченко І.А. _____

(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О. _____

(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2026 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет _Інженерний навчально-науковий інститут ім.Ю.М. Потебні_____

Кафедра _Металургійного обладнання_____

Рівень вищої освіти _бакалавр_____
(перший (бакалаврський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування_____
(шифр і повна назва)

Спеціалізація _____
(шифр і повна назва)

Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування _____
(шифр і повна назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**
Завідувач кафедри А.О.Власов

_____
“____” _____2026 р.

З А В Д А Н Н Я
ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Бабаян Артур Давидович

1.Тема роботи: Модернізація конусної дробарки

керівник роботи Шевченко І.А., к.т.н., доцент_____,
(прізвище, ім’я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 23.12.2025 №1831-с

2. Термін подання студентом роботи: 01.06.2026

3. Вихідні дані до роботи: Об’єкт розробки – вузли конусної дробарки. модуль пружності матеріалу $E$ = 2,3·104 МПа; границя міцності матеріалу на стиск $\sigma$ = 45 МН/м3; об'ємна маса матеріалу $\rho$ = 2,05 т/м3; коефіцієнт розпушення матеріалу $\mu$ = 0,36; коефіцієнт тертя матеріалу об поверхню дроблення $f$ = 0,35; продуктивність дробарки $Пр$ = 800 т/год; середній розмір шматків матеріалу до подрібнення $D$с = 0,75 м; середній розмір готового продукту $d$с = 0,16м.

4.Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека; Висновки; Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових складових): Креслення загального виду. Кінематична схема дробарки. Привід дробарки. Шків приводний. Гайка установочна.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|---|---|---|---|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| 1 | Шевченко І.А., доцент | | |
| 2 | Шевченко І.А., доцент | | |
| 3 | Шевченко І.А., доцент | | |
| 4 | Шевченко І.А., доцент | | |
| | | | |

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| №п/п | Назва етапів кваліфікаційної роботи | Термін виконання етапів роботи | Примітки |
|---|---|---|---|
| 1 | Збір матеріалу для роботи | 13.05.2026-20.05.2026 | |
| 2 | Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи | 21.05.2026-27.05.2026 | |
| 3 | Виконання теоретичної частини роботи | 26.05.2026-29.05.2026 | |
| 4 | Виконання графічної частини роботи | 30.05.2026-05.06.2026 | |
| 5 | Написання та оформлення пояснювальної записки | 06.06.2026-10.06.2026 | |
| 6 | Перевірка кваліфікаційної роботи консультантом | 11.06.2026-13.06.2026 | |
| 8 | Оформлення кваліфікаційної роботи | За графіком | |
| 9 | Захист проекту у ДЕК | За графіком | |
| | | | |

Студент _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Шевченко І.А.
( підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Бабаян А.Д. Модернізація конусної дробарки.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник І.А. Шевченко. Інженерний навчально-науковий інститут запорізького національного університету ім. Ю.М. Потебні ЗНУ, кафедра «Металургійне обладнання», 2026.

У роботі проведено огляд існуючих конструкцій конусних дробарок, їх конструктивні особливості та робота, проведено модернізацію конусної інерційної дробарці шляхом удосконалення регулювання простору дроблення. Проведено розрахунки навантажень на вузли дробарки, приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології.



Ключові слова: КОНУСНА ДРОБАРКА, ЗУСИЛЛЯ ДРОБЛЕННЯ, КОНУС, ПРОСТІР ДРОБЛЕННЯ, ШВИНТОВЕ З'ЄДНАННЯ.



## ABSTRACT

Babayan A.D. Modernization of a cone crusher.

Qualification final work for obtaining a bachelor's degree in specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor I.A. Shevchenko. Engineering Educational and Scientific Institute of Zaporizhia National University named after Yu.M. Potebnia ZNU, Department of "Metallurgical Equipment", 2026.

The work reviews existing designs of cone crushers, their design features and operation, modernization of the cone inertial crusher by improving the regulation of the crushing space. Calculations of loads on the crusher units are carried out, attention is paid to issues of technogenic safety and ecology.



Keywords: CONE CRUSHER, CRUSHING EFFORT, CONE, CRUSHING SPACE, SCREW CONNECTION.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ …….. 5
ВСТУП …… 6
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА ……... 9
1.1 Область застосування конусного дроблення матеріалів ……. 9
1.2 Класифікація конусних дробарок …….. 12
1.3 Огляд основних конструктивних схем конусних дробарок ……. 16
1.4 Конусні інерційні дробарки (КІД) …….. 25
1.5 Сучасні методи і способи управління процесом дроблення в конусних інерційних дробарках …….. 28
1.6 Вибір і обґрунтування модернізованої конструкції …….. 33
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА …… 36
2.1 Параметричні розрахунки дробарки ……... 36
2.2. Кінематичні розрахунки дробарки …….. 39
2.3 Розрахунки на міцність деталей дробарки ……. 49
2.4 Розрахунки модернізованої дробарки ……. 53
3 ЕКАСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА …… 56
3.1 Монтаж дробильного обладнання …….. 56
3.2 Конусні дробарки великого та редукційного дроблень …….. 57
3.3 Конусні дробарки КСД-КМД-3000 …… 62
3.4 Конусні дробарки середнього та дрібного дроблення ……. 64
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА ……... 69
4.1 Загальні положення …… 69
4.2 Повітря робочої зони …… 69
4.3 Виробничий шум …… 71
4.4 Вібрації …… 72
4.5 Освітленість ……. 73
4.6 Пожежна безпека …… 73
ВИСНОВКИ …… 75

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ …….. 76
СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ …… 79
ДОДАТКИ ……... 80

## СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ

| | | |
|---|---|---|
| ККД | - | конусна дробарка крупного дроблення |
| КСД | - | конусна дробарка середнього дроблення |
| КМД | - | конусна дробарка дрібного дроблення |
| КІД | - | конусні інерційні дробарки (КІД) |
| $\alpha$ | - | кут захоплення |
| $n$ | - | частота обертання ексцентрикового стакана |
| $Q$, | - | продуктивність |
| $e$ | - | хід конуса |
| $N$ | - | потужність електродвигуна |
| $i$ | - | ступінь дроблення (подрібнення) |
| $D_{max}$, | - | розміри максимального зерна шматка вихідного матеріалу, мм |
| $d_{max}$ | - | розміри максимального зерна шматка подрібненого матеріалу, мм |
| $B$ | - | ширина розвантажувальної щілини між дроблячими конусами, м |
| $L$ | - | довжина зони паралельності, м |
| $\delta$ | - | щільність дробленого матеріалу, т/м$^3$ |
| $\sigma$ | - | міцність дробленого матеріалу, кг/см$^2$ |
| $E$ | - | модуль пружності,кг /см$^2$ |
| $\eta$ | - | ККД приводу дробарки |
| $\theta$ | - | кут відхилення осі рухомого конуса від осі корпусу, град |
| $\rho$ | - | щільність матеріалу, кг/м$^3$ |
| $f$ | - | коефіцієнт тертя рухомого конуса о матеріал |
| $N$ | - | дробляча сила |
| $M$ | - | маса рухомого конуса, кг |

# ВСТУП

Конусні дробарки застосовуються для всіх видів дроблення порід високої і середньої міцності і широко використовується в металургії, будівництві, залізницях та хімічній промисловості. Камера дроблення конусних дробарок утворюється двома усіченими конічними поверхнями, одна з яких (зовнішня) нерухома, а інша (внутрішня) – рухома, причому розташована ексцентрично відносно нерухомої. Дроблення матеріалу в конусних дробарках відбувається при наближенні конічних поверхонь, а вивантаження готового продукту – при віддаленні їх один від одного, причому ці процеси відбуваються безперервно в різних зонах камери дроблення. Руйнування матеріалу відбувається під дією стискаючих, стираючих і вигинаютчих навантажень; останні дуже великі завдяки круговій поверхні камери дроблення [1-3].

При експлуатації конусних дробарок необхідно забезпечити рівномірне надходження в неї вихідного матеріалу по всьому колу завантажувального отвору. Нерівномірне завантаження робочого простору дробарки матеріалом приводить до однобічного зносу футеровки, після чого дробарка починає видавати нерівномірний за крупністю продукт.

Ширина розвантажувальної щілини є основним режимним параметром будь-якої конусної дробарки, що визначає її технологічні показники.

Об'єкт модернізації - вузли конусної дробарки.

Мета роботи – модернізації конусної дробарки шляхом удосконалення конструктивно-технологічних параметрів камери дроблення шляхом регулювання простору дроблення за допомогою нової насадки у вигляді гвинтового з’єднання та додаткової свободи регулювання, яку забезпечує встановлений на дробарці гідроциліндр.

Вдосконалення конструкції сприятиме підвищенню продуктивності дробарки, зниженню навантажень на обладнання та зменшенню частоти технічного обслуговування.

Кваліфікаційна робота складається з вступу, 4 розділів, висновків та списку використаної літератури. Загальний обсяг роботи 80 сторінок, 36 рисунків, 7 таблиць та список використаних джерел з 21 позиції.

# 1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

## 1.1 Область застосування конусного дроблення матеріалів

Процес зменшення розмірів пружно-крихкого тіла від початкової (вихідної) крупності до необхідної шляхом впливу зовнішніх сил називається дробленням чи помелом, а машини, які застосовуються для цих цілей - дробарками або млинами.

Залежно від кінцевої крупності шматків матеріалу розрізняють дроблення (велике, середнє, дрібне) в помел (грубий, тонкий, надтонкий).

В результаті дроблення виходить товарний продукт, тобто, процес дроблення має самостійне значення.

Способи дроблення реалізують різноманітні типи дробильних машин і апаратів, що розрізняються за принципом дії і конструкції. Пояснюється це специфікою самого матеріалу, а саме необхідними значеннями і видами зусиль для подрібнення, а також розмірами частинок, отриманими після обробки.

Класифікація дробильно-подрібнювального обладнання заснована на різниці в способі руйнування матеріалу, який визначається видом енергії, використовуваної для руйнування. Відповідно до цього всі машини ділять на 4 основних типи:

1) механічні дробарки,

2) механічні млини (з тілами, що мелють),

3) вибухові пневматичні, електрогідравлічні, електроімпульсні і електротермічні дробильні апарати,

4) аеродинамічні і пневмомеханічний млини - струменеві розмельні апарати без тіл, що мелють.

При руйнуванні твердих матеріалів найбільш поширеними є механічні методи впливу на матеріал, так як за допомогою їх можна забезпечити необхідну крупність готового продукту і його форму. Тому

механічні методи так відрізняються своїм різноманіттям і поєднанням способів руйнування. Це в свою чергу призвело до різноманіття конструкцій подрібнювального обладнання, які власне і відображають механічні способи руйнування частинок матеріалу [1,3-8] рис.1.1.

Способи руйнування (подрібнення) вибирають в залежності від фізичних властивостей матеріалу, ступеня крупності шматків і ступеня подрібнення.

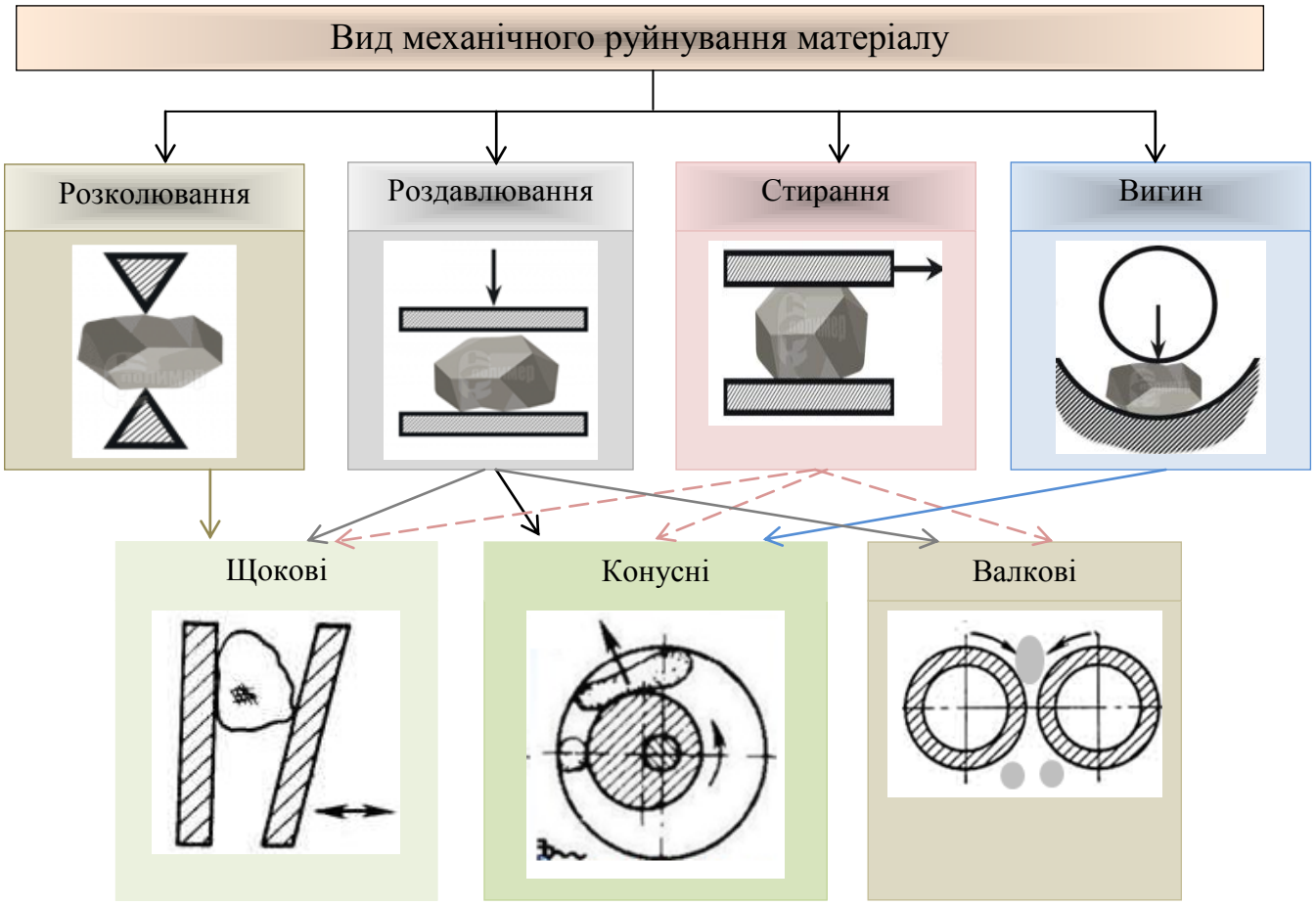



Рисунок 1.1 - Способи дроблення в дробарках статичної дії

Основними видами дробарок є: щокові, конусні, валкові, роторні, молоткові [2]. Кожному виду властивий свій набір руйнуючих і подрібнюючих сил та їх напрям. Щокові, конусні і валкові дробарки є дробарками переважної статичної дії.

Дроблення сировини в них виробляється шляхом роздавлювання, удару, розколювання і стирання, а в деяких випадках, і надлому (рис.1.1).

Найдешевшим методом дроблення є роздавлювання, а найбільш дорогим - стирання, що вимагає великих витрат електроенергії.

Вибір конкретного типу дробарки визначається технологічними завданнями. Як правило, щокові і конусні дробарки застосовують для дроблення міцних і середньої міцності абразивних матеріалів, валкові - для матеріалів середньої міцності.

У вітчизняній і зарубіжній практиці в металургії, будівництві, дорожньому будівництві, хімії і силікатної промисловості при здійсненні операцій дроблення широке застосування мають конусні дробарки. Їх використовують на всіх стадіях дроблення при переробці найрізноманітніших матеріалів, як по крупності дробленого матеріалу, так і за різноманітністю фізико-механічних властивостей. Винятком можна вважати матеріали, що мають плитнякову структуру або містять глинисті фракції при їх підвищеної вологості. У першому випадку може відбуватися перевантаження приводного двигуна дробарки або збільшення крупності дробленого матеріалу; у другому - часте спрацьовування амортизаційної системи і забивання камери дроблення.

Перші зразки конусних дробарок мали робочий простір у вигляді двох усічених конічних поверхонь, що і послужило підставою для назви цих дробарок конусними. Робочий простір сучасних конусних дробарок утворюється більш складними поверхнями, нерідко криволінійної форми. Тому сучасні конусні дробарки називають так в силу традиції [5-8].

Руйнування матеріалу в конусних дробарках здійснюється шляхом стискання і стирання його між конусами, які розташовані один всередині іншого [1,3,4]. В конусних дробарках з криволінійною формою дроблячих елементів матеріал руйнується переважно роздавлюванням з частковим стиранням і зламом.

Конусні дробарки конструктивно найскладніші дробарки, розроблені для ефективного дроблення міцних матеріалів.

Сучасні конусні дробарки в порівнянні з іншими дробильними машинами, займають менші площі в цехах, простіше в експлуатації, мають знижені витрати електроенергії і високий коефіцієнт використання. Багато в чому з цих причин вони знайшли широке поширення в промисловості [6-8].

## 1.2 Класифікація конусних дробарок

Конусна дробарка конструктивно являє собою ємність - чашу, в якій встановлений вал з конусом. Дроблення відбувається в момент зіткнення стінок чаші і конуса (рис.1.2). Принцип дії всіх конусних дробарок однаковий: наближення подрібнюючого конуса до чаші супроводжується дробленням шматків матеріалу, що надходить у дробарку зверху, а видалення -розвантаженням дробленого продукту, що виходить униз, під дробарку.

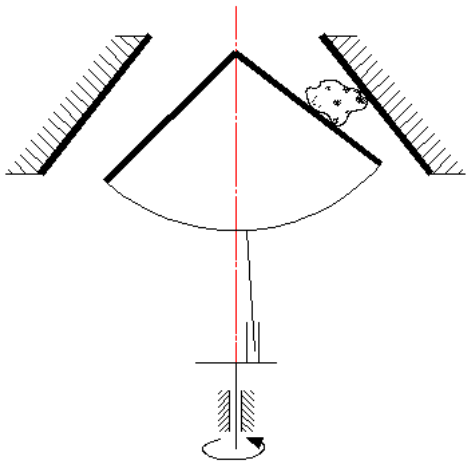


Рисунок 1.2 - Схема конусної дробарки

Принципова схема приведена на рис.1.3 [3].

Зовнішній конус 2 є нерухомим, внутрішній конус 1 встановлений на вал 3, нижній кінець якого входить у внутрішнє отвір стакану ексцентрика

4, а верхній шарнірно підвішений на траверсі, яка спирається на корпус дробарки. Геометрична вісь *OB* вала рухомого конуса 1 розташована під кутом до головної осі *OA* машини, рівним 2-3° (який прийнято називати кутом нутації - *γ*). Ексцентрик обертається в центральній вертикальній вальниці 5 станини дробарки і підтримується знизу підп'ятником. При включенні двигуна 6 дробарки момент обертання передається на стакан 4 ексцентрика, нижній кінець вала 3 здійснює рухи по круговій траєкторії, радіус якої дорівнює ексцентриситету внутрішнього отвору стакану ексцентрика, а геометрична вісь вала буде описувати конічну поверхню з вершиною в точці *O*.

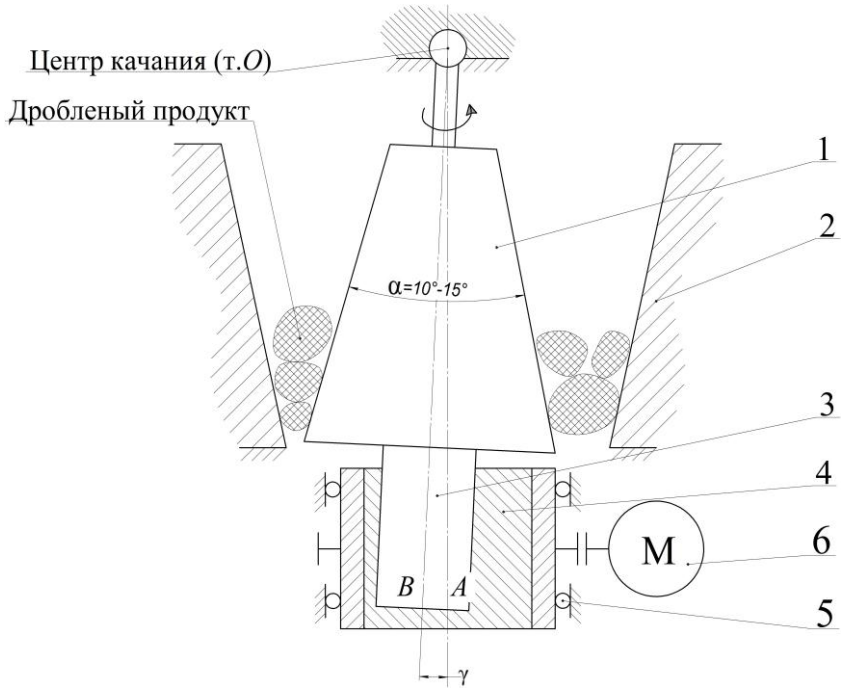



Рисунок 1.3 - Принципова схема конусної дробарки

При такому русі валу, встановлений на ньому конус 1 буде перекочуватися по внутрішній поверхні нерухомого конуса 2, а кожна з утворюючих першого буде то наближатися, то віддалятися від внутрішньої поверхні другого. При цьому рух рухомого конуса 1 навколо своєї осі буде зворотним по відношенню до обертання стакану через сил тертя через

дроблений продукт. Подрібнювальний матеріал завантажується в робочий простір дробарки зверху. Подрібнений матеріал розвантажується по всьому кільцевому простору між основою дроблячого конуса і конічної нерухомої чашею прямо під дробарку [5,6].

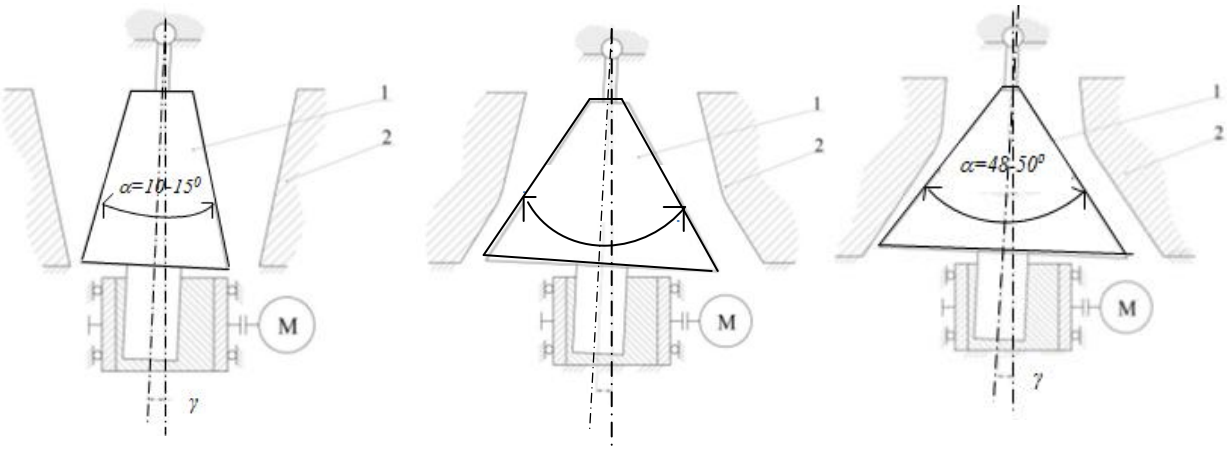
Конусні дробарки можна класифікувати за різними ознаками. Як правило, в літературних джерелах [5-8] конусні дробарки класифікуються за конструктивними і технологічними ознаками:

1. За технологічним призначенням:
   - конусні дробарки для крупного (ККД), середнього (КСД) і дрібного (КМД) дроблення;
   - конусні дробарки для першої, другої і т.д. стадій дроблення.
2. За конструктивним виконанням рухомого конуса:
   - конусна дробарка з рухомим внутрішнім конусом;
   - конусна дробарка з рухомим зовнішнім конусом.
3. За типом приводу рухомого конуса:
   - з механічним приводом;
   - з інерційним приводом.

Вужча класифікація конусних дробарок передбачає додатковий ї поділ їх на групи в залежності від способу регулювання ширини розвантажувальної щілини, типу запобіжного пристрою, способу кріплення рухомого конуса, характеру розташування точки гірації і т.д.

Головна відмінність конусних дробарок для великого (рис.1.4а), середнього (рис.1.4б) і дрібного (рис.1.4в) дроблення полягає в профілі робочої камери дроблення, а саме - у взаємному розташуванні основних робочих органів і кута сходження внутрішнього конуса: у конусній дробарці крупного дроблення - кут сходження внутрішнього конуса близько 20°, між поверхнями конусів 23° -28°, чаша догори; у конусній дробарці дрібного і середнього дроблення - чаша знаходиться над внутрішнім конусом, кут при його вершині близький до 100°, між поверхнями конусів - менше 20°. Також варто відзначити що кут нахилу α

між бронями внутрішнього (рухомого) конуса істотно збільшується від дробарок ККД до дробарок КМД, що призводить до зменшення продуктивності дробарок (таблиця 1.2).




а б В

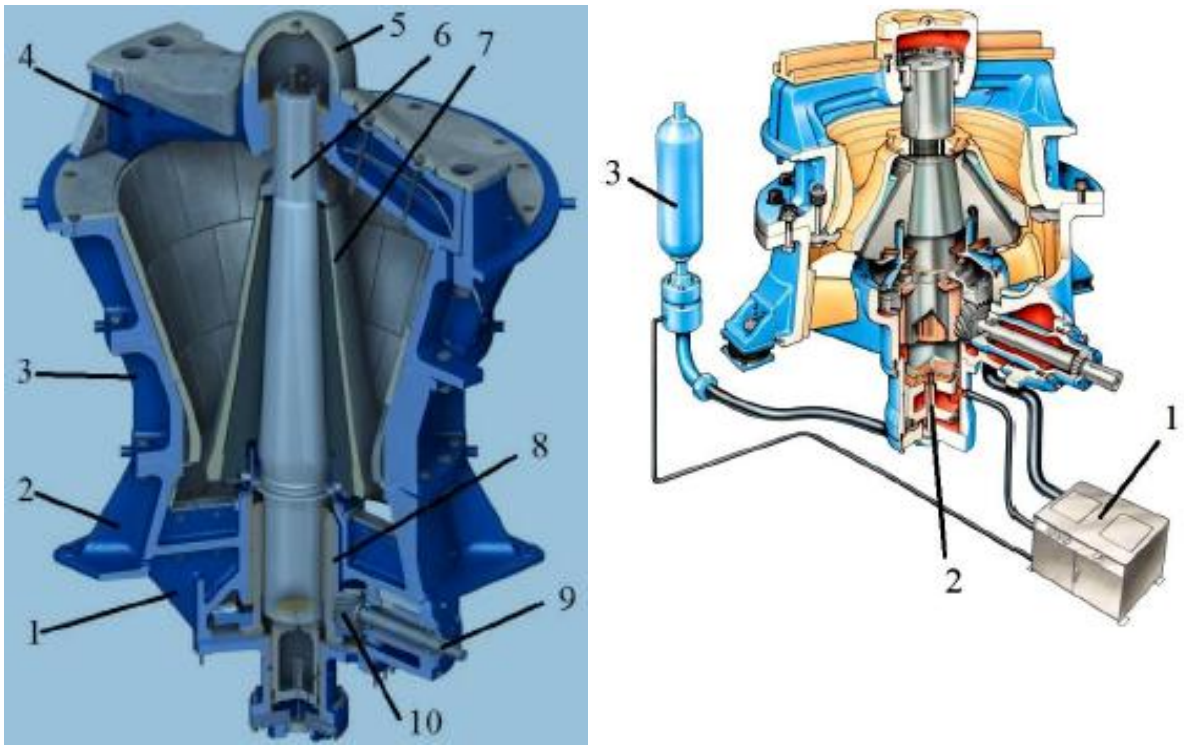
Рисунок 1.4 - Схеми конусних дробарок: а - крупного дроблення; б - середнього дроблення; в - дрібного дроблення.

Таблиця 1.1 - Характеристики конусних дробарок [3]

| Параметри | Види дробарок | | |
|---|---|---|---|
| | ККД | КСД | КМД |
| Крупність живлення, мм | 1200-500 | 350-100 | 200-40 |
| Крупність готового продукту, мм | 350-100 | 100-40 | 30-5 |
| Продуктивність, т/год | 600 | 60 | 30 |
| Кут нахилу внутрішнього конусу, град. | 10-15 | 43-48 | 48-50 |
| Середня ступінь дроблення, *i* | 3-4 | 4-5 | 4-6 |

## 1.3 Огляд основних конструктивних схем конусних дробарок

Найбільшими і основними виробниками конусних дробарок є компанії “Metso”(Фінляндія), “Telsmith”(США), “Sandvik” (Швеція), “Уралмашзавод” (Росія) [4].




а Б

Рисунок 1.5 - Загальна будова конусної дробарки:
гіраційної (а); гідравлічної (б)

На рис.1.5а наведена загальна будова гіраційної конусної дробарки.

Дробарка складається із масивної станини *1*, середньої *2* та верхньої *3* секцій.

Внутрішні поверхні секцій облицьовані змінними плитами із марганцевистої сталі. Зверху до фланця секції *3* прикріплена траверса *4*, на якій розміщений вузол підвісу *5* вала рухомого конуса *6*. Рухомий конус *7* запресований на вал *6* і також облицьований змінними плитами. В центрі станини *1* розташований ексцентриковий вузол *8*, що складається із ексцентрикового стакана з напресованим на нього конічним колесом. Вісь зовнішньої циліндричної поверхні ексцентрикового стакана співпадає з

віссю дробарки, а вісь внутрішньої ексцентричної розточки стакана нахилена до осі дробарки і перетинається з нею в точці гірації. Ексцентрик отримує обертання від двигуна (не зображено на рис.1.5 а), клинопасової передачі (не зображено на рис.1.5а), привідного вала *9* і конічної передачі *10*. Ексцентриковий вузол є найбільш навантаженим вузлом дробарки, який сприймає безпосередньо зусилля дроблення. В ранніх конструкціях конусних дробарок ексцентриковий стакан спирався на систему бронзових і сталевих шайб. З часом було прийнято рішення, яке дало змогу зменшити навантаження в даному вузлі за рахунок використання гідравлічних підп'ятників [4-8].

Гіраційні дробарки характеризуються великим ходом рухомого конуса в нижній частині камери дроблення порівняно з ходом у верхній частині біля завантажувального отвору. Це сприяє підвищенню пропускної здатності та сипкому розподіленню матеріалу в камері дроблення. Дробарки з верхнім розташуванням конуса є надійними. Продуктивність гіраційних конусних дробарок досягає 200 т/год.

Основними недоліками дробарок такої конструктивної схеми є трудність рівномірного розподілу дробленого матеріалу за периметром через відсутність завантажувальної тарілки; наявність траверси, яка частково перекриває завантажувальний простір.

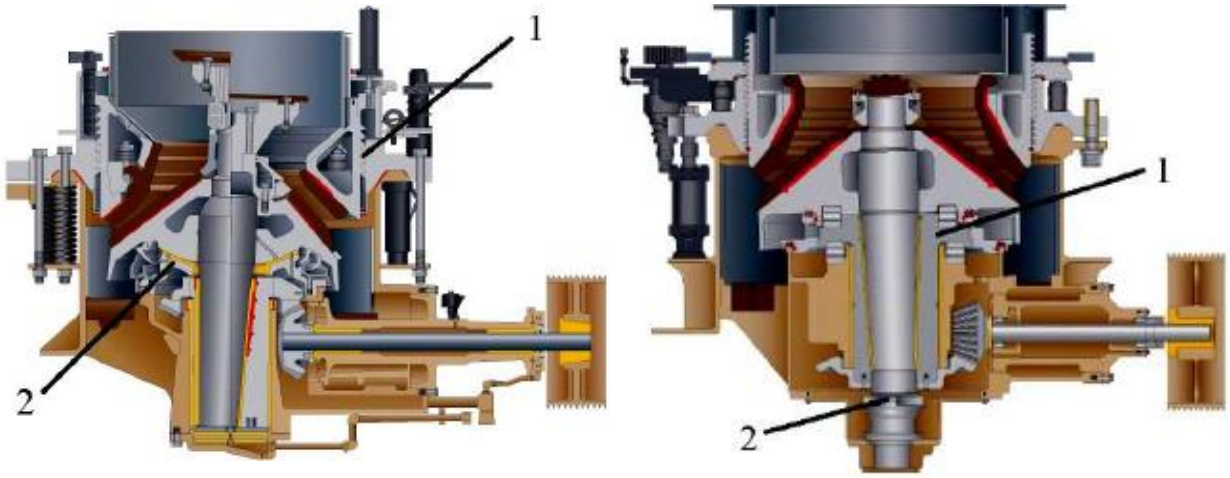
Наступним широко розповсюдженим типом конусних дробарок є гідравлічні конусні дробарки (рис.1.5б). Ці дробарки зручні в експлуатації, особливо при регулюванні розвантажувального отвору і пропуску не подрібнювальних тіл. Але вони є найбільш дорогими. Регулювання розвантажувального отвору в гідравлічних конусних дробарках типу "Hydrocone" здійснюється гідроциліндром 2, який розташований під валом рухомого конуса. Під дією поршня внутрішній конус переміщується по вертикалі, компенсуючи знос броні конусів та корегуючи технологічні параметри. Гідравлічна схема такої дробарки містить гідронасос (розміщується в щитку *1*) і гідробалон *3*, який працює подібно

амортизатору перешкоджаючи жорсткому удару і обмежуючи динамічні навантаження на ексцентричну втулку [5].

В дробарках типу Hydrocone найкраще реалізується процес між шарового примусового самодроблення. В цих машинах товщина шару матеріалу у фазі максимального зближення конусів перевищує розмір кусків. При переміщенні кусків один відносно одного забезпечується ефект стирання [5]. Продуктивність таких дробарок досягає 170 т/год при завантажувальному отворі 460 мм, а степінь дроблення знаходиться в межах.

Найбільш розповсюдженими на сьогодні типами конусних дробарок є дробарки Symon (степінь дроблення 4) та Telsmith (степінь дроблення 6). Зазначені дробарки відрізняються між собою за рівнем надійності, вартості та експлуатаційних витрат [4].

Основною відмінністю дробарок Symons є те, що регулювання розміру між дробильними конусами здійснюється за допомогою різі *1* (рис.1.6а), яка знаходиться на корпусі зовнішнього конуса.




а Б

Рисунок 1.6 - Конусні дробарки: а - Symons ; б - Telsmith

Фірма Telsmith вдосконалила дробарку Symons, замінивши сферичну опору ковзання внутрішнього конуса граційним диском кочення, який жорстко зв'язаний з привідною ексцентриковою втулкою *1* (рис.1.6б). Вал рухомого конуса оснащений зубом, який знаходиться на його хвостовику. Зуб входить в зачеплення з відповідним зубом на дні корпусу дробарки, внаслідок чого унеможливлюється обертання конуса навколо своєї осі через затиснення вала

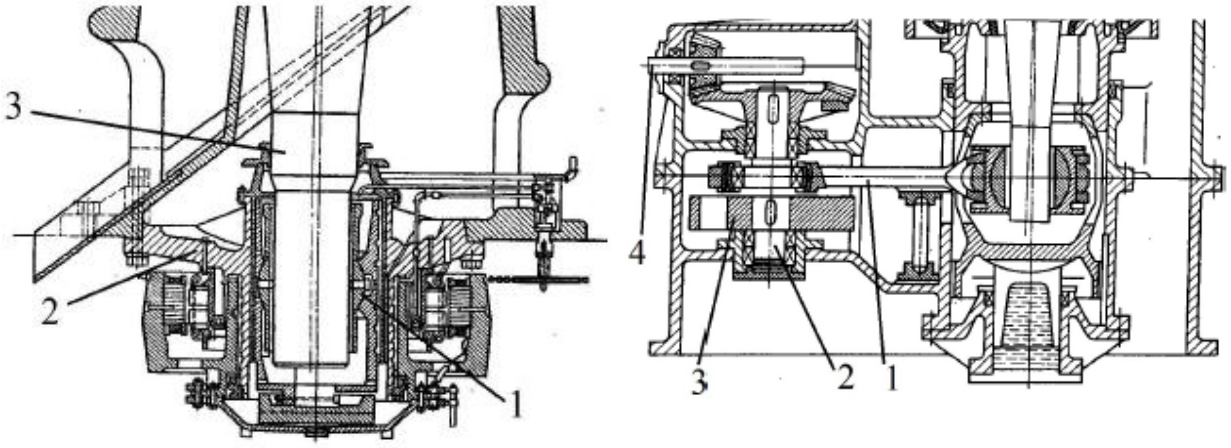
привідним ексцентриком, а також нейтралізується зсув рухомого конуса на опорних підшипниках ковзання при підвищених обертах. Зазначені конструктивні рішення дозволяють підвищити число кругових коливань конуса та степінь дроблення [3-5].

Серед багатьох конструкцій конусних дробарок, які постійно вдосконалюються, можна виділити декілька їх типів. До них відноситься конусна дробарка Girles, яка відрізнялась тим, що в ній відсутня конічна передача (рис.1.7а). Виготовляється в двох варіантах: з нижнім розташуванням клинопасової передачі та з вбудованим електродвигуном. Радіальною опорою електродвигуна служить фланець *2*, який кріпиться до корпусу дробарки. Ще одною особливістю дробарки є застосування кінематичного шарніру 1 в ексцентриковому вузлі, який виключає перекоси в підшипниках ковзання ексцентрикового вузла.

Виключення конічної передачі та значних махових мас, розміщених на ексцентрику, дозволило використовувати електродвигун на 40% меншої потужності, ніж у звичайних конусних дробарках крупного подрібнення.

Іншим цікавим рішенням є конусна дробарка, запропонована К.А. Рундквістом. В дробарці переміщення рухомого конуса здійснюється за рахунок двох шатунів *1* (рис.1.7.б), які передають рух на загальну втулку, що охоплює кінець вала рухомого конуса. Шатуни приводяться до руху двома вертикальними ексцентриковими валами 2, що кінематично зв'язані із загальним горизонтальним привідним валом 4. Інерційні сили шатунів і

рухомого конуса врівноважуються дебалансами 3, які змонтовані на вертикальних валах. Недоліком дробарки є рухома опора циліндру в центральному стакані корпусу дробарки.




а Б

Рисунок 1.7 - Конусні дробарки: а - Girles; б - з шатунним приводом

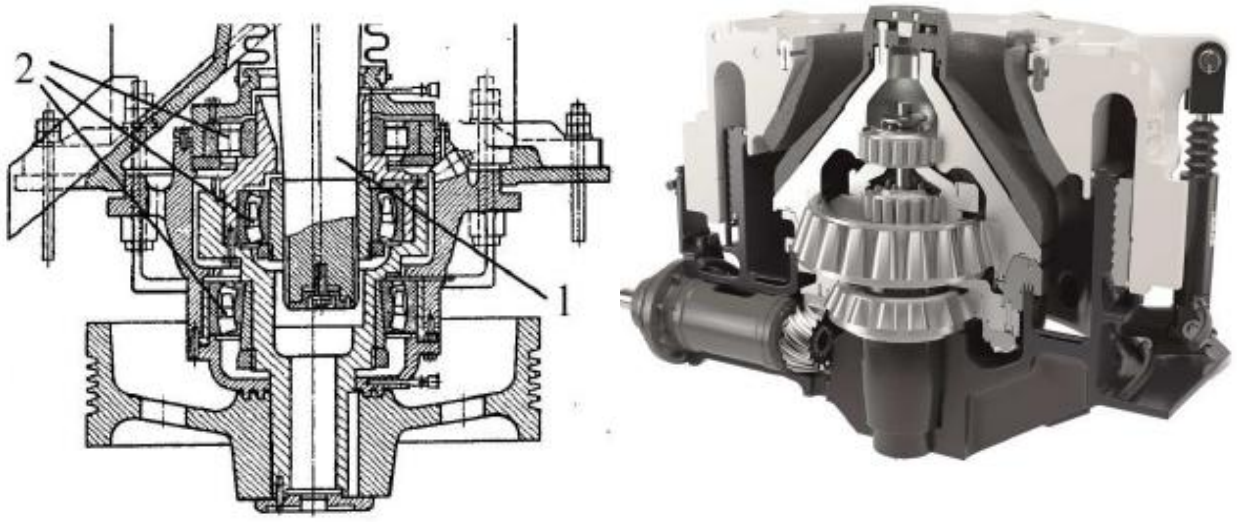
Так, при виникненні радіальних зусиль дроблення можливе заклинювання рухомої опори [4-8].

Інтерес становить дробарка фірми Babbitless (рис.1.8а), в конструкції якої замість підшипників ковзання використовують підшипники кочення. Використання цих підшипників дозволяє прийняти відносно високу частоту коливань рухомого конуса, що, в свою чергу, сприяє використанню в дробарках крутого профілю дробильної камери. Недоліком цієї конструкції є підвищена висота дробарки внаслідок збільшення довжини вала рухомого конуса, що зроблено з метою зниження навантажень на ексцентриковий вузол. Таке конструктивне рішення опор ексцентрикового вала обмежує можливості створення дробарок великих типорозмірів [3]. На сьогодні дробарки Babbitless виготовляє компанія Terex (США) (рис.1.8б). Ці дробарки забезпечують продуктивність до 350

т/год при розмірах розвантажувального отвору 32 мм та завантажувального отвору 220 мм.

З аналізу конструкцій ексцентрикових конусних дробарок випливає, що основними напрямками їх вдосконалення є підвищення надійності деталей та вузлів, полегшення монтажних і ремонтних робіт та підвищення технологічних можливостей за рахунок зміни конструкції окремих вузлів.

Подальше покращення технологічних показників дробарок в зв'язку із жорсткістю кінематичних зв'язків між дробильними робочими органами є утрудненим. Також є проблеми із селективним руйнуванням матеріалів та неможливістю переробки особливо міцних порід. Ці недоліки ексцентрикових конусних дробарок вдалось вирішити в конусній інерційній дробарці [4].




а б

Рисунок 1.8 - Конусна дробарка:
а – фірми Babbitless; б - компанії Terex серії TC

Основна відмінність конусної інерційної дробарки від дробарки Symons полягає в тому, що ексцентрик замінений привідним вібратором дебалансного типу.

Будова конусної інерційної дробарки наведена на рис.1.9. Вона складається із зовнішнього конуса *1* та внутрішнього рухомого конуса *2*. На валу дробильного конуса *3* змонтовано за допомогою підшипника *4* дебалансний вібратор *6*, який приводиться в обертання через гнучку трансмісію *5*. При обертанні дебалансного вібратора створюється відцентрове зусилля, яке змушує дробильний конус обкочуватись по циліндричній поверхні зовнішнього конуса без зазору якщо в камері дроблення не має перероблюваного матеріалу або через шар матеріалу.

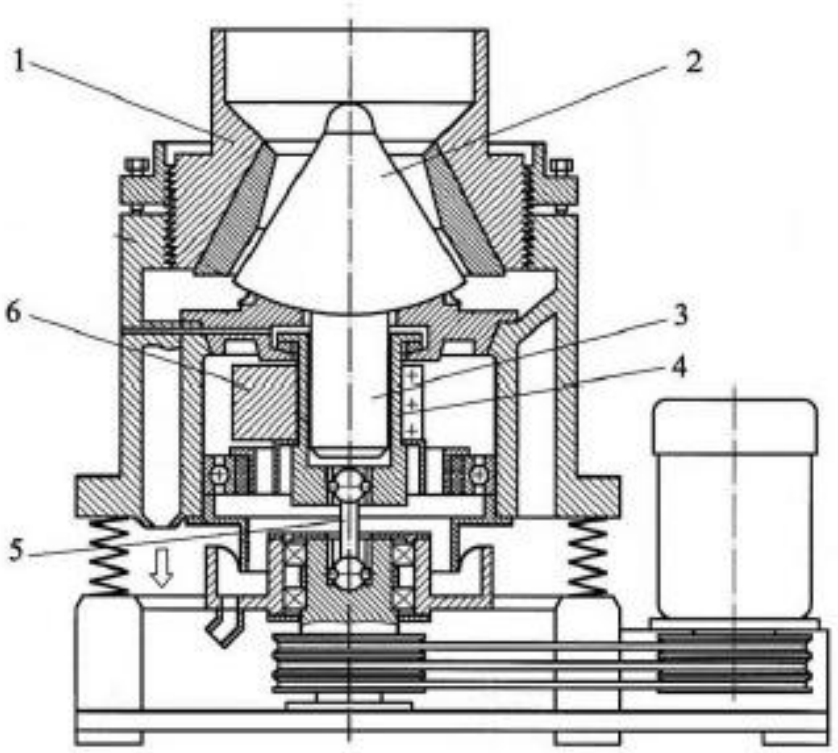



Рисунок 1.9 - Конусна інерційна дробарка

У вібраційній конусній дробарці степінь дроблення досягає 15…20. Питомі витрати енергії на одиницю утвореної поверхні в цих дробарках нижчі в 1,4…1,6 рази в порівнянні з ексцентриковими [7].

За рахунок відсутності жорстких кінематичних зв’язків між конусами в інерцій них дробарках відсутнє поняття розвантажувального отвору, яке прийняте для ексентрикових дробарок. Під розвантажувальним

отвором в конусних інерційних дробарках прийнято розмір діаметрального кільцевого зазору між конусами при зміщенні їх осей. Інша особливість конусних інерційних дробарок це відмінність в характері дробильного зусилля. В ексцентриковій дробарці дробильне зусилля залежить від міцності породи і степені заповнення нею камери дроблення. В інерційних дробарках дробильна сила є сумою відцентрової сили дебаланса і рухомого конуса при його русі. Це зусилля не залежить від властивостей перероблюваного матеріалу. В дробарках з інерційним приводом можливе значне збільшення частоти кочення внутрішнього конуса, що також позитивно впливає на ефективність роботи даної конструкції [8].

На основі аналізу конструктивних схем конусних дробарок визначені їх основні технологічні характеристики (табл.1.2).

Таблиця 1.2 - Технічні характеристики конусних дробарок основних світових виробників

| Модель (виробник) | Потужність *N*, кВт | Продуктивність *П*, т/год | Маса *m*, кг |
|---|---|---|---|
| HP-300 (Metso) | 220 | 440 | 15,8 |
| ТМС-3 (TRIMAN) | 160 | 435 | 16 |
| CH440 (Sandvik) | 220 | 395 | 14,3 |
| MVP280 (Terex) | 200 | 3-5 | 16,556 |
| КСД-1750 Гр-Д(НКМЗ) | 160 | 512 | 51 |
| WKS 160- B(CCRB) | 160 | 349 | 26,5 |
| 44 SBX (Telsmith) | 220 | 372 | 16,556 |
| КИД-1200 (Механобр) | 220 | 180 | 30 |

На основі аналізу техніко-економічних показників була визначена група критеріїв для оцінки ефективності конструкцій конусних дробарок. До таких критеріїв від носяться: $k_1 = \frac{П}{m}$ - критерій оцінки впливу маси на продуктивність; $k_2 = \frac{П}{P}$ - критерій впливу витрат енергії на продуктивність;

$k_1 = \frac{m}{P}$ - критерій впливу потужності на масу.

Для обґрунтування й вибору тієї чи іншої схеми конструкції машини були побудовані гістограми (рис.1.10).

Найбільш раціональними за конструктивним виконанням є ексцентрикові конусні дробарки компаній Telsmith, Sandvik, Metso, НКМЗ. Конусні інерційні дробарки мають нижчі значення показників в порівнянні з ексцентриковими. Це можна пояснити відносною новизною конструкції цих дробарок, які є не в повній мірі дослідженими, та тим, що наведені показники не можуть в повній мірі описати переваги конструкції конусної дробарки з вібраційним приводом.

Загальним недоліком всіх типів дробарок є низький степінь дроблення, що пояснюється двома факторами. Першим фактором є обмежена амплітуда коливань конуса відносно осі обертання. Через це шар матеріалу низької міцності не може бути деформований на величину, більшу за встановлений зазор. Другим фактором є обмежена частота коливань рухомого конуса. З підвищенням частотної дії на матеріал знижується крупність матеріалу, проте збільшується відцентрова сила рухомого конуса і, відповідно, степінь неврівноваженості дробарки. Встановлено, що енергоємність процесу дроблення зменшується з підвищенням частоти коливань рухомого конуса. На рис. 8, а зображено графік зміни потужності в залежності від степеня
дроблення при різних частотах.

В ексцентрикових дробарках при збільшенні швидкості коливань конуса виникає загроза руйнування фундаменту.

На холостому ходу відбувається зміщення рухомого конуса, частковий вихід вала із гнізда ексцентрик та наступне його затискання.

Протягом багатьох років конструкції конусних дробарок піддавалися вдосконаленню та модернізації, але всі ці ідеї не привели до принципової зміни конструкції машин [4-8]. У них, як і раніше, використовується

кінематично замкнута схема ексцентрикового приводу. Численні конструктивні варіанти конусних дробарок обумовлені необхідністю створення найбільш ефективного, в даних виробничих умовах, рішення.

Порівняно новими енергоефективними принципами дроблення твердих матеріалів, що реалізують принципи руйнування матеріалу за рахунок зусиль зсуву і частково стиснення, є дезінтеграція в конусних вібраційних (інерційних) дробарках типу КІД і в прес-валкових дробарках високого тиску. У таких дробарках можна домогтися ступеня скорочення крупності матеріалу в 5-10 разів. Таким чином, іноді вдається замінити дві стадії дроблення або стадію дроблення і подрібнення на одну технологічну операцію, або істотно знизити середню крупність дрібно дробленим матеріалом.

## 1.4 Конусні інерційні дробарки (КІД)

Незважаючи на стабільність вже існуючих дробарок конусного типу, постійно ведуться дослідження і модернізація пристроїв. Серед останніх нововведень слід відзначити конусні дробарки на основі дебалансних вібраторів, які придбали назву конусна інерційна дробарка (КІД).

Принцип роботи КІД полягає в тому, що під час роботи на рухомий конус також передається вібрація з встановленого вібраційного пристрою, що дозволяє поліпшити якість дроблення матеріалу, а також справлятися з більш міцним матеріалом.

Конусна інерційна дробарка (КІД) – конусна дробарка нового покоління, в якій дроблення відбувається під дією сили інерції, що виникає при швидкому обертанні неврівноваженого вантажу (дебалансу).

Головна відмінність від традиційних конусних дробарок полягає в тому, що замість ексцентрикового приводу для передачі руху на рухомий конус використовуються віброзбудник балансного типу. Такий привід дозволив підвищити частоту кругових коливань рухомого конуса, що на

думку авторів [5], є однією з причин збільшення ступеня дроблення продукту в таких дробильних машинах.

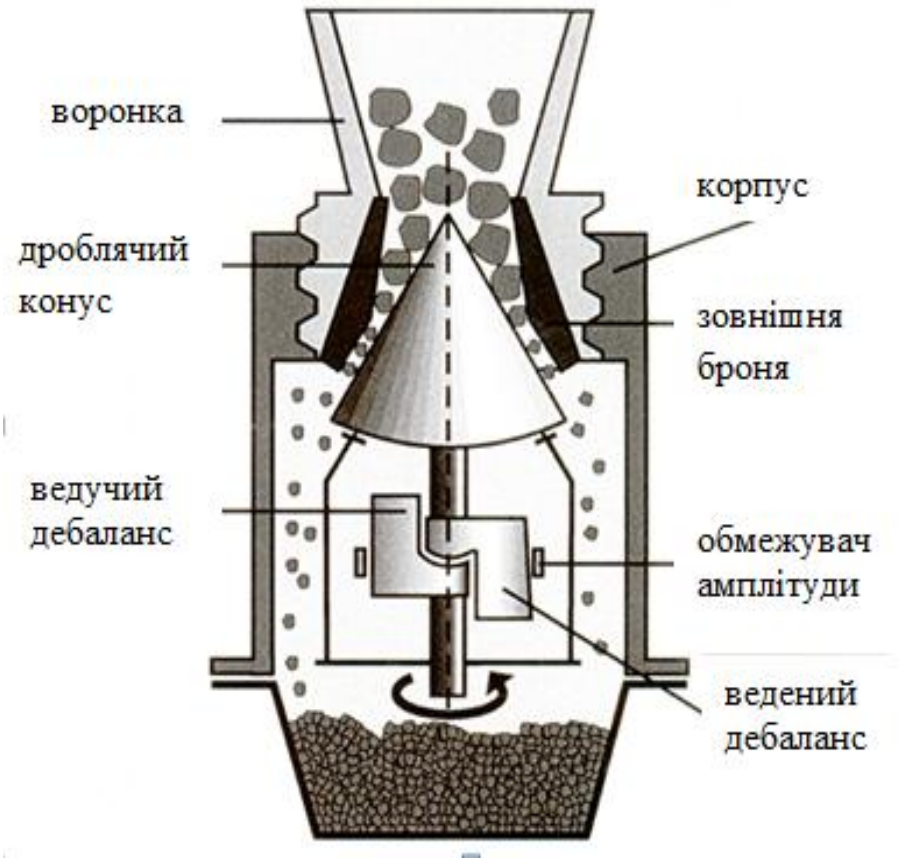


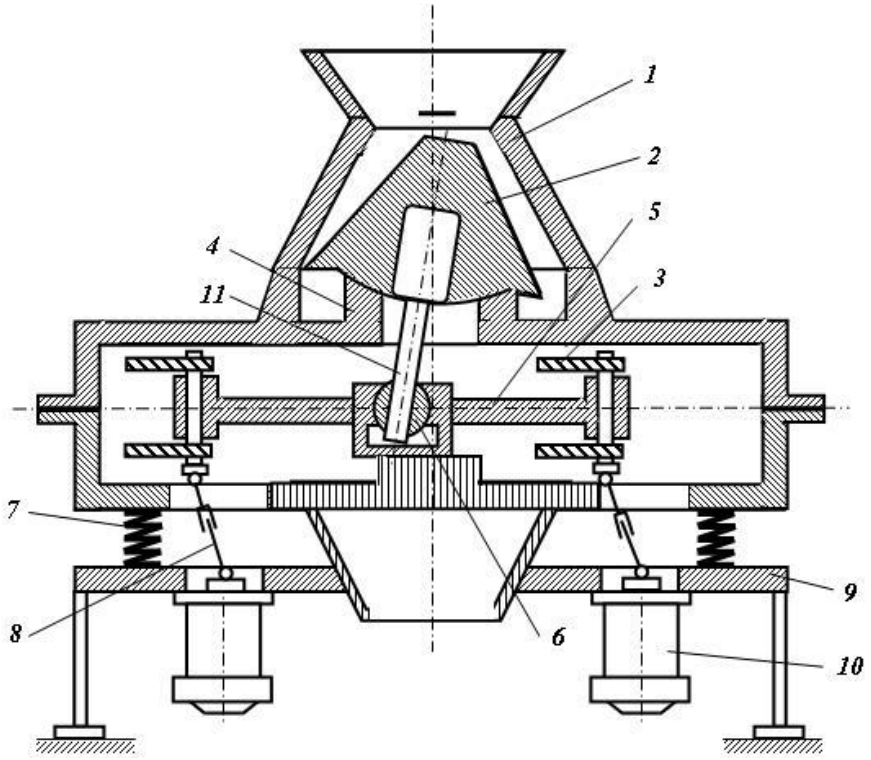

Рисунок 1.11 - Схема конусної інерційної дробарки (КІД)

Вібраційні дробарки в порівнянні з традиційними дробарками забезпечують значно більший діапазон ступеня дроблення від 4 до 30 в залежності від міцності матеріалу, що переробляється. Це обумовлено більш прогресивним способом дроблення «в шарі», при якому матеріал руйнується «шматок про шматок». Основна перевага такого процесу дроблення полягає у відсутності прямого зв'язку розміру розвантажувальної щілини дробарки з розміром готового продукту [6-8].

Всі дробарки типу КІД, незважаючи на відмінності в конструктивному виконанні, містять корпус, зовнішній конус, внутрішній конус, привід з вібратором балансного типу (дебаланс). Крім того, для

запобігання передачі значних динамічних навантажень на фундамент, дробарки обладнуються системою віброізоляції .

Конусна інерційна дробарка (рис.1.12) складається зі станини 1, у середині якої розташований дробильний конус 2, що спирається на сферичний підп’ятник 4.




1 - станина; 2 - дроблячий конус; 3 - дебалансні віброзбуджувачі;
4 - сферичний підп'ятник; 5 - коромисло; 6 - сферичний шарнір;
7- пружні амортизатори; 8 - карданні вали; 9 - опорна рама;
10 - електродвигун; 11 - вал конуса.
Рисунок 1.12 - Схема конусної інерційної дробарки типу КІД

Інерційний круговий рух конус 2 отримує від двох віброзбуджувачів 3, що розташовані на кінцях горизонтального коромисла 5, вісь якого зв’язана з валом 11 конуса 2 за допомогою сферичного шарніра 6. Віброзбуджувачі працюють синхронно. Обертання дебалансам передається через карданні вали 8 від двох електродвигунів 10, які встановлені на опорній рамі 9. Станина спирається на фундамент через пружинні

амортизатори 7. Під дією інерційної сили вісь дробильного конуса описує конічну поверхню з вершиною у центрі сфери, по якій оброблений сферичний підп’ятник 4. При переміщенні дробильного конуса по конічній чаші відбувається дроблення матеріалу, який знаходиться у робочому просторі дробарки.

Дробарки типу КІД можуть застосовуватись для отримання дробленого продукту крупністю менше 4 мм при роботі у відкритому і замкненому циклах.

### 1.4.1 Класифікація конусних інерційних дробарок

У відомих джерелах немає чіткого поділу (класифікації) КІД за різними ознаками. З аналізу структури і конструкції дробарок, процесів дроблення і режимів роботи, способу синхронізації і частоті обертання дебалансів в якості ознак, які найбільш істотно відображають відмінності дробарок, прийняті [3]:

- за кількістю приводів (з одним; двома);
- за способом синхронізації приводу (що самі синхронізуються; з механічною синхронізацією; з електричною (електронною) синхронізацією);
- за місцем установки приводу (з вібратором на внутрішньому конусі; с вібратором на зовнішньому конусі; з вібратором на конусі і корпусі);
- по виду опори активного елементу (з нижньою опорою; з верхньою опорою);
- по виду траєкторії руху активного елементу (з горизонтальним рухом активного елемента; з вертикальним рухом активного елемента; зі складним рухом активного елемента; зі спільним рухом зовнішнього і внутрішнього конуса);
- по частоті обертання дебалансів (низькочастотні; середнє частотні; високочастотні).

## 1.5 Сучасні методи і способи управління процесом дроблення в конусних інерційних дробарках

Актуальною проблемою в подрібнювальному процесі є пошук нових засобів управління технологічними показниками цього процесу. Серед них можна виділити існуючі методи і способи управління процесом дроблення в конусних інерційних дробарках:

1. Регулювання ширини розвантажувальної щілини. З усіх варіантів найбільш простим способом управління технологічними показниками КІД, а саме продуктивністю, розміром продукту дроблення і т.д., є зміна основного режимного параметра - ширини розвантажувальної щілини.
2. Метод управління відцентровою силою приводного вібратора. Зміна відцентрової сили приводного вібратора конусної інерційної дробарки, можливо шляхом зміни статичного моменту дебаланса, або частоти його обертання. Зміна статичного моменту дебаланса здійснюється шляхом зміни його маси. Такі способи дозволяють плавно змінювати відцентрову силу вібратора, а, отже, і подрібнювальну силу, що розвивається рухомим конусом дробарки. Тим самим можна домогтися такого ступеня деформації шару матеріалу, що переробляється, яка задовольняє необхідному процесу руйнування вихідного матеріал.
3. Зміна висоти стовпа матеріалу в завантажувальній воронці. Товщина шару матеріалу в завантажувальної воронці найбезпосереднішим чином впливає на ступінь його ущільнення в камері дроблення. Чим більше пухкий шар матеріалу в камері, тим більше амплітуда рухомого конуса і тим дрібніший продукт можна отримати, хоча і при меншій продуктивності. Змінюючи рівень матеріалу над входом в дроблячу порожнину в межах висоти завантажувальної воронки, можна змінювати ступінь дроблення і продуктивність. Такий спосіб найбільш прийнятний з метою отримання найбільш дрібного продукту.

4. Обмеження амплітуди коливань рухомого конуса. Одним із способів управління технологічними показниками КІД, зокрема, в напрямку зниження переподрібнення, є використання пристрою, що обмежує амплітуду коливань рухомого конуса. Обмежувачем може бути, наприклад, елемент приводу дебаланса, що обертається разом з останнім і має можливість бути зафіксованим на заданій відстані від осі обертання приводного вала. Такий спосіб дозволяє поєднувати позитивні властивості інерційної і ексцентрикової дробарки, підвищивши вплив розвантажувальної щілини на технологічні показники КІД.
5. Зміна форми камери дроблення. Конструктивно більш складним засобом управління технологічними показниками та якістю продукту подрібнення є зміна форми камери дроблення. Зміна геометричних параметрів камери дроблення дозволяє впливати на траєкторію руху частинок матеріалу в ній і ступінь їх ущільнення в процесі акту стиснення.

На рис.1.13 представлені спрощені схеми сучасних камер дроблення утворених нерухомим і рухомим конусами.

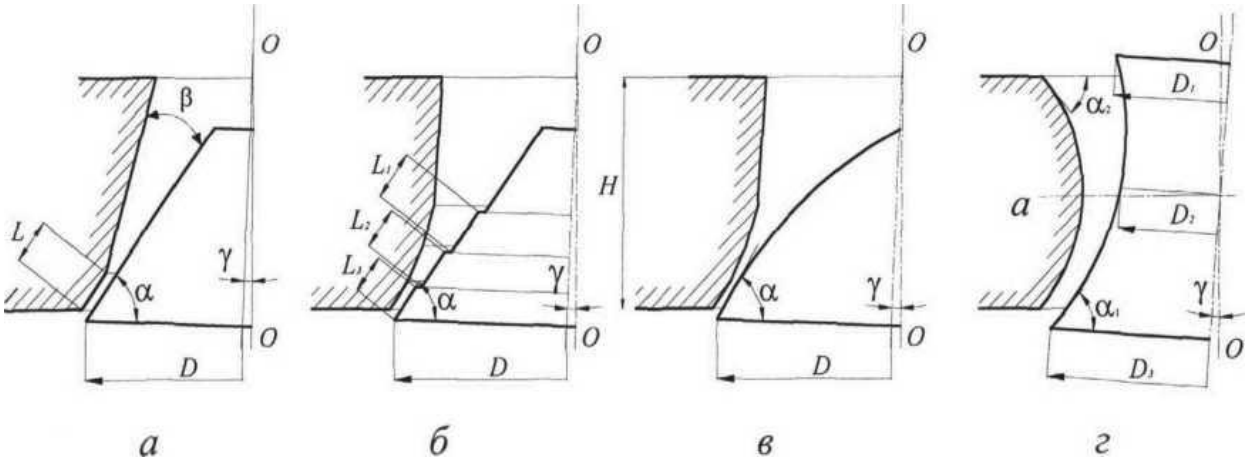



Рисунок 1.13 - Спрощені схеми камер дроблення [7]

### 1.5.1 Основні геометричні параметри камер конусних дробарок

До основних геометричних параметрів робочих камер конусних дробарок середнього і дрібного дроблення слід віднести [8,9]:

$D$ - діаметр рухомого конуса;

$\alpha$ - кут нахилу твірної рухомого конуса (крутизна камери дроблення);

$L$ - довжина зони паралельності (зони калібрування);

$\gamma$ - кут захоплення;

$H$ - висота камери дроблення.

Камера з крутим нахилом володіє більшою пропускною здатністю (рис.1.13а,б). У пологої камері (рис.1.13в,г) подрібнювальний матеріалу переміщається повільніше, піддаючись більшій кількості актів стиснення робочими органами і частіше наштовхується на поверхню рухомого конуса.

При варіюванні кута нахилу камери дроблення (кута нахилу твірної до основи рухомого конуса $\alpha$) змінюється кількість актів стиснення матеріалу, що подрібнюється, робочими органами, що, в кінцевому рахунку, визначає пропускну здатність (продуктивність) дробарки, ступінь подрібнення і споживану дробаркою електроенергію.

Конусні дробарки середнього (КСД) і дрібного (КМД) дроблення в світовій практиці стандартизовані по діаметру нижньої основи рухомого дроблячого конуса $D$ і мають чотири варіанти виконання камери дроблення: тонке *Т* (Fine), середнє *С* (Medium), грубе *Гр* (Coarse ), дуже грубе *Огр* (Extra Coarse). У Росії випускають дробарки середнього і дрібного дроблення з камерами *Т* і *Гр*. Міжнародна назва дробарки КСД - «стандартна» (Standart Cone Crusher), а дробарки КМД - «короткоконусная» (Short Cone Crusher).

Граничний розмір шматка, який можуть захопити дроблячі конуси,

$$D_K = \kappa_\phi D,$$

де $D_K$ - середній розмір оригінального шматка, мм;

$\kappa_\phi$ - коефіцієнт форми шматка - відношення його середнього розміру до товщини;

*D* - діаметр умовної кулі, мм, здатної бути захопленою дроблячими конусами дробарки [10].

Довжина зони паралельності визначає однорідність продукту дроблення. Так існують камери дроблення з однієї зоною паралельності (рис.1.13а), або їх може бути кілька (рис.1.13б).

Ширина розвантажувальної щілини є основним режимним параметром будь-якої конусної дробарки, що визначає її технологічні показники.

У вітчизняній практиці ширина розвантажувальної щілини ексцентрикової дробарки середнього і дрібного дроблення визначається на закритій стороні камери дроблення, а в конусних інерційних дробарках вона визначається як розмір діаметрального кільцевого зазору між конусами при суміщенні осей рухомого конуса і осі дробарки [43].

### 1.5.2 Основні технологічні характеристики конусних дробарок

До основних технологічних характеристик конусних дробарок належать: кут захоплення $\alpha$, частота обертання ексцентрикового стакана $n$, продуктивність $Q$, хід конуса $e$ і потужність електродвигуна $N$ [10].

Кутом захоплення конусних дробарок називається кут між твірними внутрішньої поверхні нерухомої конічної чаші і зовнішньої поверхні дробильного конуса в момент їхнього найбільшого зближення. Умови рівноваги грудки матеріалу у камері дроблення конусної дробарки аналогічні умовам рівноваги грудки матеріалу в щоковій дробарці, що дозволяє поширити висновки, які були зроблені для щокових дробарок, також і на конусні дробарки. Таким чином, кут захоплення конусних дробарок не повинен перевищувати подвійного кута тертя. Практично кут захоплення конусних дробарок крупного дроблення складає від 24 до 28о , конусних дробарок середнього і дрібного дроблення у середньому – 18о .

Оптимальна частота обертання ексцентрикового стакана п (хв–1 ), при якій досягається максимальна продуктивність дробарки, може бути визначена: – для дробарок крупного дроблення:

Хід дробильного конуса на лінії розвантажувального отвору: e = 2r, м, (1.15) де r – ексцентриситет, м. В конусних дробарках крупного дроблення ексцентриситет на рівні розвантажувальної щілини залежно від розміру дробарки складає 13 – 25 мм. При цьому дробарки одного розміру можуть мати різні ексцентриситети. Хід конуса дробарок типів КСД і КМД значно більше ніж у ККД. Збільшення розмаху коливань необхідно для прискорення проходження матеріалу через зону дроблення та для полегшення розвантаження і відповідно підвищення продуктивності дробарки.

Продуктивність розраховують по об’єму дробленого продукту, що випадає за один оберт дробильного конуса.

Потужність електродвигуна конусних дробарок визначається за емпіричними формулами: Конусні дробарки крупного дроблення використовують для дроблення гірських порід великої міцності і в’язких. Дробарка повинна забезпечити необхідну продуктивність при заданій крупності дробленого продукту. Ширина приймального отвору дробарки повинна бути на 15 % більша розміру максимального зерна у вихідному матеріалі.

## 1.6 Вибір і обґрунтування модернізованої конструкції

Подрібнюючий зазор може бути регульований за рахунок гідравлічного підйомного пристрою складної конструкції. Така система регулювання робочого зазору потребує додаткових гідравлічних пристроїв та відповідного периферійного обладнання. Вертикальне переміщення головного валу і, відповідно, рухомого конуса запропоновано у патенті [10]. Рухомий конус з’єднується з головним валом через гідравлічну опірну

систему. Конструкція містить як опірний, так і радіальні вузли вальниць і є найбільш близькою до класичних опірних вузлів конусних дробарок. Для ущільнення подібних рухомих з'єднань необхідно забезпечити ефективну систему захисту від пилу. Наприклад, така ущільнююча система запропонована у [11]. Отже, застосування подібних пристроїв регулювання подрібнюючого зазору значно ускладнює конструкцію конусної дробарки.

На рис.1.15 зображено таке різьбове з'єднання, що дозволяє переміщувати в осьовому напрямку нерухомий конус 2 за рахунок його руху по витках різьби 3 при обертанні або основи 1, або нерухомого конусу 2.

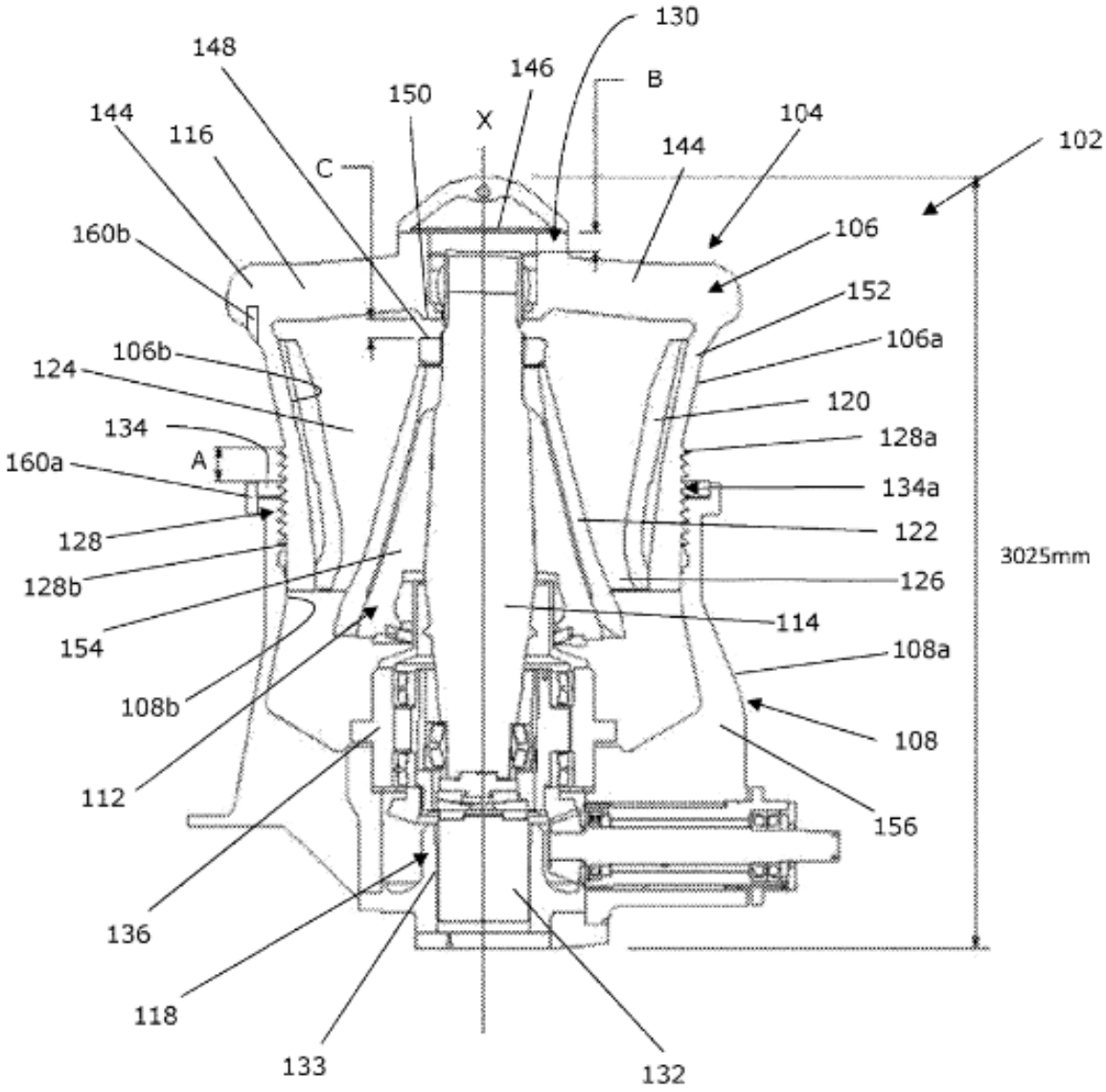
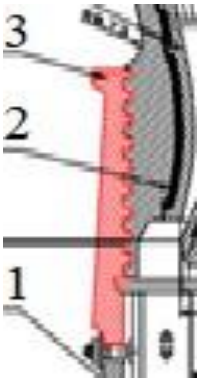



Рисунок 1.14 - Патент US 2021245166 Cone Crusher [12]




1 - основа, 2 - нерухомий конус, 3 – виток різі

Рисунок 1.15 – Модернізований вузол дробарки

Пропонована модернізація дозволяє регулювати простір дроблення за допомогою нової насадки у вигляді гвинтового з’єднання та додаткової свободи регулювання, яку забезпечує встановлений на дробарці гідроциліндр (рис.1.16).

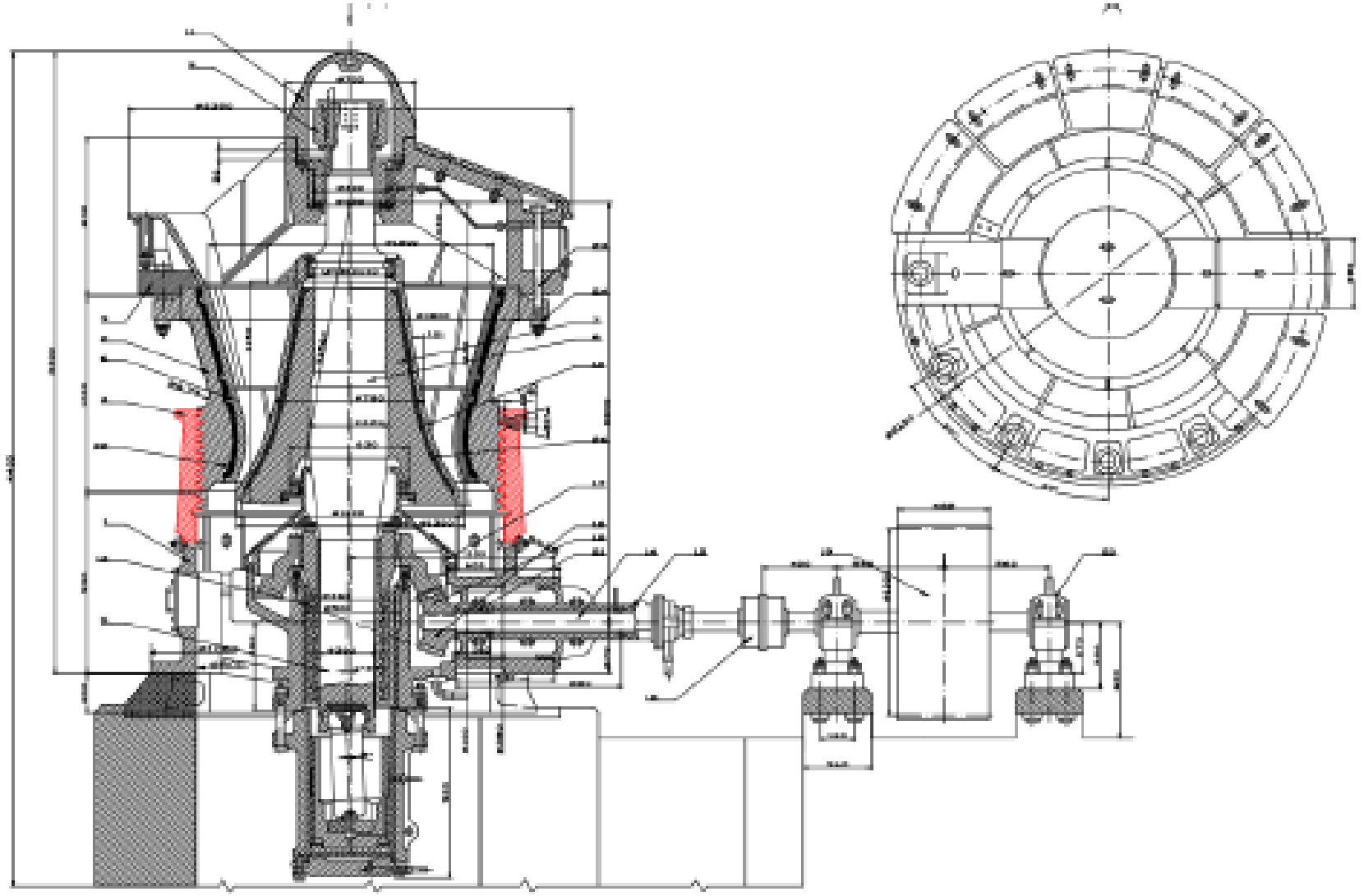


Рисунок 1.16 - Загальний вигляд конусної дробарки після модернізації

# 2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

## 2.1 Параметричні розрахунки дробарки

Вихідні дані та параметри подрібнюваного матеріалу [16,19]:

- модуль пружності матеріалу $E = 2{,}3 \cdot 10^4$ МПа;
- границя міцності матеріалу на стиск $\sigma = 45$ МН/м$^3$;
- об'ємна маса матеріалу $\rho = 2{,}05$ т/м$^3$;
- коефіцієнт розпушення матеріалу $\mu = 0{,}36$;
- коефіцієнт тертя матеріалу об поверхню дроблення $f = 0{,}35$;
- продуктивність дробарки $П_р = 800$ т/год;
- середній розмір шматків матеріалу до подрібнення $D_c = 0{,}75$ м;
- середній розмір готового продукту $d_c = 0{,}16$м.

Кут захвату конусної дробарки:

Не більше, ніж:

$$\alpha \le arctg\, 0{,}3;\ \alpha \le 34^o \qquad (2.1)$$

Враховуючі умову $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ приймаємо: кут між твірною нерухомого конуса і вертикаллю $\alpha_1 = 15^o$, кут між твірною рухомого конуса і вертикаллю $\alpha_2 = 10^o$.

Об’ємна продуктивність:

$$П_v = \frac{П_p}{\rho} = \frac{800}{2{,}5} = 390 \quad \text{м}^3/\text{год.} \qquad (2.2)$$

Хід рухомого конуса:

$$S = 1{,}3 \cdot d_C\,. \qquad (2.3)$$

Приймаємо $S = 0{,}21$ м.

Частота обертання рухомого конуса:

$$n = \sqrt{\frac{g\left(tg\alpha_1 + tg\alpha_2\right)}{8S}} = \sqrt{\frac{9{,}81\left(tg15^o + tg10^o\right)}{8 \cdot 0{,}21}} = 1{,}609 \quad \text{об/с} \qquad (2.4)$$

Приймаємо $n = 1{,}65\ об/с = 100\ об/хв.$

Мінімальний зазор між конусами на виході з дробарки:

$$e = d_c - \frac{S}{2} = 0{,}16 - \frac{0{,}21}{2} = 0{,}055 \quad \text{м} \tag{2.5}$$

Приймаємо $e = 0{,}05$м.

Найбільший зазор між конусами на вході у дробарку:

$$a = 1{,}2 \cdot D_C = 1{,}2 \cdot 0{,}75 = 0{,}9 \text{ м.} \tag{2.6}$$

Висота рухомого конуса:

$$h = \frac{a - e - S}{tg\alpha_1 + tg\alpha_2} = \frac{0{,}9 - 0{,}05 - 0{,}21}{tg15^0 + tg10^0} = 1{,}441 \quad \text{м.} \tag{2.7}$$

Приймаємо $h = 1{,}15$ м.

Висота нерухомого конуса:

$$H = 1{,}1h = 1{,}1 \cdot 1{,}15 = 1{,}256 \text{ м.} \tag{2.8}$$

Приймаємо $H = 1{,}15$ м.

Нижній діаметр рухомого конуса:

$$d_н = \frac{П(tg\alpha_1 + tg\alpha_2)}{3600\pi\mu nSd_c} = \frac{390 \cdot (tg15^o + tg10^0)}{3600 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}36 \cdot 1{,}65 \cdot 0{,}21 \cdot 0{,}16} = 0{,}768 \quad \text{м} \tag{2.9}$$

Приймаємо $d_н = 1{,}2$ м.

Нижній діаметр нерухомого конуса:

$$D_Н = d_Н + (2e + S) = 1{,}2 + (2 \cdot 0{,}5 + 0{,}21) = 1{,}51 \quad \text{м.} \tag{2.10}$$

Приймаємо $D_н = 1{,}3$ м.

Верхній діаметр рухомого конуса:

$$d_в = d_Н - 2h \cdot \text{tg}\alpha_2 = 1{,}2 - 2 \cdot 1{,}15 \cdot tg10 = 0{,}795 \text{ м.} \tag{2.11}$$

Приймаємо $d_B = 0{,}55$ м.

Верхній діаметр нерухомого конуса:

$$D_в = D_Н + 2 \cdot H \cdot \text{tg}\alpha_1 = 1{,}3 + 2 \cdot 1{,}15 \cdot tg15^o = 1{,}916 \text{ м.} \tag{2.12}$$

Приймаємо $D_в = 1{,}5$м.

2.1.1 Потужність двигуна:

$$N = \frac{\sigma^2 П_\upsilon (i-1)}{2{,}4E\eta_\partial \eta_n}\ , \qquad (2.13)$$

де $i = \frac{D_c}{d_c} = \frac{0{,}75}{0{,}16} = 4{,}688$ - ступінь подрібнення; приймаємо $i = 4{,}7$;

$\underline{\eta_\partial}$ = 0,3 – коефіцієнт корисної дії (ККД) конусної дробарки;

$\eta_n$ – загальний ККД приводу.

Загальний ККД приводу:

$$\eta_n = \eta_{пас} \cdot \eta_{в.коч} \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{в.ковз} \cdot \eta_{зуб}\ , \qquad (2.14)$$

де $\eta_{пас}$ = 0,95 - ККД клиноремінної передачі;

$\eta_{в.коч}$ = 0,99 - ККД підшипників кочення;

$\eta_{муф.}$ = 0,99 - ККД зубчастої муфти;

$\eta_{в.ковз}$ = 0,98 - ККД підшипників ковзання;

$\eta_{зуб}$ = 0,94 - ККД зубчастої конічної передачі.

$$\eta_n = 0{,}95 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}94 = 0{,}86.$$

Приймаємо потужність двигуна $N$ = 208 кВт

## 2.2. Кінематичні розрахунки дробарки

Виконуємо кінематичні розрахунки для визначення крутного моменту, потужності та частоти обертання всіх зв’язків механізму приводу та передавального числа між ними. Кінематична схема дробарки наведена на рис.2.1 [16,17].

### 2.2.1 Вибір електродвигуна.

Розрахункова потужність двигуна $N$ = 208 кВт. Приймаємо двигун 4AM355S4 потужністю $N_1$ = 250 кВт з числом обертів $n_1$ = 1500 об/хв.

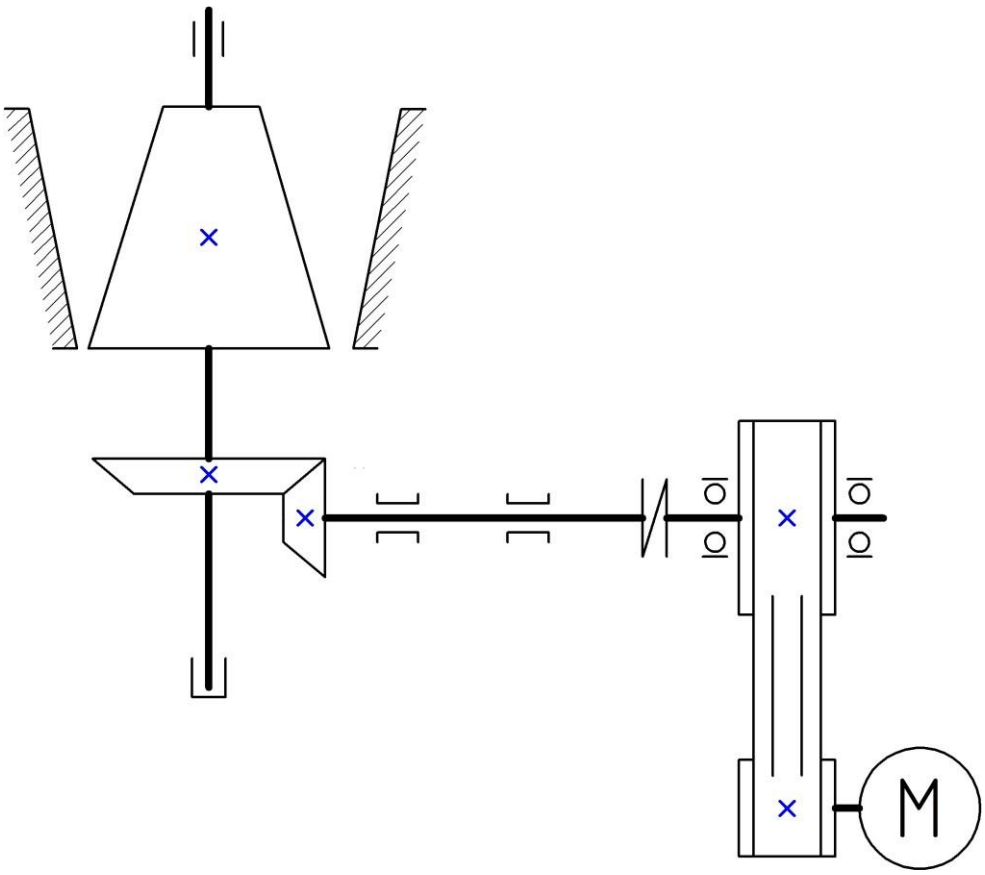



Рисунок 2.1 - Кінематична схема приводу дробарки

Частота обертання рухомого конуса, яку необхідно досягнути на виході:

$$n_3 = 1{,}65\ об/с = 100\ об/хв.$$

Загальне передаточне число машини:

$$u = \frac{n_1}{n_3} = \frac{1500}{100} = 15. \qquad (2.15)$$

Крутний момент на валу двигуна:

$$M_{кр1} = 9550\frac{N_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{208}{1500} = 1325\ \ Нм. \qquad (2.16)$$

### 2.2.2 Розрахунок клинопасової передачі [16].

Приймаємо попереднє значення передаточного числа передачі $u' = 5$.

Приймаємо пас нормального перерізу типу «Е».

Діаметр ведучого шківа приймаємо $d_{p1}$ = 200 мм. Колова швидкість:

$$v_p = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 15{,}7 \ \ м/с. \qquad (2.17)$$

Діаметр веденого шківа:

$$d_{p2} = d_{p1} \ u^{/} (1 - \varepsilon) = 200 \cdot 5 \cdot (1 - 0{,}02) = 980 \ мм. \qquad (2.18)$$

де ε = 0,02 – коефіцієнт проковзування паса.

Округляємо отримане значення до найближчого стандартного діаметру згідно $d_{p2}$ = 1000 мм.

Фактичне передаточне число:

$$u_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\varepsilon)} = \frac{1000}{200 \cdot (1 - 0{,}02)} = 5{,}1 \qquad (2.19)$$

Частота обертання веденого шківа:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_p} = \frac{1500}{5{,}1} = 294 \ \ об/в \ \ = 4{,}9 \ \ об/с. \qquad (2.20)$$

Потужність на веденому валу:

$$N_2 = N_1 \eta_{пас} = 0{,}8 \ \cdot 0{,}95 = 198 \text{ кВт}. \qquad (2.21)$$

Крутний момент на веденому валу:

$$M_{кр2} = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{198}{294} = 6432 \ \ Нм. \qquad (2.22)$$

Приймаємо $M_{кр2}$ = 6430 Нм;

Орієнтована міжосьова відстань:

$$a = 0{,}95 \cdot d_{p2} = 0{,}95 \cdot 1000 \ \ 950 \text{ мм}. \qquad (2.23)$$

Розрахункова довжина паса:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} =$$
$$= 2 \cdot 950 + \frac{3{,}14}{2} \cdot (200 + 1000) + \frac{(1000 - 200)^2}{4 \cdot 950} = 4458 \ \ мм \qquad (2.24)$$

Округляємо отримане значення до найближчого стандартного $L$ = 4500 мм.

Дійсна міжосьова відстань:

$$a = \frac{2L - \pi\left(d_{p1} + d_{p2}\right) + \sqrt{\left[2L - \pi\left(d_{p1} + d_{p2}\right)^2 - 8\left(d_{p2} - d_{p1}\right)^2\right]}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 4500 - 3{,}14\left(200 + 1000\right) + \sqrt{\left[2 \cdot 4500 - 3{,}14 \cdot \left(200 + 1000\right)^2 - 8\left(1000 - 200\right)^2\right]}}{8} = \qquad (2.25)$$

$$= 1839 \ мм$$

Приймаємо $a = 1840$ мм.

Кут обхвату на ведучому шківі:

$$\alpha_1 = 180^o - 57{,}3^o \cdot \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^o - 57{,}3^0 \cdot \frac{1000 - 200}{940} = 131^o \qquad (2.26)$$

Необхідна кількість пасів:

$$z = \frac{N_1}{N_0 C_p C_\alpha C_L C_z} = \frac{208}{32 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}96 \cdot 1 \cdot 0{,}95} = 7{,}66, \qquad (2.27)$$

де $N_0 = 32$ кВт - номінальна потужність, яка передається одним пасом вибраного перерізу;

$C_p$ - коефіцієнт динамічності та режиму роботи передачі, $C_p = 0{,}93$ ;

$C_\alpha$ - коефіцієнт кута обхвату, $C_\alpha = 0{,}96$ ;

$C_L$ - коефіцієнт, що залежить від довжини паса, приймаємо $C_L = 1$;

$C_Z$ - коефіцієнт, що враховує кількість пасів у комплекті клинопасової передачі, приймаємо $C_Z = 0{,}95$.

Приймаємо $z = 8$.

### 2.2.3 Конструювання шківів

Виконуємо за методичними вказівками, наведеними у [16].

Вибір матеріалу шківа залежить від колової швидкості $v$, м/с. Оскільки клинові паси можуть працювати при швидкостях $v$ = 30 м/с, вибираємо сірий чавун марки СЧ 15 ГОСТ 1412 – 85.

Визначаємо параметри канавок шківів залежно від вибраного перерізу паса типу «Е»[16]:

$W_p$ = 42 мм - розрахункова ширина канавки шківа;

$b = 12{,}5$ мм - глибина канавки над розрахунковою товщиною;

$h = 30{,}5$ мм - глибина канавки під розрахунковою товщиною;

$e = 58$ мм - відстань між вісями канавок;

$f = 38$ мм - відстань між віссю крайньої канавки та ближчим торцем шківа;

$\alpha = 40^0$ - кут канавки шківа;

$r = 2{,}5$ мм - радіус заокруглення верхньої кромки канавки шківа.

Розрахункові діаметри ведучого і веденого шківів, відповідно:

$d_{p1}$ = 200 мм,

$d_{p2}$ = 1000 мм.

Тип шківів приймаємо: ведучий - суцільний диск, ведений - шків зі спицями еліптичного перетину.

2.2.3.2 Визначимо конструктивні розміри веденого шківа [16].

Ширина:

$$B = (z-1)\,e + 2\,f = (8-1)\cdot 58 + 2\cdot 38 = 482 \text{ мм}. \qquad (2.28)$$

Товщина ободу:

$$\delta = 1{,}2\,h = 1{,}2\cdot 30{,}5 = 36{,}6. \qquad (2.29)$$

Згідно з рекомендаціями, приймаємо $\delta = 36$ мм.

Внутрішній діаметр маточини (діаметр вала) приймаємо $d_в = 100$ мм.

Зовнішній діаметр маточини:

$$d_м = 2\,d_в = 2\cdot 100 = 200 \text{ мм}. \qquad (2.30)$$

Довжина маточини:

$$l_м = 1{,}5\cdot d_м = 1{,}5\cdot 200 = 300 \text{ мм}. \qquad (2.31)$$

Внутрішній діаметр обода:

$$d_f = d_{p2} - 2(\delta + h) = 1000 - 2 \cdot (36 + 30{,}5) = 867 \text{ мм.} \quad (2.32)$$

Зовнішній діаметр шківів:

$$d_e = d_{p2} + 2b = 1000 + 2 \cdot 12{,}5 = 1025 \text{ мм.} \quad (2.33)$$

Кількість спиць приймаємо $z_2 = 6$.

Умовна висота (велика піввісь) перетину спиці в умовному діаметральному перетині шківа, при допустимому напруженні для чавуну СЧ 15 $[\tau] = 30 МПа$:

$$c = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0{,}4 z_1}} = \sqrt[3]{\frac{6430 \cdot 10^3}{0{,}4 \cdot 6}} = 140 \ мм. \quad (2.34)$$

Велика і мала піввісь перетину спиці біля маточини, відповідно:

$$c_1 = 0{,}8\, c = 0{,}8 \cdot 140 = 112 \text{ мм;}$$

$$a_1 = 0{,}4\, c_1 = 0{,}4 \cdot 112 = 44{,}8 \text{ мм.}$$

Приймаємо $c_1 = 112$ мм; $a_1 = 44$ мм.

У місці з'єднання спиці з ободом зменшуємо значення на 20%:

$$c_2 = c_1 \cdot 0{,}8 = 112 \cdot 0{,}8 = 89{,}6 \text{ мм;}$$

$$a_2 = a_1 \cdot 0{,}8 = 44 \cdot 0{,}8 = 35{,}2 \text{ мм;}$$

Приймаємо $c_2 = 90$ мм; $a_2 = 36$ мм.

Висоту ребер жорсткості приймаємо $s = 20$ мм.

Із врахуванням діаметра вала $d_в = 100$ мм вибираємо призматичну шпонку із площею перетину 28х25 мм і довжиною 200 мм.

### 2.2.4 Розрахунок з використанням ЕОМ

Виконаємо перевірочний розрахунок пункту "1.2.3 Конструювання шківів" за допомогою програми, складеної на мові програмування Fortran у середовищі MsDev.

#### 2.2.4.1 Вихідні дані для розрахунку.

Параметри канавок шківів:

$W_p$ = 42 мм - розрахункова ширина канавки шківа;

$b$ = 12,5 мм - глибина канавки над розрахунковою товщиною;

$h$ = 30,5 мм - глибина канавки під розрахунковою товщиною;

$e$ = 58 мм - відстань між вісями канавок;

$f$ =38 мм - відстань між віссю крайньої канавки та ближчим торцем шківа;

$\alpha = 40^0$ - кут канавки шківа;

$r$ = 2,5 мм - радіус заокруглення верхньої кромки канавки шківа.

Розрахункові діаметри ведучого і веденого шківів, відповідно: $d_{p1}$ = 200 мм, $d_{p2}$ = 1000 мм.

Дані, які за ходом розрахунку приймаються за методичними вказівками [13]:

$d_в$ = 100 мм - внутрішній діаметр маточини (діаметр вала);

$z_2$ = 6 - кількість спиць;

$s$ =20 мм - висота ребер жорсткості.

Крутний момент, що передається веденим шківом $M_{кр2}$ = 6432 Нм.

2.2.4.2 Результати розрахунків

Вміст файлу "results.txt", куди записуються розраховані результати:

B = 482.000000

delta = 36.600000

dm = 200.000000

lm = 300.000000

df = 865.800000

de = 1025.000000

c = 138.888600

c1 = 111.110900

a1 = 44.444360

c2 = 88.888720

a2 = 35.555480

Отримані відхилення значень, розрахованих за допомогою ЕОМ, від розрахованих попередньо, можна пояснити недостатньою точністю розрахунків, виконаних вручну.

2.2.4 Розрахунок конічної зубчастої передачі Виконуємо за методикою, наведеною у [16,17].

Фактична частота обертання веденого шківа клинопасової передачі (частота обертання ведучої шестерні зубчастої передачі) $n_2$ = 294 *об /хв* , а необхідна частота обертання веденого колеса передачі (рухомого конуса дробарки) $n_3$ = 100 *об / хв* . Необхідне передаточне число конічної зубчастої передачі обчислюємо за формулою:

$$u'' = \frac{n_2}{n_3} = \frac{294}{100} = 2{,}94 \qquad (2.35)$$

Міжосьовий кут передачі $\Sigma = 90^0$.

Зовнішній модуль зубчастого зачеплення приймаємо $m_e$ = 18 мм.

Число зубців ведучої шестерні приймаємо $z' = 20$.

Зовнішній діаметр конічної шестерні

$$d_1 = m_e z' = 18 \cdot 20 = 360 \text{ мм} \qquad (2.36)$$

Число зубців веденого колеса:

$$z_2^{/} = z_1^{/} u'' = 20 \cdot 2{,}94 = 58 \qquad (2.37)$$

Зовнішній діаметр ведучого колеса:

$$d_2 = m_e z_2^{/} = 18 \cdot 58 = 1044 \text{ мм} \qquad (2.38)$$

Приймаємо $d_2 = 1000$ мм.

Перерахована кількість зубців веденого колеса згідно прийнятому зовнішньому модулю зубчастого зачеплення:

$$z'' = \frac{d_2}{m_e} = \frac{1000}{18} = 55{,}55$$

Остаточно приймаємо $z_2 = 56$, $z_1 = 20$.

Уточнюємо передаточне число:

$$u_з = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{20} = 2{,}8 \qquad (2.39)$$

Уточнюємо частоту обертання рухомого конуса :

$$n_з = \frac{n_2}{n_1} = \frac{294}{2{,}8} = 105 \ об/хв \ = 1{,}75 \ об/с \qquad (2.40)$$

Отримане значення знаходиться у межах допустимого відхилення.

Потужність на відомій шестерні (на рухомому конусі):

$$N_3 = N_1 \cdot \eta_n = 208 \cdot 0{,}86 = 179 \text{ кВт.} \qquad (2.41)$$

Крутний момент, що передається конічною передачею:

$$M_{кр3} = 9550\frac{N_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{179}{105} = 16300 \ Нм \qquad (2.42)$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0{,}5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}5 \cdot 18 \cdot \sqrt{20^2 + 56^2} = 535 \ мм \qquad (2.43)$$

Ширину зубчастого вінця колеса приймаємо $b$ =130мм.

Середня конусна відстань:

$$R = R_e + 0{,}5b = 535 + 0{,}5 \cdot 130 = 470 \text{ мм.} \qquad (2.44)$$

Середній модуль:

$$m = \frac{m_e R}{R_e} = \frac{18 \cdot 470}{535} = 15{,}81 \qquad (2.45)$$

Приймаємо $m$= 16 .

Кут ділильного конуса:

$$\delta = arctg\frac{z_1}{z_2} = arctg\frac{20}{56} = 19^0 65' \qquad (2.46)$$

Приймаємо $\delta = 20^o$.

Число зубців умовного плоского колеса:

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}5 \cdot 18 \cdot \sqrt{20^2 + 56^2} = 59{,}46 \qquad (2.47)$$

Приймаємо $z_c = 60$.

Середній ділильний діаметр конічної шестерні:

$$d_1^{\partial} = mz_1 = 16 \cdot 20 = 320 \ мм \qquad (2.48)$$

Середній ділильний діаметр ведучого колеса:

$$d_2^{\partial} = mz_2 = 16 \cdot 56 = 896 \ мм \qquad (2.49)$$

### 2.2.5 Вибір муфт

Муфту встановлено між валом веденого шківа клинопасової передачі та валом ведучої конічної шестерні.

Виходячи з крутного моменту, що передається муфтою $M_{кр2}$ = 6430 Нм, вибираємо пружну втулково-пальцеву муфту з номінальним крутним моментом $M_{доп}$ = 8000 Н·м.

### 2.2.7 Результати кінематичних розрахунків.

Чисельні результати кінематичних розрахунків зведені у таблиці 2.1.

Кінематична схема із зазначеними частотами обертання ланок механізму і передаточними числами між ними наведена на кресленні [16,17].

Таблиця 2.1 - Потужність, частота обертання та крутний момент ланок приводу

| Потуж ність $N$, кВт | Частота обертання $n$, об/хв | Частота обертання $n$, об/с | Крутний момент $M_{кр}$, Н·м |
|---|---|---|---|
| 208 | 1500 | 25 | 1325 |
| 196 | 294 | 4,9 | 6430 |
| 177 | 105 | 1,75 | 16300 |

## 2.3 Розрахунки на міцність деталей дробарки

2.3.1. Розрахунок на міцність вертикального вала.

Для розрахунку деталей на міцність необхідно знати зусилля, які виникають при шліфуванні [18]

Сила шліфування $P$ діє на $1/3$ висоти рухомого конуса [16,18]. Розрахункова схема для визначення сили $P$ наведена на рис.2.2.

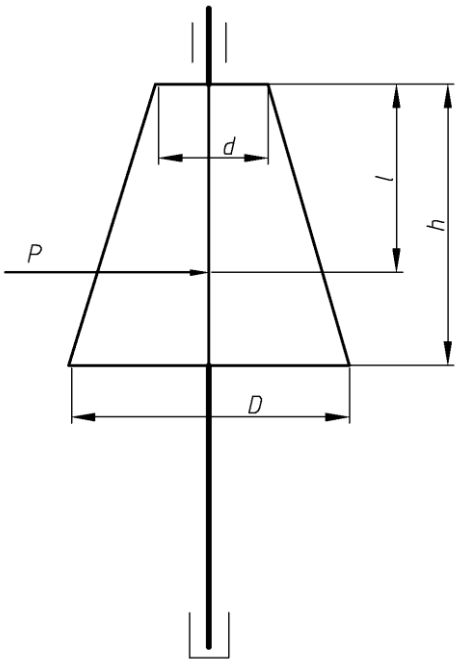



Рисунок 2.2 - Розрахункова схема до визначення зусилля подрібнювання

Зусилля подрібнення визначаємо за формулою:

$$P = \frac{kM_{кр1}h}{(h\sin\alpha + f(r+R))l} \qquad (2.50)$$

де $k = 2$ - коефіцієнт, що враховує вплив сил інерції частин машини, що рухаються;

$h$ =1,15 м - висота рухомого конуса;

$\alpha$ - кут нахилу реакції ексцентрика до площини ексцентриситету; $\alpha = 20^0$ ;

$f$ = 0,35 - коефіцієнт тертя;

$r$ = 0,28 м - верхній радіус рухомого конуса;

$R$ = 0,6 м - нижній радіус рухомого конуса;

$l$ - відстань від вершини рухомого конуса до місця прикладання

подрібнюючого зусилля, $l = h - \frac{h}{3} = 1{,}15 - \frac{1{,}15}{3} = 0{,}77$ *мм*.

Остаточно, зусилля подрібнення:

$$P = \frac{2 \cdot 1325 \cdot 1{,}15}{\left(1{,}15 \sin 20^o + 0{,}35 \cdot (0{,}28 + 0{,}6)\right) \cdot 0{,}77} = 5644 \ H$$

Приймаємо $P = 5{,}65$ кН.

Крутний момент, що виникає при подрібненні:

$$M_{кр} = P\, x, \qquad (2.51)$$

де $x$ - відстань між точкою прикладання сили подрібнення і вертикальною віссю обертання конуса:

$$x = \frac{4\left(R^2 + rr + r^2\right)}{3\pi(r + R)} = \frac{4 \cdot \left(0{,}6^2 + 0{,}6 \cdot 0{,}28 + 0{,}28^2\right)}{3 \cdot 3{,}14(0{,}28 + 0{,}6)} = 0{,}534 \ м.$$

Остаточно, крутний момент, що виникає при подрібненні:

$$M_{кр} = 5650 \cdot 0{,}534 = 3017 \text{ Н·м}.$$

Приймаємо $M_{кр} =$ 3кН·м.

Епюра діючих на вертикальний вал крутних моментів зображена на рис.2.3.

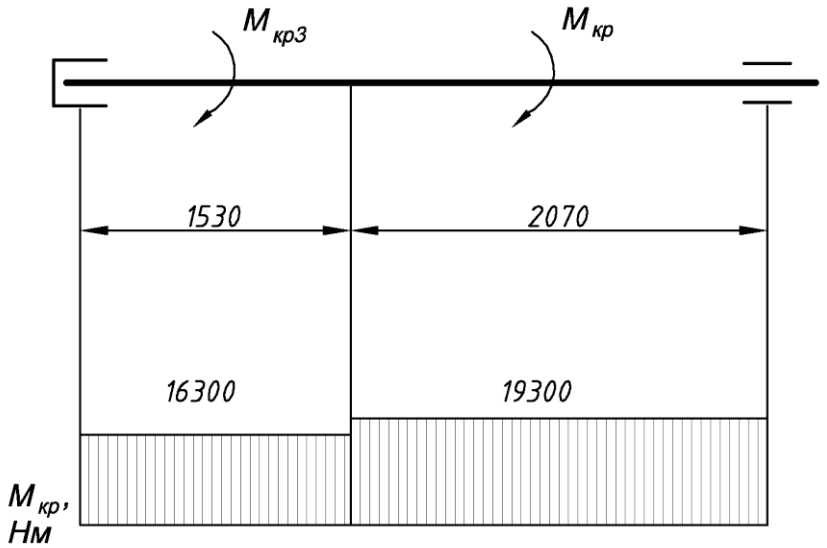



Рисунок 2.3 - Епюра діючих крутних моментів

Максимальні напруження виникають у тому перерізі вала, де

найбільші напруження і де його діаметр найменший, $d_{min}$ = 0,2 м. Крутний момент у даному перерізі становить $M_{кр}^{/} = 19{,}3$ кН·м.

Полярний момент опору в небезпечному перерізі:

$$W_p = \frac{\pi d_{\min}^3}{16} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}2^3}{16} = 0{,}00157 \ \ м^3 \qquad (2.52)$$

Напруження в небезпечному перерізі:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр}^{/}}{W_p} = \frac{19300}{0{,}00157} = 12{,}3 \ \ МПа \qquad (2.53)$$

Границя міцності на кручення для сталі Ст.45 становить $[\tau]$= 45 МПа.

Напруження, що виникають на валу, лежать у допустимих межах.

2.3.2. Розрахунок на міцність веденого шківа клинопасової передачі.

Основним силовим фактором, що діє на шків, є крутний момент $M_{кр2}$ = 6430 Нм. Максимальне навантаження, яке виникає при крученні, припадає на вал шківа. Полярний момент опору маточини [18]:

$$W_p = \frac{\pi d_3^3}{16}\left(1 - \alpha^4\right)$$

де $\alpha$ - відношення внутрішнього і зовнішнього діаметрів маточини шківа;

$d_в$ = 0,11 м – внутрішній діаметр ступиці;

$d_з$ = 0,4 м – зовнішній діаметр ступиці.

Відношення внутрішнього і зовнішнього діаметрів маточини шківа:

$$\varepsilon = \frac{d_в}{d_з} = \frac{0{,}11}{0{,}4} = 0{,}275.$$

Остаточно, полярний момент опору:

$$W_p = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}4^3}{16}\left(1 - 0{,}275^4\right) = 12{,}5 \cdot 10^{-3} \ \ м^3$$

Напруження, що виникають при крученні:

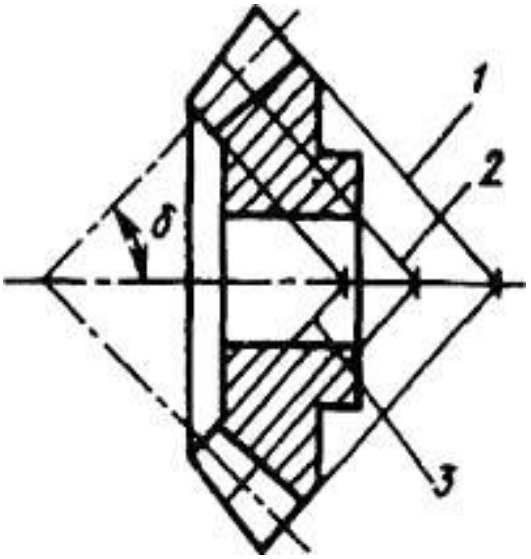
$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр2}}{W_p} = \frac{6430}{12{,}5 \cdot 10^{-3}} = 514400 \ \ Па \qquad (2.55)$$

Границя міцності на кручення чавуну СЧ 15 становить $[\tau]$= 40 МПа.

Напруження, що виникають на шківу, лежать у допустимих межах.

2.3.3 Розрахунок на міцність зубчастої передачі.

Відповідно до рекомендацій [16,17] розрахунок конічних зубчастих коліс виконується за середнім перерізом на середині довжини зуба. У цьому випадку конічну передачу замінюють на еквівалентну циліндричну передачу. Модуль пружності та діаметр початкової окружності дорівнюють модулю пружності та початковій окружності в центрі зуба конічної шестерні, а профіль зуба, що відповідає профілю редуктора, отриманий скануванням додаткових конусів на плані (рис.2.4).




1 — зовнішній додатковий конус; 2 — середній; 3 — внутрішній

Рисунок 2.4 - Розгортка додаткових конусів на площину

З пари зубчатих коліс, що перебувають у зачепленні, розраховуємо менше колесо (шестерню) [18].

Напруження згину зубців:

$$\sigma_F = \frac{6{,}35 M_{кр3}}{m_e^2 (1 - 0{,}5\psi)^2 z_1 y_1 b k_v} \qquad (2.56)$$

де $\psi$ - ступінь повноти зуба;

$y_1$ = 0,105 - коефіцієнт форми зуба, залежить від приведеної кількості зубців $z_{np}$ ;

$k_v$ = 0,65 - швидкісний коефіцієнт, залежить від колової швидкості $v$.

Ступінь повноти зуба:

$$\psi = \frac{b}{R} = \frac{130}{470} = 0{,}277. \qquad (2.57)$$

Приведена кількість зубців $z_{np}$ :

$$z_{np} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{20}{\cos 20^o} = 21{,}29$$

приймаємо $z_{np}$ = 22.

Колова швидкість:

$$v = \frac{\pi m_e (1-1{,}5\psi) z_1 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3{,}14 \cdot 18(1-1{,}5 \cdot 0{,}277) \cdot 20 \cdot 294}{6000} = 3{,}24 \ \ м/с$$

З урахуванням отриманих значень, остаточне значення напруження згину зубців за формулою (2.56):

$$\sigma_F = \frac{6{,}35 \cdot 16300}{18^2 \cdot (1-0{,}5 \cdot 0{,}277)^2 \cdot 20 \cdot 0{,}105 \cdot 130 \cdot 0{,}65} = 2{,}43 \ \ МПа$$

Допустиме напруження згину для зубців конічних коліс, виконаних з чавуну СЧ 15, $[\sigma_F] = 4$ МПа. Умова міцності виконується ($\sigma_F \le [\sigma_F]$).

Контактне напруження [18]:

$$\sigma_H = \frac{k}{z_1 m_e (1-1{,}5\psi)} \sqrt{\frac{\sqrt{u^2+1}}{u+b} \frac{M_{кр}}{k_v}} \qquad (2.60)$$

де $k$ - коефіцієнт тиску; для чавунних коліс $k$ = 470.

$$\sigma_H = \frac{470}{20 \cdot 18 \cdot (1-1{,}5 \cdot 0{,}277)} \sqrt{\frac{\sqrt{2{,}8^2+1}}{2{,}8+130} \frac{16300}{0{,}65}} = 35{,}9 \ \ МПа$$

Допустиме контактне напруження для зубців конічних коліс, виконаних з чавуну СЧ 15, $[\sigma_H] = 500$МПа. Умова міцності виконується

($\sigma_H \le [\sigma_H]$).

## 2.4 Розрахунки модернізованої дробарки

Вхідні дані:

| | |
|---|---|
| Максимальний зазор між конусами на вході, мм | 900 |
| Середній розмір шматків, що завантажуються, мм | 750 |
| Мінімальний зазор між конусами на виході, мм | 50 |
| Продуктивність, $м^3$/год | 390 |
| Потужність електродвигуна, кВт | 250 |
| Габаритні розміри, мм | |
| довжина | 4100 |
| ширина | 350 |
| висота | 4400 |
| Маса дробарки, т | 15 |

На рис. 2.5 і 2.6, наведений вигляд моделі й розріз, у системі «ANSYS» [24].

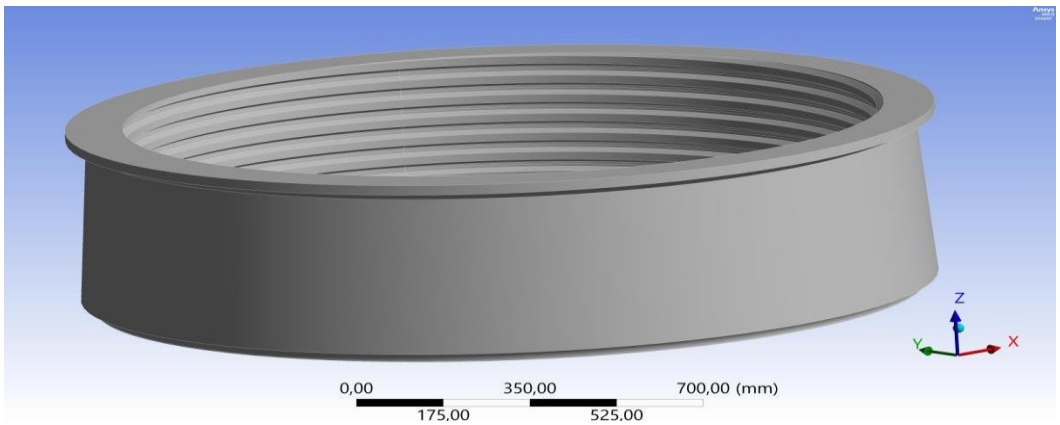



Рисунок 2.5 - Модель деталі

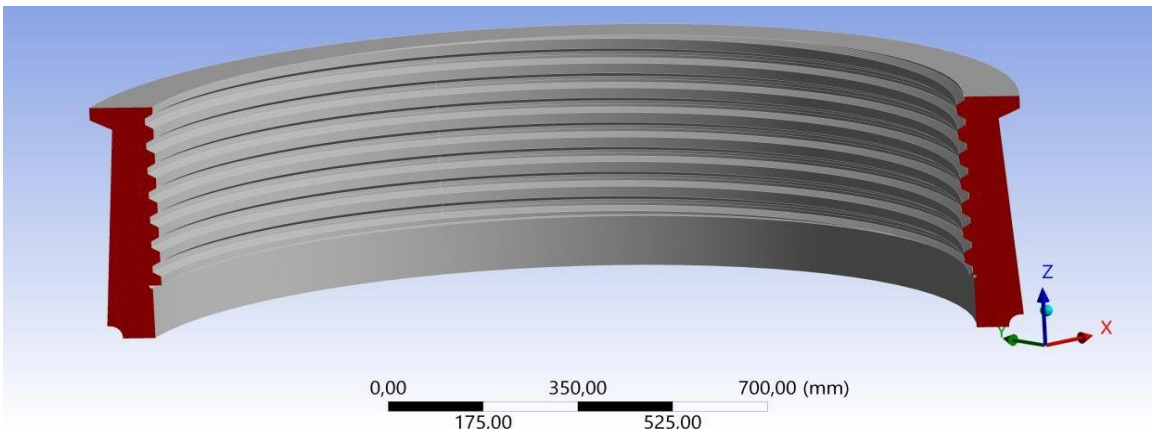



Рисунок 2.6 - Розріз деталі

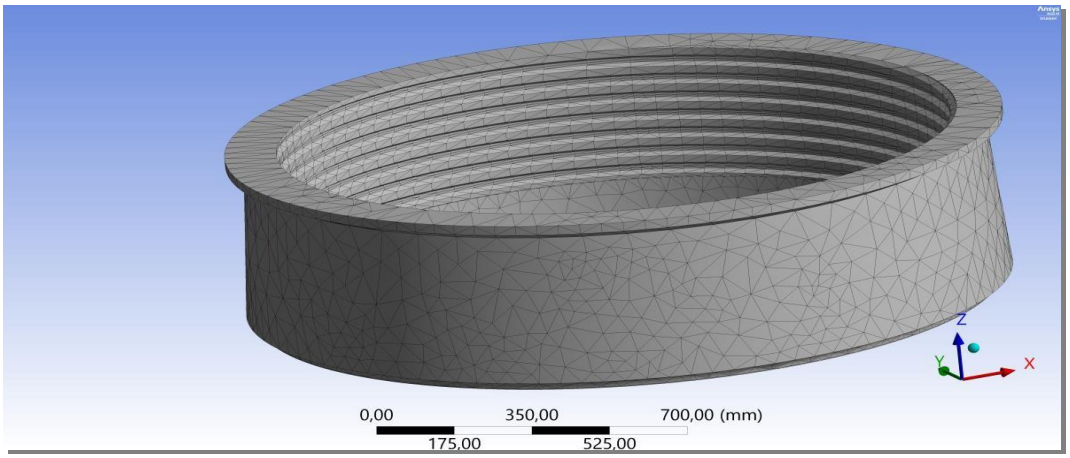



Рисунок 2.7 - Сітка деталі

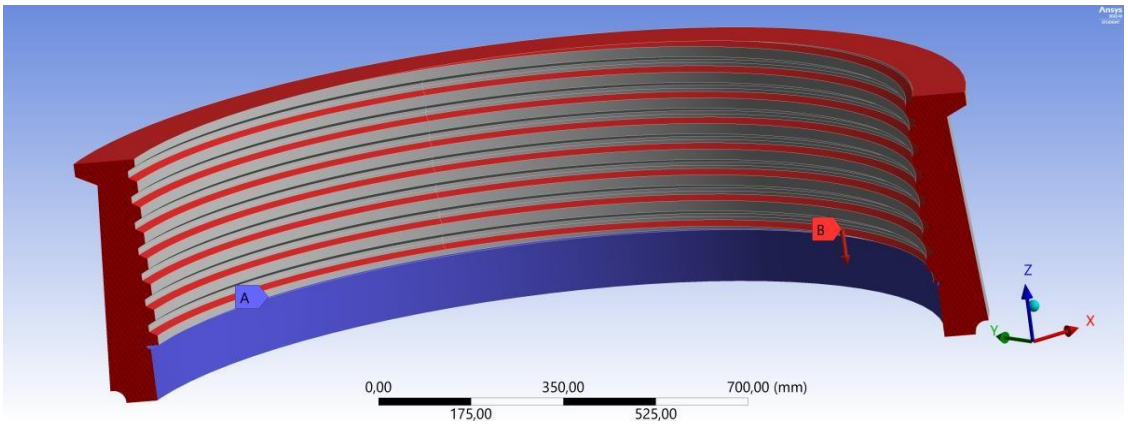



Рисунок 2.8 - Опори й прикладені сили до деталі

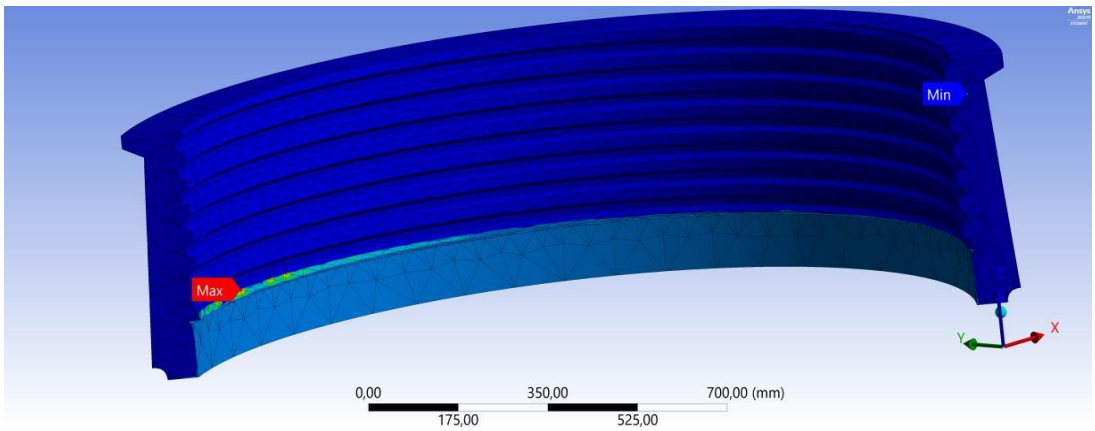



Рисунок 2.9 - Схема загальних переміщень

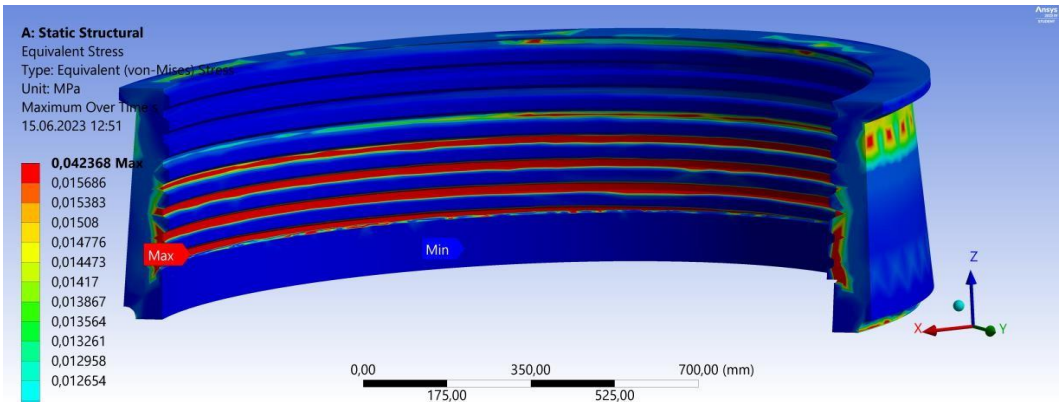



Рисунок 2.10 - Схема максимальної деформації

За результатами розрахунків визначено, що максимальні напруження зосереджені у зоні нижніх витків різьби і складають 9,51 МПа. З урахуванням того, що різьбова частина виконана зі Ст.45 у якій допустимі напруження складають 400 МПа, запас міцності складає 42.

Таким чином, працездатність модернізованої деталі надійно забезпечена.

# 3 ЕКСПЛУАТАНІЙНА ЧАСТИНА

## 3.1 Монтаж дробильного обладнання

Дробарки, що поставляються великими вузлами, повинні мати фіксуючі елементи і складальні ризики, які наносять на видному місці набивкою ударним способом і позначають фарбою, що не змивається. При монтажі необхідно дотримуватись маркування підприємства-виробника. Особливу увагу звернути на збереження прокладок, які застосовували під час збирання дробарки на підприємстві-виробнику та які мають бути встановлені під час монтажу. Трубопроводи систем мастила постачають вузлами. Внутрішні поверхні трубопроводів мають бути очищені хімічним шляхом, вільні кінці труб закриті спеціальними пробками [21].

Монтаж дробарок, що надходять у зібраному вигляді, полягає у встановленні їх на фундаменти та вивірці в плані та за висотою. Монтаж дробарок, що поставляються у розібраному вигляді укрупненими блоками, виконують відповідно до інструкцій з монтажу підприємств-виробників та схеми монтажно-складального маркування.

## 3.2 Конусні дробарки великого та редукційного дроблень

Дробарки повинні бути забезпечені спеціальними пристроями та пристроями для монтажу, що поставляються разом з дробарками. Для складування конусів на монтажному майданчику повинні бути передбачені спеціальні стенди.

При монтажі базами дробарки на фундаменті є [20,21]:

- горизонтальні осі станини в плані, у тому числі вісь приводного валу та веденого шківа;
- вертикальна вісь корпусу дробарки;
- горизонтальна вісь ведучого шківа;

- вісь клинопасової передачі, перпендикулярна осі приводного валу.

Допустимі відхилення при встановленні дробарки вказані в табл.3.1.

Таблиця 3.1 - Допустимі відхилення при встановленні дробарки [20]

| Конструктивний елемент | Відхилення | Значення допустимого відхилення, мм |
|---|---|---|
| Приводний вал і привод | Станини від горизонтальної площини (на 1 м) | 0,1 |
| | Осьовий люфт приводного вала | 0,5...0,8 |
| | Перекіс валу відомого шківа и приводного (на 1 м) | 0,5 |
| | Радіальне зміщення осей валів | 0,25 |
| | Точність центровики електродвигуна з валом шківа | 0,15 |
| | Осьовий люфт вала ведучого шківа | 0,4...0,5 |
| | Непаралельність валів ведучого шківа і веденого по довжині шківа не більш | 5 |
| Ексцентрик | Точність взаємного прилягання кілець на фарбу (на 2 $см^2$) | 1 пляма |

Станину дробарки закріплюють на фундаменті чотирма шпильками та анкерними плитами.

Вивіряють станину в горизонтальній площині рівнем по торцю центрального верстата (рис.3.1).

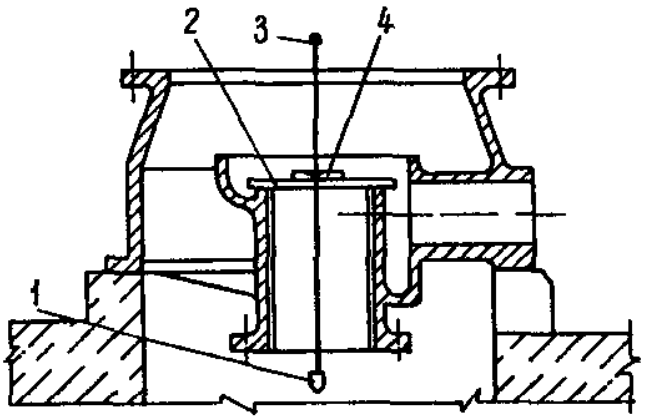
При установці станини зазор (мм) між підошвою станини (плити) та фундаментом повинен бути:

- для дробарок ККД-500/75; ККД-900/140; КРД-700/100 - 50...70;
- для дробарок ККД-1200/150; ККД-1500/180 - 80...100.

Після вивірки виробляють підлив станини.

Перед установкою ексцентрика в центральну склянку станини перевіряють стан внутрішньої поверхні втулки, кріплення верхнього кільця ексцентрика до зубчастого колеса і прочищають на ньому пази. При встановленні ексцентрика в нижню частину корпусу (рис.3.1) слідкувати, щоб зубці колеса без удару увійшли до западини шестерні приводного валу, при цьому радіальний зазор Б і зазор А повинні відповідати

значенням, наведеним у табл.3.2.




1 - виска; 2 - повірочна лінійка; 3 – струна; 4 – рівень

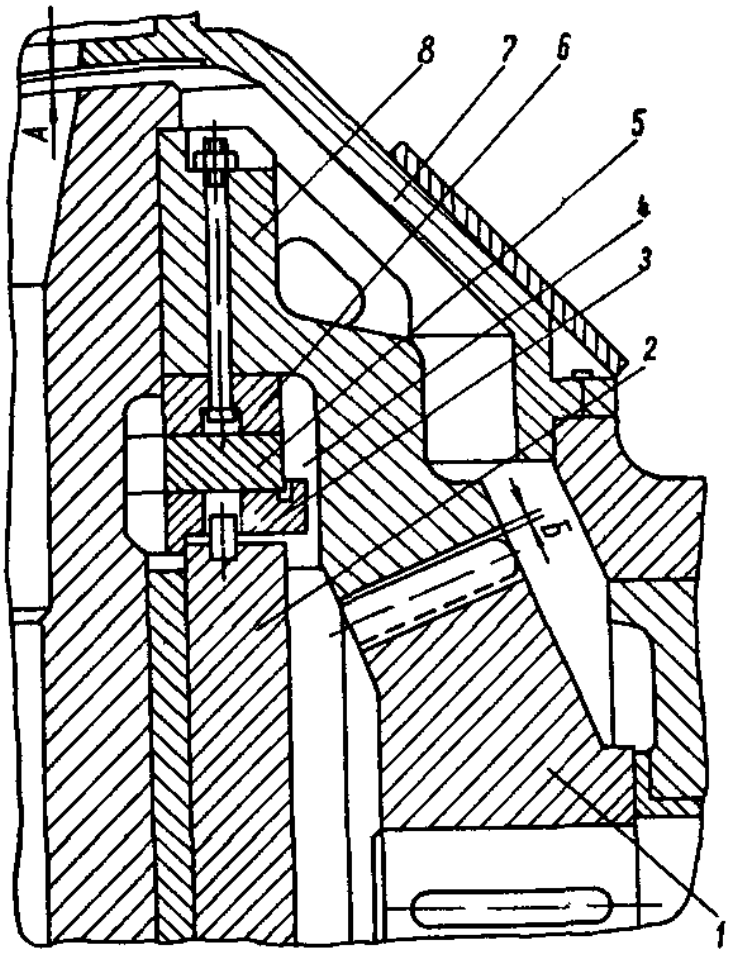
Рисунок 3.1 - Схема вивіряння станини дробарки

Таблиця 3.2 – Величини радіальних зазорів [20]

| Зазор | Значення зазору, мм, для дробарки | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | ККД-500/75 | ККД-900/140 | ККД-1200/150 | ККД-1500/180 | КРД-700/100 |
| Б | 4 + 2 | 4,5 + 2 | 6 + 2 | 6 + 2 | 6 + 2 |
| А | 5 + 1 | 5 + 1 | 6 + 2 | 8 + 2 | 8 + 2 |

При встановленні дробильної чаші, що складається з двох кілець, кожне кільце окремо футерують і в зібраному вигляді встановлюють дробарку. Розклинення броней та заливання цементним розчином проводити відповідно до інструкції підприємства-виробника.

При збиранні кілець корпусу дробильної чаші з конічними посадковими поверхнями затягування фланцевих болтів виробляють рівномірно по всьому периметру, не допускаючи перекосу. Рівномірність та правильність затягування контролюють за зазором між фланцями. Різниця зазорів, що допускається:для дробарки ККД-500/75, ККД-900/140, КРД-700/100 - 2 мм; для дробарок ККД-1200/150, ККД-1500/180 - 3 мм.




1 – конічна шестерня; 2 – станина; 3 - регулювальне прокладання;
4 – нижнє кільце; 5 – середнє кільце; 6 - верхнє кільце;
7 – патрубок ущільнення; 8 - зубчасте кільце
Рисунок 3.2 - Ексцентрик та зубчаста передача

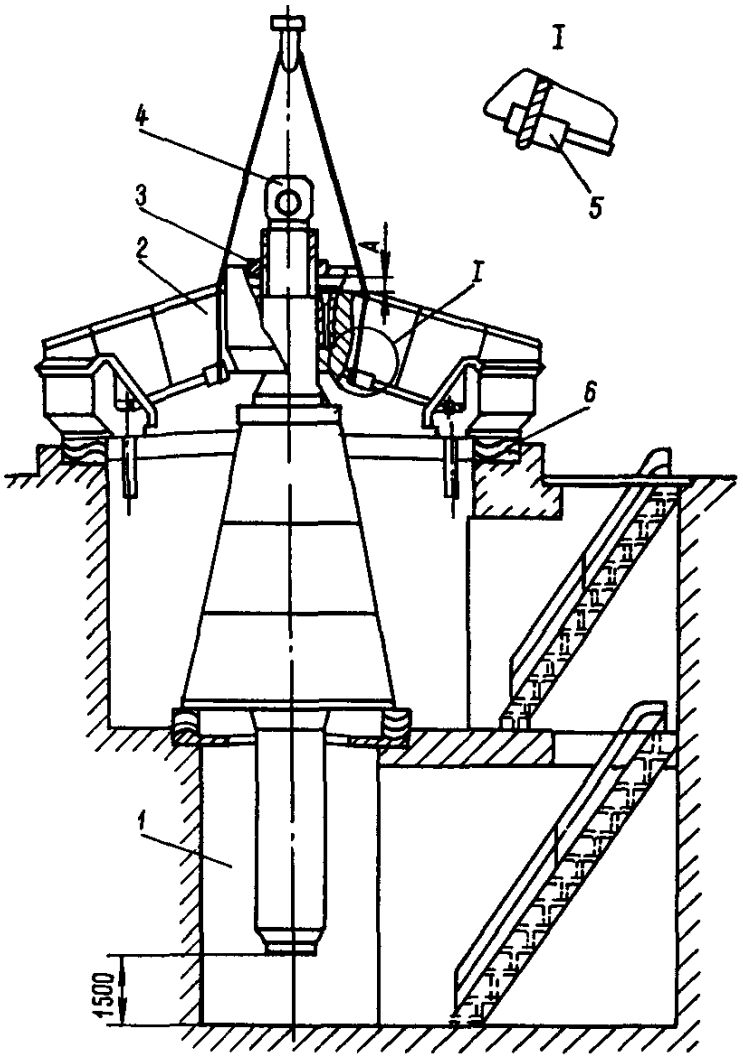
При складанні кілець дробильної частини, що з'єднуються по циліндричних посадкових поверхнях, по стику фланців встановлюють штифти. Гайки затягують за допомогою гідродомкратів, що поставляються з дробаркою або за допомогою лебідки вантажопідйомністю 3...5 т.

Конус, що дробить, можна встановлювати в дробарку разом з траверсою або окремо. Дроблячий конус із траверсою збирають на спеціальному стенді (рис.3.3). При опусканні конуса в дробарку, щоб уникнути зависання конуса і пошкодження вузлів, не допускається спирання сферичної шайби ущільнення на верхній торець патрубка

ущільнення станини. Опорний підшипник траверси рясно змастити, перевіривши надходження мастила від станції до конусної втулки.

Гідравлічний циліндр можна монтувати разом із станиною або окремо. Монтаж гідроциліндра виробляють за допомогою рейкової колії, що поставляється комплектно з дробаркою. Перед монтажем стан робочих зовнішніх поверхонь гумовотканинних ущільнень перевіряють візуально.

Гідроагрегат та мастильну установку поставляють споживачеві у зібраному вигляді. При монтажі користуються відповідними інструкціями та посібниками на це обладнання, що входять до комплекту монтажної та експлуатаційної документації.




1 - дроблячий конус; 2 – траверса; 3 - гайка підвісу; 4 - рим-болт; 5 – підкладка; 6 – дерев'яний брус; 7 - місце встановлення підкладок

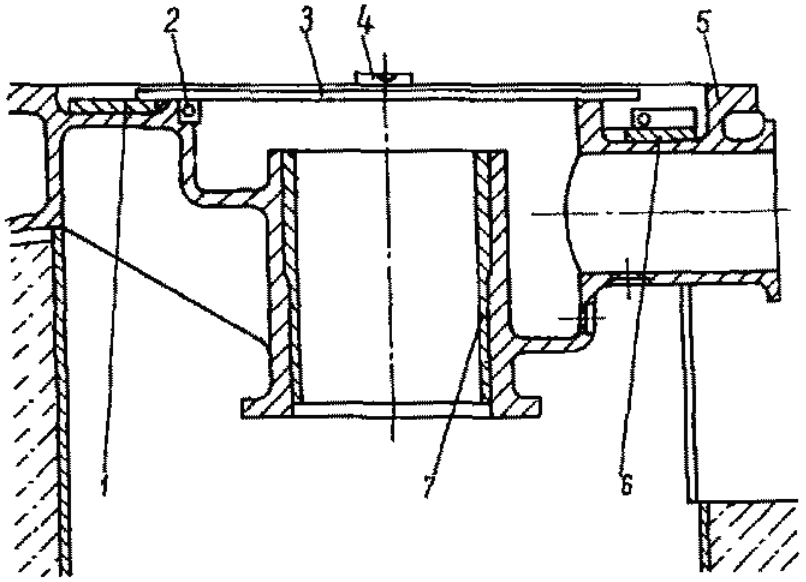
Рисунок 3.3 - Дроблячий конус із траверсою на стенді

## 3.3 Конусні дробарки КСД-КМД-3000

Станину дробарки встановлюють на фундамент, вивіряють за допомогою настановних сталевих клинів. Вивіряння станини проводять за допомогою рівня у двох взаємно перпендикулярних напрямках, базуючись на опорну поверхню під опорну чашу (рис.3.4). Після вивіряння та кріплення виробляють підлив станини.

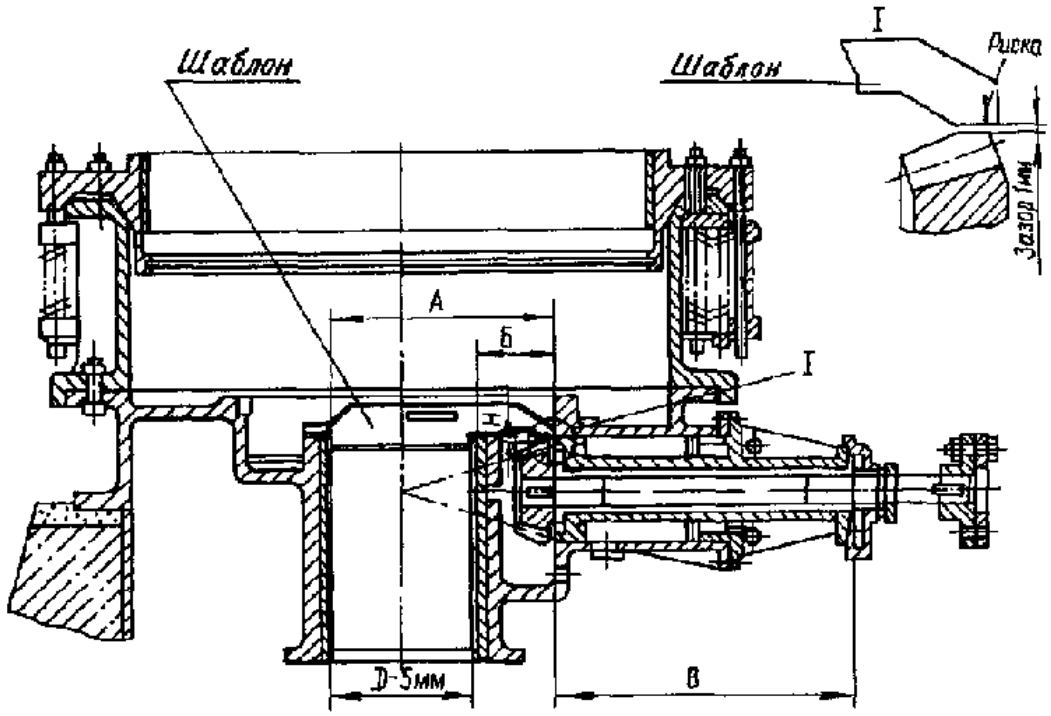
Перед встановленням опорного блоку з упорної різі слід зняти консервуюче покриття, ретельно оглянути різьблення та усунути пошкодження. Для рівномірного затягування болти слід нагріти за допомогою електронагрівача [13,21].

При монтажі приводного валу встановити між середнім фланцем корпусу приводного валу і патрубком станини прокладки, що поставляються з дробаркою. Контроль за положенням шестерні приводного вала здійснювати за допомогою шаблону (рис.3.5). Шаблон виготовляють відповідно до базових розмірів, наведених у табл.3.3.




1 – броня ребра; 2-шпонка; 3 – лінійка; 4 – рівень; 5 – станина;
6 – броня приводу; 7 - втулка

Рисунок 3.4 - Вивірка станини




1 - визначення зазору за допомогою шаблону

Рисунок 3.5 - Контроль за положенням шестерні приводного валу

Таблиця 3.3 – Базові шаблони [20]

| Розміри, мм | | | |
|---|---|---|---|
| Д | Н | А | Б |
| 1020А3 | 25 | 1509 | 489 |

Встановлюють електродвигун. Вивіряння проводять по оброблених поверхнях опорних платиків із забезпеченням їх горизонтальності.

Перед монтажем ексцентрика встановлюють нижню кришку станини з дисками підп'ятника та прокладками, надісланими підприємством-виробником. Ексцентрик монтують за допомогою спеціальних пристроїв, що поставляються з дробаркою, згідно з посібником з експлуатації підприємства-виробника. При опусканні ексцентрика в дробарку стежать, щоб зуб колеса без удару потрапив у западину між зубами шестерні. Для правильного налаштування зубчастого зачеплення ексцентрика

простежити, щоб усі регулювальні прокладки, поставлені при заводському складанні, були повністю встановлені під час монтажу відповідно до заводського маркування.

У разі щільної посадки опорної частини в станину допускаються ненаскрізні клинові зазори з розкриттям до 0,2 мм і глибиною до 120 мм і наскрізні з розкриттям до 0,2 мм загальною довжиною не більше 1/4 кола. Щільність стику опорної чаші зі станиною перевіряють щупом.

Перед монтажем конуса, що дробить, перевіряють надійність кріплення броні, у разі ослаблення кріплення виробляють додаткову підтяжку спеціальним пристроєм, що поставляється з дробаркою. При опусканні дробу конуса, щоб не пошкодити комір гідравлічного затвора, відтягнути конус, що дробить, у бік противаги на зубчастому колесі.

Монтаж протипилового пристрою, гідравлічного затвора та системи мастила проводять, керуючись вказівками інструкції підприємства-виробника.

Допустимі відхилення при монтажі дробарки повинні відповідати значенням, зазначеним у табл.3.4.

Таблиця 3.4 - Допустимі відхилення при монтажі дробарки

| Конструктивний елемент | Відхилення | Значення допустимого відхилення, мм |
|---|---|---|
| Електродвигун із напівмуфтою | Горизонтальність станини у взаємно перпендикулярних напрямках (на 1 м) | 0,1 |
| | Перекіс валів на довжині 1 м, не більше | 0,5 |
| | Радіальне зміщення осей, не менше | 0,25 |
| Ексцентрик | Радіальний зазор між зубами біля зовнішніх торців | 6...8 |

## 3.4 Конусні дробарки середнього та дрібного дроблення

Послідовність монтажу подрібнювачів, що поставляються підприємствами-виробниками окремими комплектними блоками:

- встановлюють та підливають станину (за наявності фундаментних плит їх встановлюють та підливають перед встановленням станини);
- встановлюють вузол приводного валу, диски підп'ятника і вал-ексцентрик, перевіряють зубчасте зачеплення, потім встановлюють опорну чашу, конус, що дробить, пристрій регулювання щілини, регулювальне кільце з кожухом, завантажувальний пристрій і привід;
- паралельно монтують системи мастила та охолодження, систему підведення води в протипилове гідроущільнення. Схеми стропування станини та вузлів показані на рис.3.6 та 3.7.

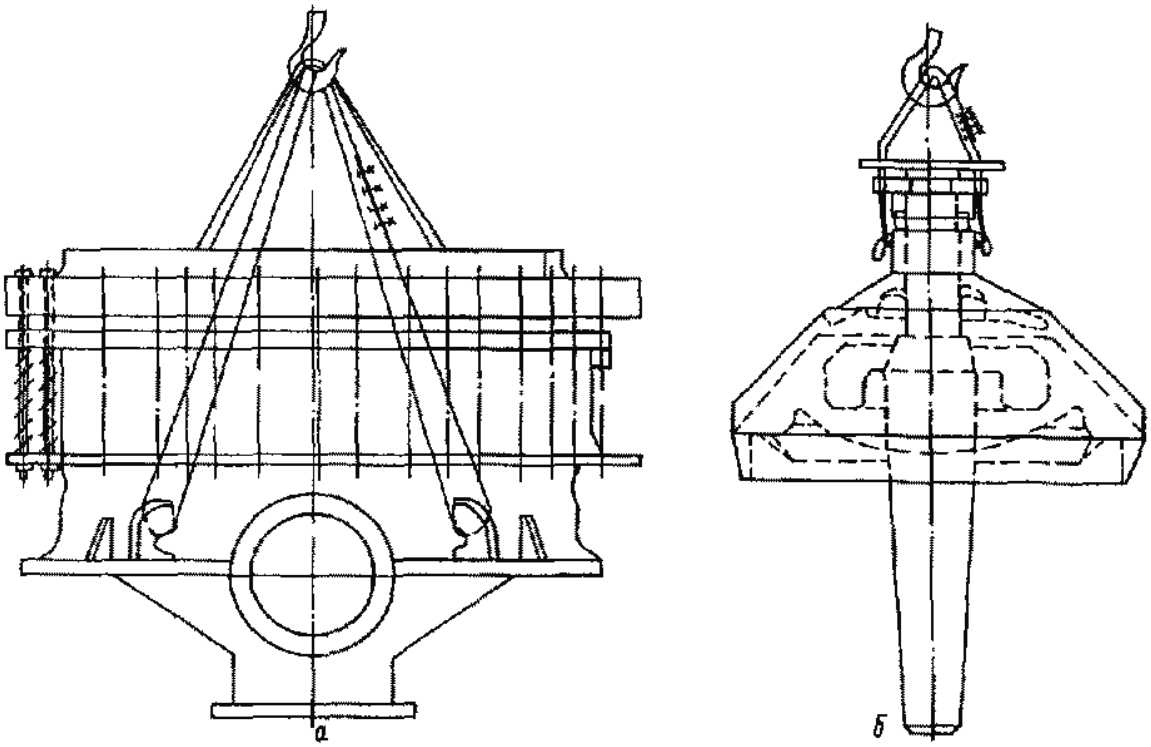
Станину дробарки встановлюють на фундамент або фундаментні плити в зборі з опорним кільцем і пружинами, що амортизують.

При вивірці дробарки за настановну базу приймають оброблену поверхню під опорну чашу та осьові мітки на станині (рис.3.8).

При встановленні дробарки на фундаментні плити останні вивіряють на клинових підкладках окремо від станини. У комплект входять дві плити. Оброблені поверхні обох плит повинні бути в одній площині. Допустиме відхилення не більше 0,3 мм на довжині обробленої верхньої частини плити та між плитами. Після вивіряння плит на них встановлюють станину. Наскрізні зазори між підошвою станини та привалочними поверхнями плит не допускаються. Допустимі місцеві зазори до 0,3 мм (рис.3.9).

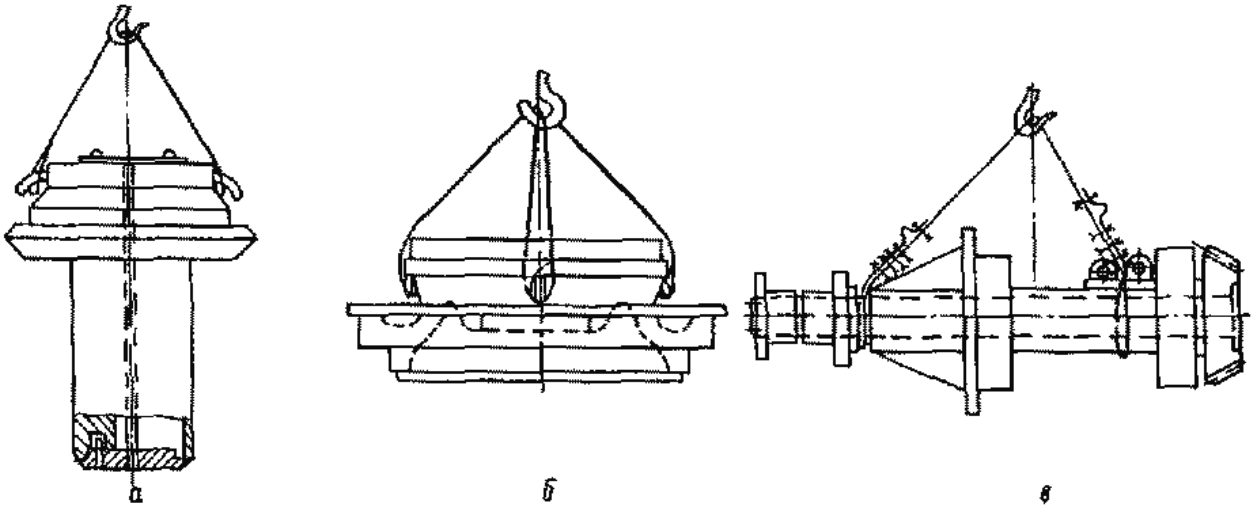
При установці приводного валу перевіряють відповідність осьового ходу валу осьовому ходу, зазначеному в робочому кресленні, і відповідність товщини набору регулювальних прокладок заводської маркування, вибитої на фланці станини.

Положення приводного валу щодо станини фіксують штифтом, який забезпечує правильне розташування мастильних канавок бронзових підшипникових втулок.



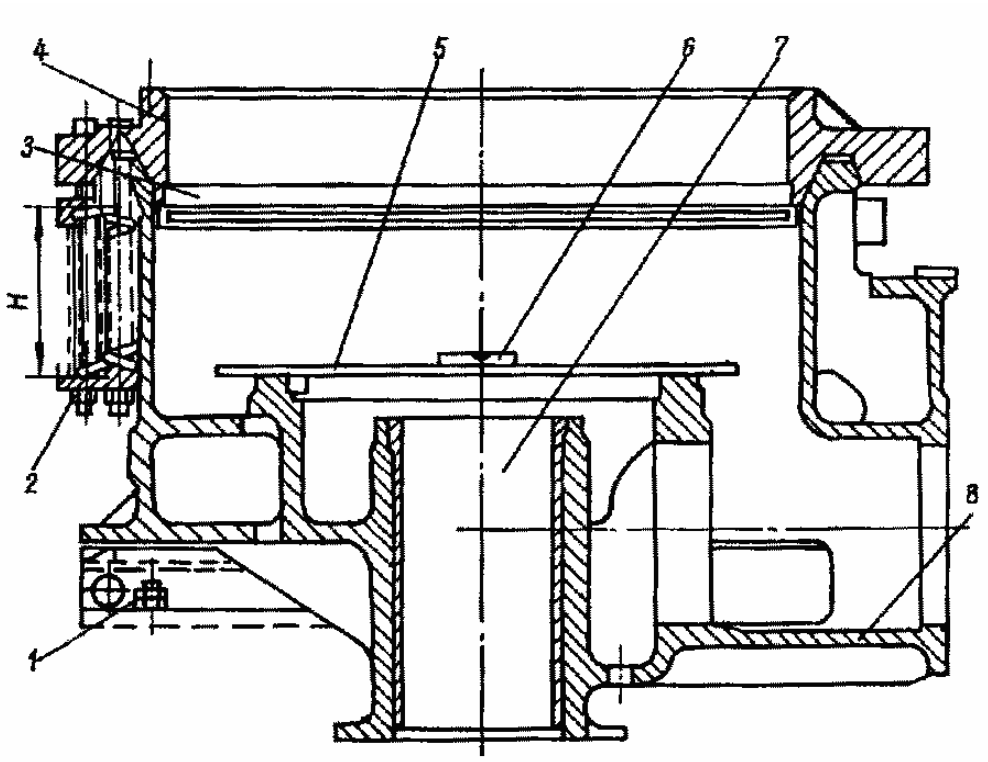

а - станини у зборі; б - конуса, що дробить.

Рисунок 3.6 - Схеми стропування




а – вала-ексцентрика; б – опорної чаші; в - приводного валу

Рисунок 3.7 - Схеми стропування вузлів дробарки




1 – фундаментна плита; 2 – пружина; 3 – рукав ущільнення; 4 - опорне кільце; 5 – лінійка; 6 – рівень; 7 – циліндрична втулка; 8 - станина

Рисунок 3.9 - Встановлення та вивіряння станини

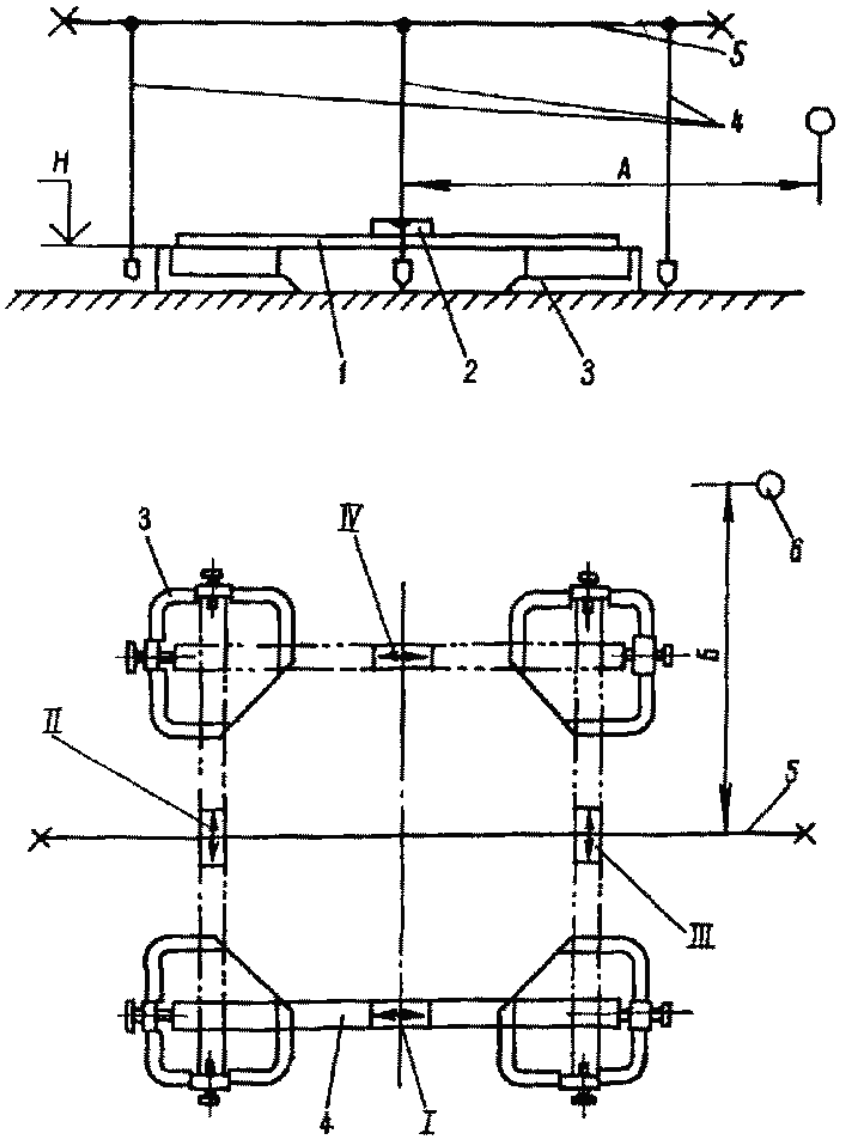
Конусний диск, що забезпечує щільну посадку приводного валу передньої опори, після перевірки правильності зубчастого зачеплення необхідно затягнути.

Щоб уникнути забруднення опорних поверхонь і підп'ятника вала-ексцентрика до монтажу його дисків, остаточно промивають ванну станини.

При монтажі дисків підп'ятника необхідно відповідно до паспорта на дробарку встановити прокладки регулювання зубчастого зачеплення. При цьому штифти, запресовані у кришці, повинні обов'язково потрапити до отворів нижнього диска. Встановлювати диски підп'ятників ексцентрика, а також ексцентрик слід за допомогою пристроїв, які постачають підприємство-виробник.

Опорну чашу до монтажу ретельно промивають, канали для зливу

олії, підведення та відведення рідини з ущільнення прочищають. Щоб забезпечити правильний захід чаші в отвір на станині, виставити чашу горизонтально за допомогою рівня і лінійки з базою на верхню кромку сферичного підп'ятника або по рівномірному зазору між торцями опорної чаші і станини.




1 - повірочна лінійка; 2 – рівень; 3 – фундаментна плита; 4 - виска; 5 – струна; 6 - репер; I-IV - положення рівня

Рисунок 3.10 - Схема вивіряння фундаментних плит

Щоб полегшити запресування, забороняється додаткова обробка посадкових поверхонь. При посадці чаші стежать, щоб шпонка станини збіглася з лисою на корпусі чаші.

Перевіряють роботу гідравлічного пилового ущільнення.

Дроблячий конус перед монтажем необхідно промити та оглянути конусну поверхню валу, сферичну поверхню корпусу конуса та канали для підведення мастила, виконані у валу та корпусі конуса.

Перед монтажем конуса необхідно переконатися в надійності посадки броні, при необхідності виробляють підтяжку за допомогою наявного на конусі кріплення.

При опусканні дробу конуса в дробарку керуватися такими вказівками:

- при опусканні необхідно дроблячий конус злегка відтягнути в бік противаги на зубчастому колесі;
- при опусканні і підйомі конуса, що дробить, повинен бути зазор;
- вал конуса, що дробить, повинен ковзати вниз, стикаючись з конусною втулкою ексцентрика.

Перед монтажем механізму повороту кільця, що регулює, виробляють зовнішню розконсервацію і ревізію деталей, після чого механізм встановлюють на дробарку.

Перед монтажем кільця, що регулює, перевіряють щільність затягування броней. Одночасно перевіряють цілісність ущільнювального рукава опорного кільця і закладають густе мастило в його різьблення. Кільце, що регулює, монтують у зборі з кожухом. При розгортанні кільця, що регулює, контролюють правильність положення ущільнювального рукава в канавці опорного кільця.

Перед установкою еластичних елементів муфти проводять центрування електродвигуна з дробаркою.

Монтаж системи мастила проводять одночасно зі складанням механічної частини згідно з інструкцією підприємства-виробника.

# 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА

## 4.1 Загальні положення

Конусна дробарка розташована у виробничому цеху, де найбільш небезпечними для персоналу, що її обслуговують, є обертові частини, які необхідно огороджувати. Ширина проходів між огорожами для великого та потребуючого пильного догляду обладнання, такого як дробарки, повинна бути не менше 1,2-1,5 м, для нерухомих частин машини - не менше 0,8 м. Ширина головних проходів в цехах повинна бути не менше 1,5 м [22,23].

Місця завантаження вихідного і розвантаження подрібненого продуктів огороджують суцільними металевими огорожами. Їх доцільно блокувати пусковим механізмом, щоб виключити можливість запуску дробарки до повного встановлення огорожі.

Робоча платформа водія з дробаркою та пусковими механізмами подавача влаштована так, що можна спостерігати за подачею корму в млин, і оточена міцною металевою пластиною для захисту від випадкового викиду частин дробарки. матеріалу з робочої камери дробарки. Під час роботи водії піддаються впливу різних шкідливих і небезпечних факторів, серед яких:

- повітря в робочій зоні;
- виробничий шум;
- стадо збільшує продуктивність;
- освітлення робочого місця;
- стан пожежної безпеки.

## 4.2 Повітря робочої зони

Сукупність параметрів повітря у виробничому приміщенні, які діють на людину у процесі праці, визначається температурою, вологістю і швидкістю руху повітря, впливає на терморегуляцію організму робітника, а отже, і на продуктивність праці.

Для холодних цехів, до яких відносяться цехи дроблення й подрібнення збагачувальних фабрик, санітарні норми вимагають температуру не нижче 14 ° С, вологість близько 80% і швидкість руху повітря не більше 0,2 м/с в холодні періоди року і не більше 0,3 м/с в теплий час [19]. Необхідні умови мікроклімату витримуються пристроями вентиляції і розміщенням опалювальних приладів у приміщеннях цехів за санітарними нормами мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99.

У цехах дроблення пил утворюється в місцях завантаження шматків матеріалу і розвантаження подрібненого продукту з дробарок. Для того щоб витримати норми запиленості всі ці місця герметизуються і з укриттів відсмоктується запилене повітря, яке потім, після очищення від пилу, по трубопроводах викидається в атмосферу. В укриттях створюється розрідження (20-30 Па), що виключає потрапляння запиленого повітря через щілини. Іноді в межах допустимого технологічного процесу застосовують матеріальний полив. Накопичений пил періодично видаляється промисловими пилососами або мокрі підлоги і конструкції садовими шлангами.

## 4.3 Виробничий шум

Шум - це хаотичне поєднання звуків різної частоти та інтенсивності. З акустичного погляду шум — це нестабільні або випадкові звукові коливання, що характеризуються випадковими змінами амплітуди та частоти.

Джерелом шуму в основному є сама конусна дробарка, оскільки робота подрібнюваного матеріалу пов'язана з ударом шматків матеріалу об металеву поверхню камери дроблення.

Людське вухо чутливе до тиску звукових хвиль. Для вимірювання звукового тиску використовується одиниця, яка називається «бел». На практиці використовується одиниця в десять разів менша - «децибел». Діапазон сприйняття людського слуху становить близько 130 дБ, і людина не може витримати шуму в 140 дБ. Шум понад 85 дБ призводить до тимчасового порушення працездатності та втрати слуху.

Середнє значення рівня шуму конусної дробарки становить 75-80 дБ. Тому в процесі його експлуатації необхідно вживати відповідних заходів, які передбачені в ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми щодо промислового, ультразвукового та інфразвукового випромінювання».

Боротьба з шумовим забрудненням ведеться за допомогою загальних та індивідуальних заходів захисту. Загальні заходи включають:
замінити шумні апарати або окремі кнопки на тихі; звукоізоляція від джерел шуму; автоматика і механізація, а також дистанційне керування дозволяють працівникам контролювати роботу машини поза шумовими зонами. Дієвим заходом у боротьбі з шумом є заміна:
шестерні, відкриті редукторами; прямозубі з конічними або ялинковими зубцями, металеві з текстолітовими зубами [22].

Заходи індивідуального захисту включають використання працівниками беруш або навушників.

## 4.4 Вібрації

При роботі конусної дробарки також виникають вібрації, головною причиною яких є обертання рухомого конуса. Вібрації шкодливо діють на організм працюючих, тривалий вплив може викликати професійне

захворювання, що супроводжується розладом нервової та серцево-судинної системи, підвищенням кров'яного тиску, розладом опорно-рухового апарату [22,23].

Для виробничих вібрацій на робочих місцях санітарними нормами "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації" ДСН 3.3.6.039-99 встановлюються гранично допустимі амплітуди, швидкості і прискорення коливальних рухів.

Виникнення вібрації попереджається установкою машин, що їх викликають, на спеціальні фундаменти з віброізоляцією і на фундаменти, не пов’язані з будівлею.

Для віброізоляції застосовують прокладки з гуми, войлока, пробки, дерева, а також пружини.

## 4.5 Освітленість

За призначенням штучне освітлення поділяється на робоче, аварійне, евакуаційне та охоронне [22,23]. Штучне освітлення на робочому місці дробарника регламентується ДБН В.2.5-28-2018 «Природне та штучне освітлення» та має бути не нижче 50 люкс (лм/м2).

Норми освітлення підтримуються встановленням і розміщенням правильної кількості світильників у виробничому приміщенні. Основними джерелами світла для промислового освітлення є лампи розжарювання і газорозрядні лампи всіх видів.

## 4.6 Пожежна безпека

При експлуатації великогабаритних машин під дією вібрації, різких коливань і поштовхів щільність електричних контактів порушується, у місцях з'єднань проводки виникають великі перехідні опори, що

викликають місцевий нагрів, що може призвести до загоряння ізоляції і пожежах [22].

Причиною пожеж також може бути перегрів підшипників електричних машин через недостатню їх змазку, неспіввісність валів і т.д. Частіше за все це спостерігається при використанні в машинах підшипників кочення.

Перенагрів вальниць може настільки збільшити силу опору, що ротор електричної машини зупиниться. При цьому електрична енергія в обмотках, що поступає, повністю перетвориться в теплоту, що може стати джерелом загоряння ізоляції та інших горючих матеріалів.

За ПУЕ клас зони установки конусної дробарки по ДСТУ Б В.1.1-36: 2016 за пожежною безпечністю віднесено до категорії В. Вогнестійкість приміщення за ДБН В.2.2-9: 2018 відповідає ступеню вогнестійкості II.

Для запобігання пожежам машиніст дробарки повинен знати:
правила пожежної безпеки, які встановлені для цеху і конкретно для його робочого місця; розташування поблизу робочого місця засобів пожежогасіння та міри особистого захисту; місце знаходження найближчого оповісника і номер телефону пожежної охорони; повинен використовувати первинні засоби пожежогасіння (пісок, вогнетривка маса, вогнегасник, покривала) при виникненні пожежі. Він повинен викликати пожежну охорону, а до її прибуття, при можливості, використовувати засоби для ліквідації пожежі своїми силами.

Пожежні гідранти у приміщенні, де розташовується дробарка, повинні розміщуватись на відстані 30 метрів один від одного з рукавами довжиною до 10 метрів. Відстань до пожежного виходу повинна бути не більш 40 метрів, а їх кількість – не менш двох. Ширина вихідних дверей 2 метри. Відповідно до СНиП 2.09.02–85 двері виходу повинні відкриватися назовні.

Підходи та їх конструкція повинні забезпечувати легкий доступ до сховища, проходи повинні бути завжди вільними. Мастильні інструменти і

матеріали повинні зберігатися у спеціально відведених для цього місцях, а у виробничих приміщеннях - тільки в металевих ємкостях з кришками, в кількості, що не перевищує нагальних потреб.

# ВИСНОВКИ

В ході виконання кваліфікаційної роботи:

1. Зроблено огляд існуючих конструкцій конусних дробарок, їх конструктивні особливості та робота. Визначено їх технічні переваги та недоліки.
2. Запропоновано модернізацію механізму регулювання робочого зазору, за рахунок зміни кріплення між станиною та не рухомим конусом виконаним різьбовим з'єднанням з великим кроком. Через що забезпечується можливість більш точного регулювання робочого зазору й регульованого подрібнення матеріалу на всіх трьох поверхнях дроблення за рахунок удару матеріалу один на інший, тертям між собою і передроблений матеріал б'є непередроблений, за рахунок цього збільшується експлуатація рухомого конуса, зменшується час на виконання ремонтних робіт.
3. Виконано технічні розрахунки конусної дробарки. Проведені розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей і вузлів конусної дробарки вказують на працездатність і надійність механізму. Проведено розрахунок навантажень в системі ANSYS, які показують, що максимальні напруження виникають на гребнях різьби деталі та у зонах фіксації різьбової деталі на основі. Значення напружень залежать від робочих навантажень та ваги з'єднаних деталей конусної дробарки.
5. Наведені вимоги щодо монтажу конусних дробарок для забезпечення необхідних показників її роботи.
6. Для створення безпечних умов праці персоналу й охорони навколишнього середовища наведені основні заходи, що забезпечують охорону праці на виробництві при експлуатації валкової дробарки.

# СПИСОК ВИКОРАСТАНИХ ДЖЕРЕЛ


1. Інтернет ресурс : https://uk.wikipedia.org/wiki/Конусна_дробарка
2. ДСТУ 2411–94. Дробарки. Терміни та визначення. Київ : Держстандарт України, 1994. 15 с.
3. Інтернет ресурс : https://www.minejxsc.com/ru/blog/how-does-a-cone-crusher-work/
4. Назаренко І., Міщук Є., Кучинський В.Оцінка та аналіз основних конструктивних схем конусних дробарок. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини* : 2016. Вип 88. с.47-54. URL : https://repositary.knuba.edu.ua/server/api/core/bitstreams/a6d02fcb-8fc0-4ce0-a38a-9a7d81f2570a/content.
5. Зіборов К.А., Трубіцин М.М., Логінова А.О. Аналіз особливостей робочого процесу та конструкцій опорного вузла ударно-відцентрових дробарок з вертикальним валом робочого органа. *Гірнича електромеханіка та автоматика*, 2013, вип. 91. с.131-136. URL : http://nbuv.gov.ua/UJRN/geta_2013_91_31
6. Білецький В.С., Олійник Т.А., Смирнов В.О., Скляр Л.В.Основи техніки та технології збагачення корисних копалин : навчальний посібник. Київ : Ліра-К 2020. 634 с.
7. Підготовка корисних копалин до збагачення : монографія / Сокур М.І., Білецький В.С., Єгурнов О. І., Воробйов О. М., Смирнов В.О., Божик Д.П. Кременчук : ПП Щербатих О.В., 2017. 392 с.
8. Білецький В.С., Олійник Т.А.,Смирнов В.О., Скляр Л.В. Основи техніки та технології збагачення корисних копалин : навчальний посібник. Київ : Видавництво Ліра-К, 2020. 634 с.
9. Хмара Л. А., Шипілов О.С., Онищенко О.Г. Дробильно-сортувальні заводи і устаткування : навч. посіб. Шипілов О.С., Онищенко О.Г. Полтава : ПолтНТУ, 2009. 209 с.

10. Патент UA118865 US, МПК B02C2/04, B02C2/06. Top Supported Mainshaft Suspension System. Urbinatti Victor, Polinski Donald. № UA118865(C2); заявл. 2015-01-05; опубл. 2019-03-25. https://ru.espacenet.com/publicationDetails/biblio?locale=en_RU&date=20190325&CC=UA&NR=118865C2&ND=4&KC=C2&rnd=1686068685404&FT=D&DB=EPODOC#
11. Патент UA121415 GB, МПК B02C2/04; Anti-Spin Dust Seal For Cone And Gyratory Crushers. Iklewski Andrzej, Barscevicius Paulo. № UA121415(C2); заявл. 2016-08-19; опубл. 2020-05-25. https://ru.espacenet.com/publicationDetails/biblio?locale=en_RU&date=20200525&CC=UA&NR=121415C2&ND=4&KC=C2&rnd=1686068683885&FT=D&DB=EPODOC#
12. Патент US 2021245166 A1 GB, МПК B02C2/04. Cone Crusher. Boast Ian; заявл. 2019-10-23 ; опубл. 2021-04-28. https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/068728146/publication/US2021245166A1?q=Ian%20Boast https://ru.espacenet.com/publicationDetails/biblio?FT=D&date=20210812&DB=EPODOC&locale=en_RU&CC=US&NR=2021245166A1&KC=A1&ND=6#
13. Таратута К. В., Власов А. О., Воденнікова О. С. Металургійне обладнання металургійних заводів : обладнання для виробництва металів і сплавів : методичні рекомендації до лабораторних занять для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра спеціальності 133 «Галузеве машинобудуваннння» освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування». Запоріжжя : Запорізький національний університет, 2024. 74 с.
14. Роганов Л.Л., Карнаух С.Г. Розрахунок різьбових з'єднань: Навчальний посібник.-Краматорськ:ДДМА, 2004. 96 с.

15.Малащенко В.О., Стрілець В.М., Новіцький Я.М., Стрілець О.Р. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : навчальний посібник. Львів : «Новий Світ-2000», 2020. 347 с.

16.Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.

17. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин : навчальний посібник / За ред. Афанасьєва М.К. Київ : Вища школа,1987. 206 с.

18. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів : підручник. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.

19.Жук А.Я., Желябіна Н.К. Теорія і практика приводів. В 3–х томах. т. 1/ Електромеханічний привод : навчальний посібник. Запоріжжя : вид-во ЗДІА, 2001. 398 с.

20.Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин: підручник. Донецьк, 2008. 379с.

21.Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К.,Таратута К.В.. Технічне обслуговування металургійного обладнання. Видавництво «Кондор», 2017. 288 с.

22.Ткачук К.Н., Зацарний В.В., Зеркалов Д.В. та ін. Основи охорони праці Київ : Основа, 2014. 456 с.

23.Правила охорони праці під час дроблення і сортування, збагачення корисних копалін і огрудкування руд і концентратів. Затверджено наказом Міністерства надзвичайних ситуацій України 27.06.2012 N 933, Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 20 липня 2012 р. за N 1227/21539.

24.Гришанова І.А., Згуровська Л.П., Киричук Ю.В. Розв'язок задач проектування приладів та систем з використанням ANSYS і MATHCAD : підручник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2022. 180 с.

## СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

| № п/п | Найменування | Кільк. листів | Формат |
|---|---|---|---|
| 1 | Креслення загального виду | 1 | А1 |
| 2 | Вал вертикальний | 1 | А1 |
| 3 | Гайка установочна | 1 | А1 |
| 4 | Шестерня конічна | 1 | А1 |
| 5 | Привід дробарки | 1 | А1 |
| 6 | Шків приводний | 1 | А1 |

Додаток А

# CONE CRUSHER

A cone crusher is provided including a frame having a top shell assembly and a bottom shell assembly, and a crusher main shaft slidably supported by the frame. The top shell assembly comprises a spider assembly having a central hub for receiving a top end of the main shat. The bottom shell assembly comprises a hydraulically operated piston assembly configured to raise and/or lower the main shaft with respect to the frame. The top shell assembly further comprises a first crush surface. The crusher further comprises a crusher head assembly supported by the main shaft, the crusher head assembly comprising a second crush surface, wherein the first and second crush surfaces define therebetween a crushing chamber and an opening through which material leaves the crushing chamber when the crusher is in use. The crusher further comprises an adjustment arrangement configured to adjust the position of the first crush surface.

## CROSS-REFERENCE TO RELATED APPLICATIONS

This application claims priority to United Kingdom patent application No. 1915353.5 filed Oct. 23, 2019, the disclosure of which is incorporated in its entirety by reference herein.

## TECHNICAL FIELD

The present disclosure relates to a cone crusher, more particularly, but not exclusively, to a cone crusher for crushing rock material.

## BACKGROUND

Quarried material is often processed, by means of a crushing plant, for the production of aggregate, for example. There are various known forms of crushing plant for the comminution of rock material and the like, one of which is referred to as a cone crusher.

One known type of cone crusher **2** is shown in FIG. 1. The cone crusher **2** is of the type commonly referred to as a “spider crusher” and includes a top shell **6** and a bottom shell **8**, which are bolted together along a split line **10** located approximately halfway up the crusher **2**.

A crusher head **12** is supported by a shaft **14**, which is supported at its upper end by a spider assembly **16** and at its lower end by a hydraulically actuated piston assembly **18**. The shaft **14** is slideably supported such that actuation of the piston assembly **18** raises and/or lowers the shaft **14** with respect to the top shell **6**. In this way the spacing between crush surfaces **20**, **22** can be adjusted. In

addition, the position of the crusher head **12** can be adjusted to compensate for wear of the crush surfaces **20**, **22**.

There are a number of disadvantages with such known spider crushers. For example, the design is very tall which makes it difficult to install in some applications, particularly on mobile equipment.

Additionally, in order to change the wear parts, the top shell and bottom shell must be detached from each other. This can be difficult and time consuming due to the number of large bolts holding the two halves together and the difficulty in separating the two sections. Further, the wear parts can suffer from uneven wear if the feed is distributed unevenly around the chamber. This can cause significant problems.

The present disclosure seeks to overcome or at least mitigate/alleviate one or more problems associated with the prior art.

## SUMMARY

In a first embodiment, a cone crusher is provided comprising a frame having a top shell assembly and a bottom shell assembly, and a crusher main shaft slidably supported by the frame; the top shell assembly comprising a spider assembly having a central hub for receiving a top end of the main shaft of the crusher; the bottom shell assembly comprising a hydraulically operated piston assembly configured to raise and/or lower the main shaft with respect to the frame; the top shell assembly further comprising a first crush surface; the crusher further comprising a crusher head assembly supported by the main shaft, the crusher head assembly comprising a second crush surface, wherein the first and second crush surfaces define therebetween a crushing chamber and an opening through which material leaves the crushing chamber when the crusher is in use; wherein the crusher further comprises an adjustment arrangement configured to adjust the position of the first crush surface.

In this way, the position of the first crush surface (e.g., a concave ring) with respect to the second crush surface (e.g., a mantle) can be adjusted via the adjustment arrangement. The relative position of the first and second crush surfaces can also be adjusted via operation of the piston assembly. Accordingly, two means of adjusting the relative position of the first and second crush surfaces are provided.

In this way, greater control over the relative spacing between the first and second crush surfaces is provided. In exemplary embodiments, this may be advantageous in maintaining even wear of the crush surfaces and/or adjusting the spacing between the surfaces to set the closed side setting (CSS),

corresponding to the size of material which can leave the crush chamber via the spacing between the crush surfaces.

Optionally, the crusher head assembly is configured to gyrate about an axis, and the adjustment arrangement is configured to adjust the angular position of the first crush surface with respect to the axis.

In this way, the first crush surface can be rotated with respect to the second crush surface. This enables more even wear of the first crush surface to be achieved. Uneven wear of the first crush surface can effectively create variation in the closed side setting (CSS) around the crushing chamber. This can lead to bearing failures, can limit the minimum achievable CSS, and/or create more variation in the size of the crushed product produced by the crusher. Generating more even wear of the first crush surface mitigates or eliminates some or all of these problems, in addition to increasing the lifespan of the first crush surface. Accordingly, where the first crush surface comprises a replaceable concave ring, the concave ring will need to be replaced less often, reducing cost and downtime.

Optionally, the crusher head assembly is configured to gyrate about the or an axis, and the adjustment arrangement is configured to adjust the axial position of the first crush surface with respect to the axis.

In other words, the first and second crush surfaces can be brought towards or away from each other via the adjustment arrangement. An advantage of this is that the spacing between the crush surfaces can be set to a desired spacing, at least in part, via the adjustment arrangement. Accordingly, a desired closed side setting (CSS) can be specified, at least in part, via the adjustment arrangement.

The piston assembly is configured to raise and lower the main shaft, on which the crusher head assembly is carried. In this way, the crusher head assembly, and hence the second crush surface can be moved towards and away from the first crush surface, thereby adjusting the spacing between the surfaces, and hence the closed side setting (CSS).

It will therefore be apparent that two means for adjusting the spacing between the crush surfaces are provided: the adjustment arrangement and the piston assembly. These may be used independently or in combination.

By providing two means for adjusting the spacing between the crush surfaces, a piston assembly configured to move the main shaft through a reduced length can be provided, as compared to crusher assemblies wherein a piston assembly is the only means of spacing adjustment. Accordingly, cone crushers disclosed herein may be shorter in height as compared to crusher assemblies in which a piston assembly is the only means of spacing adjustment.

Furthermore, since cone crushers disclosed herein are spider crushers having a central hub for receiving a top end of the main shaft of the crusher, the clearance required between the main shaft and the central hub and/or the clearance required between the crusher head assembly and the central hub can be reduced. Thereby providing twice the reduction in height for a given reduction in travel distance of the main shaft.

Further, since the piston assembly is required to move the main shaft through a reduced distance, a more compact piston assembly can be provided, thereby reducing the overall height of the crusher.

Consequently, a more compact spider cone crusher is provided as compared to those known from the prior art.

Optionally, the adjustment arrangement is configured to adjust the axial position of the first crush surface with respect to the axis by up to 500 mm, for example by up to 200 mm, for example by up to 150 mm, e.g., by up to 125 mm.

For example, where the second crush surface is a mantle, for a cone crusher having a mantle diameter of 1200 mm (i.e., the largest diameter), the adjustment arrangement may be configured to adjust the axial position of the first crush surface with respect to the axis by up to 125 mm. It will be appreciated that, in some embodiments, an adjustment arrangement configured to permit a larger or smaller amount of adjustment may be provided.

It will also be appreciated that the adjustment arrangement provided may be configured to adjust the axial position of the first crush surface with respect to the axis by an amount appropriate for the size and/or proportions of the cone crusher.

Optionally, the adjustment arrangement comprises a screw thread coupling between the top shell assembly and the bottom shell assembly.

In this way, a simple means for adjusting both the axial and angular position of the first crush surface with respect to the axis is provided.

Optionally, the screw thread coupling comprises an inner thread arranged on an outer surface of the top shell assembly and an outer thread arranged on an inner surface of the bottom shell assembly.

In some embodiments, the screw thread coupling comprises an inner thread arranged on an outer surface of the bottom shell assembly and an outer thread arrangement arrange on an inner surface of the top shell assembly.

Optionally, the hydraulically operated piston assembly comprises a relief device for releasing the hydraulic pressure in the piston assembly in the event that the pressure exceeds a predetermined threshold.

If an uncrushable object enters the crushing chamber, substantial forces may be generated in the hydraulically operated piston assembly as the crusher head assembly acts to complete its gyratory motion against the uncrushable object. The generation of these forces can cause damage to the crusher. In some cases, this damage can render the crusher inoperative until it is repaired, therefore affecting productivity.

When the forces generated by the uncrushable object in the crushing chamber exceed a predetermined amount, the relief device is actuated. Such actuation releases the hydraulic pressure in the piston assembly, which prevents or limits damage to the crusher.

In this way, the relief device acts to protect the crusher against damage resulting from an uncrushable object entering the crushing chamber.

In exemplary embodiments, the relief device is configured to actuate when a predetermined fore of between 50 and 500 bar is reached, for example between 50 and 300 bar, for example between 60 and 150 bar, for example between 70 and 100 bar.

Optionally, the hydraulically operated piston assembly is arranged to support a lower end of the main shaft and the relief device is configured to release the hydraulic support of from the piston assembly in the event that the pressure exceeds a predetermined threshold.

Optionally, the piston assembly comprises a piston moveable in a cylinder, wherein the piston is configured to raise and/or lower the main shaft with respect to the frame. Optionally, the cylinder has a length of less than 1000 mm, for example less than 500 mm, for example in the range of 200 mm to 450 mm, e.g., 375 mm.

In cone crushers disclosed herein, since the amount of axial movement of the main shaft is reduced, a cylinder of reduced length as compared to an equivalent known spider crusher can be used. It will be appreciated that the cylinder dimensions may be appropriate for the size and/or proportions of the cone crusher.

Optionally, the maximum vertical distance through which the main shaft can be raised and/or lowered is less than 500 mm, for example less than 200 mm.

In other words, the piston assembly is configured such that the piston can be moved through less than 500 mm, for example less than 200 mm. In cone

crushers disclosed herein, since two means of adjusting the relative position of the first and second crush surfaces are provided, the vertical distance through which the main shaft can be raised and/or lowered can be less than that of an equivalent known spider crusher.

Optionally, the maximum vertical distance is in the range of 50 mm to 175 mm, for example, 50 mm to 100 mm, e.g., 75 mm.

Optionally, when the main shaft is in a fully retracted position (i.e., away from the spider assembly), a clearance is defined between a top end of the main shaft and an underside of the central hub directly above the top end of the main shaft when the crusher is in use. Optionally, the clearance is less than 500 mm, for example 200 mm, for example in the range of 50 mm to 175 mm, for example, 50 mm to 100 mm, e.g., 75 mm.

It will be appreciated that the clearance required will be the same as the distance through which the main shaft can be raised or lowered. Consequently, since cone crushers disclosed herein can be configured such that the distance through which the main shaft can be raised or lower is reduced, as compared to equivalent known spider crushers, the clearance required is correspondingly reduced.

Accordingly, the reduction in overall height of the cone crushers disclosed herein can be twice the reduction in the distance through which the main shaft can travel. This provides a more compact cone crusher than equivalent known spider crushers.

Optionally, when the main shaft is in a fully retracted position (i.e., away from the spider assembly), a clearance is defined between an uppermost surface of the crusher head and a lower surface of the central hub directly above the uppermost surface of the crusher head. Optionally, the clearance is less than 200 mm, for example in the range of 50 mm to 175 mm, for example, 50 mm to 100 mm, e.g., 75 mm.

Optionally, the second crush surface comprises a mantle having a diameter at its widest point in the range of 750 mm to 3000 mm, e.g., 1200 mm.

In exemplary embodiments, the mantle diameter may be in the range of 1000 mm to 2000 mm, for example 1000 mm to 1500 mm.

Optionally, the second crush surface comprises a mantle and the ratio of the mantle diameter:overall height of the crusher is 1 to less than 3.5, for example, in the range of 1:2 to 1:3, for example 1:2.5.

As used herein, the term “overall height of the crusher” is understood to mean the distance from the top of the spider assembly (corresponding to a clearance

under a feeder when in use) to the lowest part of the piston assembly (corresponding to a clearance above a discharge conveyor when in use).

Optionally, the overall height of the crusher is in the range 2500 mm to 5000 mm, for example 2500 mm to 4000 mm, for example 3000 mm to 3100 mm, e.g., 3025 mm.

As previously described, cone crushers disclosed herein may have a reduced height as compared to equivalent known spider crushers.

Optionally, the cone crusher further comprises a locking mechanism which is configured to prevent or inhibit movement of the concave ring.

In this way, once the position of the first crush surface has been adjusted to a desired position, the first crush surface can be locked in this position via the locking mechanism.

Optionally, the adjustment arrangement comprises a screw thread coupling between the top shell assembly and the bottom shell assembly, and the locking mechanism comprises a threaded ring configured to be threaded onto the screw thread coupling such that the threaded ring can be tightened to exert a force against the top shell assembly or bottom shell assembly.

In this way, relative rotation and the top and bottom shell assemblies and/or tilting of the top shell assembly when crushing can be inhibited.

Optionally, the bottom shell assembly comprises a central hub for supporting the or a lower end of the main shaft of the crusher, and an eccentric is mounted on the lower end of the main shaft and configured such that, in use, the eccentric rotates eccentrically about the or an axis causing gyration of the crusher head. Optionally, bearings are provided between the eccentric and the central hub.

In exemplary embodiments, the bearings comprise an uppermost bearing and a lowermost bearing. In cone crushers disclosed herein, since two means of adjusting the relative position of the first and second crush surfaces are provided, the vertical distance through which the main shaft can be raised and/or lowered can be reduced as compared to an equivalent known spider crusher. Consequently, the spacing between the uppermost and lowermost bearings may be reduced as compared to equivalent known spider crushers. Consequently, a more compact and/or simplified bearing assembly can be provided.

Optionally, the crusher head assembly is configured to gyrate about the or an axis, and the adjustment arrangement is configured to adjust the angular position of the first crush surface with respect to the axis by adjusting the angular position of the top shell assembly.

Optionally, the crusher comprises an alignment arrangement configured to restrict an angular position of the top shell assembly to one of one or more predetermined angular positions, when the crusher is in use.

In this way, the angular position of the spider assembly can be controlled.

Optionally, the alignment arrangement comprises a sensor for sensing the angular position of the top shell assembly.

Optionally, the one or more predetermined angular positions are determined based on the relative positions of the spider assembly and a feed source.

In this way, the position of the top shell can be adjusted such that the feed source is aligned with an opening in the spider assembly (i.e., between spider arms of the spider assembly). Accordingly, introduction of material into the crusher is optimized.

## BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Embodiments of the disclosure will now be described with reference to the accompanying drawings, in which:

FIG. 1 is a cross section view of a known type of cone crusher commonly referred to as a "spider crusher";

FIG. 2 is a cross section view of a cone crusher according to an embodiment of the disclosure;

FIG. 3 is a cross section view of a bearing assembly of the embodiment of FIG. 2; and

FIG. 4 is a top down cross section view of the embodiment of FIG. 2, illustrating a locking ring.

## DETAILED DESCRIPTION

An embodiment of a cone crusher **102** disclosed herein is illustrated in FIG. 2. The crusher **102** includes frame **104** having a top shell assembly **106** and a bottom shell assembly **108**. The crusher **102** comprises a main shaft **114** which is slideably supported by the frame **104**.

The top shell assembly **106** comprises a top shell frame **152** having an outer surface **106***a* and an inner surface **106***b*. Similarly, the bottom shell assembly **108** comprises a bottom shell frame **156** having an outer surface **108***a* and an inner surface **108***b*.

The top shell assembly **106** includes a spider assembly **116** having a central hub **130** for receiving a top end of the main shaft **114**. The bottom shell assembly **108** is configured to support a lower end of the main shaft **114** and includes a hydraulically actuated piston assembly **118** configured to raise and/or lower the main shaft **114** with respect to the frame **104**.

In the illustrated embodiment shown in FIG. 2, the top shell frame **152** and the spider assembly **116** are integrally formed. In some embodiments, the top shell frame and the spider assembly are separate components.

The crusher **102** includes a first crush surface **120** which is provided by the top shell assembly **106**. In the illustrated embodiment, the first crush surface **120** is carried by the inner surface **106***b* of the top shell frame **152**. In use, material fed into the crusher **102** is crushed against the first crush surface **120**. In the illustrated embodiment, the first crush surface **120** comprises a concave ring. The concave ring **120** is a wearable component and can be removed and replaced when it is worn out.

The crusher **102** also includes a crusher head assembly **112** carried by the main shaft **114**. The crusher head assembly **112** comprises a crusher head **154** and a second crush surface **122** against which material fed into the crusher **102** is crushed. In the illustrated embodiment, the second crush surface **122** comprises a mantle carried by the crusher head **154**, wherein the mantle **122** is a wearable component that can be removed and replaced when worn.

A crushing chamber **124** is defined between the crush surfaces, i.e., between the concave ring **120** and the mantle **122**. The crush surfaces **120**, **122** further define an opening **126** through which material leaves the crushing chamber **124** when the crusher **102** is in use.

The crusher **102** includes an adjustment arrangement **128** configured to adjust the position of the first crush surface **120** of the top shell assembly **106** (i.e., the concave ring **120**) with respect to the crusher head assembly **116**, and hence with respect to the second crush surface **122**.

As will be described in further detail below, the crusher head **112** is arranged to gyrate about an axis X, e.g., a longitudinal axis of the crusher **102**. The adjustment arrangement **128** is configured to adjust the angular position of the concave ring **120** with respect to the axis X. The adjustment arrangement **128** is also configured to adjust the axial position of the concave ring **120** with respect to the axis X.

In the illustrated embodiment, the adjustment arrangement **128** comprises a screw thread coupling between the top shell assembly **106** and the bottom shell assembly **108**. An inner thread **128***a* is arranged on the outer surface **106***a* of the

top shell frame **152** and an outer thread **128***b* is arranged on the inner surface **108***b* of the bottom shell frame **156**. In this way, unscrewing the top shell assembly **106** from the bottom shell assembly **108** enables the axial and angular position of the concave ring **120** to be adjusted.

As previously described, the bottom shell assembly **108** includes a hydraulically actuated piston assembly **118** configured to raise and/or lower the main shaft **114** with respect to the frame **104**. The piston assembly **118** includes a piston **132** which is moveable in a cylinder **133**. The lower end of the main shaft **114** is positioned above the piston **132**, such that actuation of the piston **132** results in raising/lowering of the main shaft **114**.

The hydraulically actuated piston assembly **118** also includes a relief device (not shown) for releasing the hydraulic pressure in the piston assembly **118** in the event that the pressure exceeds a predetermined threshold. In this way, the piston assembly **118** is configured to release the hydraulic support provided to the main shaft **114** when the pressure exceeds the predetermined threshold.

In exemplary embodiments, the relief device is configured to actuate when a predetermined force of between 50 and 500 bar is reached, for example between 50 and 300 bar, for example between 60 and 150 bar, for example between 70 and 100 bar.

In the illustrated embodiment, the crusher includes a locking mechanism **134** configured to prevent or inhibit movement of the concave ring **120** with respect to the bottom shell assembly **108**, e.g., by preventing or inhibiting movement of the top shell frame **152** with respect to the bottom shell assembly **108**. In this way, once the desired position of the concave ring **120** has been set, further movement of the concave ring **120** with respect to the bottom shell assembly **108** can be prevented or inhibited.

In the illustrated embodiment, the locking mechanism comprises a locking ring **134** having a threaded inner surface **134***a*, configured to engage with the outer thread **128***a* of the top shell frame **152**. When the top and bottom shell assemblies **106**, **108** are in the desired relative position, the locking ring **134** can be rotated down the outer thread **128***a* of the top shell frame **152** towards and into contact with the bottom shell frame **156**. Further rotation of the locking ring **134** causes the locking ring **134** to exert a force against the bottom shell frame **156**, thereby inhibiting rotation between the top and bottom shell assemblies **106**, **108**. The locking ring **134** can be thought of as a locking nut. In some embodiments, the locking ring **134** may exert a force on the bottom shell frame (to inhibit relative rotation of the shell assemblies) via an intermediate component, such that the locking ring and the bottom shell frame are not in direct contact.

FIG. 4 illustrates a top-down view of the locking ring **134**. As illustrated in FIG. 4, a series of hydraulic cylinders **158** are provided for rotating the locking ring **134** and tightening the locking ring **134** to exert force against the bottom shell frame **156**. The hydraulic cylinders **158** are not shown on FIG. 2 for clarity. In alternative embodiments, the locking ring **134** can be rotated via a gear drive or any other suitable means.

The locking ring **134** also acts to inhibit tilting of the top shell assembly **106** when the crusher **102** is in use. Since the main shaft **114** is supported by the spider assembly **116** of the top shell assembly **106**, rotation of the crusher head assembly **112** can cause forces to be applied to the top shell assembly **106** when the crusher **102** is in use, which can result in tilting of the top shell assembly **106**. The locking ring **134** acts to inhibit such tilting.

In alternative embodiments, the locking mechanism may comprise hydraulic jacks exerting a force which acts to push the upper and lower shell assemblies **106**, **108** apart (or towards each other) such that the threads **128***a*,*b* are forced against each other, inhibiting relative movement of the shells **106**, **108**. In alternative embodiments, any other suitable locking means can be used.

With reference to FIGS. 2 and 3, the bottom shell assembly **108** includes a central hub **136** for supporting a lower end of the main shaft **14**. An eccentric **138** is mounted on the lower end of the main shaft **114** and configured such that, in use, the eccentric **138** rotates eccentrically about the axis X, thereby causing gyration of the crusher head assembly **112** about the axis X. In some embodiments, the axis X is coaxial with a longitudinal axis of the crusher **102**.

Bearings **136***a*, *b* are provided between the eccentric **138** and the central hub **136**. These bearings comprise an upper bearing **136***a* and a lower bearing **136***b* provided between the eccentric **138** and the central hub **136** to support the main shaft **12**. In the illustrated embodiment, bearings **136***a*, *b* are roller bearings. In some embodiments, plain bearing (i.e., bushings) are used. In some embodiments, a single bearing is provided.

Additional bearing **140** is provided between the main shaft **114** and the eccentric **128**.

It will be appreciated by those skilled in the art that the spider assembly **116** comprises a series of spider arms **144** extending from the central hub **130** to an outer diameter of the spider assembly **116**. Gaps (not shown) are provided between the spider arms **144** and material to be crushed can be fed into the crush chamber **124** via one or more of these gaps.

In some embodiments, the crusher **102** includes an alignment arrangement **160***a*, *b* configured to restrict the angular position of the top shell assembly **106**, and hence the spider assembly **116**, to one of one or more predetermined angular positions, when the crusher **102** is in use.

In some embodiments, the alignment arrangement comprises a sensor **160***a* for sensing the angular position of the top shell assembly **106**. The sensor **160***a* may be mounted at any suitable location on the bottom shell assembly **108**. The sensor **160***a* may be configured to detect a feature of the top shell assembly **108** itself, and from this determine the angular position of the top shell assembly **106**. Alternatively, as is shown in FIG. 2, the top shell assembly **106** may comprise a target **160***b* configured to be detectable by the sensor **160***a*. Any suitable sensor and target **160***a*, *b* may be used.

The one or more predetermined angular positions may be determined based on the relative positions of the spider assembly **116** and a feed source (not shown). For example, the top shell assembly **106** may be positioned such that the or each feed source is aligned with one or more of the gaps between the spider arms **144** of the spider assembly **116**.

In use, material to be crushed is introduced into the crushing chamber **124**. As the crusher head assembly **112** gyrates about the longitudinal axis X, the mantle **122** is caused to gyrate relative to the concave ring **120**. In this way, material in the crushing chamber **124** is crushed against the mantle **122** and the concave ring **120** to create smaller pieces of material. When the pieces of material are small enough, they fall through the opening **126** between the crush surfaces **120**, **122**, leaving the crushing chamber **124**.

The spacing between the mantle **122** and concave ring **120** sets the size of material that is produced by the crusher **102**. The size of this spacing (i.e., opening **126**) is often referred to as the "Closed Side Setting (CSS)".

With reference to FIG. 2, the spacing between the mantle **122** and the concave ring **120** can be adjusted by movement of the piston **132** in the cylinder **133**. As the piston **132** is moved upwards, the main shaft **114**, and the crusher head assembly **112** carried by the main shaft **114**, are consequently also moved upwards due to the action of the piston **132**. In this way, the mantle **122** and concave ring **120** are brought towards each other, thereby reducing the spacing therebetween.

Advantageously, adjustment of the spacing between the mantle **122** and the concave ring **120** by movement of the piston **132** can be carried out during crushing.

As can be seen in FIG. 2, the spacing between the mantle **122** and the concave ring **120** can also be adjusted via the adjustment mechanism **128**. By rotating the top shell assembly **106** with respect to the bottom shell assembly **108**, the top shell assembly **106** can be screwed towards or away from the bottom shell assembly **108**. In this way, both the axial and angular position of the top shell assembly **106** with respect to the crusher head assembly **112** can be adjusted.

By making this adjustment, the spacing between the concave ring **120**, which is carried by the top shell frame **152**, and the mantle **122**, which is carried by the crusher head **154**, can be adjusted. This adjustment can be used to determine the size of material that is produced by the crusher **102** by setting the closed side setting. In some cases, adjustment of the position of the top shell assembly **106** with respect to the bottom shell assembly **108** can be made to maintain a predetermined closed side setting to compensate for wear of the mantle **122** and/or the concave ring **120**.

In exemplary embodiments, the concave ring **120** is carried by the top shell frame **152** such that the concave ring **120** is fixed for movement with the top frame assembly **106**.

In the illustrated embodiment, the adjustment arrangement **128** is configured to adjust the axial position of the concave ring **120** with respect to the longitudinal axis X by distance "A", which can be up to 125 mm. In alternative embodiments the adjustment arrangement may be configured to adjust the axial position of the concave ring by up to 500 mm, for example by up to 200 mm, for example by up to 150 mm. It will be appreciated that an adjustment arrangement configured to adjust the axial position of the concave ring by any desired amount can be provided.

Since the spacing between the crush surfaces **120**, **122** can be set or maintained, at least in part, by positioning the concave ring **120** via the adjustment mechanism **128**, the extent to which the crusher head assembly **112** needs to travel axially can be reduced, whilst still achieving the same degree of control of the spacing between the crush surfaces **120**, **122**. In other words, since the adjustment arrangement **128** is configured to move the concave ring **120** towards and away from the mantle **122**, the extent to which the mantle **122** needs to be moveable towards and away from the concave ring **120** can be reduced, whilst still achieving the same degree of control of the closed side setting as for a corresponding crusher of the type shown in FIG. 1.

Consequently, the distance through which the piston **132** needs to be moveable can be less in crushers disclosed herein as compared to a corresponding crusher of the type shown in FIG. 1.

In the illustrated embodiment, the distance through which the piston **132** is configured to move is up to 75 mm. By comparison, for an equivalent crusher of the type shown in FIG. 1, the piston must be able to move by up to 200 mm in order to achieve the same degree of control of the closed side setting.

Accordingly, the cylinder **133** can be of a shorter length as compared to an equivalent crusher of the type shown in FIG. 1. In the illustrated embodiment in FIG. 2, the cylinder **133** has an axial length of 375 mm. By comparison, a corresponding crusher of the type shown in FIG. 1 has a cylinder having an axial length of 500 mm.

These differences in the piston assembly **118** of the embodiment illustrated in FIG. 2 as compared to the piston assembly **18** of a corresponding crusher of the type shown in FIG. 1 leads to a reduction in the overall height of the crusher of 250 mm. In the illustrated embodiment, this reduction in overall height is achievable for a cone crusher having a mantle diameter of 1200 mm. It will be appreciated that different height savings will be achievable for different crusher configurations and sizes. However, for any size of crusher, cone crushers disclosed herein will have a reduced height as compared to an equivalent cone crusher of the type illustrated in FIG. 1.

Additionally, since the maximum travel distance of the main shaft **114** is reduced, a reduced clearance between an underside **146** of the central hub **130** of the spider assembly **116** and a top end of the main shaft **114** is required. This is illustrated by clearance "B" in FIG. 2. The clearance required will correspond to the maximum movement of the piston and so for the embodiment of FIG. 2 will be 75 mm. The corresponding clearance for an equivalent crusher **2** of the type shown in FIG. 1 is 200 mm (i.e., the maximum travel distance of the shaft **14**).

Similarly, since the maximum travel distance of the main shaft **114** is reduced, a clearance between an uppermost surface of the crusher head **148** and a lowermost surface **150** of the central hub **130** and/or spider assembly **116** can also be reduced. In the illustrated embodiment in FIG. 2, this is shown as clearance "C" and will also be 75 mm. The corresponding clearance for an equivalent crusher of the type shown in FIG. 1 is 200 mm (i.e., the maximum travel distance of the shaft **14**).

It will therefore be appreciated that a further reduction in the height of the crusher **102** is achieved. Accordingly, the total reduction in height of the crusher **102** as compared to an equivalent crusher of the type shown in FIG. 1 is 375 mm.

From the above it will be appreciated that, for a given reduction in the maximum distance through which the piston **132**/main shaft **114** can travel, a reduction in overall height of the crusher **102** equating to twice the reduction in the amount

of piston travel is achievable. Further, an additional reduction in height is achievable where there is a reduction in axial length of the cylinder **133**.

The overall height of the crusher illustrated in FIG. 2 is 3025 mm, whereas a corresponding crusher of the type shown in FIG. 1 is 3400 mm. Accordingly, an 11% reduction in the total height of the crusher is achievable. In some embodiments, the reduction in the total height of the crusher is in the range 5% to 25%, for example 7% to 15%. It will be appreciated that the illustrations in FIGS. 1 and 2 are not to scale.

In the illustrated embodiment in FIG. 2, the ratio of the mantle diameter (at its largest diameter) to overall height of the crusher is 1:2.5. By way of comparison, an equivalent crusher of the type shown in FIG. 1 has a mantle diameter to overall machine height ratio of 1:3.5. In some embodiments of crushers disclosed herein, this ratio is 1 to less than 3.5, for example, in the range of 1:2 to 1:3, for example 1:2.5. In the illustrated embodiments the mantle diameter is 1200 mm.

Again, it will be appreciated that the height savings achievable by crushers disclosed herein depend on the configuration and size of the crusher. However, for any size of crusher, cone crushers disclosed herein can have a reduced height as compared to an equivalent cone crusher of the type illustrated in FIG. 1.

Further, adjustment of the position of the concave ring **120** via the adjustment arrangement **128** has the benefit of enabling adjustment of the angular position of the concave ring **120** with respect to the axis X to be achieved. This enables control of the wear of the concave ring **120** to avoid uneven wear, and so increases the life span of the concave ring **120**.

With reference to FIG. 3, since the main shaft **144** of the illustrated embodiment is moveable through a reduced distance, the upper and lower bearings **136***a*, **136***b*, can be spaced closer together as compared to the corresponding arrangement of FIG. 1. This allows for a reduction in component height, which may translate to a reduction in machine height. In embodiments comprising a single bearing between the eccentric **138** and the central hub **136**, a reduction in the height of the bearing may also be achieved.

Although the invention has been described in relation to one or more embodiments, it will be appreciated that various changes or modifications can be made without departing from the scope of the disclosure as described in the appended claims. For example, it will be appreciated that cone crushers disclosed herein may have any suitable size or dimensions.

**Claims**

1. A cone crusher comprising a frame having a top shell assembly and a bottom shell assembly, and a crusher main shaft slidably supported by the frame; the top shell assembly comprising a spider assembly having a central hub for receiving a top end of the main shaft of the crusher; the bottom shell assembly comprising a hydraulically operated piston assembly configured to raise and/or lower the main shaft with respect to the frame; the top shell assembly further comprising a first crush surface; the crusher further comprising a crusher head assembly supported by the main shaft, the crusher head assembly comprising a second crush surface, wherein the first and second crush surfaces define therebetween a crushing chamber and an opening through which material leaves the crushing chamber when the crusher is in use; wherein the crusher further comprises an adjustment arrangement configured to adjust position of the first crush surface.

2. The cone crusher according to claim 1, wherein the crusher head assembly is configured to gyrate about an axis, and the adjustment arrangement is configured to adjust angular position of the first crush surface with respect to the axis.

3. The cone crusher according to claim 1, wherein the crusher head assembly is configured to gyrate about an axis, and the adjustment arrangement is configured to adjust axial position of the first crush surface with respect to the axis.

4. The cone crusher according to claim 3, wherein the adjustment arrangement is configured to adjust the axial position of the first crush surface with respect to the axis by up to 500 mm.

5. The cone crusher according to claim 1, wherein the adjustment arrangement comprises a screw thread coupling between the top shell assembly and the bottom shell assembly.

6. The cone crusher according to claim 5, wherein the screw thread coupling comprises an inner thread arranged on an outer surface of the top shell assembly and an outer thread arranged on an inner surface of the bottom shell assembly.

7. The cone crusher according to claim 1, wherein the hydraulically operated piston assembly comprises a relief device for releasing hydraulic pressure in the piston assembly in the event that the pressure exceeds a predetermined threshold.

8. The cone crusher according to claim 1, wherein the piston assembly comprises a piston moveable in a cylinder, wherein the piston is configured to raise and/or lower the main shaft with respect to the frame, and wherein the cylinder has a length of less than 1000 mm.

9. The cone crusher according to claim 1, wherein maximum vertical distance through which the main shaft can be raised and/or lowered is less than 500 mm.

10. The cone crusher according to claim 1, wherein, when the main shaft is in a fully retracted position (i.e., away from the spider assembly), a clearance is defined between a top end of the main shaft and an underside of the central hub directly above the top end of the main shaft when the crusher is in use, the clearance being less than 500 mm.

11. The cone crusher according to claim 1, wherein, when the main shaft is in a fully retracted position (i.e., away from the spider assembly), a clearance is defined between an uppermost surface of the crusher head and a lower surface of the central hub directly above the uppermost surface of the crusher head, the clearance being less than 200 mm.

12. The cone crusher according to claim 1, wherein the second crush surface comprises a mantle having a diameter at its widest point in the range of 750 mm to 3000 mm.

13. The cone crusher according to claim 1, wherein the second crush surface comprises a mantle and the ratio of the mantle diameter to overall height of the crusher is 1 to less than 3.5.

14. The cone crusher according to claim 1, wherein overall height of the crusher is in the range 2500 mm to 5000 mm.

15. The cone crusher according to claim 1, further comprising a locking mechanism which is configured to prevent or inhibit movement of the first crush surface.

16. The cone crusher according to claim 15, wherein the adjustment arrangement comprises a screw thread coupling between the top shell assembly and the bottom shell assembly, and wherein the locking mechanism comprises a threaded ring configured to be threaded onto the screw thread coupling such that the threaded ring can be tightened to exert a force against the top shell assembly or bottom shell assembly.

17. The cone crusher according to claim 1, wherein the bottom shell assembly comprises a central hub for supporting a lower end of the main shaft of the crusher, wherein an eccentric is mounted on the lower end of the main shaft and configured such that, in use, the eccentric rotates eccentrically about an axis causing gyration of the crusher head, and wherein bearings are provided between the eccentric and the central hub.

18. The cone crusher according to claim 1, wherein the crusher head assembly is configured to gyrate about an axis, and the adjustment arrangement is

configured to adjust angular position of the first crush surface with respect to the axis by adjusting angular position of the top shell assembly.

19. The cone crusher according to claim 18, wherein the crusher comprises an alignment arrangement configured to restrict an angular position of the top shell assembly to one of one or more predetermined angular positions, when the crusher is in use.

20. The cone crusher according to claim 19, wherein the one or more predetermined angular positions are determined based on relative positions of the spider assembly and a feed source.

**Patent History**
**Publication number**: 20210245166
**Type:** Application
**Filed**: Oct 23, 2020
**Publication Date**: Aug 12, 2021
**Applicant**: TEREX GB LIMITED (Leicestershire)
**Inventor**: Ian BOAST (Leicestershire)
**Application Number**: 17/078,526
**Classifications**
**International Classification**: B02C 2/04 (20060101);

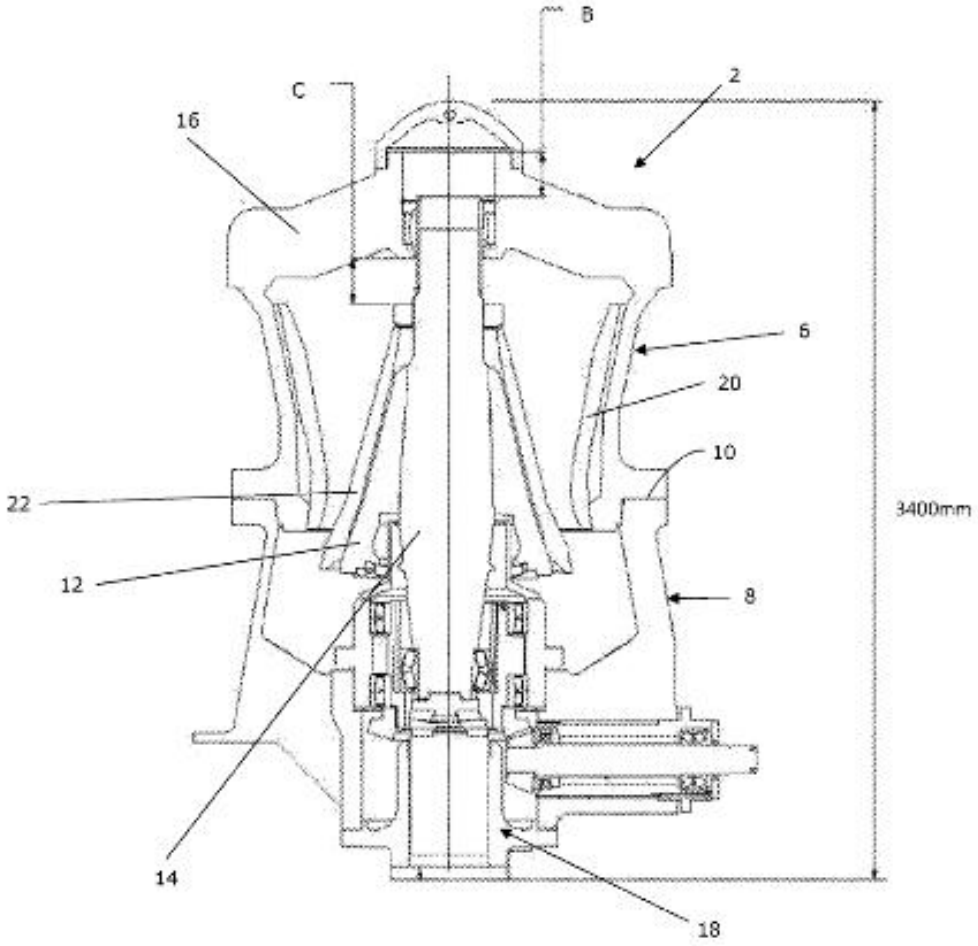



Figure 1

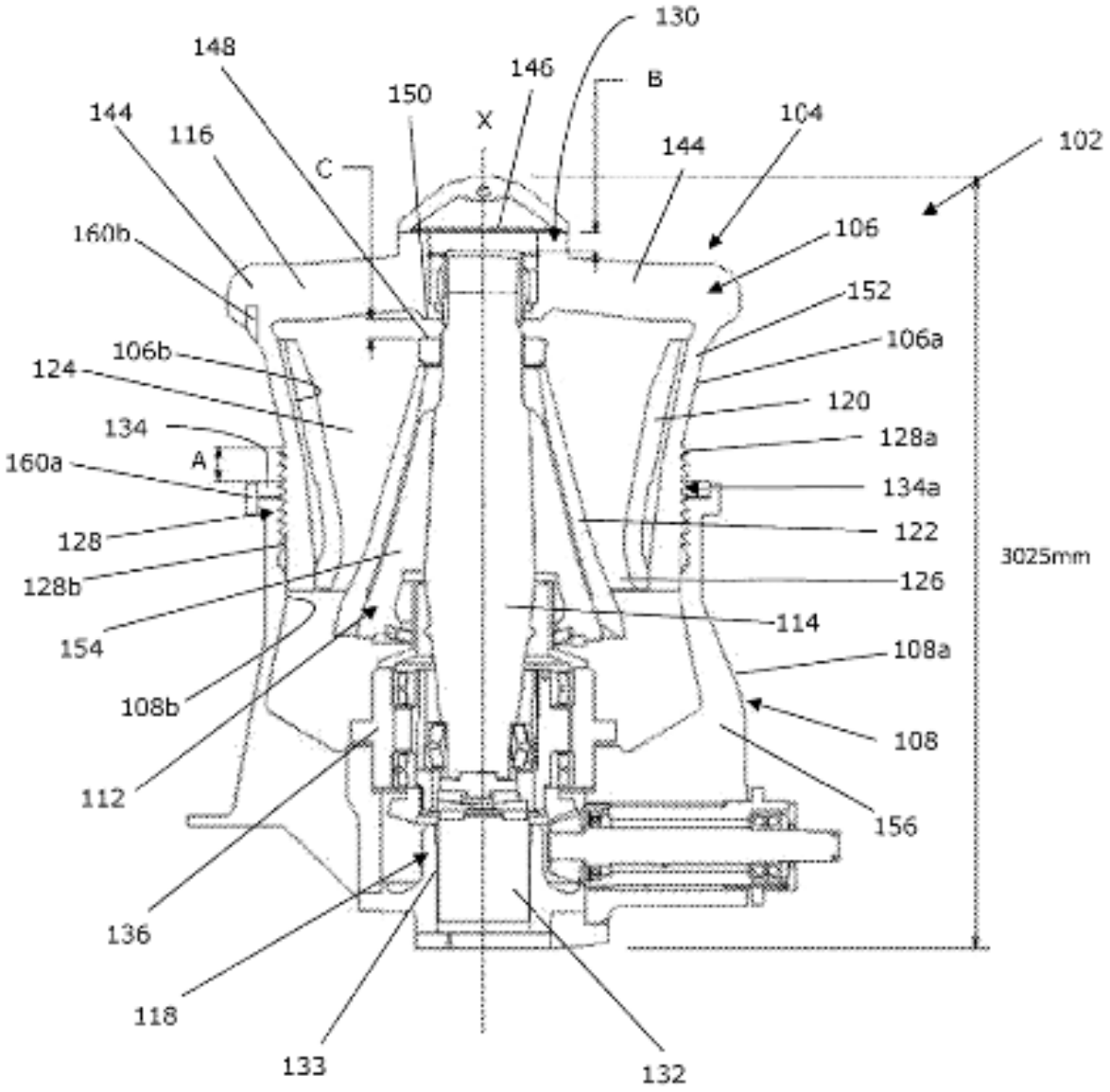

130
148
146
B
150
X
144
104
102
116
C
144
160b
106
152
106a
106b
124
120
134
128a
A
160a
134a
122
128
3025mm
128b
126
154
114
108a
108b
108
112
156
136
118
133
132

Figure 2

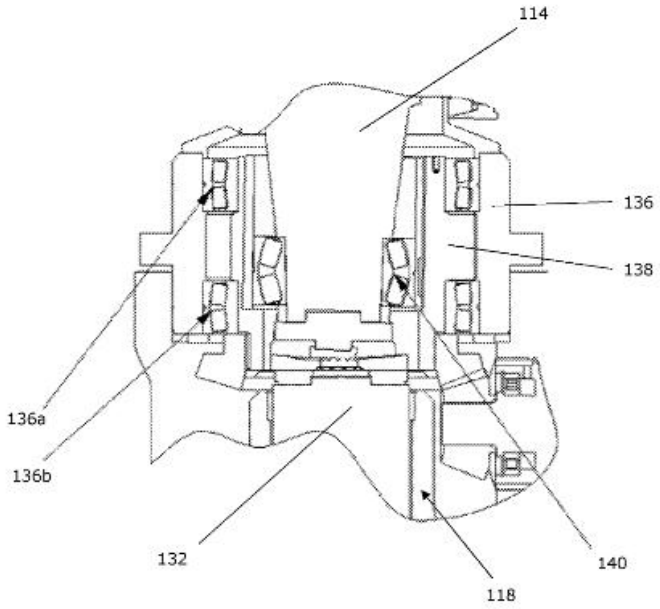



Figure 3

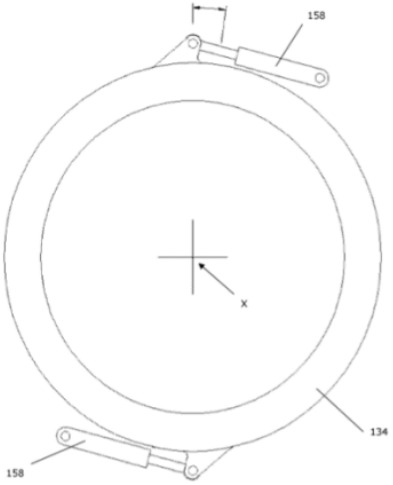



Figure 4

Додаток В

| Форм. | Зона | Поз. | Позначення | Найменування | Кіл | Примітка |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | |
| | | | | Документація | | |
| | | | | | | |
| А3 | | | ЛП91.021113.000–70ВЗ | Креслення загального виду | 1 | |
| | | | | | | |
| | | | | Деталі | | |
| | | | | | | |
| | | 1 | | Траверса нижня | 1 | |
| | | 2 | | Рухомий конус | 1 | |
| | | 3 | | Траверса верхня | 1 | |
| | | 4 | | Механізм регулювання подрібнюючого зазору | 1 | |
| | | 5 | | Ексцентрик | 1 | |
| | | 6 | | Футеровка рухомого конусу | 1 | |
| | | 7 | | Подрібнюючий конус | 1 | |
| | | 8 | | Вал ексцентрик | 1 | |
| | | 9 | | Гайка регулювання розвантажувальної щілини | 1 | |
| | | 10 | | Футеровка рухомого конусу | 1 | |
| | | 11 | | Ковпак | 1 | |
| | | 12 | | Конічна шестерня | 1 | |
| | | 13 | | Зубчасте колесо | 1 | |
| | | 14 | | Приводний вал | 1 | |
| | | 15 | | Стальний корпус | 1 | |
| | | 16 | | Ущільнюючий конус | 1 | |
| | | 17 | | Пружинна втулково-пальцева муфта | 1 | |
| | | 18 | | Приводний шків | 1 | |
| | | 19 | | Опори | 2 | |
| | | 20 | | Втулка | 1 | |
| | | 21 | | Цинковий сплав | 1 | |
| | | 22 | | Болт М20 х 115 ГОСТ 7798-70 | 20 | |
| | | 23 | | Гайка | 20 | |
| | | 24 | | Підшипник ковзання | 24 | |
| | | | | | | |

Акт
Чтоб
ком

| Форм. | Зона | Поз. | Позначення | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 21 | | Цинковий сплав | 1 | |
| | | 22 | | Болт М20 х 115 ГОСТ 7798-70 | 20 | |
| | | 23 | | Гайка | 20 | |
| | | 24 | | Підшипник ковзання | 24 | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

Активац
Чтобы акти
компьютер